

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«ДОНБАССКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

На правах рукописи

МУЛОВ ДМИТРИЙ ВАЛЕРЬЕВИЧ

**РАЗРАБОТКА И ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ВИБРОЗАЩИТЫ
ПНЕВМАТИЧЕСКИХ ОТБОЙНЫХ МОЛОТКОВ**

Специальность 05.02.13 – Машины, агрегаты
и процессы (по отраслям)

Диссертация на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Научный руководитель:
Вишневский Дмитрий Александрович,
доктор технических наук, доцент

Алчевск – 2023

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	5
РАЗДЕЛ 1 СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА, ЦЕЛЬ И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ.....	13
1.1 Состояние вопроса борьбы с вибрацией пневматических отбойных молотков.....	14
1.2 Нормирование параметров локальной вибрации и уровни вибраций отбойных молотков.....	21
1.3 Анализ способов и средств снижения вибраций отбойных молотков.....	25
1.4 Анализ НИР, посвященных исследованию вибраций в системе «оператор – пневматический отбойный молоток».....	33
1.5 Цель и задачи исследования.....	44
Выводы по разделу.....	46
РАЗДЕЛ 2 ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В ПНЕВМАТИЧЕСКИХ ОТБОЙНЫХ МОЛОТКАХ.....	48
2.1 Математическая модель пневматического отбойного молотка типа МО, установленного на стандартном стенде.....	49
2.2 Математическая модель установленного на стандартном стенде пневматического отбойного молотка с обособленным стволом и кольцевыми канатными виброизоляторами.....	63
2.3 Результаты моделирования отбойных молотков, установленных на стандартном стенде.....	79
2.3.1 Моделирование серийного отбойного молотка.....	79
2.3.2 Моделирование отбойного молотка с обособленным стволом и кольцевыми канатными виброизоляторами.....	87
2.4 Математические модели отбойных молотков на стенде, имитирующем реальные условия эксплуатации.....	97

Выводы по разделу 2	105
РАЗДЕЛ 3 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ КОЛЬЦЕВЫХ КАНАТНЫХ ВИБРОИЗОЛЯТОРОВ И ВИБРОЗАЩИТЫ ОТБойНЫХ МОЛОТКОВ С ОБОСОБЛЕННЫМ СТВОЛОМ НА ИХ ОСНОВЕ	108
3.1 Методика проведения экспериментальных исследований	109
3.2 Оборудование для исследования кольцевых канатных виброизоляторов и отбойных молотков	115
3.3 Результаты статических и динамических испытаний кольцевых канатных виброизоляторов	123
3.4 Экспериментальные исследования вибрационных параметров отбойных молотков	134
3.5 Оценка эффективности применения отбойного молотка с обособленным стволом и кольцевыми канатными виброизоляторами ..	136
3.6 Проверка адекватности результатов теоретических и экспериментальных исследований	143
Выводы по разделу 3	145
РАЗДЕЛ 4 РАЗРАБОТКА КОНСТРУКЦИИ И МЕТОДИКИ РАСЧЕТА ВИБРОЗАЩИТЫ ПНЕВМАТИЧЕСКОГО ОТБойНОГО МОЛОТКА С ОБОСОБЛЕННЫМ СТВОЛОМ И КОЛЬЦЕВЫМИ КАНАТНЫМИ ВИБРОИЗОЛЯТОРАМИ	147
4.1 Конструкция и технология изготовления кольцевых канатных виброизоляторов	148
4.2 Конструкция пневматического отбойного молотка с обособленным стволом и кольцевыми канатными виброизоляторами	151
4.3 Основные положения методики расчета виброзащиты пневматических отбойных молотков с частично обособленным стволом и кольцевыми канатными виброизоляторами	161
4.4 Расчет предполагаемого социально-экономического эффекта от внедрения отбойного молотка с обособленным стволом и кольцевыми канатными виброизоляторами	164

4.4.1 Оценка социальной эффективности средств виброзащиты	164
4.4.2 Расчет экономической эффективности внедрения средств виброзащиты.....	168
Выводы по разделу 4	171
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	172
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ	174
Приложение А Технические характеристики пневматических отбойных молотков	189
Приложение Б Титульный лист Методики расчета виброзащиты пневматических отбойных молотков с частично обособленным стволом и кольцевыми канатными виброизоляторами.....	193
Приложение В Акты использования результатов диссертационной работы.....	194

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы исследования. Ручные ударные машины, в том числе пневматические отбойные молотки (ПОМ), широко применяются для механизации ручного труда в горной, строительной, машиностроительной промышленности, на объектах коммунального хозяйства и во многих других отраслях производства. Только на промышленных предприятиях Донбасса в ежегодном пользовании находится до 5000 единиц ПОМ. К достоинствам машин данного класса следует отнести простоту конструкции, надежность в работе и способность развивать при небольшом весе значительную мощность и энергию удара. Эти положительные качества ручных ударных машин обеспечивают экономическую целесообразность их применения.

Вместе с тем, воздействие исполнительных органов ручных ударных машин на объекты обработки имеет резко выраженный динамический характер, а их работа сопровождается непрерывной вибрацией и резким шумом. До 90 % молотков, эксплуатируемых в различных отраслях производства, имеют уровень вибраций, превышающий допустимые санитарные нормы. В результате длительной работы таким инструментом у работающих появляются профессиональные заболевания, приводящие в ряде случаев к инвалидности. При существующей мировой тенденции повышения мощности ударных машин опасность возникновения вибрационной болезни операторов резко возрастает. Статистика несчастных случаев за период с 2016 по 2020 год показала, что 70 % виброзаболеваний возникает вследствие работы с ПОМ.

Приходящаяся на единицу массы мощность ручных ударных машин во много раз больше, чем у стационарных машин аналогичного назначения (в 10 ... 30 раз). По мере совершенствования и разработки новых образцов ручных ударных машин возрастает интенсивность их работы, что необходимо для повышения производительности труда при строго ограниченной массе машин. Одновременно все больше ужесточаются требования к гигиеническим нормам вибрации, воспринимаемой руками оператора.

В настоящее время достигнуты значительные успехи в части улучшения условий труда рабочих, использующих ПОМ. Однако выпускаемые заводами современные ПОМ все еще не удовлетворяют в полной мере санитарным нормам по вибрации (СН 2.2.4/2.1.8.566-96) и не обеспечивают требуемой производительности труда.

Изложенное показывает большое значение и особую сложность задач обеспечения вибрационной безопасности ПОМ.

Степень разработанности научной проблемы. Теоретическим и экспериментальным исследованиям ПОМ и, в частности, их виброзащите посвящены труды ведущих ученых и инженеров Российской Федерации и Беларуси: П. М. Алабужева, Е. В. Александрова, О. Д. Алимова, И. А. Бегагоена, В. И. Быкова, А. М. Васильева, Е. В. Герца, В. Ф. Горбунова, Б. С. Доброборского, А. Г. Дядюры, В. А. Кашаева, В. В. Козлова, В. И. Копытова, Г. В. Крейнина, Н. А. Клушина, Б. Л. Осетинского, А. М. Петреева, Ю. Н. Попова, И. Г. Резникова, Н. Н. Снежкова, Г. А. Советова, В. Б. Соколинского, Б. В. Суднишникова, А. В. Триханова, В. В. Юшина, Д. З. Ямпольского и других.

Несмотря на значительный объем проведенных исследований, динамические процессы в отбойных молотках остаются недостаточно изученными, а способы и средства защиты молотков от вибраций имеют ряд недостатков. Простые, легко обнаруживаемые решения практически полностью исчерпаны. Поэтому поиск новых структурных и конструктивных решений, направленных на повышение эффективности виброзащиты ПОМ при сохранении их производительности, остается актуальной научной и практической задачей.

Объект исследования – динамические процессы, протекающие в пневматических отбойных молотках с виброзащитой.

Предмет исследования – параметры виброзащиты пневматических отбойных молотков с обособленным стволом и кольцевыми канатными виброизоляторами.

Цель и задачи исследования.

Цель работы – повышение эффективности виброзащиты пневматических отбойных молотков за счет обособления ствола, применения кольцевых канатных виброизоляторов и обоснования ее параметров на основе исследования динамических процессов в молотках.

Для достижения поставленной цели сформулированы следующие основные **задачи исследования:**

– выполнить анализ основных источников возникновения вибраций в ПОМ, а также упругих элементов, используемых в качестве средств виброзащиты. Обосновать возможности снижения вибраций за счет обособления ствола и применения кольцевых канатных виброизоляторов (ККВ) в узлах сопряжения конструктивных элементов молотка;

– провести теоретические исследования динамических процессов в системе «испытательный стенд – пневматический отбойный молоток» для обоснования преимуществ молотка с обособленным стволом (ОС) и ККВ по сравнению с серийно выпускаемыми молотками типа МО. Установить диапазон рациональных значений параметров ККВ, обеспечивающих минимальные значения показателей вибрации;

– провести комплекс экспериментальных исследований для обоснования параметров виброзащиты и установления адекватности математической модели и эффективности виброзащиты ПОМ с ОС и ККВ;

– разработать методику расчета виброзащиты ПОМ с ОС и ККВ, а также рекомендации по совершенствованию структуры и конструкции молотков.

Научная новизна.

1. Впервые разработаны математические модели систем «испытательный стенд – пневматический отбойный молоток» и произведено компьютерное моделирование динамических процессов в системах с базовым молотком типа МО и с аналогичным молотком, в котором применяются виброзащита с ККВ и частично обособленным стволом.

2. Впервые установлены зависимости действующих значений виброскорости и виброускорения рукоятки ПОМ с ОС от коэффициентов жесткости амортизирующей пружины и ККВ, а также область рациональных значений этих коэффициентов жесткости, обеспечивающих минимальные действующие значения виброскорости и виброускорения рукоятки.

3. Впервые экспериментально установлены зависимости геометрических параметров ККВ от их динамических свойств, а также значения этих геометрических параметров, обусловленные технологией изготовления ККВ и отвечающие области рациональных значений их динамических параметров, при которых обеспечиваются минимальные действующие значения виброскорости и виброускорения ПОМ с частично обособленным стволом.

4. Впервые обоснована возможность существенного снижения уровня вибраций ПОМ, в конструкции которых рукоятка и корпус совмещены конструктивно, причем обособленный ствол воспринимает часть статического напорного усилия от рукоятки, а элементы виброзащиты между сопрягаемыми поверхностями узлов машины представляют собой пакеты из последовательно расположенных модулей с ККВ.

Теоретическая и практическая значимость работы:

1. Разработаны математические модели систем «испытательный стенд – пневматический отбойный молоток», с различными типами испытательных стендов и молотков, в том числе с ОС и ККВ, позволяющих исследовать динамические процессы в системах при различных значениях их конструктивных параметров; в результате анализа результатов моделирования сформулированы требования к ККВ и виброзащите молотков с ОС и ККВ.

2. Разработана методика расчета виброзащитной системы ПОМ с частично обособленным стволом и ККВ, производимого на стадии проектирования молотка и (или) на стадии адаптации к конкретным условиям эксплуатации.

3. Разработаны конструкция и технология изготовления ККВ, а также их параметрический ряд, удовлетворяющий потребностям в них при проектировании и эксплуатации ПОМ.

4. Созданы опытный образец ПОМ с ОС и виброзащитной системой с ККВ, а также стенд для исследования ПОМ, отличительной особенностью которого, является возможность регулирования положения молотка в пространстве и варьирования объектов разрушения с различными прочностными и динамическими характеристиками, чем обеспечивается проведение исследований в условиях приближенных к производственным.

5. Предложена и научно обоснована конструкция ПОМ, отличающаяся от конструкции базового молотка типа МО тем, что рукоятка и корпус связаны кинематически, причем обособленный ствол воспринимает часть статического напорного усилия от рукоятки, а элементы виброзащиты, расположенные между сопрягаемыми поверхностями узлов машины, представляют собой пакеты из последовательно устанавливаемых модулей с ККВ.

Методология и методы исследования. Теоретические исследования выполнены с применением методов математического моделирования, методов расчета динамических систем с упруго-демпфирующими элементами, а также на основе фундаментальных положений динамики машин и теории виброударозащиты. Экспериментальные исследования динамики работы ударной машины с предложенной виброзащитной системой проводились на специально разработанном стенде современными методами и средствами электрических измерений. Обработка результатов экспериментальных исследований проводилась методами математической статистики. Адекватность разработанных математических моделей оценивалась путем сравнительного анализа результатов моделирования с опытными данными.

Положения, выносимые на защиту:

1. Математические модели динамических процессов в системе «испытательный стенд – пневматический отбойный молоток», позволяющие установить взаимосвязь динамических параметров ККВ в ПОМ с обособленным стволом с действующими значениями виброскорости и виброускорения для обоснования преимущества таких молотков в части вибраций над серийными молотками типа МО.

2. Зависимости действующих значений виброускорения и виброскорости рукояти установленного на стандартном испытательном стенде ПОМ с частично обособленным стволом от коэффициентов жесткости амортизирующей пружины и ККВ представляют собой вогнутые функции, причем минимальные значения показателей вибрации достигаются при коэффициентах жесткости амортизирующей пружины, равных $5 \cdot 10^4 \dots 9 \cdot 10^4$ Н/м, и коэффициентах жесткости ККВ из области значений $9 \cdot 10^4 \dots 1,1 \cdot 10^5$ Н/м.

3. Частичное обособление ствола, применение амортизационной пружины в корпусе и ККВ в системе виброзащиты ПОМ, разрабатываемых на базе молотков типа МО, позволяет эффективно снижать уровень вибраций, например, при установке молотка на стандартном испытательном стенде действующие значения виброскорости – в 1,1 ... 1,4 раз, а виброускорения – в 1,6 ... 1,8 раз, при установке на испытательном стенде конструкции ДонГТУ действующие значения виброскорости – в 2,2 ... 3,9 раз, а виброускорения – в 2,4 ... 3,7 раз.

4. Коэффициент жесткости ККВ линейно возрастает по мере увеличения их диаметра, а также при увеличении диаметра плетения, причем области рациональных значений коэффициента жесткости ККВ, при которых обеспечиваются минимальные значения действующих вибраций в ПОМ и выполняются условия технологии изготовления ККВ, отвечают значения диаметра ККВ 41, 43, 46 мм и значения диаметра плетения 3,5, 5 и 8 мм в различных сочетаниях.

Соответствие паспорту специальности. Диссертация соответствует паспорту специальности 05.02.13 – Машины, агрегаты и процессы (по отраслям).

Степень достоверности и апробация результатов. Основные положения диссертационной работы и её отдельные разделы докладывались и обсуждались на: VI, VII и VIII Международных научно-технических конференциях «Горная энергомеханика и автоматика» (г. Донецк, 2006 – 2008 г.); Международной научно-технической конференции «Интегрированные системы управления в горно-металлургическом комплексе» (г. Кривой Рог, 2007 г.); Международной научно-практической конференции молодых ученых, аспирантов и студентов

«Перспективы освоения подземного пространства» (г. Днепропетровск, 2007 г.); Всеукраинской научно-технической конференции студентов и молодых ученых «Молодая академия» (г. Днепропетровск, 2008 г.); Международных научно-практических конференциях «Форум горняков» (г. Днепропетровск, 2008, 2010 г.); Международной научно-технической конференции «Мехатронное горное оборудование – 2010» (г. Донецк, 2010 г.); VIII Международной научно-технической конференции молодых ученых «Проблемы энергосбережения и механизации в горно-металлургическом комплексе» (г. Кривой Рог, 2012 г.); Международной научно-технической конференции посвященной 80-летию Днепропетровской области и 90-летию ГВУЗ «КНУ» «Устойчивое развитие промышленности и общества» (г. Кривой Рог, 2012 г.); VII научно-практической конференции «Донбасс-2022: перспективы развития глазами молодых ученых» (г. Донецк, 2014 г.); II, III, V, VI и VII Международных научно-технических конференциях «Пути совершенствования технологических процессов и оборудования промышленного производства» (г. Алчевск, 2017 – 2022 г.).

Личный вклад автора состоит в формировании целей и задач исследований, научных положений и выводов; проведении теоретических исследований динамических процессов в системах «испытательный стенд – пневматический отбойный молоток» и установлении рациональных значений динамических параметров элементов виброзащиты молотков с ОС и ККВ; проведении сравнительного анализа показателей вибрации серийных молотков типа МО и молотков с ОС и ККВ; выполнении экспериментальных исследований ККВ и обосновании их геометрических параметров; разработке конструктивной схемы и системы виброзащиты молотков с ОС и ККВ; изготовлении и испытании экспериментального образца молотка с ОС и ККВ; разработке методики расчета виброзащиты молотка с частично обособленным стволом и ККВ.

Результаты диссертационной работы: Рекомендации по совершенствованию структуры серийных отбойных молотков типа МО, которые заключаются в частичном обособлении ствола и применении в системе виброзащиты модулей с кольцевыми канатными виброизоляторами, а также

«Методика расчета виброзащиты пневматических отбойных молотков с частично обособленным стволом и кольцевыми канатными виброизоляторами», основой, которой является компьютерное моделирование динамических процессов в молотке, принятые к рассмотрению руководством Государственного унитарного предприятия Луганской Народной Республики «Луганский научно-исследовательский и проектно-конструкторский институт по качеству и обогащению углей».

Материалы диссертации отражены в двух учебных пособиях [1, 2], допущенных Федеральным учебно-методическим объединением в качестве учебного пособия, и используются в учебном процессе на кафедре «Горная энергомеханика и оборудование» ФГБОУ ВО «ДонГТУ».

Публикации. Основные положения исследования отражены в 26 печатных работах, из них: 2 учебных пособия, 10 статей, опубликованных в рецензируемых научных журналах и изданиях, утвержденных ВАК ЛНР и РФ, 3 статьи в профессиональных журналах и сборниках, 2 патента на полезную модель и 9 публикаций – материалы научных конференций, из них 7 международных.

Структура и объем диссертации. Диссертация состоит из введения, четырех разделов, заключения, списка литературы из 109 наименований и 3 приложений. Общий объем диссертации – 195 страниц, 71 рисунок и 19 таблиц.

РАЗДЕЛ 1

СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА, ЦЕЛЬ И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ

Целью настоящего раздела является анализ проблемы вибраций пневматических отбойных молотков, в частности: причин их возникновения, способов и средств снижения виброактивности и виброзащиты, научных достижений в данной области.

В п. 1.1 при рассмотрении технических характеристик, конструктивных особенностей современных пневматических отбойных молотков и причин возникновения в них вибраций обращено внимание на тенденции к созданию молотков с обособленным стволом.

В п. 1.2 установлено, что при существующих способах и средствах виброзащиты вибрации серийно выпускаемых отбойных молотков превышают санитарные нормы.

В п. 1.3 проведен анализ направлений совершенствования способов борьбы с вибрацией и конструктивных элементов, применяемых в качестве средств вибрационной защиты отбойных молотков. Наиболее перспективными представляются средства защиты с упруго-вязкими элементами, в частности с тросовыми.

Методы исследования вибраций в системе «оператор – пневматический отбойный молоток – обрабатываемая среда», результаты теоретических и экспериментальных исследований отражены в п. 1.4. Отмечается, что отсутствие экспериментально-теоретического обоснование эффективности, методик расчета и рекомендаций по определению параметров молотков с обособленным стволом и тросовыми элементами виброзащиты, сдерживает их практическое применение.

В разделе 1.5 сформулированы цель и задачи настоящего исследования.

Материалы раздела отражены в публикациях [3, 4] с участием автора.

1.1 Состояние вопроса борьбы с вибрацией пневматических отбойных молотков

ПОМ являются ручными машинами ударного действия и используются в горном деле, при строительных и дорожных работах. Молотки предназначены для добычи мягких руд, глины, сланца, отбойки угля различной крепости, разрыхления твердого и промерзшего грунта, пробивки проемов и отверстий в кирпичных стенах зданий, разборки кирпичных кладок, раскалывания льда и пр.

В горном деле молотки используют в подземных выработках и на поверхности шахт и рудников, на подземных работах – при проходке, на вспомогательных работах при выполнении концевых операций в механизированных лавах, а также в очистных забоях (на шахтах Центрального района Донбасса из-за сложности горно-геологических условий залегания крутопадающих пластов почти 70 % добычи угля обеспечивается отбойными молотками).

ПОМ, широко применяемые в промышленности Донбасса, позволяют механизировать многие трудоёмкие технологические процессы и увеличить в 4 ... 10 раз производительность по сравнению с ручным трудом при одновременном повышении качества выполняемых работ.

По энергии единичного удара, частоте ударов (определяемой при номинальном давлении 0,5 МПа), массе и длине молотки традиционно подразделяют на четыре типоразмера, как показано в приложении А.1.

При добыче глины, мягких руд, раскалывании льда используют молотки первого типоразмера. При добыче мягких углей и углей средней крепости применяют молотки второго типоразмера. На работах, где требуется сравнительно большая энергия удара, например, при проходке, при разрушении бетона и скальных пород, применяют молотки третьего и четвертого типоразмеров.

В Российской Федерации отбойные молотки серийно выпускаются следующими производителями: ОАО «Томский электромеханический завод

им. В. В. Вахрушева» (серия «МО»), ООО «Томский завод Кузнецова» (серия «МОП»), ООО «Завод строительного оборудования» (г. Углич, серии «М», «МО», «МП», «МС»), ООО ПК «СТИН» (г. Белорецк, марка ИП-4613МО), ООО «Промтехостнастка» (г. Череповец, марка МС-2Б) и др.

Из иностранных фирм на российском рынке представлены: Atlas Copco (Швеция, серия «ТЕХ») и ТОКУ (Япония, марка ТСА). В большом ассортименте также на рынке присутствуют молотки китайского производства: более десятка производителей, выпускающих как оригинальные молотки МО-2К (МО-2КА, 2КА, ОМП-815М), так и различные модификации современных отечественных молотков серии «МО» и «МОП» («МП»), а также молотки серии «М», конструкция которых аналогична конструкции молотков МО-2, МО-3.

Российскими производителями серийно выпускается 60 ... 70 тысяч молотков в год, примерно столько же ввозится в РФ из КНР; доля западноевропейских и японских молотков сравнительно невелика.

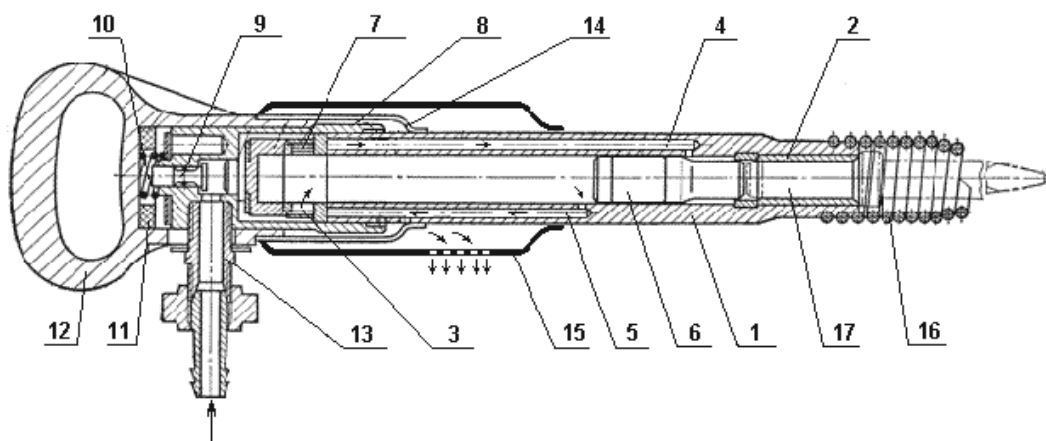
Характеристики молотков отечественных производителей представлены в приложении А.2, характеристики молотков производства КНР – в приложении А.3, а характеристики западноевропейских и японских фирм – в приложении А.4 (данные приведены согласно паспортам и руководствам по эксплуатации соответствующих марок машин).

Отечественные и китайские молотки различных производителей близки не только по параметрам, но и по конструкции; в основном они копируют типоразмерный ряд молотков ОАО «ТЭМЗ им. В. В. Вахрушева» с диаметром центрального канала ствола 32 мм и механизмом воздухораспределения с дисковым («пятакowym») клапаном. Исключение составляют молотки ИП-4613МО (центральный канал 34 мм) и молоток МО-2К, конструкция которого аналогична молоткам ОМСП (ударник массой 850 г, диаметр центрального канала – 38 мм, механизм воздухораспределения – золотниковый). Модель ОМСП имела высокую вибрацию и снята с производства; ей на смену пришли молотки МО-9 и МО-10 с виброзащитой, а затем – со сниженной в 2 раза вибрацией молотки МО-6П, МО-6ПМ, в 2 раза меньшие по массе.

Молотки западноевропейских и японских фирм («Atlas Copco» и «TOKU»), близких к отечественным молоткам по массогабаритным характеристикам, имеют меньшую на 25 ... 50 % энергию удара и ударную мощность. Молотки снабжены весьма эффективным глушителем шума, обеспечивающим низкий уровень шума выхлопа (по данным производителей скорректированный уровень звуковой мощности – до 102 дБА). В отличие от отечественных молотков, глушитель шума является прочным и несъемным и имеет большой срок службы; в отечественных и китайских молотках глушитель шума, изготовленный из пластика, часто выходит из строя после нескольких часов работы.

Конструкция типичных современных отечественных и китайских молотков показана на рисунке 1.1. Молоток включает в себя: ствол (корпус пневмоцилиндра) 1 с установленной на его конце неподвижной втулкой (буксой) 2 и системой каналов для подачи сжатого воздуха на рабочий ход 3, для подачи воздуха на холостой ход 4, для отвода отработанного воздуха 5; поршень-ударник 6; клапанный механизм воздухораспределения (распределитель) 7; промежуточное звено 8; механизм включения молотка (запорный клапан (вентиль) 9 и пусковая пружина 10); резиновый амортизатор 11; рукоятку 12; футорку 13, для присоединения к молотку рукава; стопорное кольцо 14; кожух-глушитель шума 15.

В буксу молотка вставляется хвостовик рабочего инструмента 17 и закрепляется от вылета при работе при помощи концевой пружины 16 (как принято в молотках отечественного и китайского производства), защелкой или быстросъемным устройством (в молотках европейских фирм-производителей). В качестве рабочего инструмента в молотках используются пики, зубила и лопатки (последние для работ по материалам невысокой прочности: глина, кирпич, асфальт).



1 – ствол; 2 – букса; 3 – канал для подачи воздуха на рабочий ход; 4 – канал подачи воздуха на холостой ход; 5 – канал выхлопа отработанного воздуха; 6 – ударник; 7 – клапанный механизм воздухораспределения; 8 – промежуточное звено; 9 – пусковой вентиль; 10 – пусковая пружина; 11 – резиновый амортизатор; 12 – рукоятка; 13 – футорка; 14 – стопорное кольцо; 15 – кожух-глушитель шума; 16 – концевая пружина; 17 – пика. Стрелками показано движение воздуха.

Рисунок 1.1 – Конструкция современного отбойного молотка

Работа молотка осуществляется следующим образом [5]. Сжатый воздух от компрессора через коммуникацию (шланг) подается в футорку 13 молотка. Включение молотка производится нажатием на рукоятку или, как принято в молотках западноевропейских, японских и американских фирм, нажатием на клавишу, расположенную на рукоятке. При этом сжимается пусковая пружина 10 и открывается подпружиненный ею запорный элемент пускового устройства (вентиль) 9, и сжатый воздух через промежуточное звено 8 поступает внутрь молотка в распределитель 7, который через канал рабочего хода 3 и канал холостого хода 4 поочередно направляет воздух в камеры пневмоцилиндра, разделенные поршнем-ударником 6. Отработанный воздух через выхлопные каналы 5 отводится внутрь стопорного кольца 14, далее в кожух-глушитель 15, и затем удаляется в атмосферу. Переключение направления подачи сжатого воздуха происходит в том случае, если давление воздуха на клапан распределителя 7 со стороны одной камеры превысит давление со стороны другой камеры. Поскольку эти давления определяются положением поршня-ударника, то он сам управляет

своим движением, переключая распределитель и направляя поток сжатого воздуха в нужном направлении, тем самым обеспечивая синхронность подвода энергии. Таким образом, молоток работает в автоколебательном режиме.

Движение поршня-ударника (рабочий цикл молотка) можно разделить на два основных этапа: подготовительный (холостой) и рабочий. Подготовительный этап начинается с момента удара ударника по инструменту и завершается остановом ударника в положении, наиболее удаленном от инструмента. Рабочий этап начинается с этого момента и заканчивается ударом по инструменту. Переход от покоя к движению неизбежно сопровождается изменением скорости ударника. Соответственно изменяется объем рабочего тела (воздуха), освобожденный или вытесненный поршнем-ударником в единицу времени. Между тем, на протяжении всего рабочего цикла подача воздуха компрессором происходит практически равномерно. Поэтому при торможении и останове ударника наблюдается избыток рабочего тела (воздуха), а при отскоке ударника от инструмента и его разгоне – недостаток. Процессы поступления или расхода воздуха компенсируются сжатием или расширением рабочего тела в камерах молотка и сопровождаются пульсациями давления, которые передаются на ствол молотка, вызывая его вибрацию. Другими существенными источниками вибраций являются обратные удары инструмента по стволу [6] (в результате его отскока от объекта обработки и волновой передачи стволу отраженных от острия инструмента ударных импульсов напряжений), скачкообразное внедрение инструмента в разрушаемый материал [7], а также пульсации давления сжатого воздуха в коммуникациях на входе в молоток [8].

В процессе работы корпус пневматического отбойного молотка совершает периодические колебательные движения, основная частота которых равна частоте ударов поршня-ударника. Рассмотрим возмущающие силы, действующие на корпус и определяющие, главным образом, величину вибраций самого отбойного молотка [9-11].

1. Знакопеременное периодическое результирующее усилие, возникающее вследствие изменения давления сжатого воздуха в рабочих полостях цилиндра.

2. Ударный импульс, возникающий при «посадке» ствола на буртик рабочего инструмента в конце обратного хода поршня-ударника. Так как основная частота вибраций ствола машины совпадает с частотой ударов, импульс может увеличивать амплитуду колебания ствола.

3. Ударный импульс, являющийся результатом силового воздействия поршня-ударника на хвостовик рабочего инструмента. Если ствол в момент удара касается буртика рабочего инструмента, ударная волна, отраженная от обрабатываемой поверхности создает ударный импульс, передающийся стволу. Если же в момент удара ствол не соприкасается с буртиком рабочего инструмента, то в результате отскока от обрабатываемой поверхности (при незначительных значениях сил трения рабочего инструмента, взаимодействующего с обрабатываемой поверхностью) инструмент наносит удар по стволу, сообщая ему определенное количество движения.

Вибрации, вызванные ударами, имеют импульсный характер и характеризуются высокочастотным спектром.

Как следствие, процесс возникновения вибраций является весьма сложным и определяется в первую очередь динамикой рабочих процессов, а также характером связей отбойного молотка с разрушаемой средой.

Главной причиной вибраций ствола является усилие, обусловленное изменением давления в рабочих полостях цилиндра. Для ряда отбойных молотков теоретический расчет колебаний ствола, в основу которого положено только это предположение, дает результаты, хорошо совпадающие с экспериментом [12, 13]. Это свидетельствует о меньшем влиянии остальных факторов. Естественно, что большинство известных исследований посвящено изучению главной причины вибраций. Вместе с тем, при успешном разрешении проблемы снижения вибраций, обусловленных главной причиной, несомненно, возникает необходимость изучения влияния второстепенных факторов и поиска эффективных способов снижения вызванных ими вибраций.

Таким образом, в существующих конструкциях пневматических отбойных молотков применяемые средства виброзащиты направлены на снижение вибраций

от действия знакопеременного периодического результирующего усилия, возникающего при изменении давления сжатого воздуха в рабочих полостях цилиндра. Другие источники вибраций остаются не локализованными, поэтому уровень вибраций таких машин в ряде случаев превышает предельно допустимые нормы.

Создание вибробезопасных пневматических отбойных молотков, удовлетворяющих требованиям санитарных норм, возможно при комплексном применении мер, с одной стороны, по предотвращению или снижению уровня вибраций рукоятки, исходящих от всех выше перечисленных источников, с другой стороны, устранения или снижения степени воздействия самих источников.

В серийно выпускаемых пневматических отбойных молотках с последовательно расположенными рукояткой, податливой пусковой пружиной резиновой шайбой – амортизатором, ударно-воздухораспределительным устройством (стволом) инструмент после удара по обрабатываемому массиву отскакивает и ударяет по стволу, затем снова ударяет по массиву и т. д. Для снижения силы ударов или их исключения и, таким образом, ослабления влияния одного из факторов, определяющих уровень вибраций, необходимо минимизировать расстояние между стволом и буртиком инструмента, а, в лучшем случае, обеспечить постоянное прижатие ствола к инструменту, для чего, возможно, потребуется значительное напорное усилие на рукоятке.

Для обеспечения постоянного прижатия ствола к инструменту в настоящее время предлагаются конструкции молотков с обособленным стволом, который находится в корпусе, представляющем единое целое с рукоятью [3, 14, 15]. В таких молотках ствол опирается с обеих сторон на упругие элементы [3] или, вообще, находится в свободном состоянии, не подвергаясь внешним нагрузкам от оператора и инструмента [14, 15]. При этом напорное усилие инструменту передается через достаточно жесткий корпус, минуя ствол.

Отбойные молотки являются наиболее виброопасной техникой. Систематическое воздействие вибраций на оператора приводит к повышению

утомляемости, снижению производительности, качества работ и развитию профессионального заболевания – вибрационной болезни, занимающей ведущее место в структуре профессиональных патологий. В последние годы число случаев заболевания вибрационной болезнью увеличивается, что связано с возрастанием контингента рабочих, использующих ПОМ, о чем свидетельствует известная статистика профессиональных заболеваний [16].

Таким образом, не решенная до конца проблема обеспечения вибробезопасности операторов пневматических отбойных молотков, значительное число которых ежедневно находится в эксплуатации, остается, по-прежнему, актуальной.

1.2 Нормирование параметров локальной вибрации и уровни вибраций отбойных молотков

Гигиеническое нормирование вибрации осуществляется в соответствии с санитарными нормами СН 2.2.4/2.1.8.566-96 «Производственная вибрация, вибрация в помещениях жилых и общественных зданий».

Предельно допустимые величины нормируемых параметров при длительности вибрационного воздействия 480 мин (8 ч) для локальной производственной вибрации приведены в таблице 1.1.

В отечественной практике для отбойных молотков, как правило, принято нормирование по виброскорости, европейские стандарты и стандарты ISO нормируют локальную вибрацию по виброускорению. В соответствии с санитарными нормами [17] вибрация отбойного молотка оценивается в диапазоне частот 8 ... 1000 Гц по интегральному показателю: скорректированному значению виброскорости (м/с) или виброускорения (м/с^2) или по их логарифмическому уровню в дБ.

В стандарте Российской Федерации [18] предъявляются иные требования. При номинальном режиме предельно-допустимое значение виброскорости

принимается равным $8,0 \cdot 10^{-2}$ м/с или 124 дБ, а предельно-допустимое значение виброускорения – $8,0$ м/с² или 138 дБ.

Таблица 1.1 – Предельно допустимые значения локальной производственной вибрации

Среднегеометрические частоты октавных полос, Гц	Предельно допустимые значения по осям X_L, Y_L, Z_L			
	виброускорения		виброскорости	
	м/с ²	дБ	м/с · 10 ⁻²	дБ
8,0	1,4	123	2,8	115
16,0	1,4	123	1,4	109
31,5	2,8	129	1,4	109
63,0	5,6	135	1,4	109
125,0	11,0	141	1,4	109
250,0	22,0	147	1,4	109
500,0	45,0	153	1,4	109
1000,0	89,0	159	1,1	109
Корректированные и эквивалентные корректированные значения и их уровни	2,0	126	2,0	112

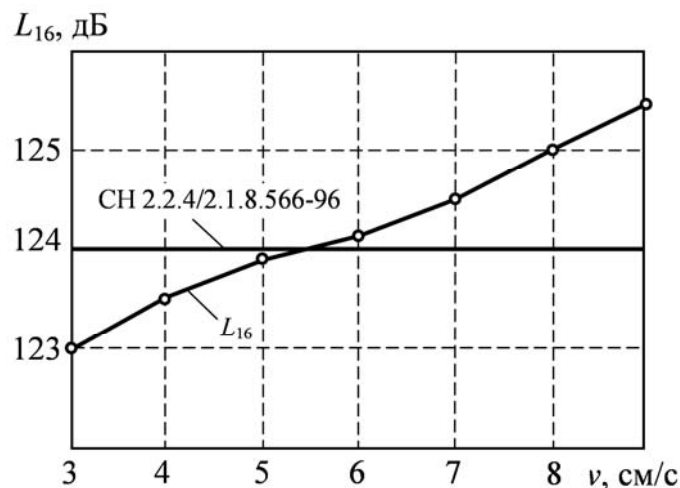
Уровни вибраций молотков при работе в натуральных условиях весьма высоки и часто значительно превосходят максимальные значения виброскорости, допустимые по действующим санитарным нормам, – 124 дБ [8]. Для примера на рисунке 1.2 приведена зависимость уровня виброскорости L_{16} , (дБ) молотка МО-2М в октавной полосе 16 Гц от скорости внедрения пики в углещементный блок v , (см/с), полученная экспериментально в лаборатории динамики горных машин и борьбы с шумом и вибрацией ИГД им. А. А. Скочинского при давлении сжатого воздуха 0,4 МПа, работе молотка вертикально вниз и имитации рабочей операции «отбойка на две обнаженные поверхности» [8]. Из анализа рисунка 1.2 видно, что вибрация рукоятки на основной частоте молотка, т. е. только в одной октавной полосе 16 Гц, достигает 123 ... 126 дБ, а при скоростях внедрения пики более 5 см/с, соответствующих средним и мягким углям, превышает максимально допустимые значения.

ОАО «Томский электромеханический завод им. В. В. Вахрушева»

декларирует, что у молотка МО-2Б скорректированный уровень виброскорости рукоятки составляет не более 115 дБ (см. таблицу 1.2). При этом коэффициент внутрисменного использования молотка составляет 0,45, т. е. им можно работать не более 216 минут в 8-ми часовую рабочую смену. Определение вибрационных характеристик производится заводом на испытательном стенде СОРП-2. Согласно заводской методике испытаний давление сжатого воздуха на входе в молоток должно составлять 0,5 МПа, а скорость пробивки скалки стенда $1,8 \pm 0,2$ см/с.

Как видно из вибросиловой характеристики молотка МО-2Б, представленной на рисунке 1.3, [8] вибрация рукоятки молотка удовлетворяет требованиям безопасности лишь в узком диапазоне усилий нажатия – 19 ... 20 кгс (186 ... 196 Н) и достигает 123 ... 124 дБ. Приложение к рукоятке усилий, больших 200 Н, запрещается по ГОСТ 17770-86, а при усилиях ниже 186 Н вибрация превышает 124 дБ, и такую машину, согласно действующим санитарным нормам, эксплуатировать запрещено.

На рисунке 1.4 приведены уровни виброскорости на рукояти управления отбойных молотков серии МО производства ТЭМЗ им. В. В. Вахрушева, из которых следует, что на частоте работы молотков вибрационные характеристики значительно превышают допустимые санитарные нормы [8].



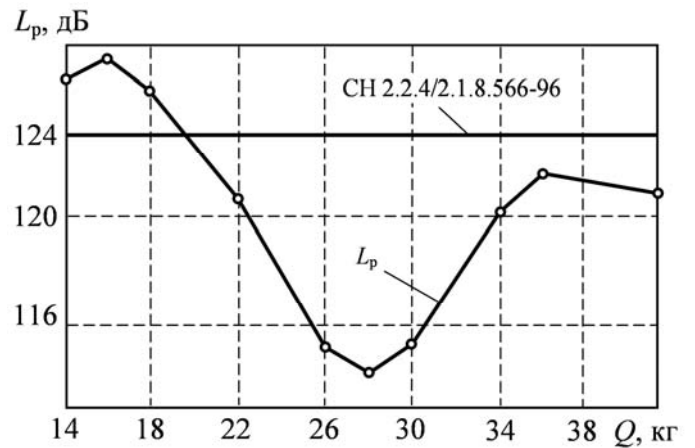
L_{16} – уровень виброскорости на частоте ударов молотка в октавной полосе 16 Гц, v – средняя скорость внедрения пики в углицементный блок

Рисунок 1.2 – Вибрация отбойного молотка МО-2М при разрушении углицементного блока

За последние 20 лет отечественный отбойный молоток стал мощнее (примерно на 100 Вт, на 12 %), короче (на 20 мм), приобрел эффективный глушитель шума (снижающий звуковую мощность до 102 дБА, что ниже европейских норм – 104 дБА), но так и не получил должной виброзащиты.

Технических решений, обеспечивающих существенное снижение вибраций в широком диапазоне условий эксплуатации до уровня санитарных норм, в настоящее время не найдено.

Связано это с тем, что отбойный молоток универсален: он работает по материалам, значительно отличающимся по прочности – от мягких углей до бетона и скальных пород, при давлениях сжатого воздуха от 0,3 до 0,7 МПа, усилиях нажатия от 150 до 400 Н, в любом положении в пространстве – и вертикального вниз, и горизонтального, и вертикального вверх. К нему как ручной машине предъявляется ряд важных и, в то же время, противоречивых требований, таких как: высокая ударная мощность и небольшие габариты; высокая надежность, удобство манипулирования и максимальная ударная мощность при малом весе и



L_p – корректированный уровень виброскорости рукоятки, Q – усилие нажатия

Рисунок 1.3 – Вибросиловая характеристика молотка МО-2Б

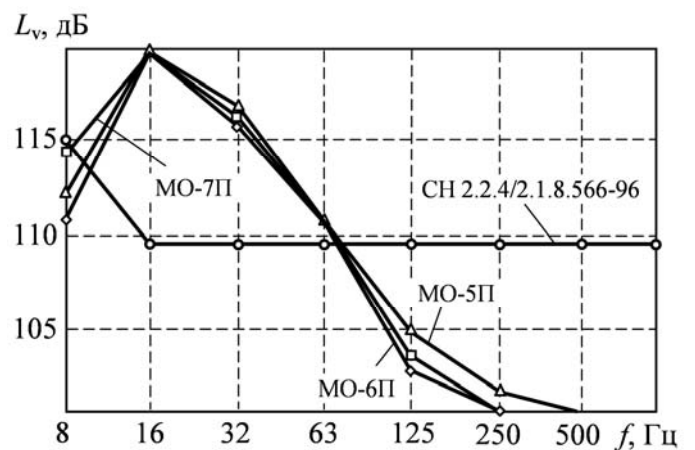


Рисунок 1.4 – Уровни виброскорости отбойных молотков серии МО

небольших усилиях нажатия. Разрешить такие противоречия, обеспечивая также нормативы по вибрации весьма сложно. Поэтому вибрационные характеристики молотков и на сегодняшний день остаются слишком высокими [8, 99].

Что касается шума молотков, то основными его источниками являются выхлоп отработанного воздуха (шум струи и пульсации давления при выходе воздуха из молотка в атмосферу) в диапазоне 31 ... 1000 Гц, структурный шум деталей молотка в диапазоне 1000 ... 8000 Гц, связанный с возникновением акустических волн при соударениях ствола и ударника с рабочим инструментом, ударах клапана о распределитель. У молотков доминирует шум выхлопа, который эффективно снижается разработанными глушителями [8]. Поэтому шумовые характеристики современных молотков, в отличие от их вибрационных характеристик, как правило, удовлетворяют нормативам по безопасности или даже ниже их (молотки серии «МО»). Длительная работа с пневматическим молотком может вызывать снижение слуха и профессиональное заболевание – тугоухость, но эта проблема не такая острая, как проблема виброболезни.

1.3 Анализ способов и средств снижения вибраций отбойных молотков

Все известные способы снижения вредного воздействия вибраций ручных ударных машин и, прежде всего отбойных молотков, на организм человека-оператора делятся на две группы:

I группа – способы, предусматривающие защиту рабочего без снижения самой вибрации машины. К таким способам относят:

1. Применение установочно-подающих приспособлений, исключающих контакт рабочего с машиной. Такое направление является наиболее рациональным. Однако вопрос удаления рабочего от работающих машин решается пока медленно. Более того, в ряде случаев, специфические горно-геологические и горно-технические условия протекания технологических процессов с применением отбойных молотков, перфораторов и других ручных машин, не позволяют применить такой способ.

2. Защита рабочего от вибраций специальными виброгасящими материалами. Рукоятки или прокладки из мягкой или губчатой резины позволяют несколько снизить вибрации в области высокочастотных составляющих спектра [19-24].

II группа – способы, предусматривающие снижение вибрации самого ствола машины. К таким способам относят:

1. Увеличение массы машины. Из теории колебаний известно, что амплитуда вибрации снижается пропорционально увеличению массы (эффект наковальни). Вполне понятно, что этот способ неприемлем, так как связан со значительным увеличением веса машины, что противоречит эргономическим принципам.

2. Уменьшение массы поршня-ударника. Исследования Е. Я. Студница и Е. В. Александрова показали, что, можно снизить вибрацию машин небольшой мощности (рубильных, клепальных и отбойных молотков), используя в качестве материала поршня-ударника полимеры [25].

Существующие полимеры, применение которых целесообразно с точки зрения рациональной передачи энергии удара, в силу своих физико-механических свойств не допускают принятых для таких машин посадок поршня-ударника в цилиндре, что приводит к снижению энергетических показателей машины.

3. Использование схем двухпоршневых машин. Принцип снижения вибрации по такому способу состоит в работе двух поршней-ударников в противофазе.

В. Л. Осетинский показал, что применение двухпоршневых машин позволяет в 5 ... 6 раз уменьшить их вибрацию [26-28]. Однако для получения эффекта при такой схеме необходимо не только иметь одинаковые силовые диаграммы для каждого поршня-ударника, но и выполнить определенные условия симметрии форм положительной и отрицательной их частей. В силу сложности выполнения этих условий, машины такого класса не нашли широкого применения.

4. Рационализация формы силовой диаграммы машины (метод Суднишникова) [29-31].

5. Использование классических схем динамических гасителей вибрации [28, 32-34].

6. Использование специальных схем динамических (инерционных) гасителей вибрации, работающих в нерезонансной области частот [35, 36].

7. Разработка разнообразных систем активной виброзащиты оператора. Ряд вопросов структуры, принципов действия, устройства, устойчивости активных систем вибрационной защиты рассмотрен в работах [37-39, 100]. В связи с ограниченностью энергоресурсов и недопустимостью чрезмерного усложнения и повышения стоимости отбойных молотков, выпускаемых крупными сериями, использование систем активной виброзащиты не нашло широкого применения.

8. Применение упруго-демпфирующих элементов, расположенных между рабочим инструментом и стволом отбойного молотка.

В. И. Бабуровым и др. [40, 41] установлено, что силу удара инструмента по стволу можно уменьшить в 2 ... 3 раза путем установки в переднюю часть машины амортизаторов с коэффициентом жесткости 500 ... 700 Н/см. При этом амплитуда колебаний ствола снижается в 1,5 ... 2 раза. Виброизоляторы могут быть выполнены как в виде специального демпфера, так и в виде резинового буртика инструмента [42, 43, 101]. Исследования влияния параметров таких упруго-демпфирующих элементов на динамику отбойных молотков не проводились.

Составной частью виброзащитных систем подавляющего большинства отбойных молотков являются упругие, вернее упруго-вязкие, элементы, воспринимающие на себя вибрации и удары.

В качестве материала упругих элементов используют различные полимеры, пластмассы, резины, металлы и их сплавы, металлические структуры, представляющие плетение из коррозионно-стойкой проволоки, канаты, металлическую пыль, а также пробку, войлок, жидкости и газы. По виду

материала упругого элемента виброизоляторы делятся на резиновые, резинометаллические, пружинные, сетчатые из материала МР (металлическая резина), пневматические, жидкостные и комбинированные, а также канатные (тросовые).

1. Резиновые элементы. Отличаются высокой технологичностью, прочно привулканизируются к металлическим поверхностям, бесшумны, обладают коррозионной и эрозионной стойкостью, высокой энергоемкостью, широко применяются в пневматических отбойных молотках [23, 44, 102-104].

Резиновые элементы работают на сдвиг, сжатие и кручение. Чаще всего используют мало и средненаполненные резины. Резиновые и резинометаллические виброизоляторы находят применение в бурильных машинах, ручных горных сверлах и др. Промышленностью выпускаются несколько типов резиновых и резинометаллических виброизоляторов (АП, АЧ, АР, АМ, АН, АКСС, ОВ, коврики КВ-1, УВ-2 и др.) [23, 45]. Срок их хранения установлен от 3 до 5 лет.

2. Пружины – наиболее часто применяемые металлические упругие элементы (цилиндрические, конические, экспоненциальные, тарельчатые, прорезные, плоские и пр.) [45, 46]. Некоторые виды пружин представлены на рисунке 1.5. По сравнению с резинометаллическими виброизоляторами пружины имеют значительно больший ресурс работы, их коэффициенты жесткости, определяемые геометрическими и пр. параметрами, имеют широкий диапазон значений и мало зависят от внешних условий (температуры, влажности и т. п.). Пружины не подвержены деформациям ползучести, однако лишены способности демпфирования, поэтому часто параллельно с пружинами предусматривается установка элементов воздушного или фрикционного демпфирования. Пружины используются для ослабления как низких, так и высоких частот и имеют следующие особенности:

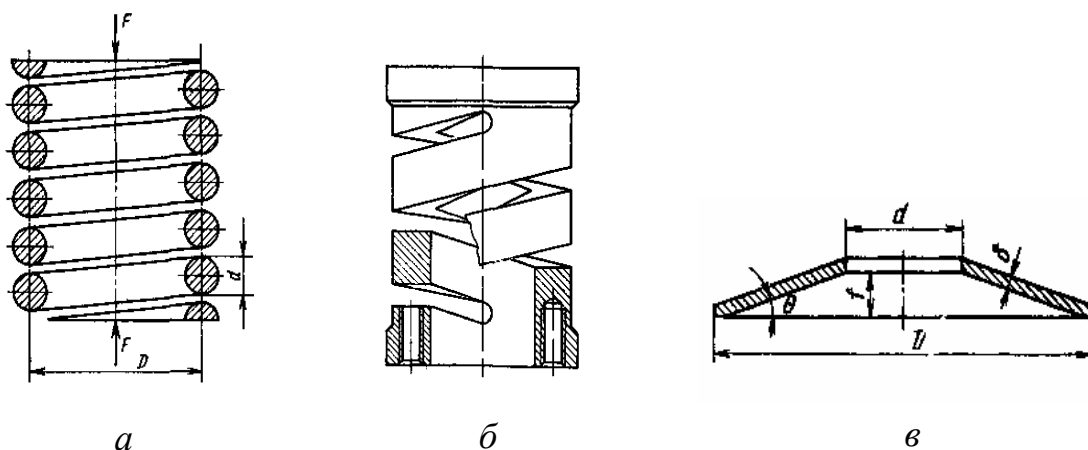
– в области резонансных частот коэффициент динамичности достигает значений 10 ... 20 и более;

– обладают значительно большими размерами и массой по сравнению с резиновыми виброизоляторами. В пружинах отчетливо проявляются инерционные свойства. Если длина проволоки пружины соизмерима с длиной полуволны колебаний, то в системе виброзащиты образуются стоячие и бегущие волны, что снижает эффективность виброзащиты даже в оптимальных режимах;

- хорошо передают высокочастотную звуковую вибрацию;
- недостаточно эффективны в горизонтальном положении.

Цилиндрические пружины растяжения и сжатия (рис. 1.5, *а*) применяются в защитных каретках переносных перфораторов типа КВ.

Тарельчатые пружины (рис. 1.5, *в*) нашли применение в наддолотных и траверсных виброизоляторах буровых станков. С помощью плоских пружин удастся снизить уровни звуковой вибрации ручных ударных машин.



а – цилиндрическая винтовая пружина; *б* – прорезная винтовая пружина; *в* – тарельчатая пружина

Рисунок 1.5 – Виды пружинных виброизоляторов

3. Сетчатые виброизоляторы [47, 48, 105] (рис. 1.6). Упруго-демпфирующим материалом служит плетение из тонкой проволоки. Упругие элементы получают в результате холодной прессовки. Поскольку по механическим свойствам они близки к резине, материал получил название МР. Проволока из сталей ЭИ-708, Х18Н9Т, Х18Н10Т диаметром 0,09 ... 0,5 мм свивается в спирали, формируется

определенным образом в заготовку и помещается в пресс-форму. Важно, что упругие элементы могут иметь различную конфигурацию. Сетчатые виброизоляторы имеют следующие особенности. Они могут работать в условиях агрессивных сред, высоких и низких температур, у них практически неограниченный срок хранения. В отличие от резины коэффициент Пуассона при сжатии элемента из МР равен 0,05, что допускает его работу в замкнутом объеме. Пропитка сетчатой структуры маслом уменьшает коэффициент жесткости на 15 ... 20 %. Коэффициент динамичности при резонансе не превышает 4,5 %.

Виброизоляторы из МР удовлетворяют требованиям по ударной прочности при максимальном ускорении 15g и длительности ударного импульса до 0,01 с.

В процессе длительного циклического нагружения происходит усадка материала, что приводит к изменению основных характеристик виброизолятора: уменьшению коэффициента рассеяния на 30 % и модуля упругости – на 50 %. Разрушение элементов из МР при сжатии сопровождается выпучиванием, приводящим к потере устойчивости.

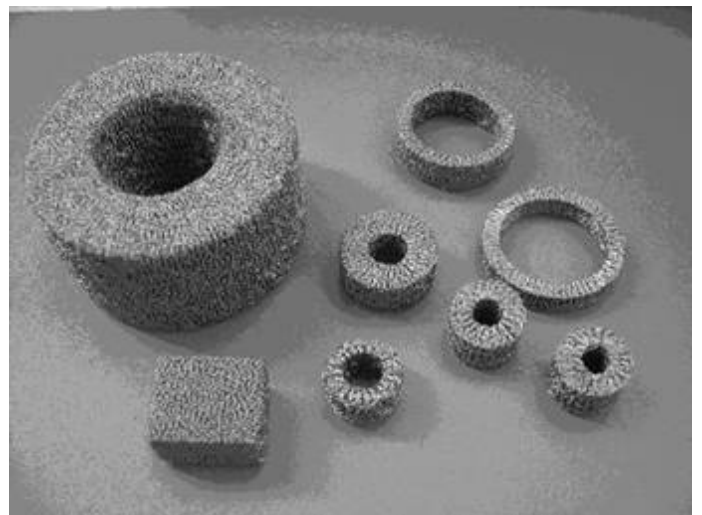


Рисунок 1.6 – Сетчатые виброизоляторы

Известны сетчатые виброизоляторы типа ДК (двойной колокольчик), ДКУ (усиленный), АШС (амортизатор шайбовый сетчатый), АВС (втулочно-сетчатый), АПС (пружинно-сетчатый), АВП (втулочно-пространственный). Сетчатые виброизоляторы применяются в бурильных машинах типа СБУ.

4. Пневматические виброизоляторы широко используются в технике, а некоторые их разновидности нашли применения и в конструкциях отбойных молотков. В большинстве случаев включают рабочую и демпферные камеры, межкамерный дроссель, иногда управляющий золотник. С помощью пневматических виброизоляторов гасятся низкочастотные возбуждения

(5 ... 10 Гц). В качестве рабочего тела используют воздух, газы, чаще всего азот. Характеризуются надежностью, малой потребляемой мощностью, высокой несущей способностью, обеспечивают «мягкий» характер подвеса [49, 50]. Вместе с тем, необходимо отметить относительную сложность изготовления, большие габаритные размеры, однонаправленность действия, зависимость упругих характеристик от температуры. Поперечные размеры пневматических виброизоляторов можно уменьшить, увеличив начальное давление газа. Однако подобное решение должно учитывать условия работы уплотнений, которые необходимо рассчитывать по максимальному давлению, получаемому в конце хода сжатия.

5. Жидкостные виброизоляторы. В качестве рабочего тела используются жидкости, обладающие высоким коэффициентом объемного сжатия [51], например: керосин, спиртоглицериновые смеси, специальное масло АМГ-10, синтетическая жидкость 7-50с-3 и др. Жидкостные виброизоляторы отличаются малыми габаритами, размерами и массой. Высокая статическая жесткость обеспечивает необходимую несущую способность, малая динамическая жесткость позволяет получить собственную частоту системы меньшую 1 Гц. Существенно при вибрационном или ударном нагружении то, что процесс сжатия жидкости происходит по адиабатическому закону, характеризуемому адиабатическим модулем упругости. При этом вязкость жидкости уменьшается с повышением температуры и увеличивается с повышением давления.

Основные характеристики жидкостных виброизоляторов зависят от объема рабочей жидкости, который в процессе работы может изменяться, например, вследствие утечек. Поэтому особое внимание необходимо уделять узлам уплотнения и наполнению виброизолятора жидкостью. Жидкостные виброизоляторы эффективны в низкочастотной части спектра возмущений, являются виброизоляторами однонаправленного действия, находят широкое применение в активных системах виброзащиты и в качестве поглотителей энергии ударов.

6. Широкое применение находят комбинированные виброизоляторы, в которых конструктивно объединены упругие и демпфирующие элементы из различных материалов. Эти элементы могут иметь параллельное, последовательное или смешанное соединение. В качестве примера можно назвать пружинно-поролонные виброизоляторы с параллельным включением упругих элементов; пружинно-сетчатые, из стекловолокна, заключенного в неопреновую оболочку; из металлической пыли, помещенной в резино-кордовый баллон; жидкостно-газовые и др.

7. Канатные (тросовые) виброизоляторы. По структуре стальной канат является одним из наиболее подходящих материалов, используемых в качестве упругих элементов виброизоляторов. В известных конструкциях [49, 52-54] упругие элементы представляют систему коротких криволинейных или Г-образных стержней, выполненных из отрезков стального каната с закрепленными или свободно скользящими концами, помещенными в опорные элементы; замкнутых контуров и восьмёркообразных петель. Рабочие части отрезков каната, обладающие требуемой несущей способностью и большим демпфированием, могут одновременно подвергаться деформациям изгиба, кручения и сжатия. Хорошо противостоят вибрационным и линейным перегрузкам, выдерживают многократные удары высокой интенсивности длительностью 0,05 ... 0,1 с. Имея распределенный по линиям или площадям контакт фрикционных пар трения, такие виброизоляторы являются более стабильными в работе. Кроме того, регулярная структура упругих элементов способствует созданию более точных расчетных моделей виброизоляторов при их нагружении. Тросовые виброизоляторы имеют поглощающую способность примерно такую же, как и пружинные виброизоляторы, а по рассеивающей способности превосходят МР [49]. Могут работать в различных климатических условиях, храниться в течение 10 лет.

Следует отметить, что для стабилизации упруго-демпфирующих характеристик виброизоляторов, согласно технологии его изготовления,

подвергается циклическим нагрузкам, превышающим номинальное значение до 50 %, продолжительностью до 100 циклов.

Установлено [43], что с увеличением массы защищаемого объекта или амплитуды возмущения резонансная частота системы уменьшается. С увеличением амплитуды относительного смещения примерно до 1 мм демпфирующая способность виброизолятора возрастает, а при дальнейшем увеличении амплитуды – снижается. При этом снижение осуществляется практически по линейному закону. Коэффициент динамичности при резонансе не превышает 3.

Канат как упруго-демпфирующий материал применяется в виброзащитных рукоятках переносных перфораторов типа ПР-25 МВ и виброзащитных каретках ВЗКК, прошел успешные испытания в податчиках бурильных машин, в системе виброзащиты телескопных перфораторов, работающих с полка при проходке восстающих выработок.

Таким образом, следует полагать, что в качестве виброизоляторов ПОМ наиболее перспективными являются многослойные упруго-вязкие элементы с регулярной структурой – металлические канаты (тросы) [52-54].

1.4 Анализ НИР, посвященных исследованию вибраций в системе «оператор – пневматический отбойный молоток»

Многими видными учеными и инженерами, среди которых П. М. Алабужев, О. Д. Алимов, И. А. Бегагоен, Е. В. Герц, В. Ф. Горбунов, Б. С. Доброборский, А. Г. Дядюра, Г. В. Крейнин, Ю. Н. Попов, Н. Н. Снежков, Б. В. Суднишников, В. В. Юшин, были разработаны теоретические основы расчета параметров ручных ударных машин и методы их экспериментальных исследований, на базе которых созданы машины с улучшенными силовыми и вибрационными параметрами.

Вопросами создания и исследования средств защиты человека-оператора от вибраций, возникающих при работе ПОМ, посвящены работы

П. М. Алабужева, Е. В. Александрова, В. И. Быкова, А. М. Васильева, В. Ф. Горбунова, В. А. Кашаева, Н. А. Клушина, В. В. Козлова, В. И. Копытова, Б. Л. Осетинского, А. М. Петреева, Г. А. Советова, В. Б. Соколинского, Б. В. Суднишникова, А. В. Триханова, Д. З Ямпольского и других ученых.

Несмотря на достигнутые в настоящее время значительные успехи по улучшению условий труда операторов при выполнении работ, связанных с применением ПОМ, и значительный прогресс в части снижения вибраций, до 20 ... 40 % молотков, находящихся в эксплуатации, продолжают оставаться виброопасными [16, 55-57].

Известен широкий спектр научных исследований, посвященных поиску наиболее эффективных и имеющих возможность практического применения способов и средств виброзащиты отбойных молотков.

Первые исследования по снижению вибровозбуждения пневматического ударного инструмента путем улучшения индикаторной диаграммы ударной машины выполнены под руководством проф. Б. В. Суднишникова [11]. Реализация, благодаря специальному воздухораспределению, полученных результатов (цикла Суднишникова) позволила, уменьшить величину избыточного (реактивного) импульса при плавном нарастании давления по ходу рабочего процесса и, как следствие, снижение амплитуды смещения ствола и уменьшение скорости посадки его на буртик вставного инструмента.

Дальнейшее развитие этого направления позволило существенно улучшить эксплуатационные характеристики ручных ударных машин, снизить уровни вибрации ствола. Особенно результативными оказались исследования, выполненные под руководством проф. Н. А. Клушина. Были созданы рубильные молотки типа М-4, М-5, М-6 и клепальные молотки типа КЕ, серийное производство которых освоил ТЭМЗ им. В. В. Вахрушева. Эти молотки не относятся к категории вибробезопасных, однако они значительно превосходят предыдущие модели по производительности, имеют резко сниженные уровни вибраций, массу и габаритные размеры.

В работах Е. В. Александрова и В. Б. Соколинского показано, что снизить виброскорость рукоятки отбойного молотка можно изменением различных ее параметров [10]. Однако не всякие изменения можно использовать на практике. Так, уменьшение энергии единичного удара снижает виброактивность, но одновременно уменьшается и производительность молотка. Увеличение массы отбойного молотка снижает отдачу, но и создает неудобства при его эксплуатации, так как требует увеличения расхода мышечной энергии оператора.

Известен способ снижения вибраций, заключающийся в выборе рациональной формы силовой диаграммы. Исследованию этого способа посвящен ряд работ [29-31]. Снижение интенсивности вибраций, сообщаемых стволу машины ударным механизмом, достигается путем совершенствования силовой диаграммы молотка (т. е. осциллограммы силы отдачи), заключающегося в снижении максимального значения силы отдачи и площади под осциллограммой этой силы за вычетом площади под постоянной силой нажатия на инструмент. Для достижения наибольшего снижения максимума силы, разгоняющей ударник при заданном значении ударного импульса, необходимо стремиться к обеспечению постоянства этой силы в течение всего времени разгона. В этом случае коэффициент формы силовой диаграммы (т. е. отношение среднего значения силы к максимальному за время разгона ударника) равен единице.

Известны машины, работающие по этому новому, более выгодному с точки зрения вибраций, циклу. Следует отметить интересные работы по реализации «цикла Суднишникова» с помощью применения двухпоршневой системы с поршнем-буфером, позволившей в 1,2 раза снизить вибрацию и усилие подачи машины. В связи с тем, что некоторые исследователи на этот метод возлагают большие надежды, полагая, что только с его помощью можно создать машины, удовлетворяющие санитарным нормам, были проведены исследования, с целью выявления возможностей данного метода виброзащиты.

Анализ движения ствола, отвечающего наиболее выгодной и наименее выгодной формам силовой диаграммы, показал, что снижение амплитуды

вибраций возможно, однако не более чем в 2 раза. Таким образом, добиться существенного улучшения таким методом виброхарактеристик машины, которые удовлетворяли бы требованиям санитарных норм, не представляется возможным.

Следует также отметить, что данный способ уменьшает вибрацию только от действия переменного давления сжатого воздуха. Другие источники вибрации остаются не локализованными, поэтому ударные машины с измененным рабочим циклом необходимо оснащать дополнительными виброизолирующими устройствами.

Заслуживает внимания способ защитной массы (рукоятки) на упругом основании.

Наиболее полно этот способ исследован Е. В. Александровым и Е. Я. Студницем. Авторами предложена формула абсолютного перемещения защитной массы

$$x_0 = \frac{a_0}{(\omega/\omega_c)^2 - 1} \sqrt{\left(\frac{4N_{\text{тр}}}{\pi m a_0 \omega^2}\right)^2 \left(\frac{\omega}{\omega_c}\right)^2 \left(\left(\frac{\omega}{\omega_c}\right)^2 - 2\right) + 1}, \quad (1.1)$$

где a_0 – амплитуда колебания ствола машины;

ω – частота колебания ствола машины;

ω_c – частота собственных колебаний защитной массы;

$N_{\text{тр}}$ – сила сухого трения между стволом и защитной массой.

При наличии сил трения $N_{\text{тр}}$ между стволом и защитной массой коэффициент гашения колебаний не может быть больше величины

$$\delta \leq \frac{\pi m a_0 \omega^2}{4N_{\text{тр}}}. \quad (1.2)$$

При $N_{\text{тр}} \rightarrow 0$ значение коэффициента гашения колебаний достигает максимума, причем:

$$\delta = \left(\frac{\omega}{\omega_c} \right)^2 - 1. \quad (1.3)$$

Авторы рекомендуют сводить до минимума $N_{тр}$ путем замены трения скольжения трением качения или подбором соответствующей пары материалов с небольшим коэффициентом трения. Известно, что усилие и характер подачи машины на обрабатываемую поверхность в значительной степени определяют её вибрацию. В уравнения движения защитной массы авторами введен фактор возмущения в виде перемещения ствола с постоянной амплитудой. Однако установлено, что использование защитной массы на упругом основании при сохранении величины усилия подачи приводит не только к уменьшению амплитуды колебания защитной массы, но и к увеличению амплитуды колебания ствола машины, что, естественно, приводит к снижению производительности. Более поздние работы Е. В. Александрова показали, что при использовании такого способа виброзащиты увеличение амплитуды колебаний ствола машины на 1 ... 2 мм приводит к снижению производительности на 5 ... 10 %.

В. Ф. Горбунов и др. показали, что наилучший эффект виброзащиты достигается, если собственная частота колебаний защитной массы ρ не совпадает ни с одной субгармоникой, что достигается при

$$\rho = (i + 0,5) \sqrt{1 + \frac{1}{\mu}}, \quad (1.4)$$

где $i = 1, 2, 3, \dots$ – натуральные числа, обозначающие порядок низших гармоник, наличие которых вызывает увеличение амплитуды колебаний ствола машины;

$\mu = G_p / G_k$ – отношения веса рукоятки G_p к весу ствола G_k .

Соответствующая жесткость связи определяется по формуле:

$$C = \frac{4\pi^2 G_k n^2}{g\rho^2}, \quad (1.5)$$

где n – частота ударов машины;

g – ускорение силы тяжести.

Возможности применения в отбойных молотках динамического виброгашения сильно ограничены, главным образом потому, что присоединение дополнительных масс усложняет отбойный молоток, затрудняет эксплуатацию. Кроме того, этот метод эффективен лишь для моногармонических или узкочастотных случайных колебаний и только в местах крепления виброгасителей.

Способы подавления вибровозбуждения ПОМ продолжают совершенствоваться и находят реализацию в конструкциях создаваемых машин. Однако, как показывает опыт, не решают проблему виброзащиты до конца. Анализ достоинств и недостатков современных способов борьбы с вибрациями молотков позволяет сделать вывод о том, что в дополнение к этим способам или вместо них целесообразно применять специальные виброизолирующие и вибропоглощающие устройства. Такие устройства позволяют при существенном упрощении конструкции машины и снижении ее стоимости снизить вибрации от действия знакопеременного периодического результирующего усилия, возникающего вследствие изменения давления сжатого воздуха в рабочих полостях цилиндра, а также от взаимного соударения ствола машины с рабочим инструментом.

Рассмотрим типичные виброизолирующие и вибропоглощающие устройства.

В работах П. М. Алабужева [58, 59] рассмотрены вопросы снижения вибрации колебательной системы, возникающей при соударениях ствола молотка с ограничителем (буртиком инструмента), посредством динамических гасителей вибрации. Автор показал, что, используя динамический поглотитель, можно снизить амплитуду колебаний ствола, если последние находятся в резонансе.

Зависимость сил сопротивления системы от её параметров характеризуется коэффициентом затухания. Однако вопрос выбора «наилучшего» значения коэффициента, при котором амплитуда колебаний будет наименьшей, до настоящего времени не разрешен.

Также не изучены условия устойчивого колебания системы с ограничителем. Вместе с тем, из анализа амплитудных кривых, приведенных в работе [58], вытекает, что в реальных условиях эксплуатации, когда величина отхода ствола от ограничителя вследствие колебаний величины усилия подачи и давления сжатого воздуха изменяется в широких пределах, динамический поглотитель, настроенный на строго определенную частоту, практически не может работать в режиме виброгашения. Это объясняется тем, что околорезонансная область амплитудной характеристики обладает большой крутизной, и незначительное отклонение частоты возмущающей силы от резонансной приводит к значительным изменениям амплитуды колебания масс системы, а, следовательно, и к резкому снижению коэффициента гашения вибрации ствола машины. В случае применения динамического поглотителя с затуханием амплитуда колебания ствола вообще не может быть снижена до нуля, так как в этом случае рабочей точке резонанса системы соответствует динамический коэффициент всегда отличный от нуля.

Исследования, проведённые Б. Г. Бовдуем [60], показали достоинства специальных динамических гасителей вибрации, работающих в нерезонансной области частот. Установлено, что при реализации такой схемы на поршень гасителя, в отличие от классических динамических гасителей вибраций, действует не только реакция связи со стволом, но и усилия от давления сжатого воздуха в верхней полости рабочего цилиндра машины. При определенных соотношениях массы поршня гасителя и жесткости связи можно добиться значительного снижения результирующей возмущающей силы от давления сжатого воздуха в цилиндре машины. Главное же то, что, в отличие от классических динамических гасителей, такой способ не требует для нормальной работы жестких условий обязательного наличия резонанса. Напротив, область рабочих режимов такой

схемы при определенных условиях может соответствовать пологой части её амплитудной характеристики.

Исследования специальных схем гасителей вибраций, встроенных в ствол машины и позволяющих при всех возможных режимах работы динамически уравнивать действующие на ствол возмущающие силы, в технической литературе не упоминаются.

Анализ работ [61-64], посвященных исследованию пассивных виброзащитных систем, показывает, что для эффективной виброзащиты габариты линейных упругих элементов должны быть соизмеримы с размерами самой машины. Это резко ограничивает область применения подобных устройств.

Преимущество канатных (тросовых) виброизоляторов в системах виброзащиты ручных ударных машин (ручные перфораторы) доказывается в работах В. Ф. Горбунова, И. Г. Резникова и В. В. Козлова [65-67]. Однако, исследования, посвященные пассивным виброзащитным системам, содержащим многослойные упругие элементы с регулярной структурой, несмотря на множество теоретических и экспериментальных работ, нельзя признать завершенными. Для отбойных молотков, в силу специфики их работы, характерно наличие полигармонического и ударного видов возмущающих сил. Это обуславливает широкий спектр вибраций ствола машины. Кроме того, непостоянство условий на границе «рабочий инструмент – обрабатываемая среда» приводит к значительным изменениям силы реакции обрабатываемой среды на всю систему ударной машины. Введение в указанную систему упругого промежуточного (виброизолирующего) звена между человеком и машиной еще более усложняет динамику системы. Естественно, что решение проблемы виброзащиты человека-оператора в силу указанных факторов – сложная задача, как с практической, так и с теоретической точек зрения.

Известен цикл работ, посвященных исследованию молотков с обособленным стволом. Автором работы [68] утверждается, что в молотках с обособленным стволом постоянное прижатие инструмента к обрабатываемой поверхности, необходимое для эффективной работы молотка, обеспечивается при

незначительном, практически нулевом напорном усилии. Кроме того, отмечается, что ствол, который под воздействием реактивных сил движется в противофазе с ударником, не взаимодействует с корпусом, а это способствует снижению уровня вибраций рукоятки.

Первое положение, на наш взгляд, справедливо только для частного случая работы молотка, когда инструмент в силу особенностей разрушаемого материала не отскакивает и не ударяет по корпусу. При достаточно упругом инструменте и жестком обрабатываемом массиве обратный удар по корпусу неизбежен даже при постоянном контакте корпуса и инструмента (так называемый удар масс). Более того, в многомассовой системе «молоток-рука оператора», обладающей упруго-вязкими свойствами, удар возможен вследствие нарушения регулярности движения масс, приводящего к резкому возрастанию амплитуд колебания отдельных масс и нарушению контакта корпуса с инструментом. Не является достижением отмечаемое во втором положении отсутствие взаимодействия ствола с корпусом, так как это при значительных под действием реактивных сил перемещениях ствола может привести к ограничению движений поршня-ударника.

Имеются сведения об успешном, испытании опытных образцов [69] и экспериментального образца [70] молотков с обособленным стволом. Вместе с тем, как следует из приведенных выше соображений, заявленные достоинства таких молотков не являются очевидными. Идея применения в отбойных молотках обособленного ствола может оказаться состоятельной в результате выбора тех или иных конструктивных решений или динамических параметров молотка и нуждается во всесторонней проверке.

Обоснование параметров ПОМ при их проектировании или модернизации осуществляется, в основном, исходя из опыта эксплуатации аналогов и данных, полученных в процессе стендовых испытаний проектируемого изделия, т. е., по сути, методом проб и ошибок. При таком подходе сроки проектирования и доводки конструкции отбойного молотка затягиваются, а затраты возрастают. Конечный результат не всегда оказывается оптимальным. Выходом из такого

положения является анализ существующих и синтез проектируемых конструкций посредством математического моделирования рабочих процессов в МО с применением компьютеров. При этом степень приближения моделируемых характеристик к реальным значениям определяется совокупностью принятых при составлении модели допущений, иначе, ее сложностью.

Известны простые модели руки оператора, которые сводятся к сравнительно несложным детерминированным линейным системам с постоянными параметрами и малым числом степеней свободы [66, 67, 106-108]. Это дает основание характеризовать руки оператора импедансом, зависящим от частоты вибрации и некоторых величин, для определения которых применяется какая-либо подходящая методика идентификации.

В настоящее время большинство известных моделей имеет частный характер.

В книге [70], исходя из уравнения теплового баланса, для камер отбойного молотка получены дифференциальные уравнения, необходимые для построения индикаторных диаграмм МО при переменном объеме воздуха в камерах. Там же приводятся формулы для определения расходов воздуха при истечении воздуха из камер через выхлопные отверстия и при его поступлении в камеры из напорной магистрали через отверстия в клапанном распределительном устройстве. Основные допущения, принятые при моделировании, заключаются в пренебрежении теплообменом через стенки ствола МО, а также в замене политропного процесса истечения воздуха через отверстия адиабатным процессом. Все связанные с этим неточности расчетов компенсируются введением в формулы расхода некоторого эмпирического коэффициента.

В работе [71] эти термо- и газодинамические зависимости вместе с уравнением периодического движения ударника представлены в виде математической модели МО. Ствол, в котором движется ударник, и инструмент предполагаются неподвижными. Процессы передачи энергии ударника инструменту, т. е. процессы соударения ударника с инструментом, не рассматриваются. При этом скорость ударника после соударения с инструментом

принимается равной по величине его скорости до соударения, умноженной на некоторый коэффициент восстановления. Перебрасывание клапана в распределительном устройстве осуществляется мгновенно при достижении равенства давлений в камерах. При таком подходе можно, с некоторым приближением, определить основные характеристики молотка: энергию удара и частоту ударов, – что и продемонстрировано на примере молотка МО-2Б. Однако такая чрезмерно упрощенная модель не позволяет исследовать реальную динамику, в том числе вибрации молотка, на самом деле являющимся сложной многомассовой системой, взаимодействующей определенным образом с окружающей средой (рукой человека, разрушаемым материалом и пр.)

Авторы работы [72] пошли несколько дальше, рассматривая клепальный молоток КЕ-22 в виде системы из четырех масс (рука человека, ствол, ударник, инструмент), взаимодействующих при контакте между собой и с разрушаемым массивом через элементы Кельвина-Фойгта. Задача решалась на базе электронной моделирующей установки ИПТ-5. Как известно, в случае применения аналоговых вычислительных машин возникают значительные трудности при задании логических условий, определяющих закономерности формирования сил давления в камерах и сил взаимодействия масс, в данном случае – условий выхлопа воздуха из камер или его поступления из сети, условий соударения смежных масс, прежде всего, ударника и инструмента. Поэтому в данной работе силы давления воздуха на ударник, инструмент и стенки ствола определялись на основании результатов индицирования различных молотков, полученных в Томском политехническом институте. При таком подходе, вряд ли возможно, в принципе, согласование во времени индикаторной диаграммы (в ее временном аспекте) с развивающимися механическими процессами.

Проблемным элементом современных моделей МО являются имитаторы руки человека и разрушаемой среды. В работе [72] рука – это масса, соединенная с рукояткой молотка элементом Кельвина-Фойгта. К этой массе извне приложена некоторая постоянная сила. В стандарте Российской Федерации [18] предлагаются стендовая установка для испытаний МО, в которой рука оператора

имитируется двумя массами, и соответствующая ее математическая модель. Для такого случая нагружения в сочетании с жестким разрушаемым основанием установлены предельные значения уровней вибраций и шума, что позволяет производить сравнение различных МО, с точки зрения виброизоляции рукоятки, в заданных стандартных условиях.

В части формирования логических условий заслуживают внимания результаты исследований процесса переброски плоского клапана МО, представленных в работе [73]. Установлены зависимости для определения и значения давлений в запираемых камерах рабочего хода и холостого хода, при которых перебрасывается клапан. В общем случае эти давления существенно отличаются, причем каждое из них не совпадает с соответствующим давлением открытой камеры. На это также указывают полученные авторами экспериментальные индикаторные диаграммы молотка МО-2М (МО-2Б).

Не просты и разнообразны задачи учёта влияния обрабатываемой среды на динамику отбойных молотков и, в частности, на вибрацию, передаваемую на руки операторов. Характер этих задач зависит от принципов работы машин и вида технологического процесса, выполняемого ими. Зависимости сил взаимодействия исполнительного инструмента с обрабатываемой средой от свойств последней, режимов работы, формы и материала инструмента и других факторов пока еще недостаточно изучены.

Таким образом, полная математическая модель, учитывающая результаты исследований свойств МО, возможности компьютерных технологий и пригодная для всестороннего исследования вибраций, в настоящее время еще не разработана.

1.5 Цель и задачи исследования

На основании проведенного анализа состояния вопроса постановлена цель и определены задачи исследования.

Целью диссертационной работы является исследование динамических процессов в пневматических отбойных молотках для снижения вибрации в результате обособления ствола и применения виброзащитной системы с кольцевыми канатными виброизоляторами.

Для достижения поставленной цели в работе сформулированы и решены следующие основные задачи исследования:

1. Выполнить анализ основных источников возникновения вибраций в пневматических отбойных молотках, а также упругих элементов используемых в качестве средств виброзащиты и дать обоснование возможности снижения вибраций за счет обособления ствола и применения кольцевых канатных виброизоляторов в узлах сопряжения конструктивных элементов молотка.

2. Провести теоретические исследования динамических процессов в системе «испытательный стенд – пневматический отбойный молоток» для обоснования преимуществ молотка с обособленным стволом и кольцевыми канатными виброизоляторами по сравнению с серийно выпускаемыми молотками типа МО, а также установления диапазона рациональных значений динамических параметров кольцевых канатных виброизоляторов, обеспечивающих минимальные значения показателей вибрации молотка с обособленным стволом.

3. Разработать стендовое оборудование и провести комплекс экспериментальных исследований для определения геометрических параметров кольцевых канатных виброизоляторов, при которых обеспечиваются их рациональные динамические параметры, и для установления адекватности математической модели и эффективности виброзащиты пневматического отбойного молотка с обособленным стволом и кольцевыми канатными виброизоляторами.

4. Разработать методику расчета виброзащиты пневматических отбойных молотков с обособленным стволом и кольцевыми канатными виброизоляторами на стадии проектирования молотка и адаптации к конкретным условиям

эксплуатации, а также рекомендации по совершенствованию структуры и конструкции молотков.

Выводы по разделу 1

Из анализа научно-исследовательских работ следует:

1. Повышение производительности современных отбойных молотков путем увеличения их ударной мощности сдерживается увеличением вибрации, а также необходимостью повышения усилия подачи, обеспечить которое в допустимых пределах в ряде случаев не всегда представляется возможным. Работа при усилиях подачи, меньших номинальных, приводит к недоиспользованию мощности и, самое главное, к повышенной вибрации.

2. Основной причиной вибрации являются знакопеременные периодические суммарные усилия, возникающие вследствие изменения давления сжатого воздуха в стволе ударной машины. Важными причинами вибрации являются также усилия, возникающие при соударениях ствола машины с рабочим инструментом и наоборот.

В существующих конструкциях отбойных молотков применяемые средства виброзащиты направлены на устранение или ослабление влияния основной причины, другие источники вибрации остаются не локализованными.

3. Анализ известных направлений борьбы с вибрацией показал, что способы и средства защиты оператора без снижения вибраций рукоятки машины имеют ограниченные возможности и для отбойных молотков неприемлемы. Так виброзащитные каретки, построенные по принципу защитной массы на упругом основании, снижая до санитарных норм вредное воздействие вибрации на оператора, одновременно увеличивают оптимальное усилие подачи на 30 ... 40 % и несколько снижают производительность. При этом тяжелые каретки неудобны и ненадежны в эксплуатации, а стоимость их относительно высока.

Способы и средства снижения вибраций ствола отбойных молотков, в том числе распространенный способ рационализации формы силовой диаграммы, а

также способы, основанные на применении динамических гасителей вибрации, на данный момент себя, практически, исчерпали.

4. В настоящее время методы подавления вибровозбуждения отбойных молотков продолжают совершенствоваться и реализуются в конструкциях создаваемых машин. Однако, процесс создания вибробезопасных пневматических отбойных молотков, удовлетворяющих требованиям санитарных норм, не завершен и остается актуальным, причем его решение невозможно без применения средств виброизоляции и демпфирования.

5. Из анализа известных упругих элементов средств вибрационной защиты следует, что виброизоляторы, выполненные из отрезков стального каната, в отличие от других типов, имеют высокую демпфирующую и несущую способность при минимальных массово-габаритных показателях и стоимости изготовления, что делает их применение перспективным для использования в системах виброзащиты отбойных молотков.

РАЗДЕЛ 2

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В ПНЕВМАТИЧЕСКИХ ОТБОЙНЫХ МОЛОТКАХ

Цель раздела заключается в исследовании динамических процессов в системе «испытательный стенд – пневматический отбойный молоток» для обоснования преимуществ предложенного нами молотка с обособленным стволом и кольцевыми канатными виброизоляторами по сравнению с серийно выпускаемыми молотками типа МО, а также установление диапазона рациональных значений динамических параметров кольцевых канатных виброизоляторов.

П. 2.1 и п. 2.2 раздела посвящены разработке математических моделей систем, представляющих стандартный испытательный стенд с установленными на нем соответственно, молотком типа МО и молотком с ОС и ККВ.

Методами математического моделирования в п. 2.3 получены диаграммы динамических процессов в системах с базовым молотком типа МО и новым молотком с ОС и ККВ, что позволило выявить преимущества последнего, установить зависимости показателей вибрации рукоятки нового молотка от коэффициента жесткости единичных ККВ, их числа и расположения в силовой системе молотка, а также область рациональных значений коэффициента жесткости ККВ, при которых обеспечиваются минимальные действующие значения виброскорости и виброускорения.

В п. 2.4 разработаны аналогичные модели системы «испытательный стенд ДонГТУ – пневматический отбойный молоток», представлены результаты моделирования и полученные зависимости показателей вибрации от жесткости обрабатываемого объекта.

Материалы раздела послужили основанием для разработки ККВ и совершенствования конструкции пневматического отбойного молотка, использованы в разделах 3 и 4.

Адекватность результатов теоретических исследований подтверждена полученными экспериментально и приведенными в разделе 3 вибрационными характеристиками экспериментальных молотков с ОС и ККВ.

Основные результаты теоретических исследований отражены в научных статьях [74-82].

2.1 Математическая модель пневматического отбойного молотка типа МО, установленного на стандартном стенде

Условия эксплуатации ПОМ отличаются большим разнообразием, что затрудняет оценку их показателей, определяемых в производственных условиях и, особенно, на этапе проектирования. Поэтому вполне естественным выглядит стремление производить испытания МО в некоторых стандартных условиях и на стандартном стендовом оборудовании. В отечественном ГОСТ Р 55162-2012 [18] предлагается схема испытательного стенда, которая содержит механический имитатор системы «кисть – рука» в виде двух масс m_1 и m_2 , соединенных между собой и с молотком пружинами (коэффициенты жесткости c_1 и c_2) и демпферами (коэффициенты вязкости μ_1 и μ_2) (рисунок 2.1, а). Малая масса m_2 , высокая жесткость c_2 и большой коэффициент демпфирования μ_2 соответствуют динамическим свойствам мягких тканей кисти руки (ладони и пальцев), для имитации которых на реальном стенде могут быть использована резина или другой упруго-вязкий материал.

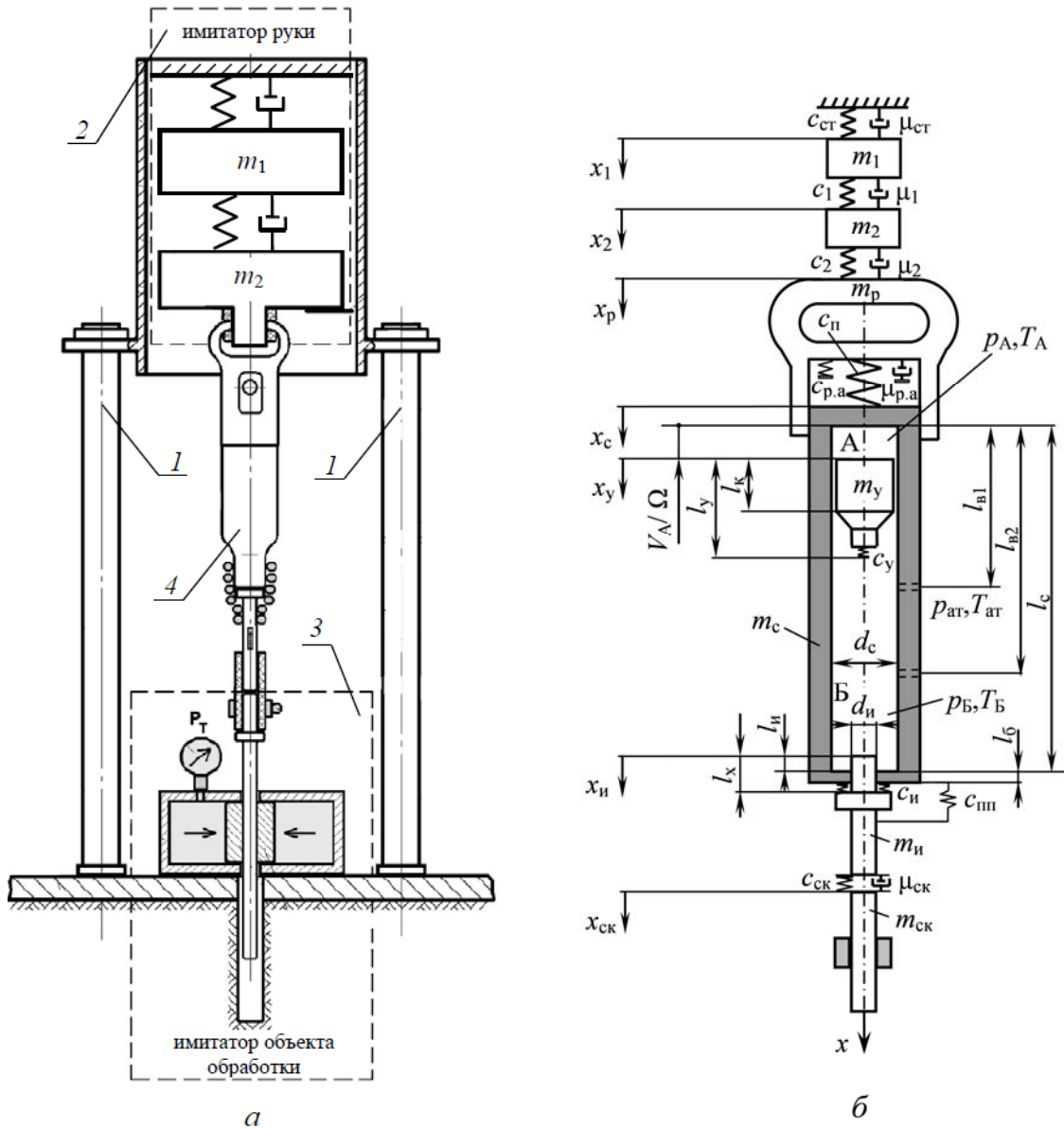
Объект обработки представляется в виде скалки, зажатой с определенным усилием гидравлическими тисками и способной перемещаться в тисках, преодолевая силы трения, под воздействием инструмента.

Данный стандарт допускает возможность изменения ряда параметров стенда, например, большей массы m_1 , имитирующей руку оператора, – от 10 до 40 кг. Приведенные в [82] предварительные результаты теоретических исследований динамики МО показывают, что даже, на первый взгляд, незначительные изменения конструктивных или эксплуатационных параметров системы «рука –

отбойный молоток – обрабатываемый объект», которая сложилась в процессе ее длительной эволюции, могут приводить к существенным изменениям характеристик молотка, в том числе вибрационных. Тем более не вызывает сомнений то, что соотношение динамических характеристик колебательной системы «испытательный стенд – пневматический отбойный молоток», имеющей большее число колеблющихся масс, чем в молотке, также отразится на уровне вибраций поверхности рукоятки молотка. При сравнительно небольших значениях массы m_2 (от 10 кг) и максимальном давлении ($5 \cdot 10^5$ Па), очевидно вследствие неуравновешенности действующих на молоток сил, наблюдается непрерывное при каждом цикле работы смещение ствола и рукоятки молотка в направлении, противоположном воздействию руки (отдача молотка). Возможно для предотвращения этого смещения в аналогичной модели механического имитатора системы «кисть – рука» с двумя степенями свободы, представленной в стандарте [83], и в ряде других известных моделей масса m_1 опирается на неподвижную стенку, имитирующую верхнюю часть туловища.

Таким образом, для объективизации результатов испытаний молотков система «испытательный стенд – пневматический отбойный молоток» нуждается в дальнейшем исследовании, например путем моделирования, и совершенствовании.

Расчетная схема системы «испытательный стенд – пневматический отбойный молоток» представлена на рисунке 2.1, б. Здесь, в дополнение к стандартному набору конструктивных элементов стенда [18], предусматривается упор для массы m_1 в виде неподвижной стенки, на необходимость которого указывается в подразделе 2.4.



1 – рама станда; 2 – имитатор руки; 3 – имитатор объекта обработки;
4 – отбойный молоток

Рисунок 2.1 – Схематическое изображение (а) и расчетная схема системы «стандартный испытательный станд – серийный молоток типа МО» (б)

При составлении модели системы «испытательный станд – пневматический отбойный молоток» принимаются следующие допущения:

1) силами трения между элементами отбойного молотка, переходными процессами при подключении воздухопровода, а также потерями давления в системе и воздухораспределительном устройстве пренебрегаем;

2) в начальный момент времени инструмент упирается в скалку, причем все силовые элементы молотка находятся под нагрузкой, создаваемой силами тяжести элементов молотка и стенда;

3) рассматривается только продольная динамика системы, т. е. все ее элементы, представляющие собой твердые тела (волновыми процессами пренебрегаем), движутся поступательно;

4) материальные элементы системы взаимодействуют между собой через упругие или упруго-вязкие связи;

5) клапан в воздухораспределительном устройстве перебрасывается в течение некоторого времени τ при достижении в запираемой камере ствола некоторого определенного расчетным путем давления и резком падении давления в другой камере при выхлопе воздуха. При этом условная площадь отверстий воздухораспределительного устройства запираемой камеры изменяется в течение времени τ по линейному закону от нуля до значения конструктивной площади отверстий, соответствующего данной камере, а для опорожняемой камеры, наоборот, – от значения конструктивной площади соответствующего отверстия до нуля;

б) площадь открытой части выхлопных отверстий верхнего яруса в верхней камере А изменяется по линейному закону в зависимости от изменяющейся в пределах от $l_{в1}$ до $l_{в1}+\Delta l_1$ координаты u_A положения верхней поверхности ударника относительно верхнего днища ствола, $u_A=x_y-x_c$. Площадь открытой части выхлопных отверстий верхнего яруса в нижней камере Б также изменяется по линейному закону в зависимости от изменяющейся в пределах от $l_{в1}$ до $l_{в1}+\Delta l_1$ или наоборот координаты u положения нижней поверхности ударника относительно верхнего днища ствола, $u=x_y+l_k-x_c$. Площадь открытой части выхлопных отверстий нижнего яруса изменяется аналогично – при изменении u в пределах от $l_{в2}$ до $l_{в2}+\Delta l_2$. Здесь Δl_1 и Δl_2 – длина участка ствола, на котором при перемещении ударника над отверстиями, соответственно 1-го и 2-го ярусов, осуществляется выхлоп воздуха;

7) В начальном положении пусковая пружина сжата с усилием F , а между резиновым амортизатором и стволом обеспечивается расстояние $l_{\text{п}}$. После приложения к рукоятке напорного усилия на пружину действует сила P , $P = (m_1 + m_2 + m_p)g \cos \beta$. Под воздействием силы P рукоятка смещается относительно ствола на расстояние Δ . Если выполняется условие $\Delta \geq \Delta_1$, где Δ_1 – смещение, при котором выбирается ход пусковой пружины $l_{\text{п}}$, ($\Delta_1 = l_{\text{п}}$), то молоток включается в работу, и из сети в камеры поступает воздух под давлением $p_{\text{м}}$. Если выполняется условие $\Delta \geq \Delta_2$, где Δ_2 – смещение, при котором выбирается еще и ход $l_{\text{р.а}}$ резинового амортизатора, то он садится на ствол на жестко. Смещение Δ определяется по формулам:

$\Delta = (P - F) / c_{\text{п}}$, если $\Delta \leq \Delta_1$ – смещение, при котором молоток не включается в работу;

$\Delta = \Delta_1 + (P - F - c_{\text{п}}l_{\text{п}}) / (c_{\text{п}} + c_{\text{р.а}})$, если $\Delta > \Delta_1 \wedge \Delta \leq \Delta_2$, молоток включается и работает, резиновый амортизатор работает на рабочем участке механической характеристики;

$\Delta = \Delta_2 + [P - F - c_{\text{п}}l_{\text{п}} - (c_{\text{п}} + c_{\text{р.а}})l_{\text{р.а}}] / (c_{\text{п}} + c_{\text{р.а.макс}})$, если $\Delta > \Delta_2$, молоток работает, резиновый амортизатор садится на ствол на жестко.

8) процессы истечения воздуха из камер в атмосферу и, наоборот, из сети в камеры, являются адиабатическими. Для описания термо- и газодинамических процессов в молотке принимаются зависимости, полученные в работе [70]. При этом расход воздуха из полости 1 в полость 2 через отверстие площадью f описывается уравнением Сен-Венана

$$G = \begin{cases} \sqrt{f} p_1 \sqrt{\frac{2k}{(k-1)RT_1} (Y^{\frac{2}{k}} - Y^{\frac{1+k}{k}})}, & \text{если } Y > Y_{\text{макс}} \text{ и } p_1 > p_2; \\ \sqrt{f} p_1 \sqrt{\frac{2k}{(k-1)RT_1} (Y_{\text{макс}}^{\frac{2}{k}} - Y_{\text{макс}}^{\frac{1+k}{k}})}, & \text{если } Y \leq Y_{\text{макс}} \text{ и } p_1 > p_2, \end{cases} \quad (2.1)$$

где v , p_1 , T_1 – коэффициент расхода воздуха через отверстие, соединяющее полости, давление и температура в полости 1, p_2 – давление в полости 2; k – показатель адиабаты; R – газовая постоянная воздуха; $Y = p_2 / p_1$; Y_{\max} – значение отношения давлений, при котором достигается наибольший расход воздуха,

$$Y_{\max} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}.$$

Математическая модель механических, термо- и газодинамических процессов в молотке системы «испытательный стенд – молоток отбойный пневматический серии МО» представляется следующей системой дифференциальных уравнений второго порядка:

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 = F_{\text{ст}} - F_1 + m_1 g \cos \beta; \\ m_2 \ddot{x}_2 = F_1 + F_{\text{р.н}} - F_{\text{р.в}} + m_2 g \cos \beta; \\ \\ m_p \ddot{x}_p = F_{\text{р.в}} - F_{\text{р.н}} - R_{\text{п}} + m_p g \cos \beta; \\ m_c \ddot{x}_c = R_{\text{п}} - F_{\text{р.А1}} + P_c - F_{\text{и}} + F_{\text{шп}} + m_c g \cos \beta; \\ m_y \ddot{x}_y = F_{\text{р.А}} - F_{\text{р.Б}} - F_y + m_y g \cos \beta; \\ m_{\text{и}} \ddot{x}_{\text{и}} = F_y + P_{\text{п}} - F_{\text{ск}} + F_{\text{и}} - F_{\text{шп}} + m_{\text{и}} g \cos \beta; \\ m_{\text{ск}} \ddot{x}_{\text{ск}} = F_{\text{ск}} - F_{\text{тр}} + m_{\text{ск}} g \cos \beta; \\ \\ \dot{p}_A = \frac{k}{V_A} \left[RT_M G_{\text{АМ}} - RT_A G_{\text{Аи}} - p_A \Omega (\dot{x}_y - \dot{x}_c) \right]; \\ \dot{p}_B = \frac{k}{V_B} \left[RT_M G_{\text{БМ}} - RT_B G_{\text{Би}} + p_B \Omega (\dot{x}_y - \dot{x}_c) - p_B \Omega_{\text{и}} (\dot{x}_{\text{и}} - \dot{x}_c) \right]; \\ \\ \left\{ \begin{array}{l} \text{если } G_{\text{АМ}} > 0, \text{ то} \\ \dot{T}_A = \frac{T_A}{p_A V_A} \left[\left(k - \frac{T_A}{T_M} \right) RT_M G_{\text{АМ}} - (k-1) R k_{\text{ГАи}} G_{\text{Аи}} - (k-1) p_A \Omega (\dot{x}_y - \dot{x}_c) \right]; \\ \text{если } G_{\text{АМ}} \leq 0, \text{ то} \\ \dot{T}_A = \frac{T_A}{p_A V_A} \left[\left(k - \frac{T_M}{T_A} \right) RT_A G_{\text{АМ}} - (k-1) R k_{\text{ГАи}} G_{\text{Аи}} - (k-1) p_A \Omega (\dot{x}_y - \dot{x}_c) \right]; \end{array} \right. \end{cases} \quad (2.2)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{если } G_{\text{БМ}} > 0, \text{ то} \\ \dot{T}_{\text{Б}} = \frac{T_{\text{Б}}}{p_{\text{Б}} V_{\text{Б}}} \left[\left(k - \frac{T_{\text{М}}}{T_{\text{Б}}} \right) R T_{\text{М}} G_{\text{БМ}} - (k-1) R k_{\text{ГБи}} G_{\text{Би}} + (k-1) p_{\text{Б}} \Omega (\dot{x}_{\text{y}} - \dot{x}_{\text{c}}) - \right. \\ \left. - p_{\text{Б}} \Omega_{\text{и}} (\dot{x}_{\text{и}} - \dot{x}_{\text{c}}) \right]; \\ \text{если } G_{\text{БМ}} \leq 0, \text{ то} \\ \dot{T}_{\text{Б}} = \frac{T_{\text{Б}}}{p_{\text{Б}} V_{\text{Б}}} \left[\left(k - \frac{T_{\text{Б}}}{T_{\text{М}}} \right) R T_{\text{Б}} G_{\text{БМ}} - (k-1) R k_{\text{ГБи}} G_{\text{Би}} + (k-1) p_{\text{Б}} \Omega (\dot{x}_{\text{y}} - \dot{x}_{\text{c}}) - \right. \\ \left. - p_{\text{Б}} \Omega_{\text{и}} (\dot{x}_{\text{и}} - \dot{x}_{\text{c}}) \right]. \end{array} \right.$$

Здесь t – время; β – угол отклонения продольной оси молотка от вертикали; $F_{\text{ст}}$ – реакция стенки на воздействие оператора; F_1 – сила взаимодействия масс m_1 и m_2 ; $F_{\text{р.в}}$ и $F_{\text{р.н}}$ – реакции верхней и нижней частей рукоятки на воздействие оператора; $R_{\text{п}}$ – суммарная сила сжатия пусковой пружины и резинового амортизатора в рукоятке управления; g – ускорение свободного падения; $F_{\text{рА}}$ и $F_{\text{рБ}}$ – силы давления воздуха на ударник в камерах А и Б ствола; $F_{\text{рА1}}$ – сила давления, действующая на днище ствола в камере А; $P_{\text{с}}$ и $P_{\text{и}}$ – силы давления воздуха на днище ствола (с) в камере Б и на инструмент (и); F_{y} – сила соударения ударника с инструментом; $F_{\text{и}}$ – сила взаимодействия инструмента со стволом; $F_{\text{пн}}$ – сила растяжения пружины, удерживающей инструмент; $F_{\text{ск}}$ – реакция скалки на воздействие инструмента; $G_{\text{Ам}}$, $G_{\text{БМ}}$ – расход воздуха, поступающего из магистрали в камеру А и в камеру Б, соответственно; $G_{\text{Аи}}$, $G_{\text{Би}}$ – расход воздуха, истекающего в атмосферу из камер А и Б, соответственно; $k_{\text{ГАи}}$ и $k_{\text{ГБи}}$ – логические коэффициенты, принимающие значения температуры в камере или в атмосфере в зависимости от направления миграции воздуха через выхлопные отверстия,

$$k_{\text{ГАи}} = \begin{cases} T_{\text{А}}, & \text{если } G_{\text{Аи}} \geq 0; \\ T_{\text{ат}}, & \text{если } G_{\text{Аи}} < 0; \end{cases} \quad k_{\text{ГБи}} = \begin{cases} T_{\text{Б}}, & \text{если } G_{\text{Би}} \geq 0; \\ T_{\text{ат}}, & \text{если } G_{\text{Би}} < 0, \end{cases}$$

Ω – площадь поперечного сечения внутренней полости ствола; $\Omega_{и}$ – площадь торца хвостовика инструмента.

Реакция стенки

$$F_{ст} = c_{ст}(x_{ск} - x_1) - \mu_{ст}\dot{x}_1.$$

Сила взаимодействия масс m_1 и m_2

$$F_1 = c_1(x_1 - x_2) + \mu_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_2).$$

Реакция рукоятки сверху на воздействие оператора

$$F_{р.в} = \begin{cases} F_{р.р}, \text{ если } (x_2 - x_p) < l_{р.р.} \text{ и } F_{р.в} \geq 0; \\ F_{р.р} + c_{2\max}(x_2 - x_p - l_{р.р.}), \\ \text{если } (x_2 - x_p) \geq l_{р.р.} \text{ и } F_{р.в} \geq 0; \\ 0, \text{ если } F_{р.в} < 0, \end{cases}$$

где $F_{р.р} = c_2(x_2 - x_p) + \mu_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_p) + (m_1 + m_2)g \cdot \cos\beta$,

$l_{р.р}$ – осадка пружины, имитирующей связь массы m_2 с рукояткой; $F_{р.р}$ – реакция рукоятки на воздействие оператора в момент посадки пружины, имитирующей связь массы m_2 с рукояткой, жестко; $c_{2\max}$ – коэффициент жесткости осажённой пружины.

Реакция рукоятки снизу на воздействие оператора:

$$F_{р.н} = \begin{cases} F_{р.р}, \text{ если } (x_p - x_2) < l_{р.р.} \text{ и } F_{р.н} \geq 0; \\ F_{р.р} + c_{2\max}(x_p - x_2 - l_{р.р.}), \\ \text{если } (x_p - x_2) \geq l_{р.р.} \text{ и } F_{р.н} \geq 0; \\ 0, \text{ если } F_{р.н} < 0, \end{cases}$$

где $F_{р.р} = c_2(x_p - x_2) + \mu_2(\dot{x}_p - \dot{x}_2)$.

Суммарная сила сжатия пусковой пружины и резинового амортизатора в рукоятке управления R_{Π} определяется сочетанием величин Δ , Δ_1 и Δ_2 .

Логика формирования силы R_{Π} в процессе работы молотка отражена на рисунке 2.2. При этом возможны следующие 7 вариантов формулы R_{Π} (7 вариантов взаимодействия рукоятки и ствола):

$$1) R_{\Pi} = 0,$$

$$\text{если } (x_p - x_c) \leq -(\Delta + F/c_{\Pi});$$

$$2) R_{\Pi} = P - (c_{\Pi} + c_{p.a})(\Delta - \Delta_1) + c_{\Pi}(x_p - x_c + \Delta - \Delta_1),$$

$$\text{если } \Delta_1 \leq \Delta < \Delta_2 \wedge (x_p - x_c) > -(\Delta + F/c_{\Pi}) \wedge (x_p - x_c) \leq (\Delta_1 - \Delta);$$

$$3) R_{\Pi} = P + (c_{\Pi} + c_{p.a})(x_p - x_c) + \mu_{p.a}(v_p - v_c),$$

$$\text{если } \Delta_1 \leq \Delta < \Delta_2 \wedge (x_p - x_c) > (\Delta_1 - \Delta) \wedge (x_p - x_c) \leq (\Delta_2 - \Delta);$$

$$4) R_{\Pi} = P + (c_{\Pi} + c_{p.a})(\Delta_2 - \Delta) + c_{p.a.max}(x_p - x_c + \Delta - \Delta_2),$$

$$\text{если } \Delta_1 \leq \Delta < \Delta_2 \wedge (x_p - x_c) > (\Delta_2 - \Delta);$$

$$5) R_{\Pi} = P - (c_{\Pi} + c_{p.a.max})(\Delta - \Delta_2) - (c_{\Pi} + c_{p.a})(\Delta_2 - \Delta_1) + c_{\Pi}(x_p - x_c + \Delta - \Delta_1),$$

$$\text{если } \Delta \geq \Delta_2 \wedge (x_p - x_c) \leq -(\Delta + F/c_{\Pi}) \wedge (x_p - x_c) \leq (\Delta_1 - \Delta);$$

$$6) R_{\Pi} = P - (c_{\Pi} + c_{p.a.max})(\Delta - \Delta_2) + (c_{\Pi} + c_{p.a})(x_p - x_c + \Delta - \Delta_2)$$

$$+ \mu_{p.a}(v_p - v_c), \text{ если } \Delta \geq \Delta_2 \wedge (x_p - x_c) > (\Delta_1 - \Delta) \wedge (x_p - x_c) \leq (\Delta_2 - \Delta);$$

$$7) R_{\Pi} = P + (c_{\Pi} + c_{p.a.max})(x_p - x_c),$$

$$\text{если } \Delta \geq \Delta_2 \wedge (x_p - x_c) > (\Delta_2 - \Delta),$$

где $c_{p.a.max}$ – коэффициент жесткости амортизатора после его посадки на жестко.

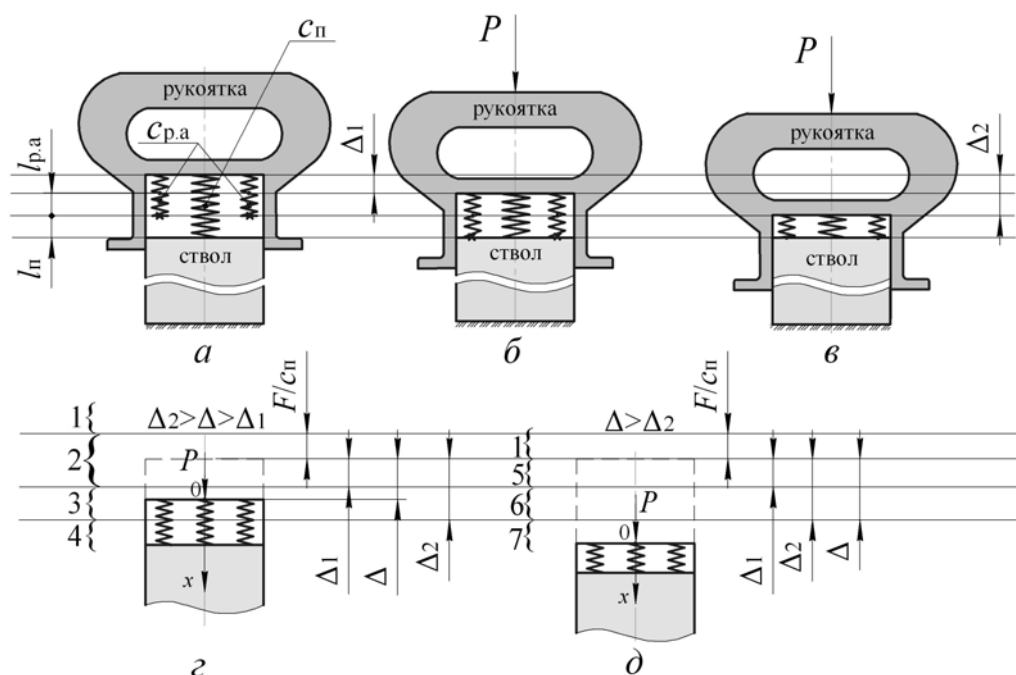
Здесь, поскольку рука оператора и пусковая пружина работают только на сжатие, при $F_p < 0$, принимается $F_p = 0$, а при $R_{\Pi} < 0$, принимается $R_{\Pi} = 0$.

Силы давления воздуха на ударник в камерах А и Б ствола

$$F_{pA} = p_A \pi d_y^2 / 4 = p_A \Omega_y;$$

$$F_{pB} = p_B \pi d_y^2 / 4 = p_B \Omega_y,$$

где Ω_y – площадь наибольшего поперечного сечения ударника (миделя).



$a - \Delta=0$; $б - \Delta=\Delta_1$; $в - \Delta=\Delta_2$; $г - \Delta_2 > \Delta > \Delta_1$, области возможных значений величины $(x_p - x_c)$; $д - \Delta > \Delta_2$, области возможных значений величины $(x_p - x_c)$

Рисунок 2.2 – Варианты взаимного расположения рукоятки и ствола
(условий для расчета $R_{п}$)

Силы давления воздуха, действующие на основание ствола в камере А (p_{A1}), в камере Б (с) и на инструмент (и):

$$F_{pA1} = (p_A - p_{ат})\pi d_c^2 / 4 = (p_A - p_{ат})\Omega_c;$$

$$P_c = (p_B - p_{ат})\pi \frac{(d_c^2 - d_{и}^2)}{4} = (p_B - p_{ат})\Omega_c;$$

$$P_{и} = (p_B - p_{ат})\pi \frac{d_{и}^2}{4} = (p_B - p_{ат})\Omega_{и},$$

где Ω_c – площадь поверхности нижнего основания ствола.

Сила соударения ударника с инструментом:

$$F_y = \begin{cases} c_y(-z), & \text{если } z < 0; \\ 0, & \text{если } z \geq 0, \end{cases}$$

где z – расстояние между ударником и инструментом,

$$z = l_c - x_y - l_y - [l_x - l_6 + ((m_1 + m_2 + m_p + m_c)g \cos\beta) / c_{и} + x_c - x_{и}].$$

Сила взаимодействия инструмента со стволом

$$F_{и} = \begin{cases} c_{и}(x_c - x_{и}) + (m_1 + m_2 + m_p + m_c)g \cos\beta, & \text{если } F_{и} > 0; \\ 0, & \text{если } F_{и} < 0. \end{cases}$$

Реакция скалки на воздействие инструмента

$$F_{ск} = \begin{cases} c_{ск}(x_{и} - x_{ск}) + \mu_{ск}(\dot{x}_{и} - \dot{x}_{ск}) + (m_1 + m_2 + m_p + m_c + m_{и})g \cdot \cos\beta, \\ \text{если } F_{ск} > 0; \\ 0, & \text{если } F_{ск} \leq 0. \end{cases}$$

Сила трения, действующая на скалку,

$$F_{тр} = \begin{cases} F_{ск} + m_{ск}g \cos\beta, & \text{если } \dot{x}_{ск} = 0; \\ F_T, & \text{если } \dot{x}_{ск} > 0, \end{cases}$$

где F_T – заданная сила трения движения скалки относительно гидравлических тисков.

Скорость скалки $\dot{x}_{ск}$ принимается равной нулю при $\dot{x}_{ск} \leq 0$.

Сила растяжения пружины, удерживающей инструмент,

$$F_{пн} = \begin{cases} c_{пн}(x_{и} - x_c - l_{ск}), & \text{если } F_{пн} \geq 0; \\ 0, & \text{если } F_{пн} < 0, \end{cases}$$

где l_{cx} – свободный ход инструмента в стволе.

В уравнениях (2.2) $V_A = \Omega(x_y - x_c)$, $V_B = V_c - V_y - V_{и} - V_A$, где V_c , V_y , $V_{и}$ – соответственно, объемы полости ствола, ударника и хвостовика инструмента, находящегося в стволе в текущий момент времени t , $V_{и} = l_{и} \Omega_{и}$; $l_{и}$ – длина участка хвостовика инструмента, находящегося в камере Б,

$$l_{и} = l_x - l_{\sigma} + ((m_1 + m_2 + m_p + m_c)g \cos \beta) / c_{и} - x_{и} + x_c.$$

Логика миграции воздуха через отверстия из магистрали в камеры определяется соотношением давлений в камерах и в магистрали, а также при начавшемся движении воздуха продолжительностью времени τ перебрасывания клапана в воздухораспределительном устройстве.

Расход воздуха G_{AM} при его истечении из магистрали в камеру А (при $p_A < p_M$) принимается равным расходу G , определяемому по формуле (2.1), если в ней положить $v = v_{AM}$, $p_1 = p_M$, $T_1 = T_M$, $f = f_A$, $Y = p_A / p_M$. При истечении воздуха из камеры А в магистраль (при $p_A > p_M$) следует полагать $G_{AM} = -G$ при $v = v_{AM}$, $p_1 = p_A$, $T_1 = T_A$, $f = f_A$, $Y = p_M / p_A$.

Аналогично, расход воздуха G_{BM} при истечении воздуха из магистрали в камеру Б (при $p_B < p_M$) принимается равным расходу G , определяемому по формуле (2.1), в которой $v = v_{BM}$, $p_1 = p_M$, $T_1 = T_M$, $f = f_B$, $Y = p_B / p_M$. При истечении воздуха из камеры Б в магистраль, т. е. при $p_B > p_M$, следует полагать $G_{BM} = -G$ при $v = v_{BM}$, $p_1 = p_B$, $T_1 = T_B$, $f = f_B$, $Y = p_M / p_B$.

Здесь v_{AM} и v_{BM} – коэффициенты расхода воздуха через отверстия, соединяющие камеры А и Б с магистралью; f_A и f_B – текущие значения условной площади открытых участков отверстий, соединяющих магистраль с камерами А и Б,

$$f_A = \begin{cases} f_{AM}(t - t_{p.x})/\tau, & \text{если } p_A > p_B \text{ и} \\ t_{p.x} < t < (t_{p.x} + \tau); \\ f_{AM}, & \text{если } p_A > p_B \text{ и } t \geq (t_{p.x} + \tau); \\ f_{AM}[1 - (t - t_{p.x})/\tau], & \text{если } p_A \leq p_B \text{ и} \\ t_{x.x} < t < (t_{x.x} + \tau); \\ 0, & \text{если } p_A \leq p_B \text{ и } t \geq (t_{x.x} + \tau); \end{cases}$$

$$f_B = \begin{cases} f_{BM}[1 - (t - t_{p.x})/\tau], & \text{если } p_A > p_B \text{ и} \\ t_{p.x} < t < (t_{p.x} + \tau); \\ 0, & \text{если } p_A > p_B \text{ и } t \geq (t_{p.x} + \tau); \\ f_{BM}(t - t_{x.x})/\tau, & \text{если } p_A \leq p_B \text{ и} \\ t_{x.x} < t < (t_{x.x} + \tau); \\ f_{BM}, & \text{если } p_A \leq p_B \text{ и } t \geq (t_{x.x} + \tau); \end{cases}$$

где f_{AM} и f_{BM} – конструктивные площади отверстий из магистрали в камеры А и Б; $t_{p.x}$ и $t_{x.x}$ – моменты времени, в которые клапан перебрасывается в режим рабочего хода и в режим холостого хода.

Логика миграции воздуха через выхлопные отверстия определяется положением ударника относительно ствола.

Расход воздуха через выхлопные отверстия в камере А также определяется по формуле (2.1), в которой при $p_A \geq p_{ат}$ (истечение воздуха из камеры А в атмосферу) полагаем: $v=v_{AB}$, $p_1=p_A$, $T_1=T_A$, $f=f_{AB}$, $Y=p_{ат}/p_A$. Возможна кратковременная ситуация, при которой $p_A < p_{ат}$. Тогда следует полагать $G_{Ai} = -G$ при $v=v_{AB}$, $p_1=p_{ат}$, $T_1=T_{ат}$, $f=f_{AB}$, $Y=p_A/p_{ат}$.

Расход воздуха через выхлопные отверстия в камере Б также определяются по формуле (2.1), в которой при $p_B \geq p_{ат}$ (истечение воздуха из камеры Б в атмосферу) полагаем $G_{Bi} = G$ при $v=v_{BB}$, $p_1=p_B$, $T_1=T_B$, $f=f_{BB}$, $Y=p_{ат}/p_B$. При $p_A < p_{ат}$ (приток воздуха из атмосферы в камеру) следует полагать $G_{Bi} = -G$ при $v=v_{BB}$, $p_1=p_{ат}$, $T_1=T_{ат}$, $f=f_{BB}$, $Y=p_B/p_{ат}$.

Здесь v_{AB} и v_{BB} – коэффициенты расхода воздуха через отверстия, соединяющие камеры А и Б с атмосферой; f_{AB} и f_{BB} – текущие значения площади открытых участков выхлопных отверстий, соединяющих камеры А и Б с атмосферой,

$$f_{AB} = \begin{cases} 0, & \text{если } u_a \leq l_{B1}; \\ f_{B1}(u_a - l_{B1}) / \Delta l_1, & \text{если } (l_{B1} + \Delta l_1) > u_a > l_{B1}; \\ f_{B1}, & \text{если } u_a > (l_{B1} + \Delta l_1); \end{cases} \quad f_{BB} = \begin{cases} f_{B1} + f_{B2}, & \text{если } u \leq l_{B1}; \\ f_{B1}[1 - (u - l_{B1}) / \Delta l_1] + f_{B2}, & \text{если } l_{B1} < u \leq (l_{B1} + \Delta l_1); \\ f_{B2}, & \text{если } (l_{B1} + \Delta l_1) < u \leq l_{B2}; \\ f_{B2}[1 - (u - l_{B2}) / \Delta l_2], & \text{если } l_{B2} < u \leq (l_{B2} + \Delta l_2); \\ 0, & \text{если } u > (l_{B2} + \Delta l_2), \end{cases}$$

где f_{B1} и f_{B2} – конструктивные площади выхлопных отверстий из камер А и Б в атмосферу.

Введение участков $[l_{B1}, l_{B1} + \Delta l_1]$, $[l_{B2}, l_{B2} + \Delta l_2]$, на которых открытые площади выхлопных отверстий непрерывно изменяются, и времени τ переключения клапана отвечает физике протекающих в молотке процессов. В результате выбора величин Δl_1 , Δl_2 и τ корректируется вид индикаторных диаграмм, т. е. производится их «подгонка» под эксперимент (общепризнанный метод «обратного моделирования»). Также введение Δl и τ позволяет избежать при проведении расчетов трудностей математического характера, возникающих при появлении в формулах (2.2) производных dp/dt и dT/dt , стремящихся к бесконечности при скачкообразном изменении давления в камерах и расходов воздуха.

2.2 Математическая модель установленного на стандартном стенде пневматического отбойного молотка с обособленным стволом и кольцевыми канатными виброизоляторами

В серийно выпускаемых ПОМ с последовательно расположенными рукояткой, податливой амортизирующей пружиной, ударно-воздухораспределительным устройством (стволом) и рабочим инструментом инструмент после удара по обрабатываемому массиву отскакивает и ударяет по стволу, затем снова ударяет по массиву и т. д. Частота ударов инструментом по обрабатываемому массиву зависит от переменного в процессе работы молотка расстояния между стволом и буртиком инструмента и может не совпадать с частотой соударения поршня-ударника с инструментом. При этом вполне возможны удары, наносимые ударником по инструменту при их встречном движении, что приводит к ослаблению удара инструментом по обрабатываемой поверхности и, таким образом, к снижению эффективности молотка. Все указывает на целесообразность минимизации расстояния между стволом и буртиком инструмента, а, в лучшем случае, обеспечения постоянного прижатия ствола к инструменту, для чего, возможно, потребуется значительное напорное усилие на рукоятке. Следует напомнить, что согласно стандарту [18] номинальное напорное усилие составляет 200 Н, а максимальное – не должно превышать 400 Н.

Для обеспечения постоянного прижатия ствола к инструменту в настоящее время нами и рядом авторов предлагаются конструкции молотков с обособленным стволом, который находится в корпусе, представляющем единое целое с рукояткой [3, 14, 15, 68]. В таких молотках ствол опирается с обеих сторон на упругие элементы [3] или, вообще, находится в свободном состоянии, не подвергаясь внешним статическим нагрузкам от оператора и инструмента [15]. При этом напорное усилие инструменту передается через достаточно жесткий корпус, минуя ствол. Надо признать, что декларируемые достоинства таких молотков, в том числе и в части вибрации (см. раздел 1), нуждаются в более глубоком исследовании и обосновании. Также необходимо всесторонне

обосновать высказанную нами идею применения в системе виброзащиты молотков с ОС кольцевых канатных виброизоляторов.

Будем считать ствол, расположенный внутри корпуса, полностью обособленным, если в статике напорное усилие от рукоятки передается корпусу полностью, минуя ствол. В реальных условиях, при достаточно податливых элементах корпуса и непременно в случае применения ККВ между рукояткой и корпусом, часть напорного усилия от рукоятки может восприниматься корпусом непосредственно, а оставшаяся часть через ствол. Поэтому в дальнейшем при рассмотрении молотков с ККВ, расположенными между рукояткой и корпусом, полагаем, что ствол является частично обособленным, даже если это специально не оговаривается.

Исследование динамических процессов в молотках с обособленным стволом и ККВ, расположенными в акустических трактах передачи вибраций, производится в представительных условиях, т. е. в составе стандартной стендовой установки [18] методами компьютерного моделирования, как это осуществляется в разделе 2.1 при моделировании базового серийного молотка МО-2Б.

На рисунке. 2.3 изображена обобщенная расчетная схема системы «стенд-молоток», из которой видно, что в качестве средств виброзащиты в узлах соединения элементов конструкции применяются, как в базовом молотке, амортизатор в виде расположенной в рукоятке резиновой шайбы, а также ККВ $_i$ (i -номер узла, в данном случае $i=1, 2, 3, 4$). В общем случае, те или иные значения коэффициентов жесткости и вязкости i -го узла виброзащиты могут обеспечиваться в результате формирования пакета, в котором последовательно устанавливаются единичные виброизоляторы ККВ $_i$ числом $n_{\text{ККВ}i}$ с нажимными элементами типа пуансон-матрица.

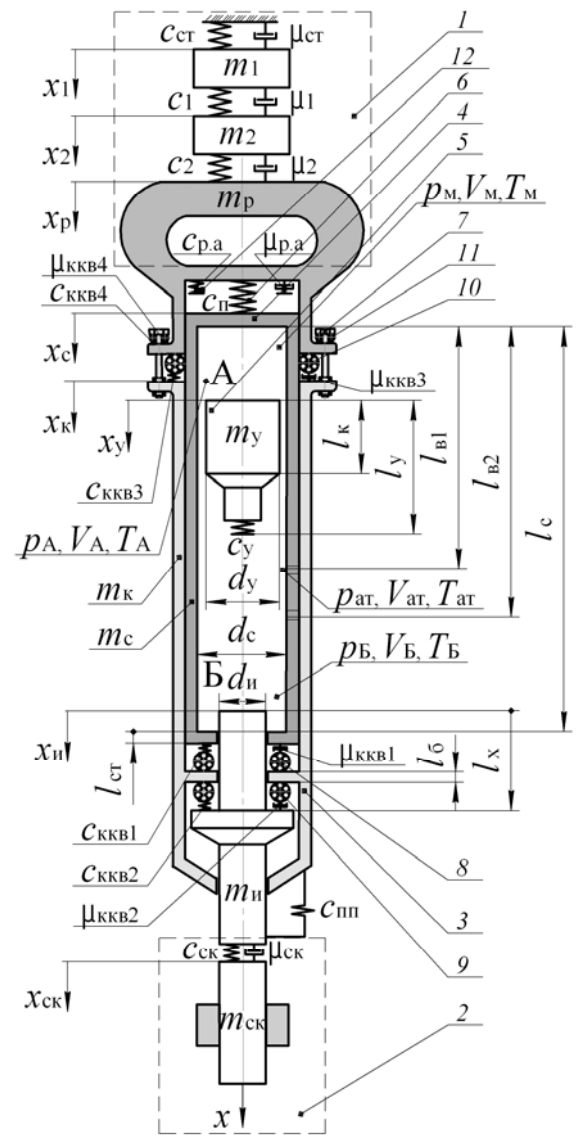
В дополнение к обозначениям, принятым в подразделе. 2.1, принимаем $c_{\text{ККВ}1}, \dots, c_{\text{ККВ}4}$ и $c_{\text{ККВ}1\text{max}}, \dots, c_{\text{ККВ}4\text{max}}$ – коэффициенты жесткости, виброизоляторов ККВ $_1, \dots, \text{ККВ}_4$ до и после их посадки на жестко; $\mu_{\text{ККВ}1}, \dots, \mu_{\text{ККВ}4}$ – коэффициенты вязкости виброизоляторов ККВ $_1, \dots, \text{ККВ}_4$; $z_{\text{ККВ}1}, \dots, z_{\text{ККВ}4}$ – толщина ККВ $_1, \dots, \text{ККВ}_4$; $l_{\text{ККВ}1},$

..., $l_{\text{ККВ4}}$ – ход ККВ1, ..., ККВ4 до их посадки на жестко.

При построении расчетной схемы (см. рисунок 2.3) и моделировании принимаются допущения, принятые в подразделе 2.2.

Также предполагается, что рукоятка и корпус стягиваются посредством болтовых соединений числом n_6 с некоторой заданной приходящейся на один болт силой F_6 . При этом обеспечивается предварительное сжатие пружины в корпусе силой F и расстояние $l_{\text{п}}$ между резиновой амортизационной шайбой и стволом.

При нагружении рукоятки направленным по оси молотка напорным усилием P , в данном случае $P=(m_1+m_2+m_p)g\cos\beta$, рукоятка смещается относительно корпуса на расстояние Δ . При этом возможны 12 вариантов взаимного расположения рукоятки и ствола относительно корпуса в начальный момент времени (до включения молотка), иначе, состояний силовой системы и, соответственно, 12 вариантов распределения силы P на эти элементы конструкции молотка (рисунки 2.4 и 2.5). Каждое состояние при заданных свойствах пружины, амортизатора, пакетов ККВ, и пр. определяется величиной силы P .



1 – имитатор руки; 2 – имитатор объекта обработки; 3 – корпус; 4 – ствол; 5 – поршень-ударник; 6 – пружина; 7 – стяжные болты; 8 – ККВ1; 9 – ККВ2; 10 – ККВ3; 11 – ККВ4; 12 – резиновый амортизатор

Рисунок 2.3 – Расчетная схема пневматического отбойного молотка с обособленным стволом, установленного на стандартном испытательном стенде

Величина Δ , начальные значения $R_{п0}$, $F_{к0}$ и $F_{р.к.0}$, соответственно, суммарной силы $R_{п}$ сжатия пружины и амортизатора, сил сжатия $F_{к}$ и $F_{р.к.}$, соответственно, пакетов ККВ3 и ККВ4 для каждого состояния молотка, формирующиеся в начальный момент времени после приложения к рукоятке силы P , определяются из соответствующих уравнений статики рукоятки, следуя следующей логике.

1. Состояние 1, в котором амортизатор не касается ствола, а ККВ3 и ККВ4 работают на рабочем участке соответствующей статической механической характеристики.

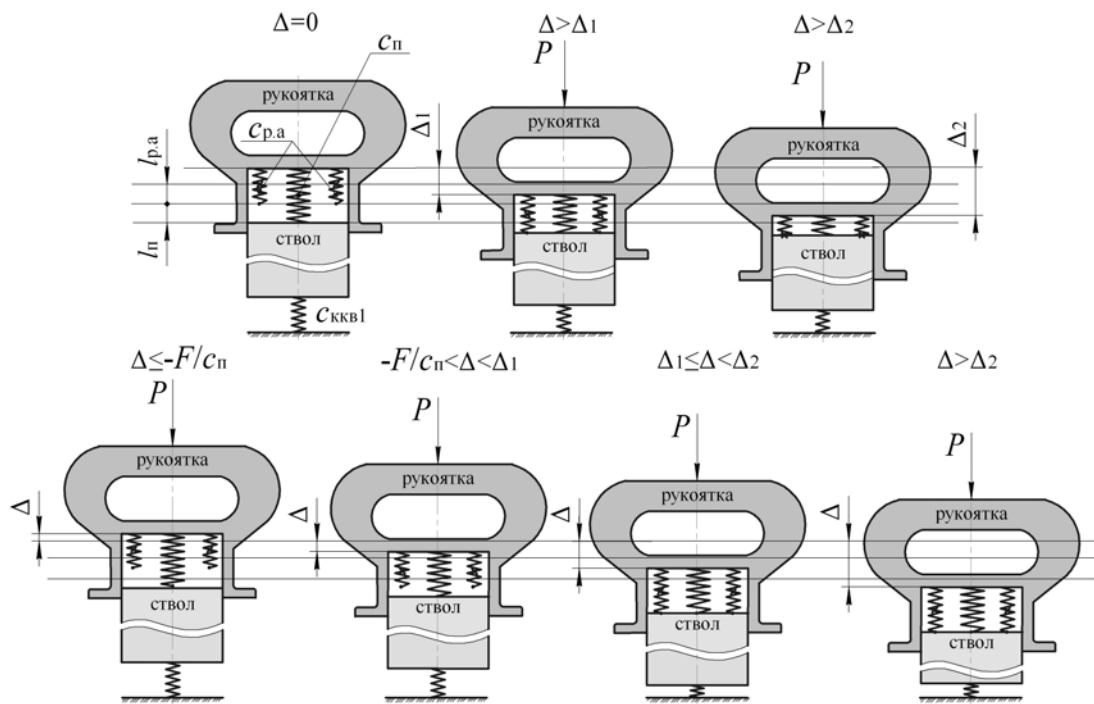
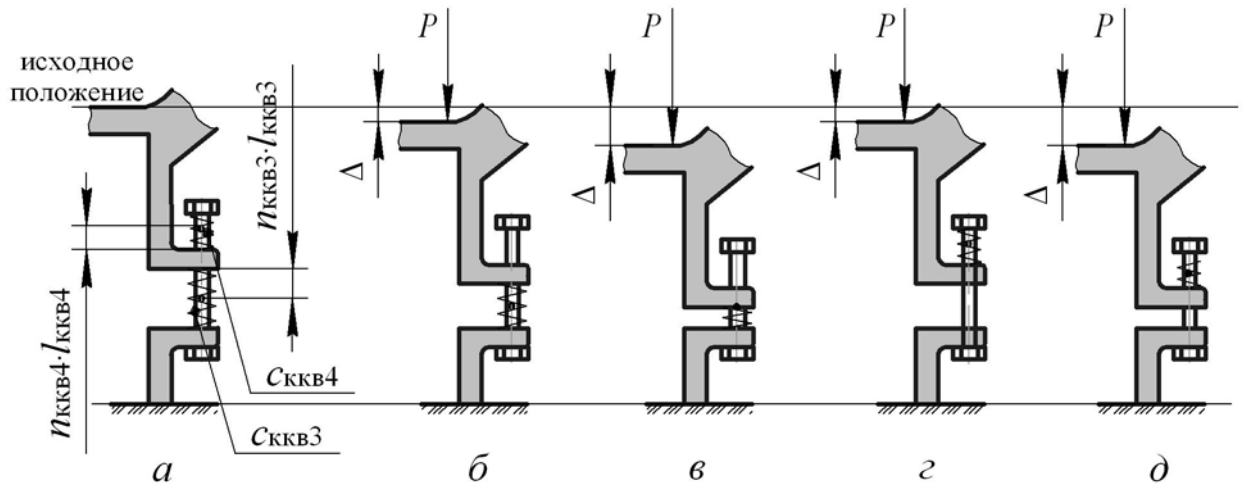


Рисунок 2.4 – Схемы возможного расположения рукоятки и ствола относительно корпуса в начальный момент времени при нагружении силой P



а – исходное состояние при $P=0$; б – состояние ККВ3 при $\Delta \leq n_{\text{ККВ3}} l_{\text{ККВ3}}$;
 в – состояние ККВ3 при $\Delta > n_{\text{ККВ3}} l_{\text{ККВ3}}$; г – состояние ККВ4 при
 $\Delta < n_{\text{ККВ4}} F_{\text{б}} / c_{\text{ККВ4}}$; д – состояние ККВ4 при $\Delta > n_{\text{ККВ4}} F_{\text{б}} / c_{\text{ККВ4}}$

Рисунок 2.5 – Возможные состояния пакетов ККВ3 и ККВ4 в начальный момент времени при нагружении рукоятки силой P

В этом состоянии

$$R_{\text{п0}} = F + \Delta \cdot \beta_1; \quad (2.3)$$

$$F_{\text{к0}} = n_{\text{б}} F_{\text{б}} - F + n_{\text{б}} \Delta \cdot c_{\text{ККВ3}} / n_{\text{ККВ3}}; \quad (2.4)$$

$$F_{\text{р.к.0}} = n_{\text{б}} F_{\text{б}} - n_{\text{б}} \Delta \cdot c_{\text{ККВ4}} / n_{\text{ККВ4}}, \quad (2.5)$$

где β_1 – приведенная жесткость пружины и пакета ККВ1, на который опирается

ствол,
$$\beta_1 = \frac{c_{\text{п}} c_{\text{ККВ1}} / n_{\text{ККВ1}}}{c_{\text{п}} + c_{\text{ККВ1}} / n_{\text{ККВ1}}}.$$

Уравнение статического равновесия рукоятки

$$P - R_{\text{п}} + F_{\text{р.к}} - F_{\text{к}} = 0. \quad (2.6)$$

После подстановки в уравнение (2.6) выражений (2.3), (2.4) и (2.5) получим

$$P - F - \Delta \cdot \beta_1 + n_6 F_6 - n_6 \Delta \cdot c_{\text{ККВ4}} / n_{\text{ККВ4}} - n_6 F_6 + F - n_6 \Delta \cdot c_{\text{ККВ3}} / n_{\text{ККВ3}} = 0.$$

Отсюда

$$\Delta = \frac{P}{\beta_1 + n_6 c_{\text{ККВ4}} / n_{\text{ККВ4}} + n_6 \Delta \cdot c_{\text{ККВ3}} / n_{\text{ККВ3}}}.$$

Рассматриваемое состояние имеет место, если выполняются условия:

$$\Delta < \Delta_1 \wedge \Delta < n_{\text{ККВ4}} F_6 / c_{\text{ККВ4}} \wedge \Delta < n_{\text{ККВ3}} l_{\text{ККВ3}},$$

где Δ_1 – смещение рукоятки относительно корпуса в момент касания амортизатором поверхности ствола (выбора хода пружины $l_{\text{П}}$),

$$\Delta_1 = (l_{\text{П}} + n_{\text{ККВ1}} l_{\text{П}} c_{\text{П}} / c_{\text{ККВ1}}).$$

Для остальных состояний величины $R_{\text{П0}}$, $F_{\text{К0}}$, $F_{\text{р.к.0}}$ и Δ определяются аналогично.

2. Состояние 2, в котором амортизатор не касается ствола, пакет ККВ4 работает на рабочем участке статической характеристики, а пакет ККВ3 садится на жестко.

В этом состоянии

$$R_{\text{П0}} = F + \Delta \cdot \beta_1;$$

$$F_{\text{К0}} = n_6 F_6 - F + n_6 n_{\text{ККВ3}} l_{\text{ККВ3}} c_{\text{ККВ3}} / n_{\text{ККВ3}} + n_6 (\Delta - n_{\text{ККВ3}} l_{\text{ККВ3}}) c_{\text{ККВ3.мах}} / n_{\text{ККВ3}};$$

$$F_{\text{р.к.0}} = n_6 F_6 - n_6 \Delta \cdot c_{\text{ККВ4}} / n_{\text{ККВ4}};$$

$$\Delta = \frac{P - n_6 n_{\text{ККВ3}} l_{\text{ККВ3}} (c_{\text{ККВ3}} / n_{\text{ККВ3}} - c_{\text{ККВ3.мах}} / n_{\text{ККВ3}})}{\beta_1 + n_6 c_{\text{ККВ4}} / n_{\text{ККВ4}} + n_6 \Delta \cdot c_{\text{ККВ3.мах}} / n_{\text{ККВ3}}}.$$

Рассматриваемое состояние имеет место, если выполняются условия:

$$\Delta < \Delta_1 \wedge \Delta < n_{\text{ККВ4}} F_{\text{б}} / c_{\text{ККВ4}} \wedge \Delta > n_{\text{ККВ3}} l_{\text{ККВ3}}.$$

3. Состояние 3, в котором амортизатор не касается ствола, пакет ККВ3 работает на рабочем участке механической характеристики, а пакет ККВ4 освобождается от нагрузки.

В этом состоянии

$$R_{\text{п0}} = F + \Delta \cdot \beta_1;$$

$$F_{\text{к0}} = n_{\text{б}} F_{\text{б}} - F + n_{\text{б}} \Delta \cdot c_{\text{ККВ3}} / n_{\text{ККВ3}};$$

$$F_{\text{р.к.0}} = 0;$$

$$\Delta = \frac{P - n_{\text{б}} F_{\text{б}}}{\beta_1 + n_{\text{б}} c_{\text{ККВ3}} / n_{\text{ККВ3}}}.$$

Рассматриваемое состояние имеет место, если выполняются условия:

$$\Delta < \Delta_1 \wedge \Delta \geq n_{\text{ККВ4}} F_{\text{б}} / c_{\text{ККВ4}} \wedge \Delta < n_{\text{ККВ3}} l_{\text{ККВ3}}.$$

4. Состояние 4, в котором амортизатор не касается ствола, пакет ККВ3 садится на жестко, а пакет ККВ4 освобождается от нагрузки.

В этом состоянии

$$R_{\text{п0}} = F + \Delta \cdot \beta_1;$$

$$F_{\text{к0}} = n_{\text{б}} F_{\text{б}} - F + n_{\text{б}} l_{\text{ККВ3}} c_{\text{ККВ3}} + n_{\text{б}} (\Delta / n_{\text{ККВ3}} - l_{\text{ККВ3}}) c_{\text{ККВ3.тах}};$$

$$F_{\text{р.к.0}} = 0;$$

$$\Delta = \frac{P - n_{\sigma} F_{\sigma} + n_{\sigma} l_{\text{ККВ3}} (c_{\text{ККВ3.мах}} - c_{\text{ККВ3}})}{\beta_1 + n_{\sigma} c_{\text{ККВ3.мах}} / n_{\text{ККВ3}}}.$$

Рассматриваемое состояние имеет место, если выполняются условия:

$$\Delta < \Delta_1 \wedge \Delta \geq n_{\text{ККВ4}} F_{\sigma} / c_{\text{ККВ4}} \wedge \Delta \geq n_{\text{ККВ3}} l_{\text{ККВ3}}.$$

5. Состояние 5, в котором деформируемый ствол амортизатор, пакеты ККВ3 и ККВ4 работают на рабочем участке соответствующих статических механических характеристик.

В этом состоянии

$$R_{\text{п0}} = F + l_{\text{п}} c_{\text{п}} + (\Delta - \Delta_1) \cdot \beta_2,$$

где β_2 – приведенная жесткость пружины и пакета ККВ1,

$$\beta_2 = \frac{(c_{\text{п}} + c_{\text{р.а}}) c_{\text{ККВ1}} / n_{\text{ККВ1}}}{c_{\text{п}} + c_{\text{р.а}} + c_{\text{ККВ1}} / n_{\text{ККВ1}}};$$

$$F_{\text{к0}} = n_{\sigma} F_{\sigma} - F + n_{\sigma} \Delta \cdot c_{\text{ККВ3}} / n_{\text{ККВ3}};$$

$$F_{\text{р.к.0}} = n_{\sigma} F_{\sigma} - n_{\sigma} \Delta \cdot c_{\text{ККВ4}} / n_{\text{ККВ4}};$$

$$\Delta = \frac{P - l_{\text{п}} c_{\text{п}} + \Delta_1 \beta_2}{\beta_2 + n_{\sigma} (c_{\text{ККВ3}} / n_{\text{ККВ3}} + \Delta c_{\text{ККВ4}} / n_{\text{ККВ4}})}.$$

Рассматриваемое состояние имеет место, если выполняются условия:

$$\Delta \geq \Delta_1 \wedge \Delta < \Delta_2 \wedge \Delta < n_{\text{ККВ4}} F_{\sigma} / c_{\text{ККВ4}} \wedge \Delta < n_{\text{ККВ3}} l_{\text{ККВ3}}.$$

Здесь Δ_2 – смещение рукоятки относительно корпуса, при котором амортизатор садится на ствол на жестко,

$$\Delta_2 = \Delta_1 + c_{p.a} l_{p.a} / \beta_2.$$

6. Состояние 6, в котором деформируемый ствол амортизатор и пакет ККВ4 работают на рабочем участке соответствующих статических механических характеристик, а пакет ККВ3 садится на жестко.

В этом состоянии

$$R_{п0} = F + l_{п} c_{п} + (\Delta - \Delta_1) \beta_2;$$

$$F_{к0} = n_{\sigma} F_{\sigma} - F + n_{\sigma} n_{ккв3} l_{ккв3} c_{ккв3} / n_{ккв3} + n_{\sigma} (\Delta - n_{ккв3} l_{ккв3}) c_{ккв3.маx} / n_{ккв3};$$

$$F_{p.k.0} = n_{\sigma} F_{\sigma} - n_{\sigma} \Delta \cdot c_{ккв4} / n_{ккв4};$$

$$\Delta = \frac{P - l_{п} c_{п} + \Delta_1 \beta_2 - n_{\sigma} n_{ккв3} l_{ккв3} (c_{ккв3} / n_{ккв3} - c_{ккв3.маx} / n_{ккв3})}{\beta_2 + n_{\sigma} (c_{ккв4} / n_{ккв4} + \Delta c_{ккв3.маx} / n_{ккв3})}.$$

Рассматриваемое состояние имеет место, если выполняются условия:

$$\Delta \geq \Delta_1 \wedge \Delta < \Delta_2 \wedge \Delta < n_{ккв4} F_{\sigma} / c_{ккв4} \wedge \Delta > n_{ккв3} l_{ккв3}.$$

7. Состояние 7, в котором деформируемый ствол амортизатор, и пакет ККВ3 работают на рабочем участке соответствующих статических механических характеристик, а пакет ККВ4 освобождается от нагрузки.

В этом состоянии

$$R_{п0} = F + l_{п} c_{п} + (\Delta - \Delta_1) \beta_2;$$

$$F_{к0} = n_{\sigma} F_{\sigma} - F + n_{\sigma} \Delta \cdot c_{ккв3} / n_{ккв3};$$

$$F_{p.k.0} = 0;$$

$$\Delta = \frac{P - l_{\Pi} c_{\Pi} + \Delta_1 \beta_2 - n_6 F_6}{\beta_2 + n_6 c_{\text{ККВ3}} / n_{\text{ККВ3}}}.$$

Рассматриваемое состояние имеет место, если выполняются условия:

$$\Delta \geq \Delta_1 \wedge \Delta < \Delta_3 \wedge \Delta \geq n_{\text{ККВ4}} F_6 / c_{\text{ККВ4}} \wedge \Delta < n_{\text{ККВ3}} l_{\text{ККВ3}}.$$

8. Состояние 8, в котором деформируемый ствол амортизатор, работает на рабочем участке механической характеристики, пакет ККВ3 садится на жестко, а пакет ККВ4 освобождается от нагрузки.

В этом состоянии

$$R_{\Pi 0} = F + l_{\Pi} c_{\Pi} + (\Delta - \Delta_1) \beta_2;$$

$$F_{\text{к0}} = n_6 F_6 - F + n_6 l_{\text{ККВ3}} c_{\text{ККВ3}} + n_6 (\Delta / n_{\text{ККВ3}} - l_{\text{ККВ3}}) c_{\text{ККВ3.мах}};$$

$$F_{\text{р.к.0}} = 0;$$

$$\Delta = \frac{P - l_{\Pi} c_{\Pi} + \Delta_1 \beta_2 - n_6 F_6 + n_6 l_{\text{ККВ3}} (c_{\text{ККВ3.мах}} - c_{\text{ККВ3}})}{\beta_2 + n_6 c_{\text{ККВ3.мах}} / n_{\text{ККВ3}}}.$$

Рассматриваемое состояние имеет место, если выполняются условия:

$$\Delta \geq \Delta_1 \wedge \Delta < \Delta_2 \wedge \Delta \geq n_{\text{ККВ4}} F_6 / c_{\text{ККВ4}} \wedge \Delta \geq n_{\text{ККВ3}} l_{\text{ККВ3}}.$$

9. Состояние 9, в котором деформируемый ствол амортизатор садится на жестко, пакеты ККВ3 и ККВ4 работают на рабочем участке соответствующих статических механических характеристик.

В этом состоянии

$$R_{\Pi 0} = F + l_{\Pi} c_{\Pi} + l_{\text{р.а}} (c_{\Pi} + c_{\text{р.а}}) + (\Delta - \Delta_2) \beta_3,$$

где β_3 – приведенная жесткость пружины, севшего на жестко амортизатора и пакета ККВ1,

$$\beta_3 = \frac{(c_{\Pi} + c_{p.a.max})c_{\text{ККВ1}}/n_{\text{ККВ1}}}{c_{\Pi} + c_{p.a.max} + c_{\text{ККВ1}}/n_{\text{ККВ1}}};$$

$$F_{\text{к0}} = n_{\text{б}}F_{\text{б}} - F + n_{\text{б}}\Delta \cdot c_{\text{ККВ3}}/n_{\text{ККВ3}};$$

$$F_{\text{р.к.0}} = n_{\text{б}}F_{\text{б}} - n_{\text{б}}\Delta \cdot c_{\text{ККВ4}}/n_{\text{ККВ4}};$$

$$\Delta = \frac{P - l_{\Pi}c_{\Pi} - l_{p.a}(c_{\Pi} + c_{p.a}) + \Delta_2\beta_3}{\beta_2 + n_{\text{б}}(c_{\text{ККВ3}}/n_{\text{ККВ3}} + \Delta \cdot c_{\text{ККВ4}}/n_{\text{ККВ4}})}.$$

Рассматриваемое состояние имеет место, если выполняются условия:

$$\Delta \geq \Delta_2 \wedge \Delta < n_{\text{ККВ4}}F_{\text{б}}/c_{\text{ККВ4}} \wedge \Delta < n_{\text{ККВ3}}l_{\text{ККВ3}}.$$

10. Состояние 10, в котором деформируемый ствол амортизатор садится на жестко, пакет ККВ4 работает на рабочем участке статической характеристики, а пакет ККВ3 садится на жестко.

В этом состоянии

$$R_{\Pi 0} = F + l_{\Pi}c_{\Pi} + l_{p.a}(c_{\Pi} + c_{p.a}) + (\Delta - \Delta_2)\beta_3;$$

$$F_{\text{к0}} = n_{\text{б}}F_{\text{б}} - F + n_{\text{б}}n_{\text{ККВ3}}l_{\text{ККВ3}}c_{\text{ККВ3}}/n_{\text{ККВ3}} + n_{\text{б}}(\Delta - n_{\text{ККВ3}}l_{\text{ККВ3}})c_{\text{ККВ3.max}}/n_{\text{ККВ3}};$$

$$F_{\text{р.к.0}} = n_{\text{б}}F_{\text{б}} - n_{\text{б}}\Delta \cdot c_{\text{ККВ4}}/n_{\text{ККВ4}};$$

$$\Delta = \frac{P - l_{\Pi}c_{\Pi} - l_{p.a}(c_{\Pi} + c_{p.a}) + \Delta_2\beta_3 - n_{\text{б}}n_{\text{ККВ3}}l_{\text{ККВ3}}(c_{\text{ККВ3}}/n_{\text{ККВ3}} - c_{\text{ККВ3.max}}/n_{\text{ККВ3}})}{\beta_3 + n_{\text{б}}(c_{\text{ККВ4}}/n_{\text{ККВ4}} + \Delta \cdot c_{\text{ККВ3.max}}/n_{\text{ККВ3}})}.$$

Рассматриваемое состояние имеет место, если выполняются условия:

$$\Delta \geq \Delta_2 \wedge \Delta < n_{\text{ККВ4}}F_{\text{б}}/c_{\text{ККВ4}} \wedge \Delta > n_{\text{ККВ3}}l_{\text{ККВ3}}.$$

11. Состояние 11, в котором деформируемый ствол амортизатор садится на жестко, пакет ККВ3 работает на рабочем участке статической механической характеристики, а пакет ККВ4 освобождается от нагрузки.

В этом состоянии

$$R_{п0} = F + l_{п}c_{п} + l_{р.а}(c_{п} + c_{р.а}) + (\Delta - \Delta_2)\beta_3;$$

$$F_{к0} = n_6 F_6 - F + n_6 \Delta \cdot c_{ккв3} / n_{ккв3};$$

$$F_{р.к.0} = 0;$$

$$\Delta = \frac{P - l_{п}c_{п} - l_{р.а}(c_{п} + c_{р.а}) + \Delta_2 \cdot \beta_3 - n_6 F_6}{\beta_3 + n_6 c_{ккв3} / n_{ккв3}}.$$

Рассматриваемое состояние имеет место, если выполняются условия:

$$\Delta \geq \Delta_2 \wedge \Delta \geq n_{ккв4} F_6 / c_{ккв4} \wedge \Delta < n_{ккв3} l_{ккв3}.$$

12. Состояние 12, в котором деформируемый ствол амортизатор, работает на рабочем участке механической характеристики, пакет ККВ3 садится на жестко, а пакет ККВ4 освобождается от нагрузки.

В этом состоянии

$$R_{п0} = F + l_{п}c_{п} + l_{р.а}(c_{п} + c_{р.а}) + (\Delta - \Delta_2)\beta_3;$$

$$F_{к0} = n_6 F_6 - F + n_6 l_{ккв3} c_{ккв3} + n_6 (\Delta / n_{ккв3} - l_{ккв3}) c_{ккв3.мак};$$

$$F_{р.к.0} = 0;$$

$$\Delta = \frac{P - l_{п}c_{п} - l_{р.а}(c_{п} + c_{р.а}) + \Delta_2 \cdot \beta_3 - n_6 F_6 + n_6 l_{ккв3} (c_{ккв3.мак} - c_{ккв3})}{\beta_3 + n_6 c_{ккв3.мак} / n_{ккв3}}.$$

Рассматриваемое состояние имеет место, если выполняются условия:

$$\Delta \geq \Delta_2 \wedge \Delta \geq n_{\text{ККВ4}} F_{\bar{\sigma}} / c_{\text{ККВ4}} \wedge \Delta \geq n_{\text{ККВ3}} l_{\text{ККВ3}}.$$

Математическая модель механических, термо- и газодинамических процессов в молотке системы «испытательный стенд – молоток отбойный пневматический», в основном, описывается системой уравнений (2.2). В эту систему вводится уравнение движения корпуса. Уравнения движения рукоятки и ствола претерпевают некоторые изменения. Все эти уравнения выглядят следующим образом:

$$\begin{aligned} m_p \ddot{x}_p &= F_{p.v} - F_{p.h} - F_k + F_{p.k} - R_{\Pi} + m_p g \cos \beta; \\ m_k \ddot{x}_k &= F_k - F_{p.k} - F_{\text{и}} + F_c + F_{\text{пп}} + m_k g \cos \beta; \\ m_c \ddot{x}_c &= R_{\Pi} - F_{pA1} + P_c - F_c + m_c g \cos \beta, \end{aligned}$$

где F_c – сила взаимодействия ствола с корпусом через ККВ2.

Суммарная сила сжатия R_{Π} пружины и амортизатора, расположенных между корпусом и рукояткой молотка, а также силы F_k и $F_{p.k}$ определяются с учетом смещения Δ рукоятки относительно корпуса и соответствующих значений $R_{\Pi 0}$, F_{k0} и $F_{p.k.0}$ в начальный момент времени.

Сила F_k сжатия пакета виброизоляторов ККВ3 в зависимости от сочетания значений величин Δ и $l_{\text{ККВ3}}$ (см. рисунок 2.6), определяется по одной из следующих формул:

$$\begin{aligned} 1) F_k &= 0, \\ \text{если } \Delta < \varepsilon_k \wedge (x_p - x_k) < -(\Delta + \gamma_k), \end{aligned}$$

где γ_k – ход рукоятки (деформация ККВ3) при стяжке болтов,

$$\gamma_k = n_{\text{ККВ3}} (F_{\bar{\sigma}} - F / n_{\bar{\sigma}}) / c_{\text{ККВ3}};$$

ε_k – оставшийся после стяжки болтов ход ККВ3 до посадки на жестко,

$$\varepsilon_k = n_{\text{ККВ3}} l_{\text{ККВ3}} - \gamma_k;$$

$$2) F_K = F_{K0} + n_{\sigma} c_{\text{ККВ3}} (x_p - x_K) / n_{\text{ККВ3}} + n_{\sigma} \mu_{\text{ККВ3}} (v_p - v_K) / n_{\text{ККВ3}},$$

если $\Delta < \varepsilon_K \wedge (x_p - x_K) \geq -(\Delta + \gamma_K) \wedge (x_p - x_K) < (\varepsilon_K - \Delta)$;

$$3) F_K = F_{K0} + n_{\sigma} c_{\text{ККВ3}} (\varepsilon_K - \Delta) / n_{\text{ККВ3}} + n_{\sigma} c_{\text{ККВ3.max}} (x_p - x_K - \varepsilon_K + \Delta) / n_{\text{ККВ3}},$$

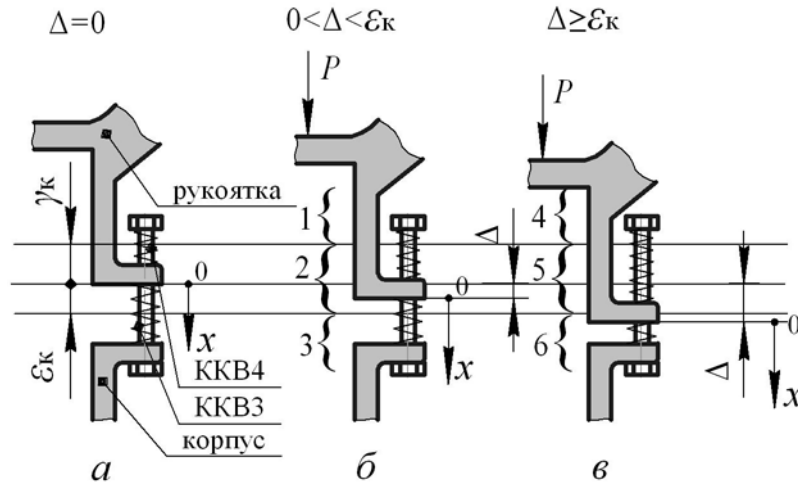
если $\Delta < \varepsilon_K \wedge (x_p - x_K) \geq (\varepsilon_K - \Delta)$;

$$4) F_K = 0,$$

если $\Delta \geq \varepsilon_K \wedge (x_p - x_K) < -(\Delta + \gamma_K)$;

$$5) F_K = F_{K0} - n_{\sigma} c_{\text{ККВ3.max}} (\Delta - \varepsilon_K) / n_{\text{ККВ3}} + n_{\sigma} c_{\text{ККВ3}} (x_p - x_K + \Delta - \varepsilon_K) / n_{\text{ККВ3}} + n_{\sigma} \mu_{\text{ККВ3}} (v_p - v_K) / n_{\text{ККВ3}},$$

если $\Delta \geq \varepsilon_K \wedge (x_p - x_K) \geq -(\Delta + \gamma_K) \wedge (x_p - x_K) < -(\Delta - \varepsilon_K)$;



a – исходное состояние, $\Delta=0$; *б* – $\Delta < \varepsilon_K$; *в* – $\Delta \geq \varepsilon_K$;

1, 4 – $\Delta < \varepsilon_K \wedge (x_p - x_K) < -(\Delta + \gamma_K)$;

2, 5 – $\Delta < \varepsilon_K \wedge (x_p - x_K) \geq -(\Delta + \gamma_K) \wedge (x_p - x_K) < (\varepsilon_K - \Delta)$;

3, 6 – $\Delta < \varepsilon_K \wedge (x_p - x_K) \geq (\varepsilon_K - \Delta)$

Рисунок 2.6 – Варианты возможных состояний пакета ККВ3

(условий в расчетах силы F_K)

$$6) F_K = F_{K0} + n_{\sigma} c_{\text{ККВ3.max}} (x_p - x_K) / n_{\text{ККВ3}},$$

если $\Delta \geq \varepsilon_K \wedge (x_p - x_K) \geq -(\Delta - \varepsilon_K)$.

Сила $F_{p.k}$ сжатия пакета виброизоляторов ККВ4 (см. рисунок 2.7):

$$1) F_{p.k} = 0,$$

если $\Delta < \gamma_{p.k} \wedge (x_p - x_K) > (\gamma_{p.k} - \Delta)$,

где $\gamma_{p.k}$ – ход рукоятки (деформация ККВ4) при стяжке болтов,

$$\gamma_{p.k} = n_{\text{ККВ4}} F_{\text{б}} / c_{\text{ККВ4}};$$

$$2) F_{p.k} = F_{p.k0} - n_{\text{б}} c_{\text{ККВ4}} (x_p - x_k) / n_{\text{ККВ4}} - n_{\text{б}} \mu_{\text{ККВ4}} (v_p - v_k) / n_{\text{ККВ4}},$$

$$\text{если } \Delta < \gamma_{p.k} \wedge (x_p - x_k) \leq (\gamma_{p.k} - \Delta) \wedge (x_p - x_k) > -(\Delta + \varepsilon_{p.k}),$$

где $\varepsilon_{p.k}$ – оставшийся после стяжки болтов ход ККВ4 до посадки на жестко,

$$\varepsilon_{p.k} = n_{\text{ККВ4}} l_{\text{ККВ4}} - \gamma_{p.k};$$

$$3) F_{p.k} = F_{p.k0} + n_{\text{б}} c_{\text{ККВ4}} (\varepsilon_{p.k} + \Delta) / n_{\text{ККВ4}} - n_{\text{б}} c_{\text{ККВ4.max}} (x_p - x_k + \varepsilon_{p.k} + \Delta) / n_{\text{ККВ4}},$$

$$\text{если } \Delta < \gamma_{p.k} \wedge (x_p - x_k) \leq -(\Delta + \varepsilon_{p.k});$$

$$4) F_{p.k} = 0,$$

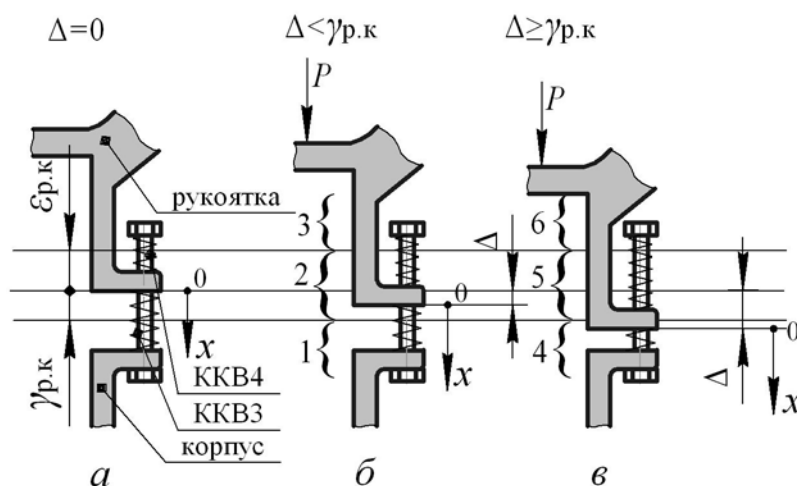
$$\text{если } \Delta \geq \gamma_{p.k} \wedge (x_p - x_k) > (\gamma_{p.k} - \Delta);$$

$$5) F_{p.k} = F_{p.k0} - n_{\text{б}} c_{\text{ККВ4}} (x_p - x_k + \Delta - \gamma_{p.k}) / n_{\text{ККВ4}} - n_{\text{б}} \mu_{\text{ККВ4}} (v_p - v_k) / n_{\text{ККВ4}},$$

$$\text{если } \Delta \geq \gamma_{p.k} \wedge (x_p - x_k) \leq (\gamma_{p.k} - \Delta) \wedge (x_p - x_k) > -(\Delta + \varepsilon_{p.k});$$

$$6) F_{p.k} = F_{p.k0} + n_{\text{б}} c_{\text{ККВ4}} (\varepsilon_{p.k} + \gamma_{p.k}) / n_{\text{ККВ4}} - n_{\text{б}} c_{\text{ККВ4.max}} (x_p - x_k + \varepsilon_{p.k} + \Delta) / n_{\text{ККВ4}},$$

$$\text{если } \Delta \geq \gamma_{p.k} \wedge (x_p - x_k) \leq -(\Delta + \varepsilon_{p.k}).$$



a – исходное состояние, $\Delta=0$; *б* – $\Delta < \gamma_{p.k}$; *в* – $\Delta \geq \gamma_{p.k}$;

$$1, 4 - (x_p - x_k) > (\gamma_{p.k} - \Delta);$$

$$2, 5 - (x_p - x_k) \leq (\gamma_{p.k} - \Delta) \wedge (x_p - x_k) > -(\Delta + \varepsilon_{p.k});$$

$$3, 6 - (x_p - x_k) \leq -(\Delta + \varepsilon_{p.k})$$

Рисунок 2.7 – Варианты возможных состояний пакета ККВ4

(условий в расчетах силы $F_{p.k}$)

Логические условия, при которых производится расчет силы R_{Π} , так же, как и в подразделе 2.2, определяются сочетанием величин Δ , Δ_1 и Δ_2 (см. рисунок 2.2). Однако, поскольку в рассматриваемом случае при клавишном включении поступление сжатого воздуха в молоток возможно и при $\Delta \leq \Delta_1$, то 7 вариантов взаимодействия рукоятки и ствола, рассматриваемые в подразделе 2.2, дополняется еще 3-мя вариантами при $\Delta \leq \Delta_1$. Таким образом, имеем 10 следующих вариантов расчета R_{Π} :

$$1) R_{\Pi} = R_{\Pi 0} + c_{\Pi}(x_p - x_c),$$

$$\text{если } \Delta < \Delta_1 \wedge (x_p - x_c) > -(\Delta + F/c_{\Pi}) \wedge (x_p - x_c) < (\Delta_1 - \Delta);$$

$$2) R_{\Pi} = R_{\Pi 0} + c_{\Pi}(\Delta_1 - \Delta) + (c_{\Pi} + c_{p.a})(x_p - x_c - \Delta_1 + \Delta) + \mu_{p.a})(v_p - v_c),$$

$$\text{если } \Delta < \Delta_1 \wedge (x_p - x_c) > (\Delta_1 - \Delta) \wedge (x_p - x_c) \leq (\Delta_2 - \Delta);$$

$$3) R_{\Pi} = R_{\Pi 0} + c_{\Pi}(\Delta_1 - \Delta) + (c_{\Pi} + c_{p.a})(\Delta_2 - \Delta_1)$$

$$+ (c_{\Pi} + c_{p.a.max})(x_p - x_c - \Delta_2 + \Delta), \text{ если } \Delta < \Delta_1 \wedge (x_p - x_c) > (\Delta_2 - \Delta);$$

$$4) R_{\Pi} = R_{\Pi 0} + (c_{\Pi} + c_{p.a})(\Delta - \Delta_1) + c_{\Pi}(x_p - x_c + \Delta - \Delta_1),$$

$$\text{если } \Delta_1 \leq \Delta < \Delta_2 \wedge (x_p - x_c) > -(\Delta + F/c_{\Pi}) \wedge (x_p - x_c) \leq (\Delta_1 - \Delta);$$

$$5) R_{\Pi} = R_{\Pi 0} + (c_{\Pi} + c_{p.a})(x_p - x_c) + \mu_{p.a})(v_p - v_c),$$

$$\text{если } \Delta_1 \leq \Delta < \Delta_2 \wedge (x_p - x_c) > (\Delta_1 - \Delta) \wedge (x_p - x_c) \leq (\Delta_2 - \Delta);$$

$$6) R_{\Pi} = R_{\Pi 0} + (c_{\Pi} + c_{p.a})(\Delta_2 - \Delta) + c_{p.a.max}(x_p - x_c - \Delta_2 + \Delta),$$

$$\text{если } \Delta_1 \leq \Delta < \Delta_2 \wedge (x_p - x_c) > (\Delta_2 - \Delta);$$

$$7) R_{\Pi} = R_{\Pi 0} - (c_{\Pi} + c_{p.a.max})(\Delta - \Delta_2) - (c_{\Pi} + c_{p.a})(\Delta_2 - \Delta_1) + c_{\Pi}(x_p - x_c$$

$$+ \Delta - \Delta_1), \text{ если } \Delta \geq \Delta_2 \wedge (x_p - x_c) > -(\Delta + F/c_{\Pi}) \wedge (x_p - x_c) < (\Delta_1 - \Delta);$$

$$8) R_{\Pi} = R_{\Pi 0} - (c_{\Pi} + c_{p.a.max})(\Delta - \Delta_2) + (c_{\Pi} + c_{p.a})(x_p - x_c + \Delta - \Delta_2)$$

$$+ \mu_{p.a})(v_p - v_c), \text{ если } \Delta \geq \Delta_2 \wedge (x_p - x_c) > (\Delta_1 - \Delta) \wedge (x_p - x_c) \leq (\Delta_2 - \Delta);$$

$$9) R_{\Pi} = R_{\Pi 0} + (c_{\Pi} + c_{p.a.max})(x_p - x_c),$$

$$\text{если } \Delta \geq \Delta_2 \wedge (x_p - x_c) > (\Delta_2 - \Delta);$$

$$10) R_{\Pi} = 0,$$

$$\text{если } (x_p - x_c) \leq -(\Delta + F/c_{\Pi}).$$

В уравнениях (2.1) $V_A = \Omega(x_y - x_c)$, $V_B = V_c - V_y - V_{и} - V_A$, где V_c , V_y , $V_{и}$ – соответственно, объемы полости ствола, ударника и хвостовика инструмента, находящегося в стволе в текущий момент времени t , $V_{и} = l_{и} \Omega_{и}$; $l_{и}$ – длина участка хвостовика инструмента, находящегося в камере Б,

$$l_{и} = l_x - l_{б} - l_{ст} - n_{ккв2} z_{ккв2} + n_{ккв2} ((m_1 + m_2 + m_p + m_k) g \cos \beta) / c_{ккв2} - x_{и} + x_k.$$

В качестве первого выносимого на защиту положения принимаются математические модели динамических процессов в системе «испытательный стенд – пневматический отбойный молоток», позволяющие установить взаимосвязь динамических параметров ККВ в ПОМ с обособленным стволом с действующими значениями виброскорости и виброускорения для обоснования преимущества таких молотков в части вибраций над серийными молотками типа МО

2.3 Результаты моделирования отбойных молотков, установленных на стандартном стенде

2.3.1 Моделирование серийного отбойного молотка

При моделировании системы «испытательный стенд – пневматический отбойный молоток» с получившим широкое распространение молотком МО-2Б (система уравнений (2.2) принимаются следующие исходные данные. Геометрические параметры: $\Delta l = 0,026$ м; $\Delta l_1 = 0,008$ м; $l_c = 0,270$ м; $l_{в1} = 0,146$ м; $l_{в2} = 0,220$ м; $l_y = 0,08$ м; $l_k = 0,043$ м; $l_x = 0,07$ м; $l_{б} = 0,063$ м; $l_{сх} = 0,02$ м; $l_{р,р} = 0,005$ м; $l_{п} = 0,009$ м; $l_{р,а} = 0,007$ м; $d_c = d_y = 0,032$ м; $d_{и} = 0,024$ м; $f_{Ам} = 2,69 \cdot 10^{-4}$ м²; $f_{Бм} = 1,77 \cdot 10^{-4}$ м²; $f_{в1} = 5,5 \cdot 10^{-4}$ м²; $f_{в2} = 10^{-4}$ м²; $V_{уд} = 5,9 \cdot 10^{-5}$ м³; $\beta = 0$.

Динамические параметры: $m_2 = 3,6$ кг; $m_p = 1,595$ кг; $m_c = 5,548$ кг; $m_y = 0,404$ кг; $m_{и} = 1,2$ кг; $m_{ск} = 1,8$ кг; $c_{ст} = 10^5$ Н/м; $c_1 = 2500$ Н/м; $c_2 = 2,7 \cdot 10^5$ Н/м; $c_{п} = 2500$ Н/м; $c_y = 4 \cdot 10^6$ Н/м; $c_{и} = 3 \cdot 10^5$ Н/м; $c_{пш} = 2 \cdot 10^4$ Н/м; $c_{ск} = 2 \cdot 10^6$ Н/м; $c_{max} = 5 \cdot 10^5$ Н/м;

$c_{с.к.маx}=5 \cdot 10^5$ Н/м; $c_{p.a}=5 \cdot 10^4$ Н/м; $c_{p.a.маx}=2 \cdot 10^5$ Н/м; $\mu_{с.т}=150$ Н·с/м; $\mu_1=350$ Н·с/м; $\mu_2=350$ Н·с/м; $\mu_{с.к}=500$ Н·с/м; $F_T=8000$ Н.

Газо-термодинамические параметры: $p_M=5 \cdot 10^5$ Па; $p_{ат}=10^5$ Па; $p_{х.х}=2,6 \cdot 10^5$ Па; $p_{p.х}=2,6 \cdot 10^5$ Па; $\tau=3 \cdot 10^{-4}$ с; $v_{AM}=0,7$; $v_{BM}=0,7$; $v_{AB}=v_{BB}=0,4$; $T_M=303^\circ\text{K}$; $T_{ат}=293^\circ\text{K}$.

Варьируется m_1 от 10 до 40 кг.

В начальный момент времени перемещения и скорости всех масс полагаются равными нулю, $p_A=p_M$, $p_A=p_{ат}$, $T_A=T_M$, $T_B=T_{ат}$.

Компьютерная программа составлена на алгоритмическом языке Турбо Паскаль.

На рисунках 2.8 и 2.9 представлены перемещения масс системы при $m_1=20$ кг, соответственно на стенде с упором и без упора.

В случае системы без упора вследствие отдачи, как и ожидалось, наблюдается значительное периодическое смещение ствола, рукоятки и масс имитатора руки от обрабатываемой поверхности, например, рукоятки в течение 0,3 с на 2 см и более. В случае введения в модель упора (стенки) движение масс молотка от обрабатываемой поверхности ограничивается и по истечении времени 0,1 с, длительности переходного процесса, прекращается.

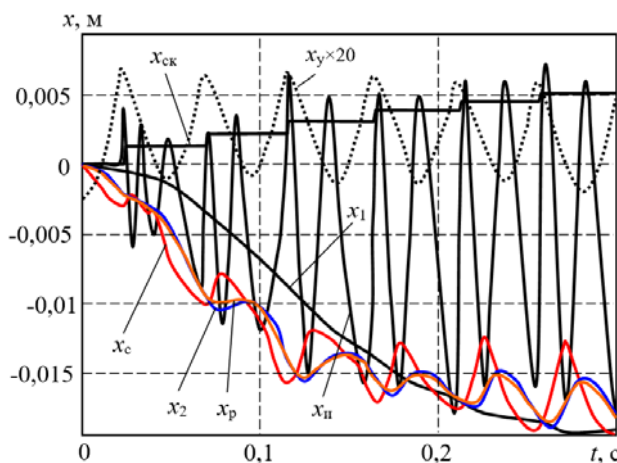


Рисунок 2.8 – Перемещения масс системы без упора

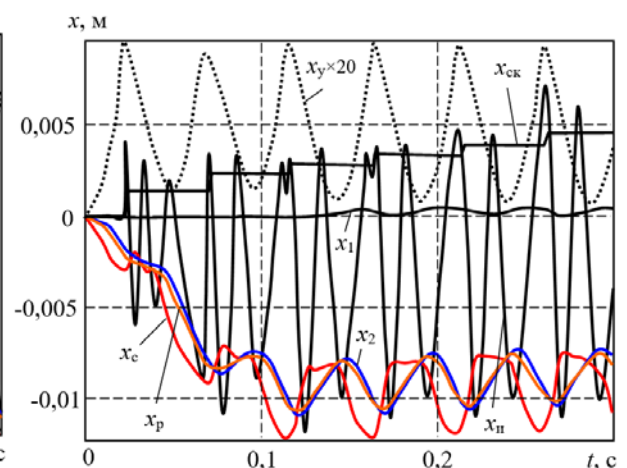


Рисунок 2.9 – Перемещения масс системы с упором

Максимальное смещение ствола, рукоятки и массы m_2 имитатора руки, которые совершают колебательные движения с частотой ударника 22,5 Гц и амплитудой, примерно, 0,6 см составляет 1,3 см. Таким образом, применение упора является целесообразным для удержания имитатора руки в определенных пределах. В обоих случаях наблюдается встречное движение ствола и ударника, при наличии упора ствол некоторое время удерживается в крайнем нижнем положении. Массы руки и рукоятки движутся, практически, одинаково.

На рисунках 2.9 – 2.14 отражены результаты моделирования системы с упором при $m_1=20$ кг. На диаграммах процессов нанесены точки В и Г, соответствующие началу подачи воздуха в камеру А (при $p_A=p_{р.х}$) и Б (при $p_B=p_{х.х}$), т. е. началу процесса переключивания клапана. Точка Д соответствует моменту достижения ударником верхнего положения, а точка Е – его соударения с инструментом в нижнем положении. Точки Ж, З и И отвечают началу или прекращению выхлопа, соответственно, из камеры А в атмосферу, из камеры Б в атмосферу через отверстия первого и второго ярусов.

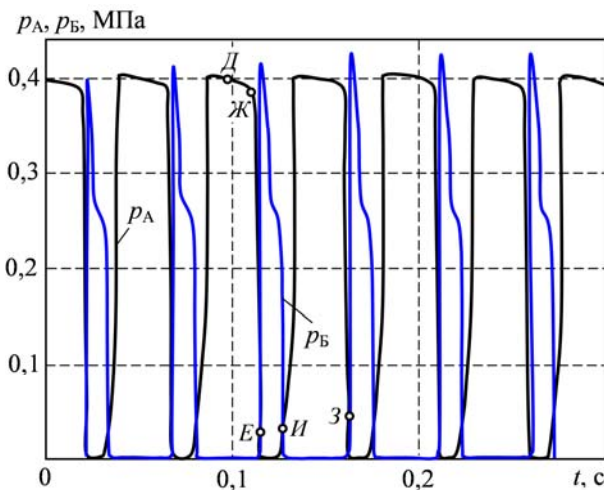


Рисунок 2.10 – Индикаторные диаграммы отбойного молотка МО-2Б

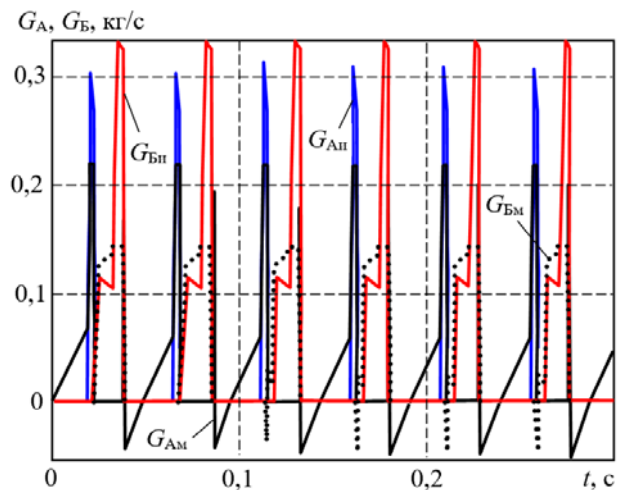


Рисунок 2.11 – Диаграммы расходов воздуха через впускные и выхлопные отверстия

На диаграммах наблюдается ожидаемая периодичность (в среднем с частотой 22,5 Гц) движения ударника. Вместе с тем вследствие сложных

колебательных процессов в механической системе с семью массами продолжительность рабочего цикла колебаний ударника и, соответственно, газотермодинамических процессов в молотке не остается постоянной.

Давление в каждой камере (см. рисунок. 2.10) резко увеличивается при ее запираии и последующем в процессе перебрасывания клапана поступлении в нее воздуха из магистрали. Давление в камере падает при открывании ударником выхлопных отверстий, после чего при поступлении воздуха из магистрали поддерживается на некотором уровне или становится равным атмосферному давлению при прекращении поступления воздуха из магистрали.

Особенностью диаграмм расходов воздуха (см. рисунок. 2.12) является значительный непроизводительный расход воздуха из магистрали при открытых выхлопных отверстиях. Особенно это заметно для расходов в камере Б. На участке ВГ при холостом ходе ударника после подключения к магистрали камеры А (достижении давлением p_A значения $p_{p.x}$), а затем при $p_A > p_m$ воздух выталкивается из камеры в магистраль. Аналогичная картина, в ряде случаев, наблюдается и при запираии камеры Б. В моменты открывания выхлопных отверстий в камерах А и Б имеет место резкое кратковременное увеличение расхода воздуха в атмосферу, причем в камере А из-за резкого падения давления p_A это сопровождается, практически, одновременным увеличением расхода воздуха из магистрали.

Графики изменения температуры в камерах (см. рисунок 2.12) отвечают графикам давления: при сжатии воздуха температура увеличивается, при разрежении снижается. Резкое увеличение температуры в виде кратковременных выбросов наблюдается при запираии камер, особенно камеры Б.

Скорость ударника на участке ВЖ рабочего хода (см. рисунок. 2.13) при практическом отсутствии противодействующего давления интенсивно возрастает. На участках ЖБ и БГ происходит, достаточно интенсивное снижение скорости (вследствие возрастания в запираемой камере Б противодействия и подключения ее к магистрали), в точке Г скорость резко, вследствие соударения с инструментом, изменяет направление, а на участке холостого хода ГД и величину.

Торможение наступает после запираания камеры А в точке Д и подключения ее к магистрали (точка А) до полной остановки в точке В.

Там же, на рисунке 2.13, приведены скорости ствола, рукоятки и инструмента.

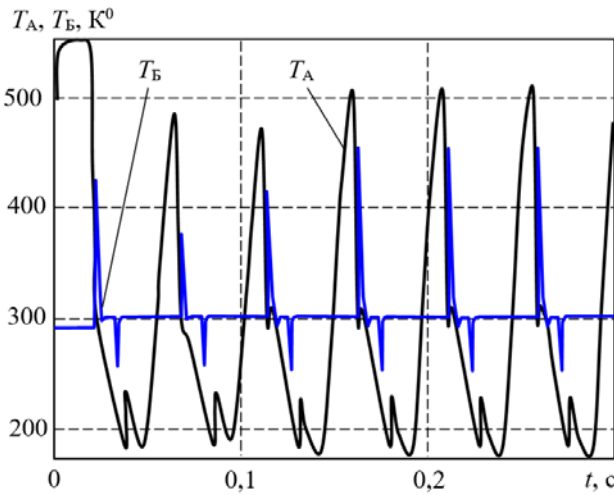


Рисунок 2.12 – Диаграммы температуры в камерах МО-2Б

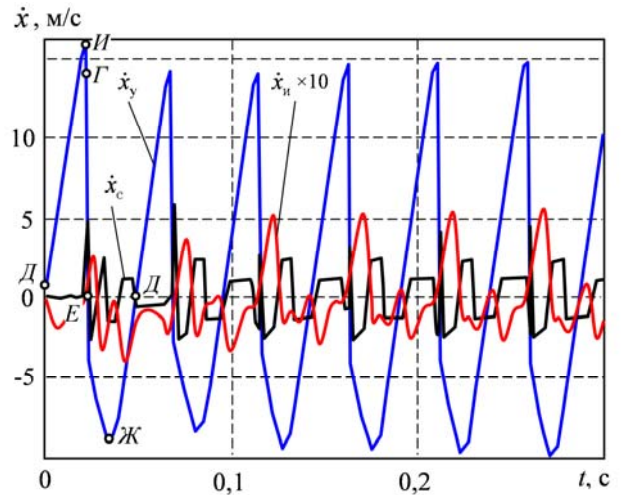


Рисунок 2.13 – Диаграммы скорости (v_y) ударника, инструмента ($v_{и}$), ствола (v_c) и рукоятки (v_p)

Диаграммы сил взаимодействия инструмента с ударником (F_y), стволом ($F_{и}$), скалкой ($F_{ск}$) и сила трения скалки ($F_{тр}$) приведены на рисунке 2.14. За ударом поршня-ударника по инструменту (см. также рисунок 2.9) следует удар инструмента по скалке, а после его отскока от скалки, в ряде случаев, – удар по стволу. По мере увеличения силы прижатия инструмента к скалке (при увеличении варьируемого значения m_1) число ударов инструмента по стволу в течение рабочего цикла возрастает. Математические модели динамических процессов в системе «испытательный стенд – пневматический отбойный молоток», позволяющие установить взаимосвязь динамических параметров ККВ в ПОМ с обособленным стволом с действующими значениями виброскорости и виброускорения для обоснования преимущества таких молотков в части вибраций над серийными молотками типа МО

Суммарное перемещение скалки за секунду в среднем составляет 2 см, что отвечает требованиям стандарта [18].

Группа сил, действующих на ствол, приведена на рисунке 2.15.

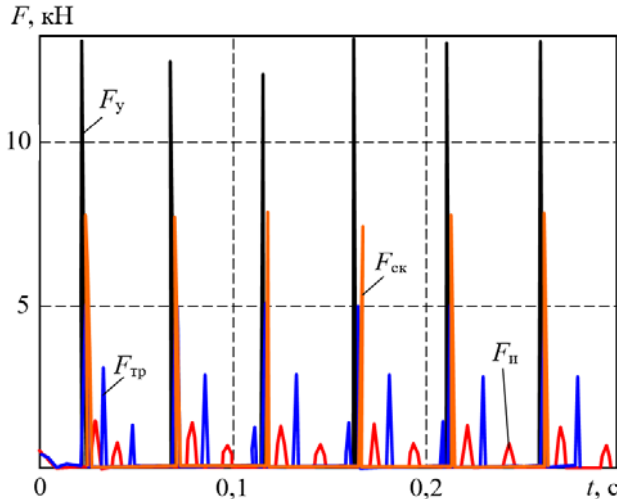


Рисунок 2.14 – Диаграммы сил взаимодействия инструмента с ударником (F_y), стволом ($F_{и}$), скалкой ($F_{ск}$) и силы трения скалки ($F_{тр}$)

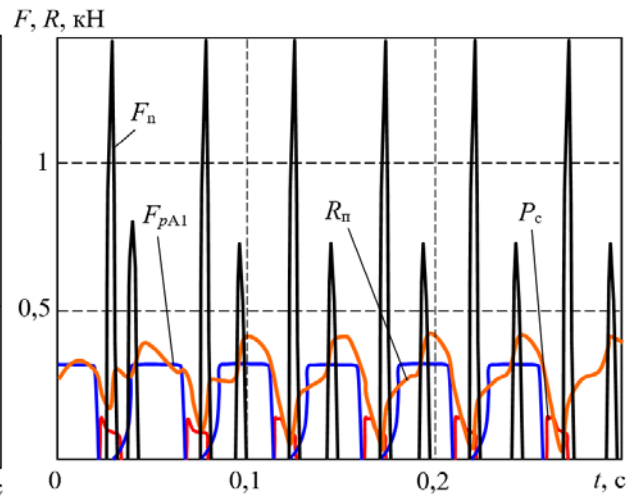


Рисунок 2.15 – Диаграммы сил $R_{п}$, $F_{и}$, F_{pA1} и P_c , действующих на ствол

В данном случае инструмент при отскоке от скалки в течение цикла молотка ударяет по стволу с силой $F_{и}$ дважды. В первый раз $F_{и}$ достигает значения 1,4 кН, во второй раз, примерно, 0,7 кН. При увеличении напорного усилия частота ударов возрастает. Реакция рукоятки $R_{п}$ на воздействие ствола достигает 0,41 кН, что в 1,28 раз превышает силу давления воздуха в рабочей камере А. Это объясняется подталкиванием ствола силой $F_{и}$ при повторном ударе инструмента по стволу.

Силы, действующие на рукоятку, отражены на рисунке 2.16. Сила $F_{р.в}$ взаимодействия рукоятки с рукой практически совпадает с силой реакции рукоятки $R_{п}$ на воздействие ствола.

Особый интерес представляют ускорения (см. рисунок 2.17) и скорости рукоятки, которые определяют показатели: \bar{a}_p – уровня виброускорения, \bar{v}_p –

виброскорости рукоятки, – являющиеся, наряду с энергией удара A , важнейшими показателями эффективности молотка.

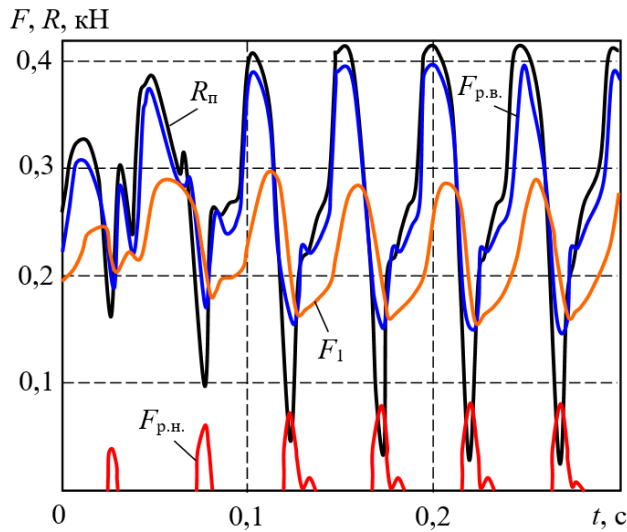


Рисунок 2.16 – Диаграммы сил $R_{\text{п}}$, $F_{\text{р.в.}}$, $F_{\text{р.н.}}$, действующих на рукоятку, и F_1

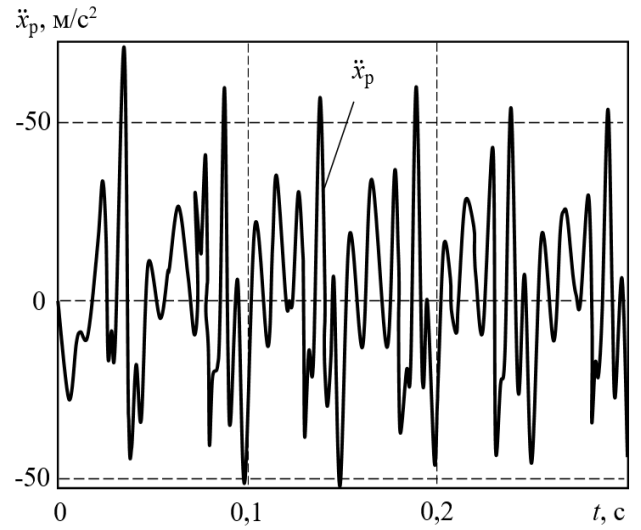


Рисунок 2.17 – Диаграмма ускорения рукоятки a_p

Действующие (среднеквадратические) значения ускорения a и скорости v рукоятки определяются по формулам:

$$\bar{a}_p = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n a_{pi}^2 \Delta t}{T - t_{\text{п}}}}; \quad \bar{v}_p = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n v_{pi}^2 \Delta t}{T - t_{\text{п}}}},$$

где T – продолжительность измерений; $t_{\text{п}}$ – продолжительность переходных процессов в системе при включении молотка; a_{pi} , v_{pi} – текущие i -е значения ускорения и скорости рукоятки.

Корректированные по частоте рукоятки уровни локальной вибрации:

$$a_{\text{кор}} = \sum_j^N k_{a \text{ кор}j} \bar{a}_{pj}; \quad v_{\text{кор}} = \sum_j^N k_{v \text{ кор}j} \bar{v}_{pj},$$

где $k_{a \text{ кор } j}$ и $k_{v \text{ кор } j}$ – весовые коэффициенты, j и N – номера октавных полос частот.

В рассматриваемом случае получены следующие одночисловые показатели уровня вибраций: $\bar{a}_p = 18,6 \text{ м/с}^2$; $\bar{v}_p = 0,123 \text{ м/с}$. Показатели вибраций значительно превышают соответствующие санитарные нормы показателей локальной вибрационной нагрузки для длительности смены 8 ч: $a=2,0 \text{ м/с}^2$ и $v=0,02 \text{ м/с}$, приведенные в стандарте [17], и даже допустимые максимальные значения, приведенные для установленных на стандартном испытательном стенде отбойных молотков в стандарте [18]: $a=8,0 \text{ м/с}^2$ и $v=0,08 \text{ м/с}$.

В результате моделирования установлено, что в серийном молотке, установленном на стандартном испытательном стенде, при существующей системе виброизоляции в виде пусковой пружины и резинового амортизатора, которые через ствол воспринимают, прежде всего, силу отдачи F_{A1} и силу удара $F_{и}$ по стволу инструментом при его отскоке от скалки, уровни вибраций превышают санитарные нормы. Это указывает на необходимость дальнейшего совершенствования молотков типа МО.

Энергия удара A , в данном случае, определяется по формуле:

$$A = \frac{m_y v_{yA}^2}{2},$$

где v_{yA} – значение скорости ударника в начале процесса его соударения с инструментом.

Регистрируемые при расчетах значения A изменяются в пределах от 12 до 38 Дж, а среднее значение составляет 29 Дж. Для данного молотка согласно стандарту [18] A должно быть не менее 39 Дж. Поскольку в исследуемом диапазоне значений исходных данных наблюдается достаточно строгая периодичность изменения величин x_y и v_y , то при сравнительно малых в момент соударения значениях перемещений $x_{и}$ и скорости $v_{и}$ инструмента наблюдаемый разброс значений величины A выглядит как аномалия. Для выявления причин

разброса значений A определялись значения x_{yA} и v_{yA} при появлении первого отличного от нуля значения силы удара F_y . Установлено, что значения x_{yA} при каждом ударе по инструменту остаются неизменными, а значения v_{yA} , приходящиеся на ниспадающий участок диаграммы скорости (см. рисунок 2.13), которая практически, мгновенно изменяется от максимального значения до нуля, несколько отличаются. При таком темпе изменения скорости v_y единственной причиной отклонения регистрируемых значений v_{yA} от его истинного значения является достаточно большой, сопоставимый со временем торможения ударника при его столкновении с инструментом шаг регистрирования моделируемых величин, в данном случае равный 0,00025 с. Очевидно, что все получаемые значения v_{yA} будут меньше истинного значения скорости. Значения энергии удара, весьма чувствительной к изменению v_{yA} , также не превосходят истинного значения. Поэтому в данных обстоятельствах в качестве наиболее приемлемого значения следует из набора полученных значений энергии удара выбирать наибольшее, в рассматриваемом случае 38 Дж. Точность определения будет возрастать по мере увеличения числа регистрируемых значений величины A .

2.3.2 Моделирование отбойного молотка с обособленным стволом и кольцевыми канатными виброизоляторами

В качестве примера проводится моделирование системы с экспериментальным молотком [69], в котором применяются рукоятка с параметрами базового молотка МО-2Б и ствол, в котором упрощена конструкция узла, в котором перемещается хвостовик инструмента. Принимаются следующие дополнительные исходные данные: $m_c=3,1$ кг, $m_k=4,2$ кг, $n_6=2$, $F_6=100$ Н, $F=50$ Н, $c_{p.a}=5 \cdot 10^4$ Н/м, $c_{p.a.max}=5 \cdot 10^4$ Н/м, $l_{p.a}=6 \cdot 10^{-3}$ м, $l_{п}=9 \cdot 10^{-3}$ м. Характеристики ККВ: $c_{кквi \max}=2,5 \cdot 10^5$ Н/м; $\mu_{кквi}=290$ Н·с/м, $l_{кквi}=6 \cdot 10^{-3}$ м, $n_{ккв1}=n_{ккв2}=1$, $n_{ккв3}=3$, $n_{ккв4}=2$. Варьируются: $c_{кквi}$ в пределах от $5 \cdot 10^4$ до $2 \cdot 10^5$ Н/м, $c_{п}$ – от 10^4 до $1,6 \cdot 10^5$ Н/м, m_1 – от 20 до 40 кг.

В начальный момент времени перемещения и скорости всех масс полагаются равными нулю, $p_A = p_m$, $p_A = p_{ат}$, $T_A = T_m$, $T_B = T_{ат}$.

В данной конструкции молотка сохраняется некоторое расстояние $l_{п}$ между амортизатором в рукоятке и стволом, однако его предназначение изменилось. Если в серийных молотках зазор необходим для включения молотка в работу при нажатии рукоятки, то в новом молотке с клавишным включением он служит для обособления ствола от корпуса и возможности передачи напорного усилия от рукоятки через корпус на инструмент, в основном, минуя ствол. Однако чрезмерное увеличение $l_{п}$ не желательно, так как может привести к большим смещениям ствола относительно инструмента, ограниченного в движении корпусом в его крайнем в момент нанесения удара положении, и нарушению функций. Необходимо сохранить пружину в рукоятке, которая в данной конструкции выполняет амортизационные функции, обеспечивая обособленную работу ствола и создавая упор для него при реактивном движении к рукоятке. Очевидно, пружина должна иметь большую жесткость, чем пусковая пружина в базовом молотке типа МО.

В новом молотке виброизоляторы в виде ККВ рассредоточены по всей конструкции молотка и находятся непосредственно в местах сопряжения силовых элементов конструкции.

При моделировании установлено, что индикаторная диаграмма молотка не зависит от напорного усилия и, практически, не отличается от аналогичной диаграммы базового молотка МО-2Б. То же можно заметить и в отношении прочих термодинамических процессов.

Значения действующих (среднеквадратических) значений ускорения \bar{a}_p и скорости \bar{v}_p рукоятки, полученные при значениях $c_{кквi}$, изменяющихся в пределах от $0,5 \cdot 10^5$ до $2 \cdot 10^5$ Н/м, $c_{кквi \max} = 2,5 \cdot 10^5$ Н/м, $n_{ккв1} = n_{ккв2} = 1$, $n_{ккв3} = 3$, $n_{ккв4} = 2$, $m_1 = 20$ кг, представлены в таблице 2.1 и на рисунке 2.18. Значения скорости \bar{v}_p при малых и больших значениях $c_{кквi}$ ККВ, примерно, одинаковые. Это объясняется тем, что при малых значениях $c_{кквi}$ ход ККВ выбирается даже при малых нагрузках, и они

переходят работать на участок механической характеристики с жесткостью $c_{\text{ККВ}i \text{ max}}$. При больших значениях $c_{\text{ККВ}i}$, приближающихся к $c_{\text{ККВ}i \text{ max}}$, ККВ изначально работают таким образом. В рассматриваемом случае в совокупности наименьшие значения \bar{a}_p и \bar{v}_p достигаются в диапазоне значений $c_{\text{ККВ}i}$ $0,7 \cdot 10^5 \dots 1,1 \cdot 10^5$ Н/м.

Таблица 2.1 – Зависимости ускорения \bar{a}_p и скорости \bar{v}_p рукояти, от жесткости ККВ $c_{\text{ККВ}i}$

$c_{\text{ККВ}i}$, Н/м	$0,5 \cdot 10^5$	$0,75 \cdot 10^5$	$1,0 \cdot 10^5$	$1,25 \cdot 10^5$	$1,5 \cdot 10^5$	$1,75 \cdot 10^5$	$2,0 \cdot 10^5$
\bar{a}_p , м/с ²	16,15	15,16	16,91	20,6	25,57	30,2	34,56
\bar{v}_p , м/с	0,1	0,079	0,07	0,071	0,076	0,084	0,094

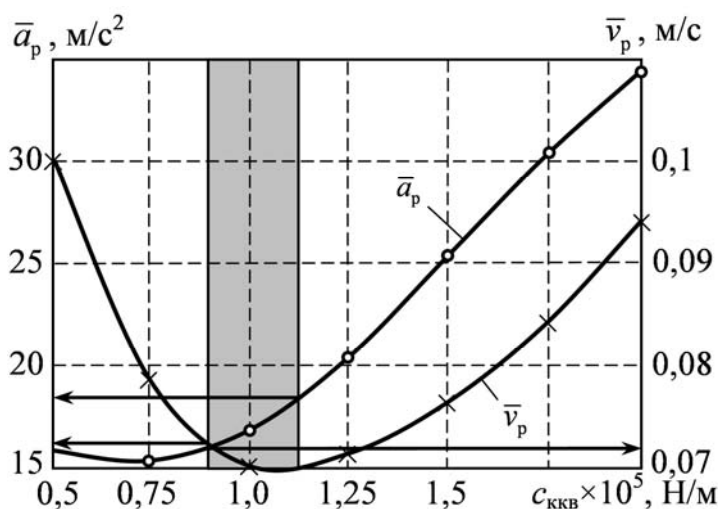


Рисунок 2.18 – Зависимости ускорения \bar{a}_p и скорости \bar{v}_p рукояти, от жесткости ККВ $c_{\text{ККВ}}$

Влияние $c_{\text{п}}$ на \bar{a}_p и \bar{v}_p при наиболее благоприятном значении $c_{\text{ККВ}i}$, равном $1,0 \cdot 10^5$, отражено в таблице 2.2 и на рисунке 2.19.

Из анализа полученных данных видно, что наилучшие вибрационные характеристики достигаются при $c_{\text{п}}=8 \cdot 10^4$ и $c_{\text{ККВ}i}=10^5$ Н/м, которые, очевидно, следует обеспечивать при проектировании молотка с ОС и ККВ. Динамические процессы в молотке, полученные при этих значениях $c_{\text{п}}$ и $c_{\text{ККВ}i}$ представлены ниже.

Таблица 2.2 – Зависимости ускорения \bar{a}_p и скорости \bar{v}_p рукояти, от жесткости $c_{п}$ амортизирующей пружины

$c_{п}, \text{Н/м}$	10^4	$2 \cdot 10^4$	$4 \cdot 10^4$	$7 \cdot 10^4$	$8 \cdot 10^4$	$1,2 \cdot 10^5$	$1,6 \cdot 10^5$
$\bar{a}_p, \text{м/с}^2$	55,2	52,1	25,2	14,8	14,75	25,35	27,88
$\bar{v}_p, \text{м/с}$	0,174	0,171	0,125	0,066	0,06	0,067	0,079

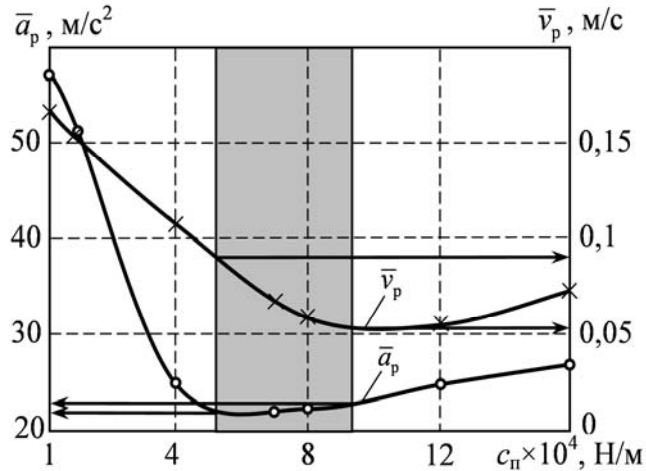


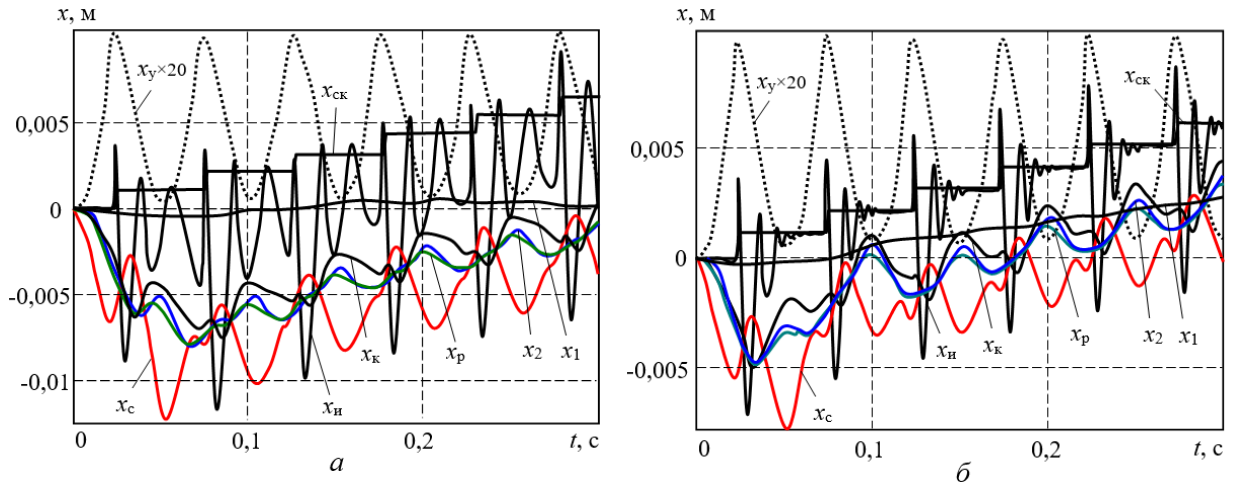
Рисунок 2.19 – Зависимости ускорения \bar{a}_p и скорости \bar{v}_p рукояти, от жесткости амортизирующей пружины $c_{п}$

Таким образом, получено второе выносимое на защиту положение.

Зависимости действующих значений виброускорения и виброскорости рукояти установленного на стандартном испытательном стенде ПОМ с частично обособленным стволом от коэффициентов жесткости амортизирующей пружины и кольцевых канатных виброизоляторов представляют собой вогнутые функции, причем минимальные значения показателей вибрации достигаются при коэффициентах жесткости амортизирующей пружины, равных $5 \cdot 10^4 \dots 9 \cdot 10^4$ Н/м, и коэффициентах жесткости кольцевых канатных виброизоляторов из области значений $9 \cdot 10^4 \dots 1,1 \cdot 10^5$ Н/м.

Перемещения масс системы при $m_1=20$ и $m_1=40$ кг отражены на рисунке 2.20. Диаграммы перемещения ударника являются маркером процессов в системе. Как видно, все массы системы, за исключением инструмента, колеблются с частотой ударника, причем масса m_2 руки, рукоятка и корпус – в

противофазе с ним. Ствол, находясь под воздействием реактивных сил, пружины, амортизатора и ККВ1 совершает сложные движения. При перемещениях масс наблюдается некоторый тренд в положительном направлении, обусловленный периодическим при ударах смещением скалки.



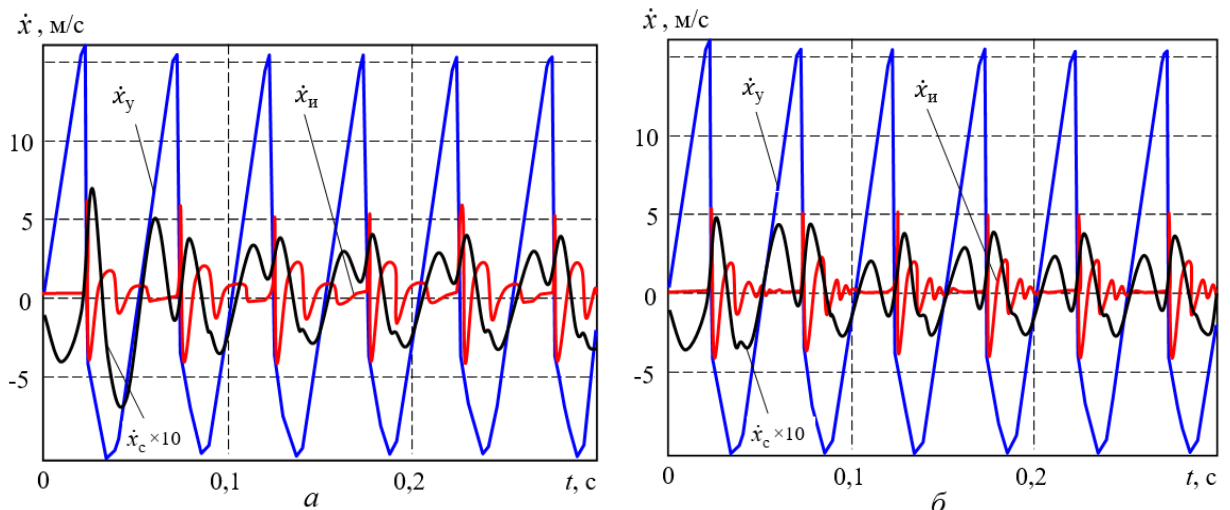
$a - m_1=20$ кг, $b - m_1=40$ кг

Рисунок 2.20 – Диаграммы перемещений элементов системы
«стенд-молоток»

При $m_1=20$ кг (см. рис. 2.20, a) частота колебаний инструмента по окончании переходного процесса в молотке, примерно, в два раза больше частоты колебаний ударника. При этом соударения ударника с инструментом в большинстве случаев совершается при их встречном движении. При $m_1=40$ кг, т. е. при допускаемом стандартом [18] максимальном значении напорного усилия на рукоятке, инструмент совершает быстро затухающие колебания с частотой в 5 ... 6 раз большей, чем частота нанесения ударов ударником. При этом к моменту нанесения очередного удара ударником инструмент практически останавливается. При $m_1=40$ кг смещения и амплитуды колебаний элементов системы, за исключением ударника, меньше, примерно, в 1,5 раза, чем при $m_1=20$ кг. При $m_1=20$ кг амплитуда колебаний рукоятки менее выражена и в 2 ... 3 раза меньше, чем в базовом молотке МО-2Б, что способствует снижению вибрации.

Следует отметить, при $m_1 \rightarrow 0$, т. е. при отсутствии напорного усилия, колебания инструмента настолько резко возрастают, что работа молотка вряд ли становится возможной. Также оказывается затруднительной работа молотка без пружины, причем пружина должна находиться в предварительно сжатом состоянии.

На рисунке 2.21 представлены диаграммы скоростей элементов системы. Скорость инструмента в момент его соударения с ударником в обоих случаях, особенно при $m_1=40$ кг, несоизмеримо меньше скорости ударника и может быть исключена из числа факторов, определяющих как энергию удара, так и уровень вибраций рукоятки.



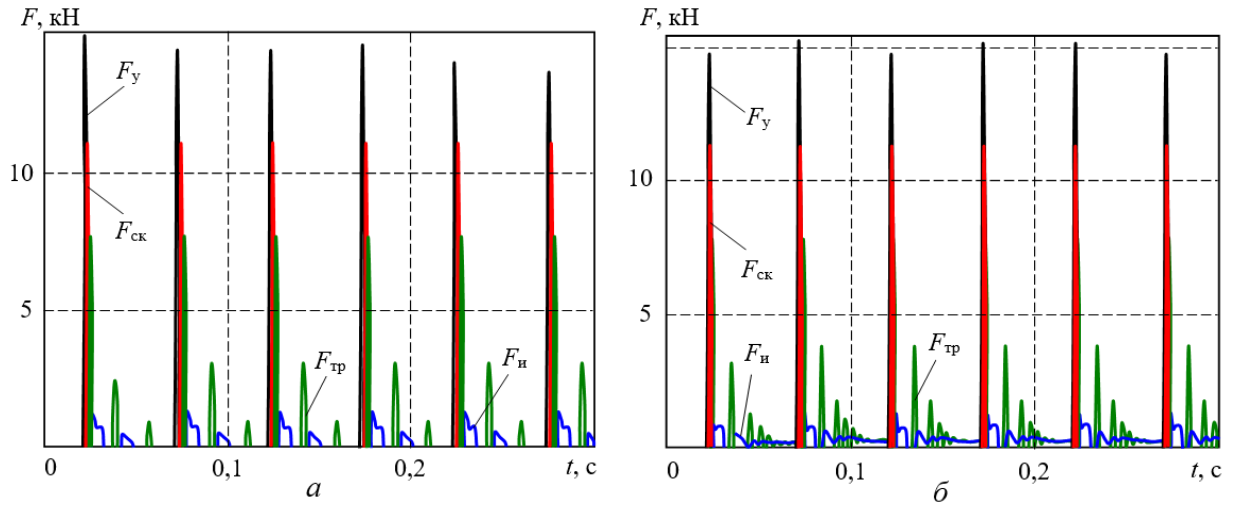
$a - m_1=20$ кг, $b - m_1=40$ кг

Рисунок 2.21 – Диаграммы скоростей элементов системы «стенд-молоток»

Сила F_y , действующая на вставной инструмент в молотке с ОС, а затем сила $F_{ск}$ взаимодействия инструмента со скалкой и сила F_H первого удара инструмента по корпусу при его отскоке от скалки, практически не зависят от m_1 , т. е. от напорного усилия (рисунок 2.22). Сила F_H в результате применения ККВ, прежде всего ККВ2, в 11,5 раза меньше F_y . В базовом молотке – меньше в 9,4 раза.

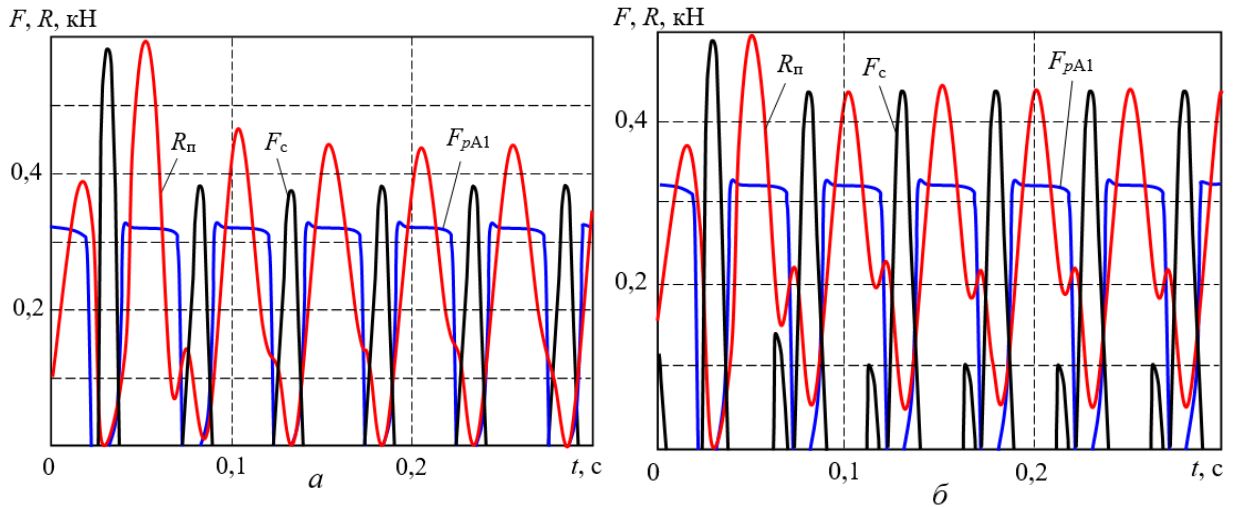
Силы R_H , F_c (рисунок 2.23), действующие на ствол, несколько снижаются по мере увеличения напорного усилия, при $m_1=40$ кг в 1,18 раз меньше, чем при $m_1=20$ кг. Хотя сила R_H в 1,4 раза больше, чем в случае базового молотка, однако

отсутствие весьма значительной реакции инструмента, которая перекаладывается на корпус, в целом позволяет снизить нагрузки на ствол.



$a - m_1=20$ кг, $b - m_1=40$ кг

Рисунок 2.22 – Диаграммы сил, действующих на инструмент и скалку



$a - m_1=20$ кг, $b - m_1=40$ кг

Рисунок 2.23 – Диаграммы сил R_n , F_c и F_{pA1} , действующих на ствол

Силы, действующие на корпус молотка, представлены на рисунке 2.24.

Напорное усилие мало влияет на силу $F_{и}$, возникающую при первом ударе инструмента по корпусу (по пакету ККВ2). При увеличении напорного усилия частота ударов инструментом по корпусу в течение одного цикла работы молотка

возрастает, т. е. наблюдается серия ударов, причем амплитуда силы $F_{и}$ при каждом последующем ударе резко уменьшается.

Силы F_c и $F_{и}$ сжатия ККВ1 и пакета ККВ2, возникающие при ударах ствола и инструмента по корпусу, при $m_1=20$ кг, практически, совпадают по времени и направлены навстречу друг другу, что при их взаимном гашении снижает динамику корпуса и является неоспоримым достоинством данной конструкции молотка. Равенства этих сил, очевидно, можно достичь в результате применения ККВ1 и ККВ2 с соответствующими жесткостями.

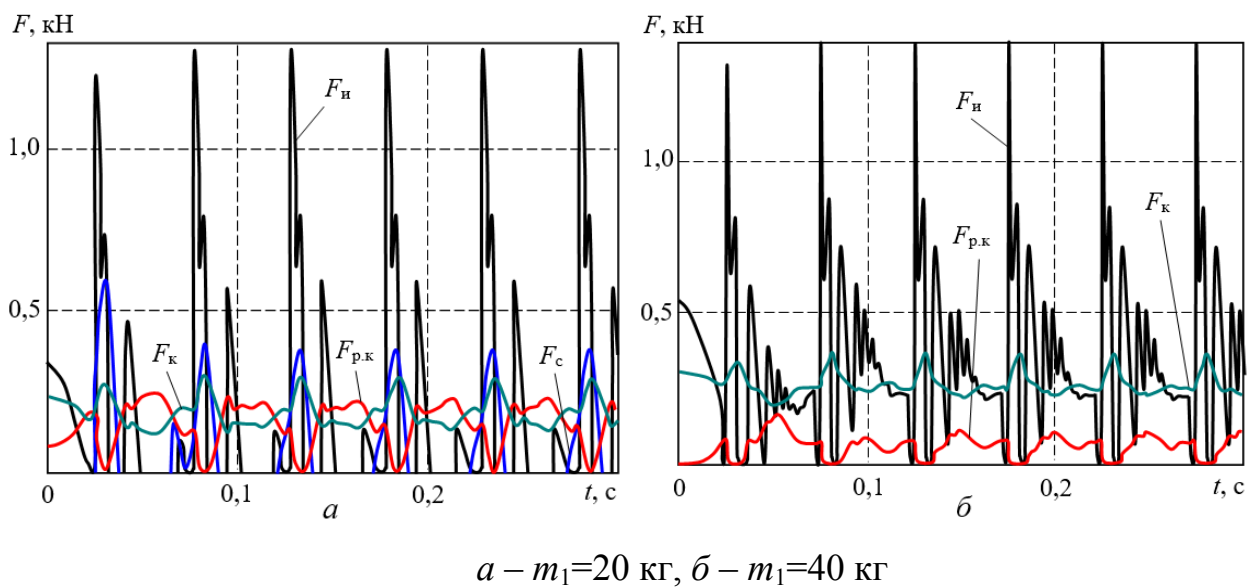
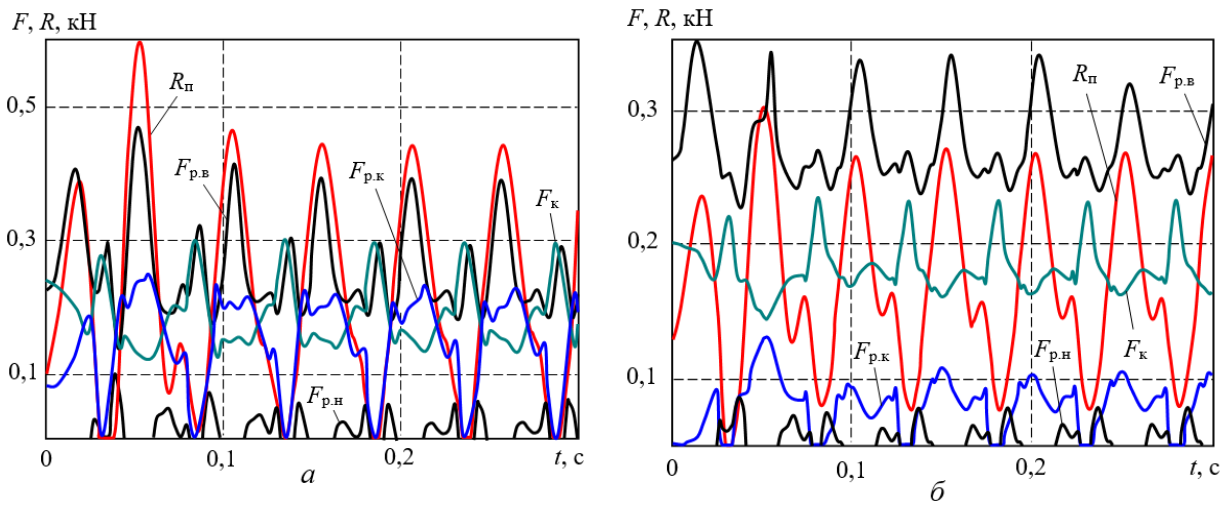


Рисунок 2.24 – Диаграммы сил, действующих на корпус

Силы сжатия F_k и $F_{p.k}$ пакетов с ККВ3 и ККВ4 находятся в противофазе. Соотношение между ними определяется числом ККВ в каждом из пакетов, их жесткостями и, в значительной степени, напорным усилием на рукоятке. Максимальные значения силы F_k при $m_1=40$ кг в 1,23 раза больше, чем при $m_1=20$ кг, а максимальные, значения силы $F_{p.k}$ – в 1,5 раза меньше.

Группа сил, приложенных к рукоятке представлена на рисунке 2.25. Очевидно, сила $F_{p.в.}$, действующая на руку, определяется силой $R_{п}$ и разностью сил F_k и $F_{p.k}$. Силы F_k и $F_{p.k}$ являющиеся силами взаимодействия корпуса и рукоятки, соизмеримы с силой $R_{п}$, однако в 4,3 и в 5,3 раз, соответственно, меньше силы $F_{и}$, что указывает на значительный эффект снижения нагрузок от инструмента. Также

следует отметить, что силы F_k и $F_{p,k}$ имеют встречное направление. Это снижает их суммарное воздействие на рукоятку, что особенно заметно при $m_1=20$ кг.



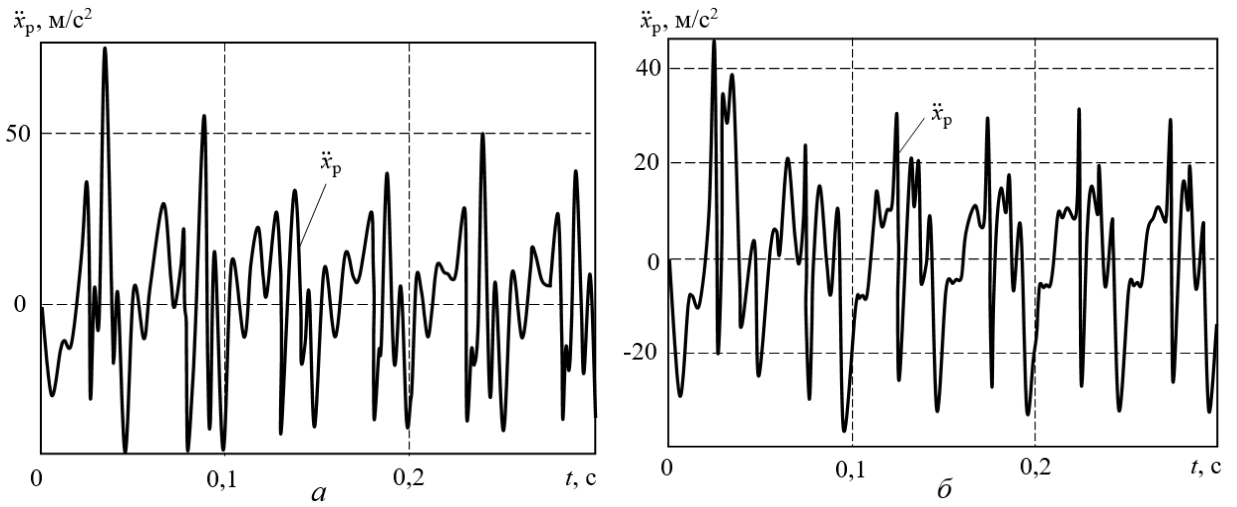
$a - m_1=20$ кг, $b - m_1=40$ кг

Рисунок 2.25 – Диаграммы сил, действующих на рукоятку молотка

Характер изменения ускорений и скорости рукоятки отражен, соответственно, на рисунках 2.26 и 2.27. Рассчитанные на их основании действующие (среднеквадратические) значения ускорения \bar{a}_p и скорости \bar{v}_p рукоятки составляют при $m_1=20$ кг, соответственно, $17,57$ м/с² и $0,07$ м/с, а при $m_1=40$ кг – $12,43$ м/с² и $0,0596$ м/с. С увеличением напорного усилия действующие (среднеквадратические) значения ускорения \bar{a}_p улучшаются, а действующие скорости \bar{v}_p , практически не меняются. Таким образом, в конструкции молотка с ОС и ККВ, установленного на стандартном стенде, при $m_1=20$ кг достигнуто, по сравнению с базовым молотком, снижение уровня виброускорений в 1,1 и виброскорости в 1,75 раз.

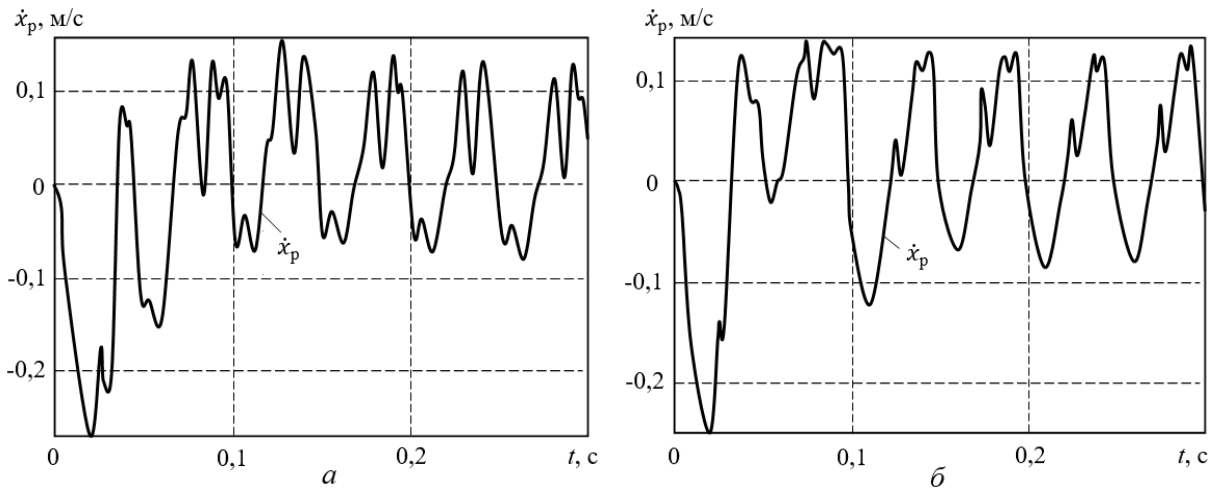
Энергия удара изменяется, в пределах от 15 до 43 Дж (рисунок 2.28). В качестве наилучшего приближения к истинному значению и в этом случае следует принимать наибольшее значение A , равное 43 Дж. Расхождение значений A , полученных в данном случае и в случае базового молотка, не превышает 12 %. Поскольку термо- газодинамические процессы в обоих молотках, практически,

одинаковы, то в новом молотке энергия удара будет, надо полагать, не меньше, чем в базовом молотке.



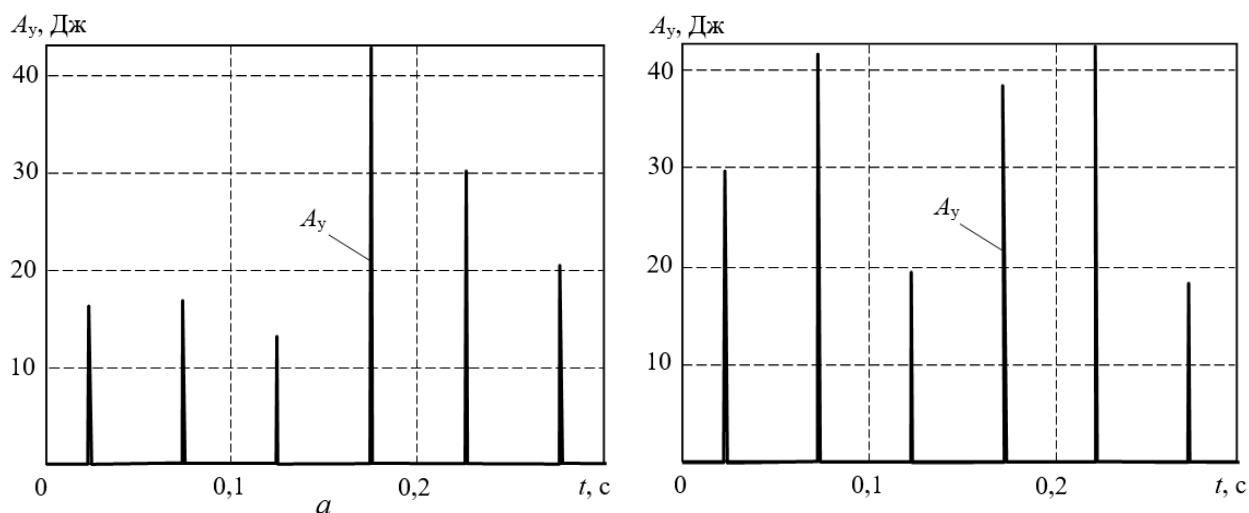
$a - m_1=20$ кг, $b - m_1=40$ кг

Рисунок 2.26 – Диаграмма ускорения рукоятки



$a - m_1=20$ кг, $b - m_1=40$ кг

Рисунок 2.27 – Диаграммы скорости рукоятки



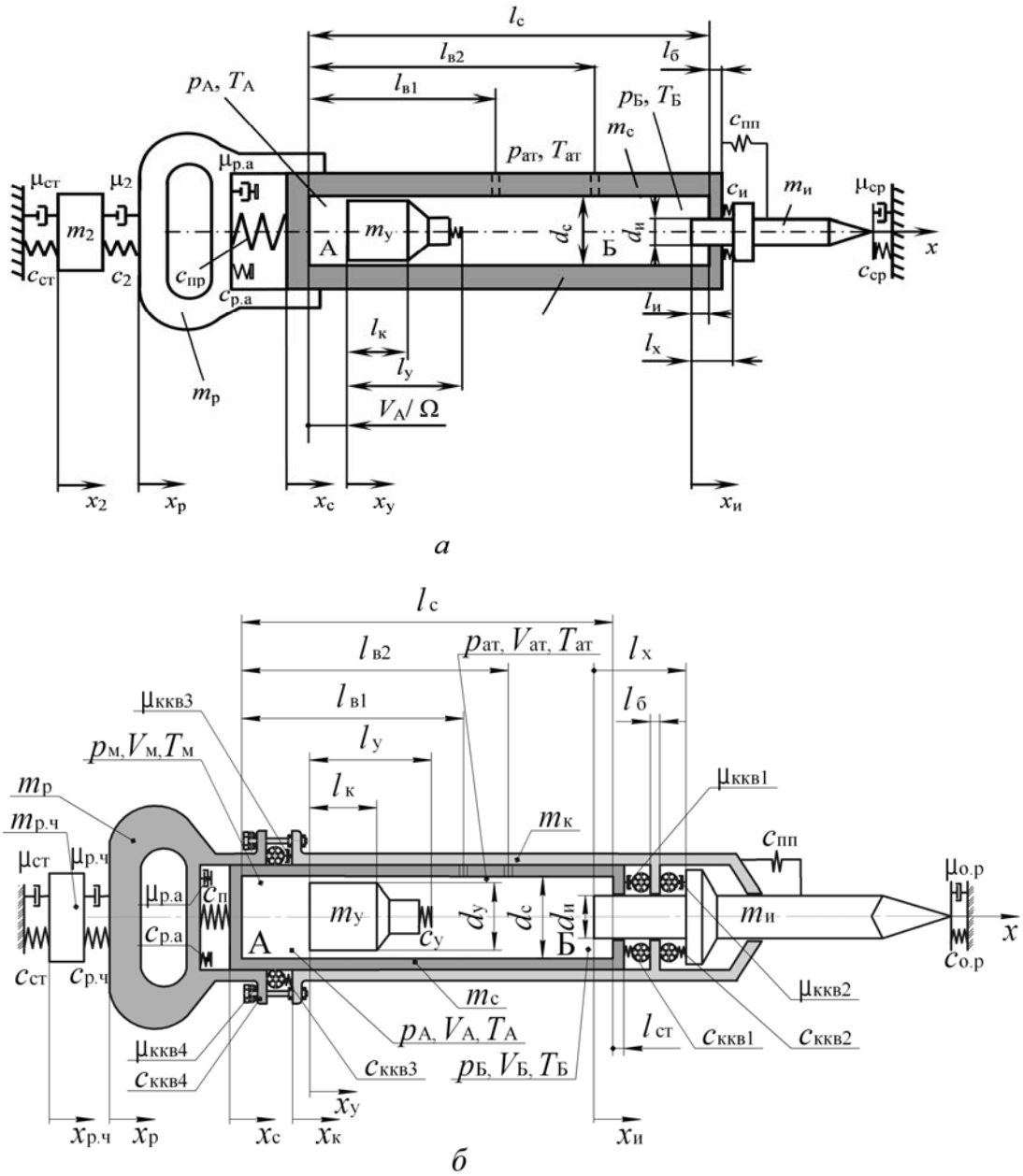
$a - m_1=20$ кг, $б - m_1=40$ кг

Рисунок 2.28 – Диаграммы энергии удара

2.4 Математические модели отбойных молотков на стенде, имитирующем реальные условия эксплуатации

Для лучшего приближения работы молотков к реальным условиям эксплуатации на кафедре горной энергомеханики и оборудования ДонГТУ разработан и создан испытательный стенд (в дальнейшем – стенд ДонГТУ), конструкция и принцип работы которого рассматриваются в разделе 3. Отбойные молотки устанавливаются на стенде горизонтально. В качестве объекта разрушения на стенде устанавливаются неподвижно закрепленные массивные плиты горных пород. Расчетные схемы образованной системы «стенд ДонГТУ – отбойный пневматический молоток – плита», в которую входит молоток МО-2Б или экспериментальный молоток с ОС и ККВ, представлены на рисунке 2.29.

При составлении математических моделей системы «стенд ДонГТУ – отбойный пневматический молоток – плита» за основу принимаются разработанные выше системы уравнений, из которых исключаются уравнения движения массы m_1 и скалки.



a – с молотком МО-2Б; *б* – с молотком с ОС и ККВ

Рисунок 2.29 – Расчетные схемы системы «стенд ДонГТУ – отбойный пневматический молоток – плита»

При этом уравнение движения массы m_2 представляется в виде:

$$m_2 \ddot{x}_2 = F_{ст} - F_p + m_2 g \cos \beta,$$

где $F_{ст}$ – реакция стенки, $F_{ст} = F_{под} - c_{ст}x_2 - \mu_{ст}v_2$;

$F_{\text{под}}$ – усилие подачи, на которое настраивается установленный на стенде пневматический податчик (усилие подачи в начальный момент времени).

Реакция среды на воздействие инструмента в молотке с ОС и ККВ:

$$F_{\text{ср}} = \begin{cases} c_{\text{ср}}x_{\text{и}} + \mu_{\text{ср}}v_{\text{и}} + F_{\text{под}} + (m_2 + m_{\text{р}} + m_{\text{с}} + m_{\text{к}} + m_{\text{и}})g \cdot \cos\beta, & \text{если } F_{\text{ср}} > 0; \\ 0, & \text{если } F_{\text{ср}} \leq 0. \end{cases}$$

В случае применения молотка МО-2Б из уравнения исключается слагаемое $m_{\text{к}}$.

Моделирование системы с молотком с ОС и ККВ проводится при следующих параметрах стенда: масса имитатора руки $m_2=3,6$ кг; жесткость упора (стенки) $c_{\text{ст}}=10^5$ Н/м; жесткость имитатора руки $c_{\text{р}}=10^5$ Н/м; напорное усилие, создаваемое податчиком, $F_{\text{под}}=280$ Н (80 Н добавляется для компенсации отсутствующей силы тяжести молотка); $F=75$ Н; $F_6=75$ Н; угол установки молотка $\beta=90^\circ$ (горизонтальное расположение). Жесткость разрушаемого объекта $c_{\text{ср}}$ варьируется в пределах от $2 \cdot 10^5$ до 10^6 Н/м.

В результате моделирования установлены зависимости среднеквадратических значений ускорения $\bar{a}_{\text{р}}$ и скорости $\bar{v}_{\text{р}}$ от коэффициента жесткости $c_{\text{ср}}$ объекта разрушения (рисунок 2.30). Функция $\bar{a}_{\text{р}}(c_{\text{ср}})$ (таблица 2.3, рисунок 2.30, а) резко убывает от $32,7$ м/с² до минимального значения $21,55$ м/с² при $c_{\text{ср}}$, равном $5 \cdot 10^5$ Н/м, затем несколько возрастает.

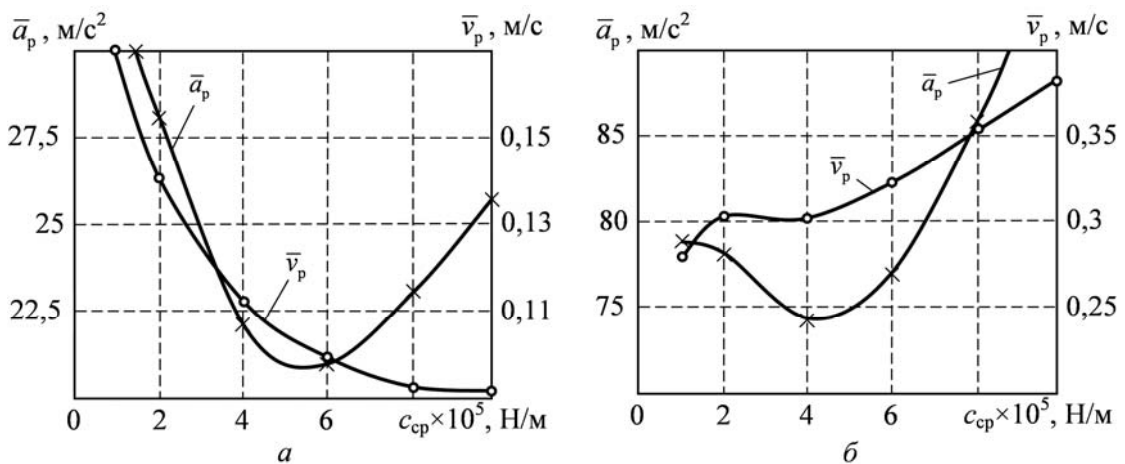
Таблица 2.3 – Зависимости среднеквадратических значений ускорения $\bar{a}_{\text{р}}$ и скорости $\bar{v}_{\text{р}}$ отбойного молотка с ОС и ККВ от коэффициента жесткости $c_{\text{ср}}$ объекта разрушения

$c_{\text{ср}}$, Н/м	$1 \cdot 10^5$	$2 \cdot 10^5$	$3 \cdot 10^5$	$4 \cdot 10^5$	$5 \cdot 10^5$	$6 \cdot 10^5$	$7 \cdot 10^5$	$8 \cdot 10^5$	$10 \cdot 10^5$
$\bar{a}_{\text{р}}$, м/с ²	32,7	28,9	25,1	22,3	21,5	21,8	22,6	23,6	25,9
$\bar{v}_{\text{р}}$, м/с	0,17	0,14	0,123	0,112	0,106	0,103	0,091	0,099	0,098

Функция $\bar{v}_p(c_{cp})$, сначала также интенсивно убывает, а затем, начиная со значения c_{cp} , равного $5 \cdot 10^5$ Н/м, убывает незначительно, находясь в диапазоне значений 0,106 ... 0,981 м/с.

Таблица 2.4 – Зависимости среднеквадратических значений ускорения \bar{a}_p и скорости \bar{v}_p отбойного молотка МО-2Б от коэффициента жесткости c_{cp} объекта разрушения

c_{cp} , Н/м	$1 \cdot 10^5$	$2 \cdot 10^5$	$3 \cdot 10^5$	$4 \cdot 10^5$	$5 \cdot 10^5$	$6 \cdot 10^5$	$7 \cdot 10^5$	$8 \cdot 10^5$	$10 \cdot 10^5$
\bar{a}_p , м/с ²	78,6	78	74,2	73,9	74,4	77,3	82	86,1	94,8
\bar{v}_p , м/с	0,27	0,303	0,295	0,302	0,312	0,326	0,34	0,353	0,378



a – молоток с ОС и ККВ; b – молоток МО-2Б

Рисунок 2.30 – Зависимости среднеквадратических значений ускорения \bar{a}_p и скорости \bar{v}_p от коэффициента жесткости c_{cp} объекта разрушения

В случае молотка МО-2Б (таблица 2.4, рисунок 2.30, б) при тех же параметрах стенда и объекта разрушения характер изменения ускорения \bar{a}_p такой же, как для молотка с ОС, однако его значения в 2,4 ... 3,7 раз выше. Минимум \bar{a}_p , равный $73,9$ м/с², достигается при c_{cp} , равном $4 \cdot 10^5$ Н/м. Функция \bar{v}_p возрастает от 0,273 до 0,378 м/с. Для молотка МО-2Б значения \bar{v}_p выше

аналогичных значений, полученных для молотка с ОС и ККВ, в 2,18 ... 3,86 раз. Указанные отношения значительно выше аналогичных отношений, полученных при моделировании молотков, установленных на стандартном стенде. Поскольку модели самих молотков в обеих моделируемых системах идентичны, то причиной несовпадения отношений, очевидно, являются конструктивные отличия стендов.

Диаграммы некоторых механических процессов, полученных при тех же значениях параметров молотка с ОС и ККВ, что и в подразделе 2.4 (молоток на стандартном стенде), и при значении $c_{cp}=5 \cdot 10^5$ Н/м, при котором достигаются наименьшие значения \bar{a}_p и выполняется функция \bar{v}_p , представлены на рисунках 2.31 – 2.38. Основные закономерности протекания процессов сохраняются.

В новой системе «стенд ДонГТУ – молоток с ОС и ККВ» амплитуда колебаний ударника, определяемая в обоих случаях, прежде всего, газотермодинамическими процессами в молотке, остается неизменной.

Отклонения обособленного ствола при его колебаниях относительно начального положения, определяемые еще и степенью его подвижности относительно рукояти (суммарный ход ККВ1, амортизирующей пружины и резинового амортизатора до их посадки на жестко – 20 мм), не превышают 5,4 мм.

Амплитуды колебаний массы m_2 , корпуса m_k и, что главное, рукояти m_p , несмотря на уменьшение числа и суммы колеблющихся масс стенда, иначе, – инерционности системы, увеличиваются, примерно вдвое (см. рисунки 2.20 и 2.31), что вызвано значительно меньшей жесткостью разрушаемого объекта, если сравнивать ее с жесткостью скалки на стандартном стенде. Следует отметить, что по этой же причине в данном случае происходит быстрое затухание колебаний инструмента после его соударения с разрушаемым объектом (рисунок 2.32). При этом удар ударником наносится по зажатому между корпусом и массивом, практически неподвижному, инструменту, что, впрочем, являлось одной из целей создания нового молотка.

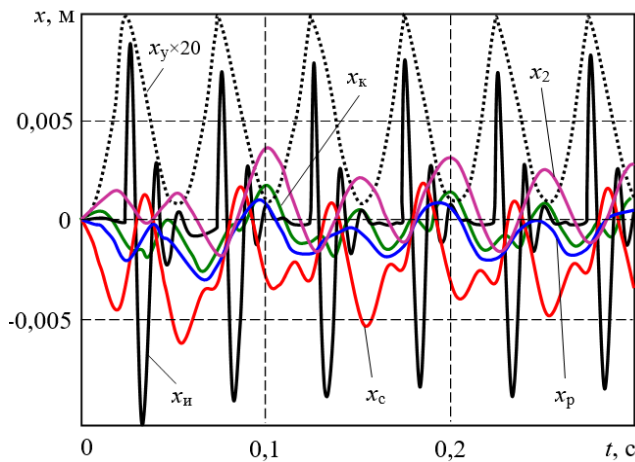


Рисунок 2.31 – Диаграммы перемещения элементов системы

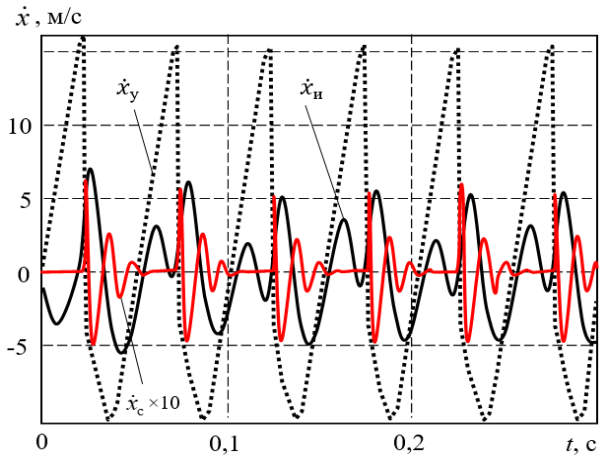


Рисунок 2.32 – Диаграммы скорости элементов системы

Из анализа сил, действующих на рукоятку (рисунок 2.33), следует, что наибольшей является сила воздействия ствола через пружину и резиновый амортизатор $R_{п}$, которая достигает 0,5 кН. Сила $R_{п}$ примерно в 1,5 раза превышает разгоняющую ствол реактивную силу F_{pA1} (рисунок 2.34). Синфазно с силой $R_{п}$, но в противоположном направлении действует сила $F_{p,к}$, максимальное значение которой составляет 0,198 кН. Сила $F_{к}$ находится с ними в противофазе и не превышает 0,31 кН. Максимальное значение суммарной силы, действующей на рукоятку и являющейся основной причиной низкочастотных вибраций рукоятки, а также противодействующая ей сила $F_{р}$, развиваемая рукой человека, достигают 0,4 кН. Целью дальнейшего совершенствования виброзащиты должно стать снижение $R_{п}$.

Критерием качества виброзащиты посредством ККВ в тракте «корпус – стяжные болты – рукоятка» также может служить отношение максимальных значений сил $F_{и}$ и $F_{к}$, которое в данном случае равно 4,9. Сила удара инструментом по корпусу при ее передаче на рукоятку, благодаря применению ККВ, существенно снижается.

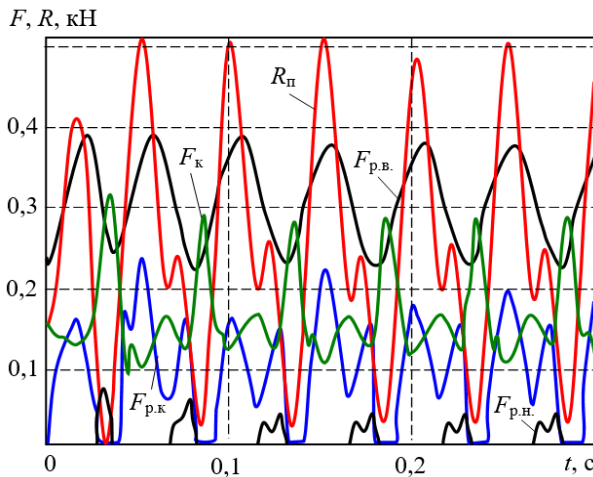


Рисунок 2.33 – Диаграммы сил,
действующих на рукоятку

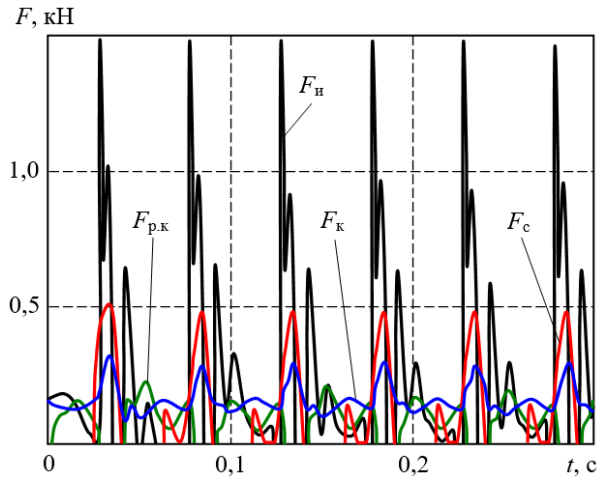


Рисунок 2.34 – Диаграммы сил,
действующих на корпус

Сила удара F_y поршнем-ударником по инструменту, практически не изменилась, тогда как сила $F_{ср}$ воздействия инструмента на объект разрушения (рисунок 2.36), жесткость которого в 4 раза меньше жесткости скалки на стандартном стенде (см. раздел 2.4), в 2,7 раза меньше силы удара $F_{ск}$ по скалке.

Силе действия инструмента на корпус $F_{и}$, возникающей при его отскоке от объекта разрушения, противодействует, находящаяся с нею, практически в противофазе, сила $F_{с}$, (рисунок 2.34) что, как уже отмечалось ранее, является положительным качеством молотка.

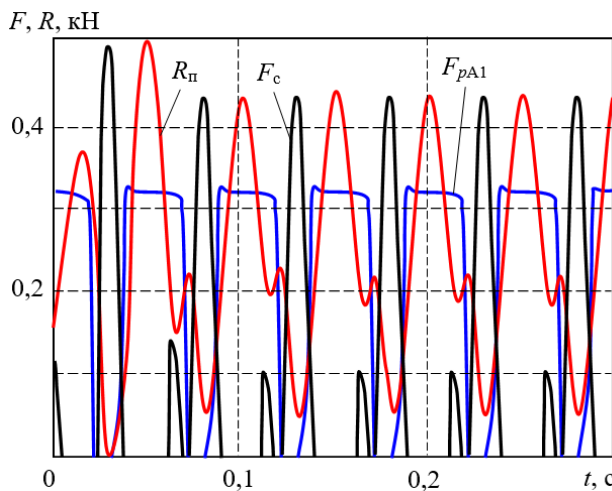


Рисунок 2.35 – Диаграммы сил,
действующих на ствол

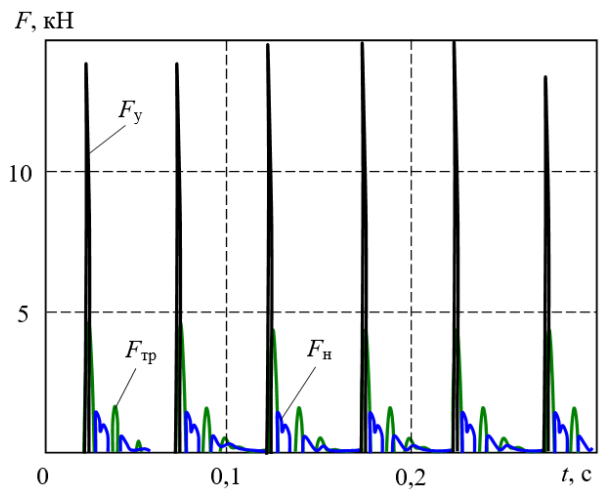


Рисунок 2.36 – Диаграммы сил,
действующих на инструмент

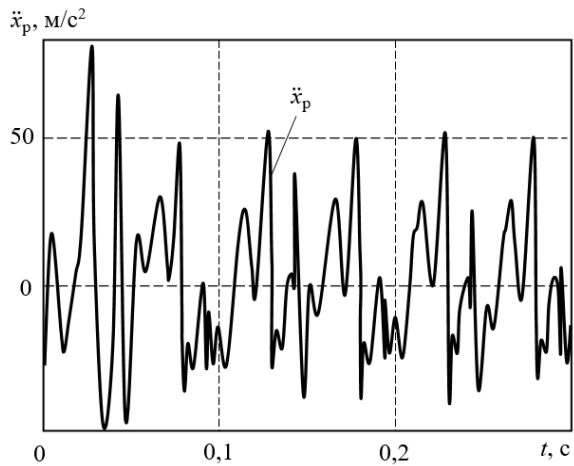


Рисунок 2.37 – Диаграмма ускорения рукоятки

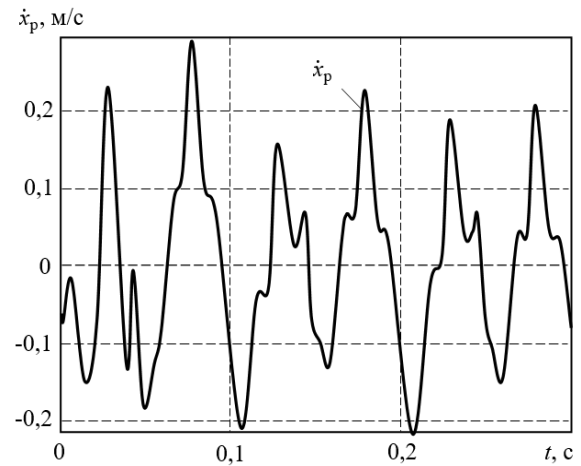


Рисунок 2.38 – Диаграмма скорости рукоятки

Итак, конструкция стенда оказывает существенное влияние на процессы, протекающие в системе. В стенде конструкции ДонГТУ, имитирующем реальные характеристики разрушаемого массива, исключается тренд в движении молотка, вызванный разрушениями массива; наблюдаются более интенсивные колебания имитатора руки (массы m_2) и, соответственно, связанной с ним рукоятки; практически отсутствует первоначальное смещение системы к стенке. Наблюдаются большие значения показателей вибрации, чем на стандартном стенде. Для серийного молотка МО-2Б значения \bar{a}_p увеличиваются в 1,84 раз, а значения \bar{v}_p – в 1,15 раз. Для молотка с ОС и ККВ, соответственно, в 1,343 и 1,75 раз.

Вслед за вторым следует третье положение.

Частичное обособление ствола, применение амортизационной пружины в корпусе и кольцевых канатных виброизоляторов в системе виброзащиты ПОМ, разрабатываемых на базе молотков типа МО, позволяет эффективно снижать уровень вибраций рукоятки, например, при установке молотка на стандартном испытательном стенде действующие значения виброскорости – в 1,1 ... 1,4 раз, а виброускорения – в 1,64 ... 1,75 раз, при установке на испытательном стенде конструкции ДонГТУ действующие значения виброскорости – в 2,18 ... 3,86 раз, а виброускорения – в 2,4 ... 3,7 раз.

Выводы по разделу 2

Проведенные в разделе теоретические исследования позволили сделать следующие выводы.

1. В серийном пневматическом отбойном молотке МО-2Б внешние нагрузки от обрабатываемого массива и от поршня-ударника передаются на рукоятку через ствол, причем уровни виброскорости и виброускорений превышают допустимые санитарные нормы. Единственным элементом конструкции, предназначенным снижать уровень вибрации от воздействий как ствола, так и инструмента является резиновая амортизационная шайба в рукоятке и слабая пусковая пружина.

2. ПОМ с частично обособленным стволом и кольцевыми канатными виброизоляторами при рациональном сочетании параметров системы является работоспособной машиной, имеющей следующие достоинства: 1) благодаря непосредственному воздействию напорного усилия от рукоятки через достаточно жесткий корпус на инструмент и ограничению корпусом движения инструмента обеспечивается его стабильное положение относительно ударника в момент их соударения и, в конечном счете, стабилизация значений энергии удара; 2) удары инструмента и ствола по корпусу совершаются, практически одновременно и направлены навстречу друг другу, что способствует снижению суммарной нагрузки на корпус, а затем и на рукоятку; 3) ККВ, благодаря своей конструкции, компактно располагаются между конструктивными элементами в зоне их сопряжения, причем расположение пакетов из ККВ между рукояткой и корпусом и между рукояткой и гайкой на стяжных болтах не приводит к увеличению габаритов молотка.

3. Зависимости действующих значений виброускорения и виброскорости рукоятки установленного на стандартном испытательном стенде ПОМ с частично обособленным стволом от коэффициентов жесткости амортизирующей пружины и кольцевых канатных виброизоляторов представляют собой вогнутые функции. При этом для нормального функционирования молотка амортизирующая пружина, располагаемая между стволом и корпусом, должна иметь жесткость

$5 \cdot 10^4 \dots 9 \cdot 10^4$ Н/м и быть предварительно сжата усилием, примерно, 75 Н. Между резиновым амортизатором и стволом в начальном положении должен обеспечиваться зазор 9 мм. Необходимо создавать напорное усилие на рукоятку, с увеличением которого уровень вибраций на рукоятке снижается.

4. Наибольшее снижение вибраций в отбойном молотке с частично обособленным стволом обеспечивается в случае применения кольцевых канатных виброизоляторов жесткостью $9 \cdot 10^4 \dots 1,1 \cdot 10^5$ Н/м, встроенных между инструментом и корпусом, стволом и корпусом, а также между корпусом и рукояткой. В некоторых случаях целесообразно применять пакеты из последовательно расположенных ККВ. Методом проб установлено, что в пакете узла, расположенного между фланцами рукоятки и корпуса, следует располагать три ККВ, а в узле, расположенном между головкой стяжного болта и фланцем рукоятки, – два ККВ. Большее число ККВ в этих пакетах может привести к исчерпанию при их деформации зазора между рукоятью и стволом. Корпус и рукоятка стягиваются двумя болтами с усилием, примерно, 75 Н, приходящимся на один болт. В рукоятке молотка с ОС и ККВ, установленного на стандартном стенде, при $m_1=20$ кг, $c_{пр}=8 \cdot 10^4$ Н/м и $c_{ккв}=10^5$ Н/м достигнуто, по сравнению с базовым молотком, снижение действующих значений виброускорения в 1,1 и виброскорости в 1,75 раз.

5. Функции действующих значений виброускорения от коэффициента жесткости объекта разрушения в системе «испытательный стенд ДонГТУ – отбойный пневматический молоток – плита», который изменяется от 10^5 до 10^6 Н/м, имеют минимум. Наименьшие значения действующих значений виброускорения и виброскорости, полученные для молотка с ОС и ККВ, составили $21,5 \text{ м/с}^2$ и $0,098 \text{ м/с}$. Для молотка МО-2Б, соответственно – $73,87 \text{ м/с}^2$ и $0,273 \text{ м/с}$. В целом, для принятой области значений коэффициентов жесткости объекта разрушения действующие значения виброускорений, полученные для молотка с ОС и ККВ, в 2,4 ... 3,7 раз меньше аналогичных значений, полученных для молотка МО-2Б, а действующие значения виброскорости – меньше в 2,18 ... 3,86 раз.

6. Конструкция стенда оказывает существенное влияние на процессы, протекающие в системе. При перестановке молотков со стандартного стенда на стенд ДонГТУ действующие значения виброускорения и виброскорости, существенно увеличиваются. Например, при коэффициенте жесткости объекта разрушения, равном $5 \cdot 10^5$ Н/м, для молотка МО-2Б, соответственно, в 4 и 2,5 раза, а для молотка с ОС и ККВ, соответственно, в 1,46 и 1,77 раз. В обоих случаях преимущества ПОМ с ОС и ККВ в части вибраций очевидны.

РАЗДЕЛ 3**ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ КОЛЬЦЕВЫХ КАНАТНЫХ
ВИБРОИЗОЛЯТОРОВ И ВИБРОЗАЩИТЫ ОТБОЙНЫХ МОЛОТКОВ С
ОБОСОБЛЕННЫМ СТВОЛОМ НА ИХ ОСНОВЕ**

Целью раздела является: определение экспериментальным путем геометрических параметров ККВ, удовлетворяющих установленной в разделе 2 области рациональных значений коэффициентов жесткости и демпфирования ККВ, при которых обеспечиваются наименьшие значения показателей вибрации в молотке с ОС и ККВ; проверка адекватности разработанной математической модели динамики отбойного молотка с ОС и ККВ и эффективности его виброзащиты.

В п. 3.1 приведены методики статических и динамических экспериментальных исследований ККВ с различными геометрическими параметрами, а также исследования вибрационных характеристик отбойных молотков на специально разработанном и созданном стенде. В п. 3.2 – оборудование, необходимое для проведения исследований.

В процессе статических испытаний ККВ (п. 3.3) установлены их геометрические параметры, при которых достигаются установленные теоретически (см. раздел 3) рациональные значения коэффициентов жесткости и поглощения энергии ККВ, а в процессе динамических испытаний – коэффициенты демпфирования.

Для оценки адекватности моделей (см. п. 3.4) проведено сопоставление результатов теоретических и экспериментальных исследований молотка с ОС и ККВ. Установлено, что расхождение расчетных и экспериментальных значений виброскорости на рукоятке управления не превышает 15 %, что допустимо для практического использования результатов исследований.

Установленные геометрические параметры ККВ используются в разделе 4.

Результаты исследований опубликованы в работах [69, 84-86].

3.1 Методика проведения экспериментальных исследований

Целью экспериментальных исследований является:

- 1) определение коэффициентов жесткости и демпфирования ККВ;
- 2) проверка адекватности разработанной математической модели динамических процессов отбойного молотка с ОС и ККВ;
- 3) проверка работоспособности отбойного молотка с ОС и ККВ и его эффективности.

В соответствии с поставленной целью экспериментальные исследования проводятся в два этапа:

- 1) проведение статических и динамических испытаний образцов ККВ;
- 2) проведение исследований вибрационных параметров отбойных молотков серийной конструкции МО-2Б и предлагаемой новой конструкции молотка с ОС и ККВ.

Первый этап.

Исследования упруго-демпфирующих свойств ККВ, внешний вид которого представлен на рисунке 3.3, а, проводятся на установке статических испытаний представленной на рисунке 3.3, б.

Определяются следующие величины:

- усилие нагружения F , Н;
- деформации виброизолятора x , м;
- статические характеристики $F=f(x)$;
- по характеристикам $F=f(x)$ – расчетным путем зависимости коэффициентов жесткости и коэффициентов поглощения энергии ККВ, являющихся параметрами в дифференциальных уравнениях движения элементов силовой системы отбойных молотков, от амплитуды деформации виброизолятора.

Методом динамических испытаний на стенде, изображенном на рисунке 3.4, определяются частоты, формы и коэффициенты затухания собственных колебаний ККВ. По декременту затухания определяются коэффициент демпфирования ККВ.

В качестве независимых переменных принимаются:

- диаметр D кольца ККВ, мм – 46, 43, 41;
- диаметр d каната в кольце, мм – 8, 5, 3,5;
- масса m защищаемого объекта, кг – до 10.

Для исследования вынужденных колебаний системы с ККВ используется вибрационная механическая установка типа УВ-70/200 (см. рисунок 3.5).

По результатам замеров определяются коэффициенты виброизоляции η с последующим построением амплитудно-частотных характеристик (АЧХ)

$$\eta = \frac{v}{v_c}, \quad (3.1)$$

где v – уровень (амплитуда колебаний) виброскорости защищаемого объекта, м/с;

v_c – уровень (амплитуда колебаний) виброскорости вибростола, м/с.

Варьируются величины:

- диаметр D кольца ККВ, мм – 46, 43, 41;
- диаметр d каната в кольце, мм – 8, 5, 3,5;
- масса защищаемого объекта m , кг – до 10;
- частота колебаний f , Гц – до 200;
- амплитуда колебаний вибростола X_c , мм – 1, 2, 3, 5.

Методика расчета упруго-демпфирующих характеристик ККВ.

Для канатных виброизоляторов жесткость не является величиной постоянной, а изменяется по мере их деформации [87]. Жесткость в какой-либо точке на кривой «нагрузка-деформация» определяется в этом случае как тангенс угла наклона касательной к кривой в данной точке (см. рисунок 3.1) по формуле [87]:

$$c = \operatorname{tg} \alpha = \frac{\Delta F}{\Delta x}. \quad (3.2)$$

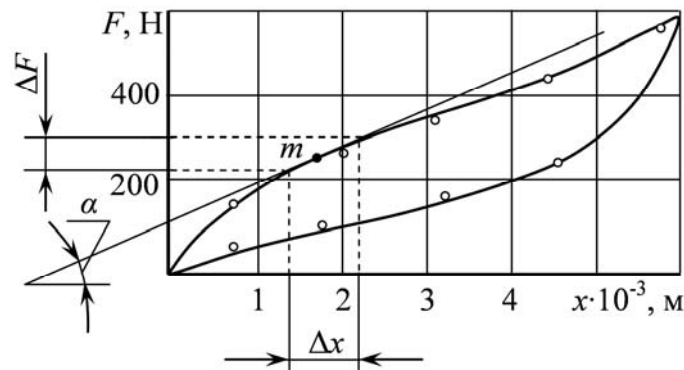


Рисунок 3.1 – Гистерезисная диаграмма образца кольцевого канатного виброизолятора ($D=46$ мм, $d=5$ мм)

Точка m на кривой обычно соответствует положению статического равновесия. Так как изменения жесткости в окрестности точки m незначительны, расчетная жесткость принимается постоянной.

Таким образом, коэффициент жесткости ККВ можно определить из выражения

$$c_i = \frac{\Delta F_i}{\Delta x_i}.$$

Значительную долю сил неупругого сопротивления в канате составляют силы трения между проволоками и прядями. По полученным гистерезисным диаграммам можно определить коэффициент демпфирования [88]:

$$\mu = \frac{\Psi c}{2\pi\omega}, \quad (3.3)$$

где Ψ – коэффициент поглощения;

c – коэффициент жесткости упругого элемента;

ω – собственная частота колебаний.

Коэффициент поглощения при циклическом нагружении, являющийся одной из основных характеристик демпфирующей способности упругого

элемента, определяется с использованием гистерезисной диаграммы по формуле [13]:

$$\psi = \frac{S_{\Pi}}{S}, \quad (3.4)$$

где S_{Π} – площадь петли гистерезиса, отражающая необратимо поглощенную энергию за цикл колебаний (см. рисунок 3.8);

S – полная работа за цикл деформации, равная площади треугольника ABC (см. рисунок 3.8).

Площадь петли гистерезиса вычисляется с помощью определенного интеграла:

$$S_{\Pi} = \int_{x_1}^{x_2} f_1(x) dx - \int_{x_1}^{x_2} f_2(x) dx = \int_{x_1}^{x_2} [f_1(x) - f_2(x)] dx, \quad (3.5)$$

где $f_1(x)$ и $f_2(x)$ – уравнения кривых нагружения и разгружения гистерезисной диаграммы соответственно;

Кривые нагружения и разгружения, ограничивающие экспериментально полученные петли гистерезиса, предлагается аппроксимировать многочленом второй степени:

$$f(x) = ax^2 + bx - c,$$

где a , b и c – коэффициенты аппроксимирующих полиномов.

При этом площадь петли гистерезиса будет определяться по формуле:

$$S_{\Pi} = \int_{x_1}^{x_2} [a_1x^2 + b_1x + c_1 - a_2x^2 - b_2x - c_2] dx = \frac{1}{3}(a_1 - a_2)(x_2^3 - x_1^3) + \frac{1}{2}(b_1 - b_2)(x_2^2 - x_1^2) + (c_1 - c_2)(x_2 - x_1). \quad (3.6)$$

Аналогично полная работа за цикл деформации – по формуле:

$$S = \frac{1}{2}(x_2 - x_1)[y(x_2) - y(x_1)] = \frac{1}{2}(x_2 - x_1)[a_1(x_2^2 - x_1^2) + b_1(x_2 - x_1)],$$

или

$$S = \frac{1}{2}(x_2 - x_1)[a_2(x_2^2 - x_1^2) + b_2(x_2 - x_1)]. \quad (3.7)$$

После подстановки в формулу (3.4) полученных для S_{Π} и S выражений (3.6) и (3.7) получается:

$$\psi = \frac{\left[\frac{2}{3}(a_1 - a_2)(x_2^3 - x_1^3) + (b_1 - b_2)(x_2^2 - x_1^2) + 2(c_1 - c_2)(x_2 - x_1) \right]}{(x_2 - x_1)[a_1(x_2^2 - x_1^2) + b_1(x_2 - x_1)]}$$

или

$$\psi = \frac{\left[\frac{2}{3}(a_1 - a_2)(x_2^3 - x_1^3) + (b_1 - b_2)(x_2^2 - x_1^2) + 2(c_1 - c_2)(x_2 - x_1) \right]}{(x_2 - x_1)[a_2(x_2^2 - x_1^2) + b_2(x_2 - x_1)]} \quad (3.8)$$

Значения коэффициентов аппроксимирующих полиномов $a_1, b_1, c_1, a_2, b_2, c_2$ для каждой экспериментальной петли гистерезиса определяются по методу наименьших квадратов.

Коэффициент демпфирования также можно определить через декремент затухания колебаний. Для этого необходимо получить график свободных колебаний ККВ. После этого определяется коэффициент демпфирования по формуле [87]:

$$\mu = 2B\sqrt{cm}, \quad (3.9)$$

где $B = \frac{\nu}{\sqrt{4\pi^2 + \nu^2}}$ – безразмерный коэффициент демпфирования;

$\nu = \ln\left(\frac{x_n}{x_{n+1}}\right)$ – логарифмический декремент затухания колебаний;

x_n, x_{n+1} – амплитуды затухающих колебаний (см. рисунок 3.2).

В качестве примера на рисунке 3.2 приводится полученный на установке, представленной на рисунке 3.4, график свободных колебаний опирающейся на ККВ верхней втулки с закрепленным на ней грузом. Суммарная масса m колеблющейся системы равна 8 кг. Параметры виброизолятора – $D=41$ мм, $d=3,5$ мм, амплитуда начального отклонения $x_0=5 \cdot 10^{-4}$ м.

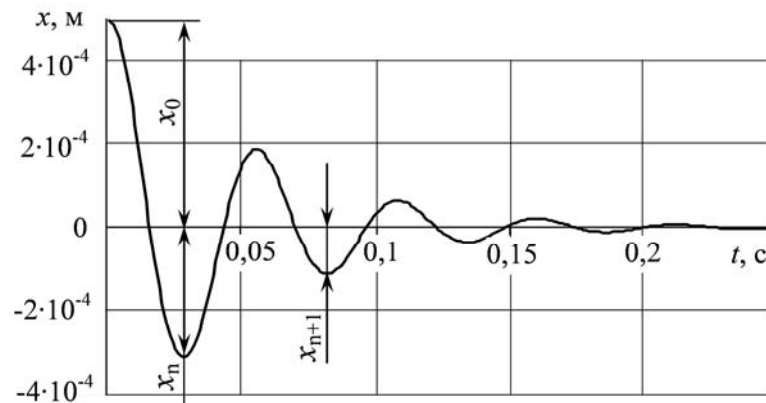


Рисунок 3.2 – График свободных колебаний втулки с грузом, опирающихся на ККВ, ($m=8$ кг, $D=41$ мм, $d=3,5$ мм)

Второй этап.

Исследование характеристик вибрации отбойных молотков осуществляется на специально разработанном стенде (см. рисунок 3.6 и 3.7).

Измеряются: уровни виброскорости (м/с) и виброускорения (м/с²) или их логарифмические уровни в дБ.

Варьируются:

– октавные полосы частот со среднегеометрическими частотами, Гц – 8, 31,5, 63, 125, 250, 500, 1000;

– тип виброзащиты – 1) серийная; 2) с ККВ.

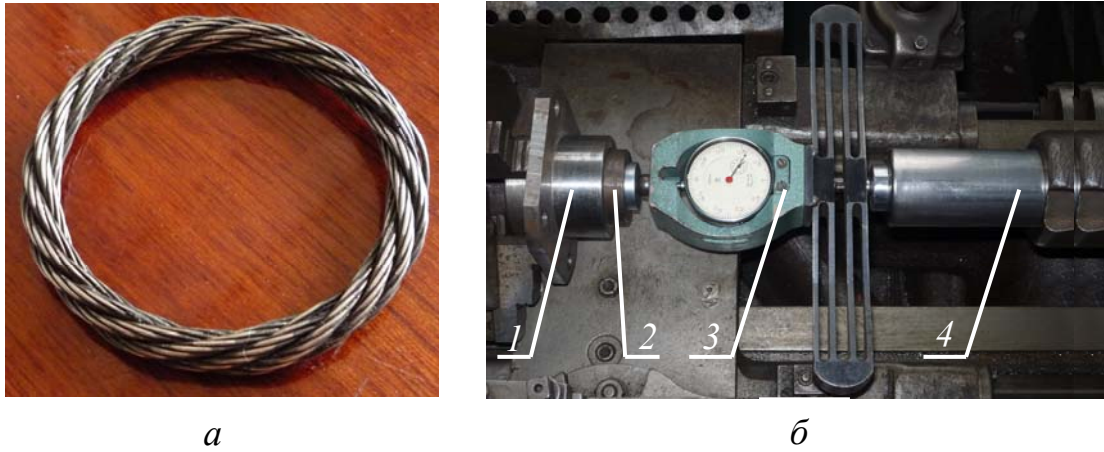
Контроль вибрационных параметров производится при выполнении отбойным молотком технологических операций по блоку породы крепостью 12 ... 14 единиц по шкале проф. М.М. Протодыяконова, при котором достигается максимальный уровень динамических нагрузок.

В процессе измерения уровня вибраций давление воздуха в сети p_m и напорное усилие $F_{\text{под}}$, создаваемое податчиком, поддерживаются постоянными ($p_m=0,5$ МПа, $F_{\text{под}}=280$ Н). Измерение каждого параметра на соответствующей частоте производится пять раз, затем определяется среднее арифметическое этих значений.

3.2 Оборудование для исследования кольцевых канатных виброизоляторов и отбойных молотков

1. Стенд для проведения статических испытаний ККВ.

Экспериментальное определение упруго-демпфирующих свойств ККВ проводится на стенде [87], представленном на рисунке 3.3, б. Образец виброизолятора располагается между двух втулок, образующих систему типа «пуансон-матрица» и установленных во фланце 1, аналогично тому, как это представлено на рисунке 3.4. Одна из втулок 2 связана через динамометр 3 типа ДОСМ 3-02 системы Н.Г. Токарева с винтовой стойкой 4, которая при вращении ходового винта (на рисунке не показан) деформирует испытываемый образец с амплитудой, которая может варьироваться в диапазоне значений до 6 мм, со снятием соответствующей характеристики усилия $F=f(x)$ и построением соответствующих полей петель гистерезиса в указанном диапазоне амплитуд с шагом 0,5 мм.



1 – фланец; 2 – втулка; 3 – динамометр; 4 – стойка винтовая

Рисунок 3.3 – Внешний вид ККВ (а), установка для проведения статических испытаний ККВ (б)

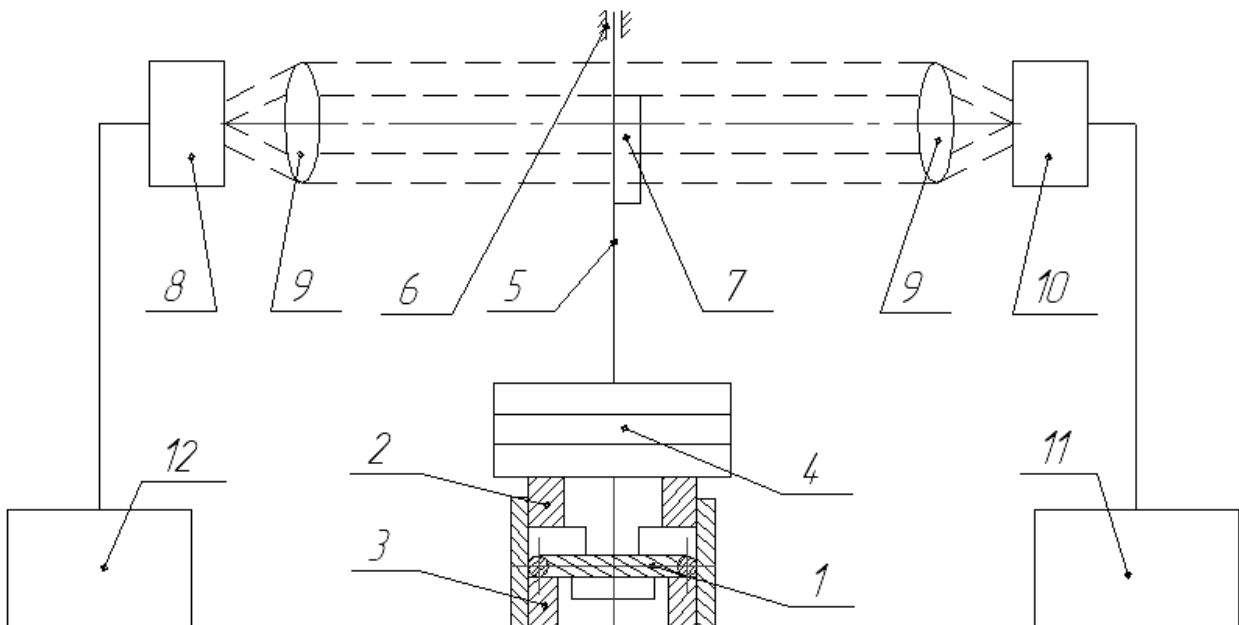
2. Стенд и аппаратура для проведения динамических испытаний ККВ.

Для записи свободных колебаний ККВ используется стенд [87], представленный на рисунке 3.4. Виброизолятор 1 устанавливается между двух втулок 2 и 3, на верхней втулке закреплены сменные грузы 4. К грузу прикреплен стержень 5, другой конец которого находится в направляющей 6. На стержне закрепляется шторка 7, перекрывающая часть луча света, который от источника 8 через линзы 9 попадает на приемник света 10. Он представляет собой фотодатчик, вырабатывающий электрический сигнал под действием света. Этот сигнал без усиления подается на вход быстродействующего самописца 11 типа НЗ38-4П. Работа установки заключается в следующем: опирающаяся на виброизолятор верхняя втулка с закрепленным на ней грузом выводится из положения равновесия (сжимается) и резко отпускается. Система начинает совершать свободные колебания, которые фиксируются самописцем 11. Сигнал от источника света 8 подается через линзу 9 на шторку 7, совершающую колебания совместно с массой, линзу 9, приемник света 10, самописец 11.

Техническая характеристика датчика перемещений представлена ниже. Тарировка датчика производится с помощью микрометрического винта и шторки, которыми снабжена конструкция датчика.

Техническая характеристика бесконтактного фотоэлектронного датчика перемещений

разрешающая способность, мм.....до 0,1
 частота колебаний регистрируемого процесса, Гц.....0 – 50
 измеряемый интервал перемещений, мм.....до 40

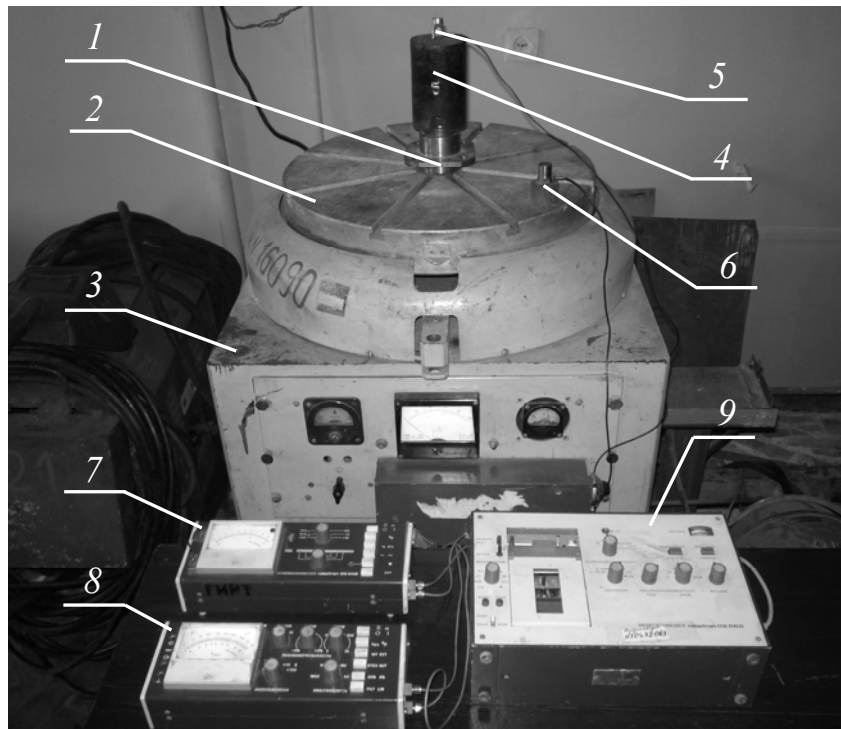


1 – ККВ; 2, 3 – втулки; 4 – грузы; 5 – стержень; 6 – направляющая;
 7 – шторка; 8 – источник света; 9 – линзы; 10 – приемник света;
 11 – самописец; 12 – источник питания

Рисунок 3.4 – Стенд для исследования свободных колебаний ККВ

3. Установка и аппаратура для исследования вынужденных колебаний ККВ.

Для исследования характеристик системы виброзащиты с ККВ использовалась вибрационная механическая установка типа УВ-70/200 (рисунок 3.5), техническая характеристика которой представлена ниже.



1 – фланец; 2 – стол; 3 – вибростенд; 4 – грузы; 5, 6 – датчик; 7 – шторка;
8 – фильтр узкополосный; 9 – самописец

Рисунок 3.5 – Установка для исследования вынужденных колебаний ККВ

Фланец 1 с двумя втулками, между которыми установлен образец ККВ, жестко крепится на столе 2 вибростенда 3. На одной из втулок закрепляются сменные грузы 4 и пьезоэлектрический датчик 5 типа КД-23. Другой такой же пьезоэлектрический датчик 6 устанавливается на вибростоле и контролирует уровень вибровозбуждения. Оба датчика крепятся с помощью резьбового соединения. Сигналы от датчиков поступают на виброизмерительный комплекс фирмы «Robotron», который включает в себя виброметр 7 типа 00042, узкополосный фильтр 8 типа 01025 и самописец уровня 9 типа 00026, который регистрирует резонансные пики при различных диапазонах частот возбуждения. Технические характеристики приборов, входящих в состав виброизмерительного комплекса, представлены ниже.

Основные технические характеристики установки вибрационной
механической типа УВ-70/200

диапазон частот колебаний, Гц.....	12 – 200
диапазон амплитуд колебаний, мм.....	0,05 – 1

Основные технические характеристики виброметра
типа Robotron 00042

частотный диапазон, Гц.....	0,5 – 4000
диапазон измеряемых уровней виброскорости, дБ.....	60 – 146
класс точности, %, дБ.....	12
питание прибора.....	батареи 2×9 В
масса, кг.....	3,3

Основные технические характеристики узкополосного фильтра
типа Robotron 01025

частотный диапазон, Гц.....	0,5 – 20000
погрешность, %.....	≤ 5
питание прибора.....	батареи 2×9 В
время работы с одним комплектom батарей.....	режим с интервалами около 60 час

4. Стенд для исследования вибрационных параметров отбойных молотков.

Для исследования вибрационных параметров отбойных молотков на кафедре горной энергомеханики и оборудования ДонГТУ (г. Алчевск, ЛНР) был разработан и создан стенд (в дальнейшем – стенд ДонГТУ), имеющий ряд положительных особенностей.

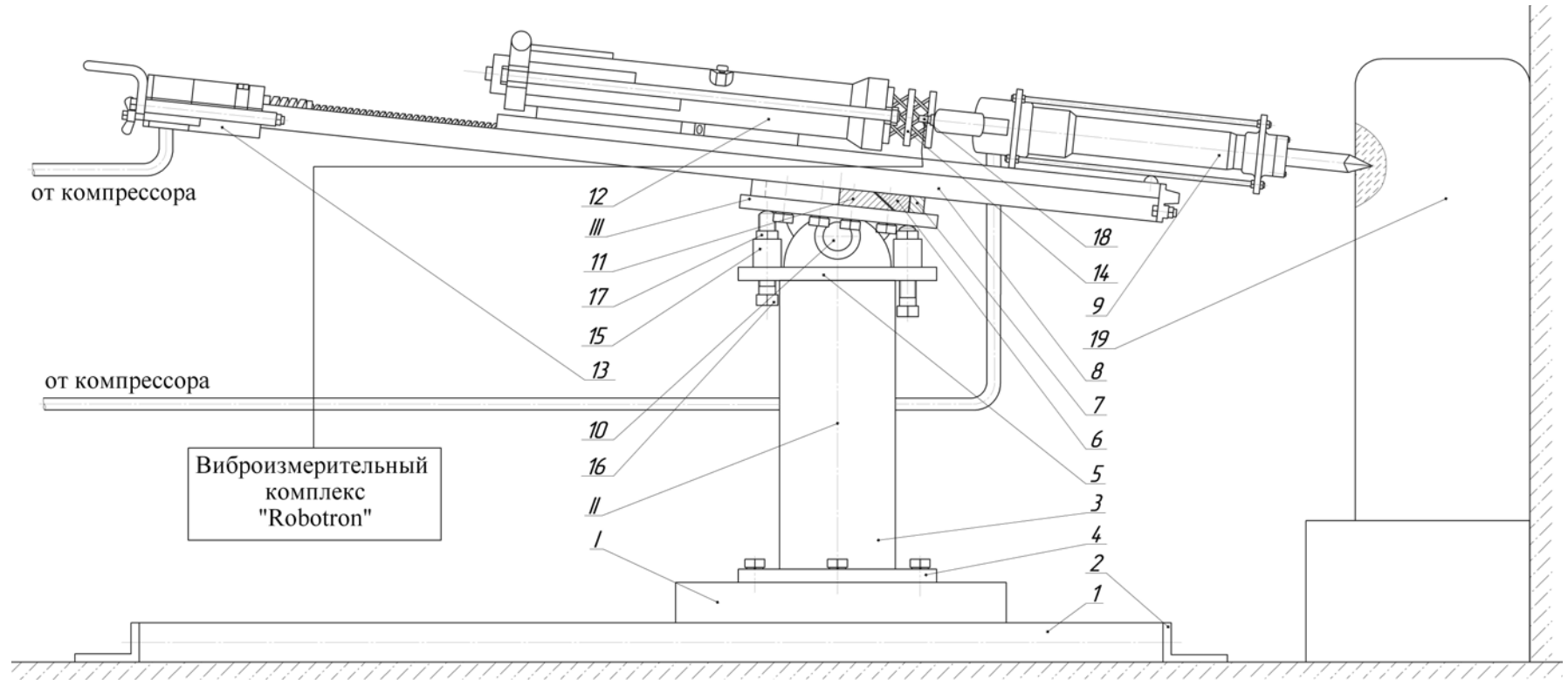
Стенд, внешний вид которого представлен на рисунке 3.6, предназначен для исследования отбойных молотков при работе по различным материалам.



Рисунок 3.6 – Внешний вид экспериментального стенда ДонГТУ для исследования вибраций отбойных молотков

Стенд представляет собой сборную конструкцию, (см. рисунок 3.7), состоящую из сварной рамы I из двух труб 1, соединенных уголками 2; сварной стойки II из швеллеров 3 и двух плит 4, 5; сварной верхней плиты III с двумя сегментами 6 и кольцом 7, в котором установлены направляющие пневматического податчика 8 с исследуемым отбойным молотком 9.

На раме I болтами закреплена стойка II, в сегментах которой при помощи пальца 10 крепится верхняя плита III, имеющая возможность перемещения



- I* – рама; *II* – стойка *III* – плита верхняя;
1 – трубы; *2* – уголки; *3* – швеллер; *4, 5* – плиты; *6* – сегменты; *7* – кольцо; *8* – податчик; *9* – молоток отбойный;
10 – палец; *11* – крепление коническое; *12* – корпус сверла; *13* – пневмодвигатель; *14* – виброизолятор двухкаскадный;
15 – втулки; *16* – винты; *17* – контргайки; *18* – датчик; *19* – объект обработки

Рисунок 3.7 – Устройство экспериментального стенда ДонГТУ для исследования вибраций отбойных молотков

относительно стойки. В кольцо верхней плиты устанавливается коническое крепление *11* направляющих податчика колонкового сверла типа КС-50. В направляющих закреплен корпус колонкового сверла *12*, который посредством гайки соединен с ходовым винтом (на рисунке не показано), приводимым во вращение пневмодвигателем *13*. Корпус сверла передает усилие нажатия на рукоятку отбойного молотка через двухкаскадный канатный виброизолятор *14*, который имитирует в процессе работы стенда динамические параметры руки человека-оператора.

Коническое крепление податчика фиксируется в кольце верхней плиты при помощи двух прижимов и зажимается болтами. Такое крепление позволяет осуществлять регулировку податчика с установленным на нем молотком в горизонтальной плоскости.

По краям верхней плиты стойки приварены четыре втулки *15* с внутренней резьбой. Во втулки вкручены винты *16*, при вкручивании двух передних и, соответственно, выкручивании двух задних или наоборот, осуществляется регулировка податчика вместе с молотком в вертикальной плоскости. Положение винтов фиксируется контргайками *17*.

Такая регулировка образца отбойного молотка в пространстве обеспечивает проведение исследований в условиях, близких к производственным.

Работа на стенде выполняется следующим образом. Молоток вместе с инструментом и закрепленным датчиком *18* на рукоятке устанавливают на направляющих податчика. Отбойный молоток упирают рабочим концом инструмента в обрабатываемый материал *19*. Подают сжатый воздух в податчик и к молотку. Включают отбойный молоток и производят снятие вибрационных параметров. Измерительным комплексом регистрируются уровни виброскорости и виброускорения на рукоятке управления отбойных молотков в соответствующих среднегеометрических октавных полосах действия локальной вибрации.

Измерение параметров вибраций производится в соответствии с требованиями ГОСТ Р 55162-2012 и СН 2.2.4/2.1.8.566-96 [18, 17].

Для измерения параметров вибраций используется виброизмерительный комплекс фирмы «Robotron», включающий в себя пьезоэлектрический датчик типа KD-23, стационарный виброметр 00042, узкополосный фильтр 01025, самописец уровня 00026, соединительные провода.

3.3 Результаты статических и динамических испытаний кольцевых канатных виброизоляторов

Для анализа защитных свойств и моделирования системы виброзащиты необходимо получить экспериментальные зависимости коэффициентов жесткости и поглощения энергии ККВ, имеющих различные геометрические параметры, от амплитуды деформации при осевых нагрузках, а также провести исследования эффективности виброзащитной системы.

Для этих целей согласно разработанной методике на стенде (см. рисунок 3.2) получены гистерезисные диаграммы исследуемой группы образцов ККВ, одна из которых (типичная) представлена на рисунке 3.8.

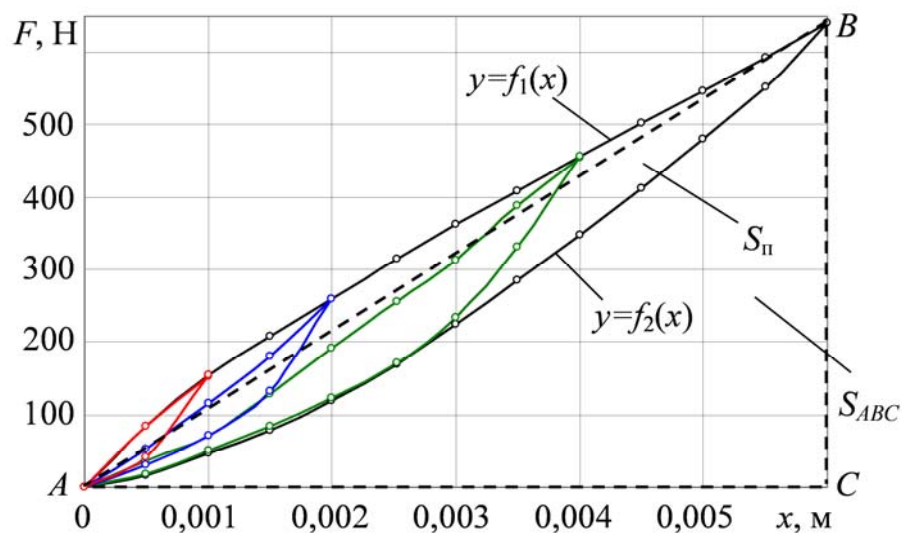


Рисунок 3.8 – Гистерезисная диаграмма образца ККВ, ($D=46$ мм, $d=3,5$ мм)

По приведенной выше методике получены зависимости коэффициентов жесткости и коэффициентов поглощения ККВ от амплитуды деформации. Полученные зависимости представлены на рисунках 3.9 – 3.12.

На основе анализа результатов были сделаны выводы: при первом нагружении площадь петли на 5 ... 7 % больше, чем при последующих нагружениях. Коэффициент жесткости снижается с увеличением амплитуды деформации от максимального значения $c=220$ кН/м, полученного для образца с параметрами $D=46$ мм, $d=8$ мм при $x=10^{-3}$ м, до наименьшего значения $c=88$ кН/м, полученного для образца с параметрами $D=41$ мм, $d=3,5$ мм при деформации равной $x=6 \cdot 10^{-3}$ м. При уменьшении диаметра кольца виброизолятора его жесткость снижается, а при увеличении диаметра каната в кольце – увеличивается.

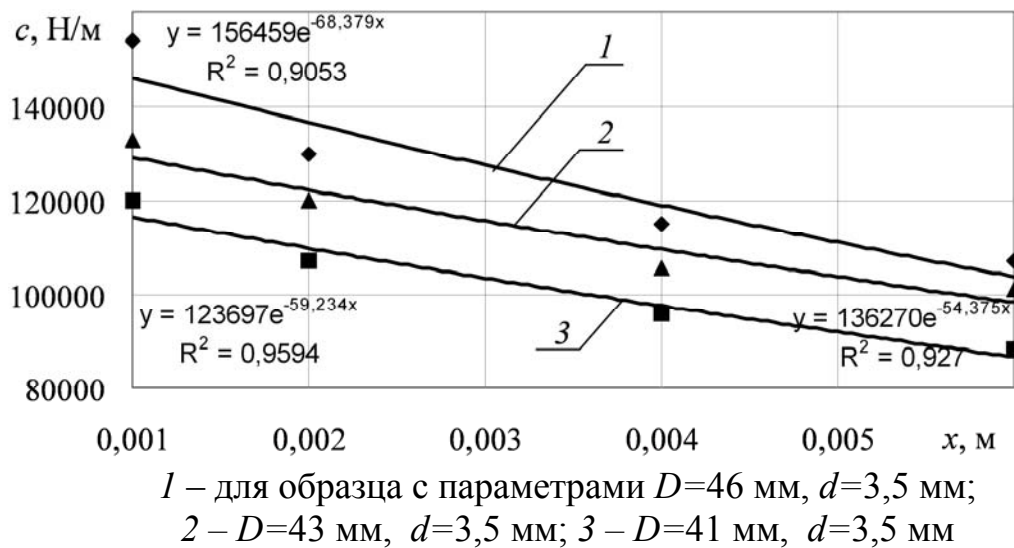
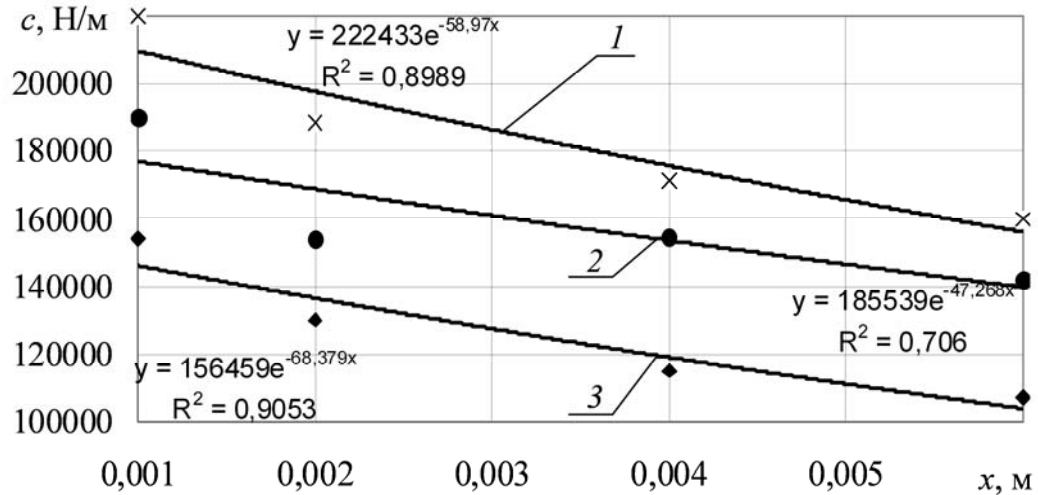


Рисунок 3.9 – Зависимость коэффициента жесткости ККВ от начальной амплитуды деформации

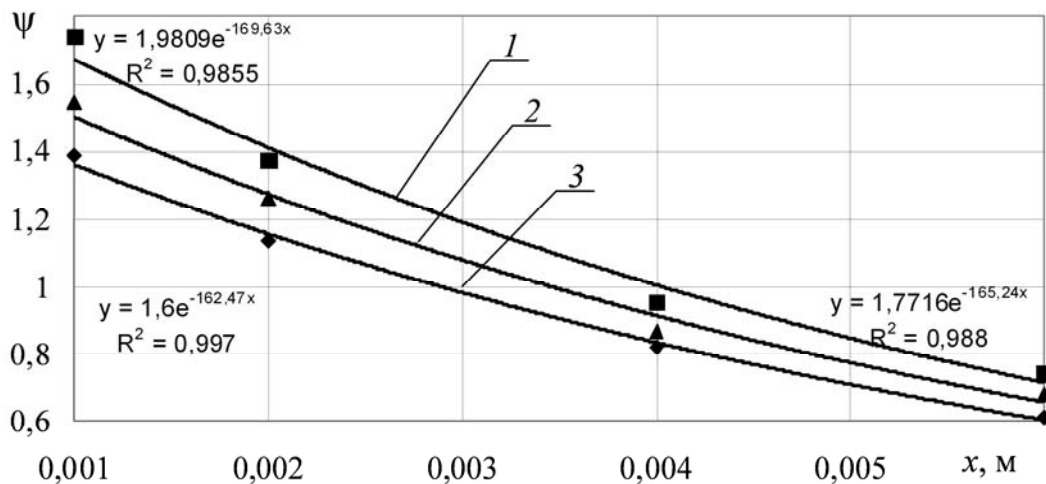
Коэффициент поглощения снижается с увеличением амплитуды деформации от максимального значения $\psi=1,7$, полученного для образца с параметрами $D=41$ мм, $d=3,5$ мм и $x=10^{-3}$ м (см. рисунок 3.11). С увеличением диаметра кольца виброизолятора значение коэффициента поглощения уменьшается, а с уменьшением диаметра каната в кольце поглощающая

способность ККВ увеличивается. Наименьшего значение $\psi=0,56$ коэффициент поглощения достигает при деформации образца равной $x=6 \cdot 10^{-3}$ м с параметрами $D=46$ мм, $d=8$ мм.



1 — для образца с параметрами $D=46$ мм, $d=8$ мм;
2 — $D=46$ мм, $d=5$ мм; 3 — $D=46$ мм, $d=3,5$ мм

Рисунок 3.10 – Зависимость коэффициента жесткости ККВ от начальной амплитуды деформации



1 — для образца с параметрами $D=41$ мм, $d=3,5$ мм;
2 — $D=43$ мм, $d=3,5$ мм; 3 — $D=46$ мм, $d=3,5$ мм

Рисунок 3.11 – Зависимость коэффициента поглощения ККВ от начальной амплитуды деформации

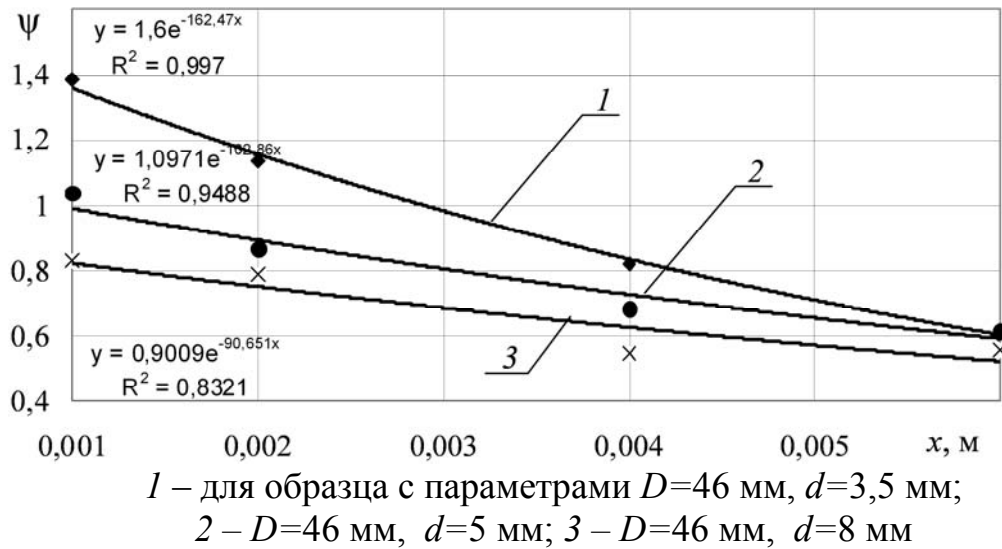


Рисунок 3.12 – Зависимость коэффициента поглощения ККВ от начальной амплитуды деформации

Проведенные исследования ККВ на установке статических испытаний свидетельствуют о том, что изменение сил неупругого сопротивления при изменении знака скорости деформации происходит не скачкообразно, а имеется плавный переход с кривой нагружения на кривую разгрузки. Это объясняется наличием смещения проволок и изменением плотности их взаимного контакта. В начальный момент деформации между проволоками каната существуют зазоры и контакт менее плотный. По мере нарастания нагрузки зазоры выбираются, взаимное давление между проволоками повышается, и повышаются силы трения. При разгрузке происходит разуплотнение контакта, и снижаются контактные давления. Часть проволок начинает смещаться с взаимным трением, а часть еще испытывает значительные контактные силы и смещение их произойдет после дальнейшего снижения нагрузки.

Полученные результаты свидетельствуют о том, что аппроксимация сил неупругого сопротивления чисто сухим трением приводит к получению завышенных значений энергии на их преодоление. К аналогичным результатам приводит идеализация вязким трением, диаграмма деформирования при котором

представляет эллипс. Поэтому надо учитывать реальный характер сил неупругого сопротивления.

На рисунках 3.13 и 3.14 приведены полученные в результате статических испытаний ККВ зависимости коэффициента жесткости $c_{\text{ККВ}}$ от диаметра кольца виброизолятора D и диаметра плетения (каната) в кольце d .

ККВ, параметры которых удовлетворяют минимуму действующих значений виброскорости и виброускорения молотка с ОС и ККВ и ограничениям, обусловленным технологией изготовления, составляют параметрический ряд (см. таблицу 3.1).

Таблица 3.1 – Параметрический ряд ККВ

№	Диаметр кольца D , мм	Диаметр каната d , мм	Коэффициент жесткости $c_{\text{ККВ}}$, кН/м	№	Диаметр кольца D , мм	Диаметр каната d , мм	Коэффициент жесткости $c_{\text{ККВ}}$, кН/м
1	41	3,5	88,17	6	43	8	134,1
2	41	5	90	7	46	3,5	107
3	41	8	101	8	46	5	114,8
4	43	3,5	95,3	9	46	8	160
5	43	5	115		-	-	-

Отсюда четвертое выносимое на защиту положение.

Коэффициент жесткости кольцевых канатных виброизоляторов, деформируемых в устройстве типа «пуансон-матрица», линейно возрастает по мере увеличения их диаметра, а также при увеличении диаметра плетения, причем области рациональных значений коэффициента жесткости ККВ, при которых обеспечиваются минимальные значения действующих значений виброскорости и виброускорения отбойного молотка с ОС и ККВ и выполняются условия технологии изготовления ККВ, отвечают значения диаметра ККВ 41, 43, 46 мм и значения диаметра плетения 3,5, 5 и 8 мм в различных сочетаниях.

Выбирая рациональные значения геометрических параметров ККВ и число ККВ в узлах виброзащиты, можно регулировать параметры жесткости и демпфирования системы, добиваясь заданной эффективности предлагаемой конструкции отбойного молотка с ОС и ККВ в части вибраций.

Таким образом, экспериментальным путем установлены геометрических параметры ККВ, удовлетворяющие области рациональных значений коэффициентов жесткости и демпфирования ККВ, которые используются в разделе 4 при совершенствовании виброзащиты отбойного молотка с ОС и ККВ.

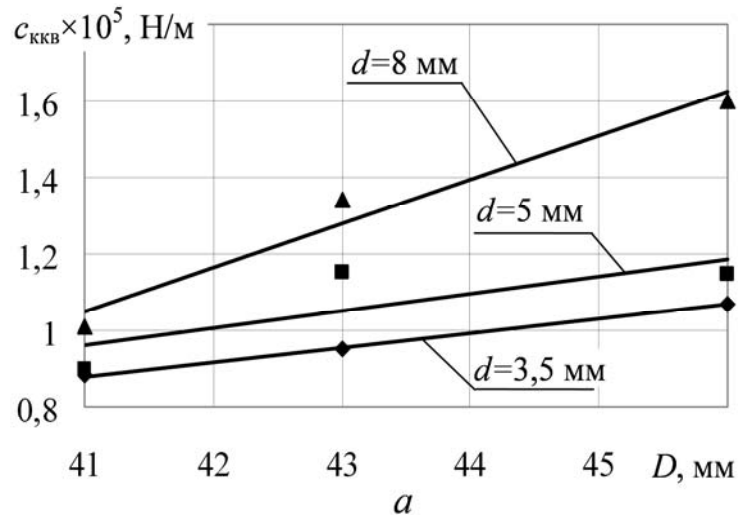


Рисунок 3.13 – Зависимость коэффициента жесткости ККВ $c_{\text{ККВ}}$ от диаметра кольца виброизолятора D

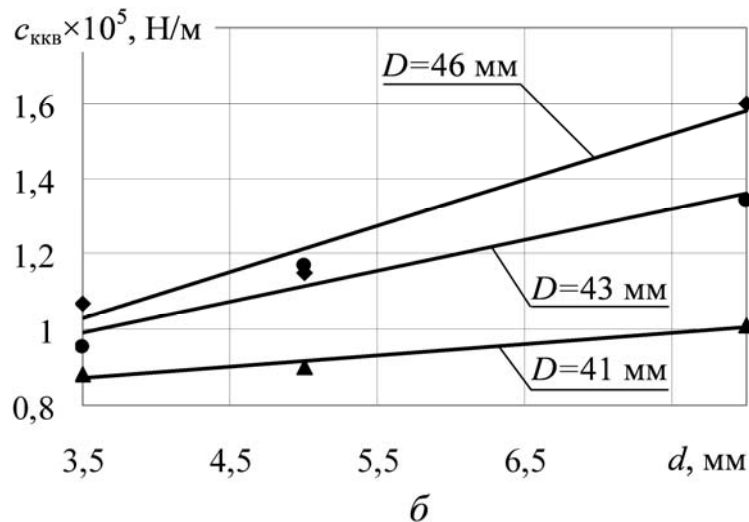


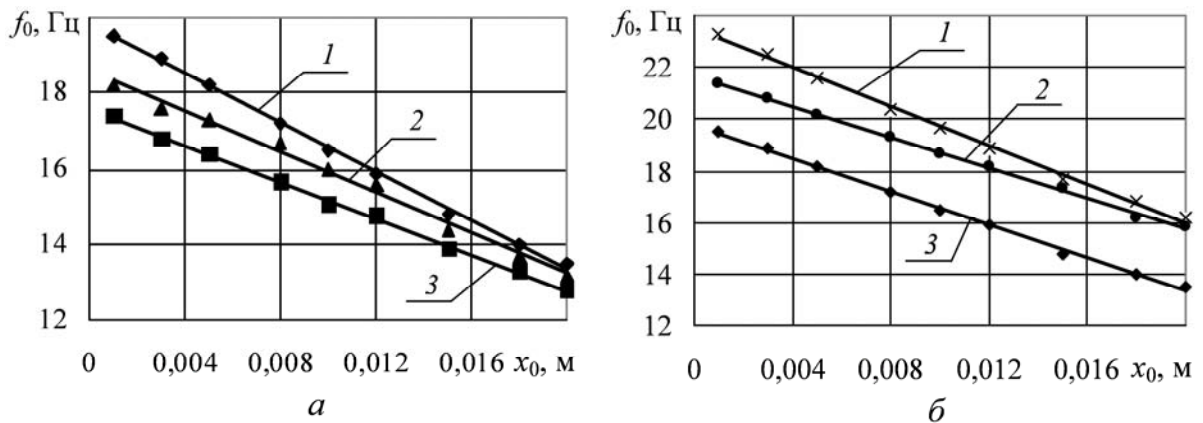
Рисунок 3.14 – Зависимость коэффициента жесткости ККВ $c_{\text{ККВ}}$ от диаметра каната в кольце d

При проведении *динамических испытаний* исследовались свободные и вынужденные колебания ККВ.

Свободные колебания, определяемые состоянием системы, имеют фундаментальное значение при разработке виброзащитных устройств. Частоты, формы и коэффициенты затухания собственных колебаний фактически характеризуют «динамическую индивидуальность» системы.

Для эффективной виброзащиты оператора необходимо, чтобы собственная частота системы была как можно меньше. Это достигается правильным подбором динамических параметров виброзащитной системы.

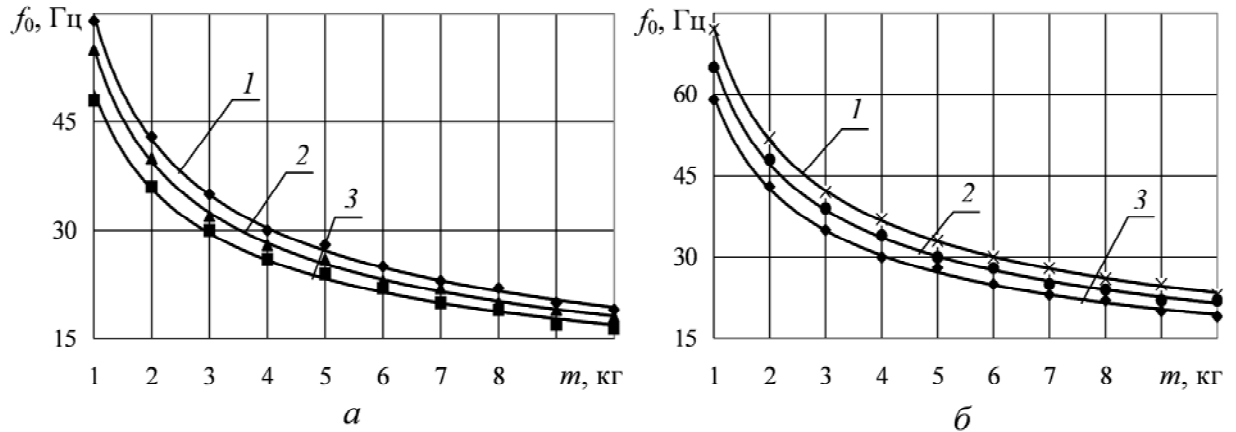
При исследовании свободных колебаний образцов ККВ установлено, что при различных параметрах виброизоляторов и амплитудах деформации они имеют затухающий характер. Принято полагать, что колебания полностью прекращаются, если их амплитуда не превышает 10 % от начальной амплитуды [87]. При всех значениях параметров и начальной амплитуды деформаций ККВ из заданной области наблюдаемое число свободных колебаний до их полного затухания не превышает четырех, что свидетельствует о высокой демпфирующей способности ККВ. Также оказалось, что с увеличением начальной амплитуды деформаций ККВ собственная частота снижается (см. рисунок 3.15), что характерно для упругих элементов с нелинейной восстанавливающей силой.



$a - d=3,5$ мм, значения диаметра D (мм) кольца: 1 – 46, 2 – 43, 3 – 41;
 $б - D=46$, значения диаметра d (мм) каната в кольце: 1 – 8; 2 – 5; 3 – 3,5

Рисунок 3.15 – Зависимость частоты собственных колебаний ККВ от начальной амплитуды деформации

При проведении экспериментов выявлено влияние массы m колеблющейся системы (защищаемого объекта) на частоту собственных колебаний ККВ. Полученные зависимости представлены на рис. 3.16.



$a - d = 3,5$ мм, значения диаметра D (мм) кольца: 1 – 46, 2 – 43, 3 – 41;
 $b - D = 46$, значения диаметра d (мм) каната в кольце: 1 – 8, 2 – 5, 3 – 3,5

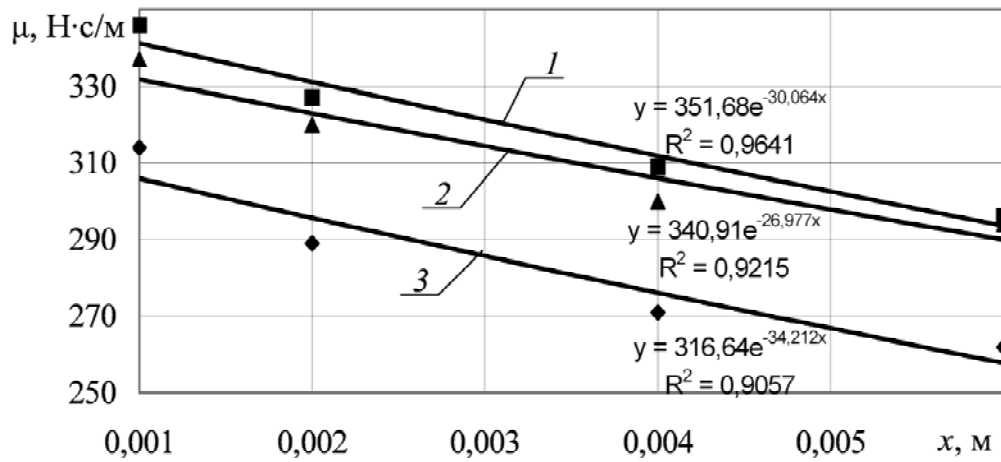
Рисунок 3.16 – Зависимость частоты собственных колебаний ККВ от массы защищаемого объекта

Анализ полученных результатов показывает, что при относительно малых значениях m от 1 до 4 ... 5 кг собственная частота колебаний системы резко уменьшается, а при больших значениях m – остается практически постоянной.

Влияние геометрических параметров ККВ на собственную частоту колебаний отражено на рисунке 3.16. Из полученных зависимостей видно, что при увеличении диаметра кольца D (см. рисунок 3.16, a) собственная частота ККВ увеличивается. Увеличение диаметра каната в кольце виброизолятора d также приводит к увеличению значений собственной частоты (см. рисунок 3.16, b).

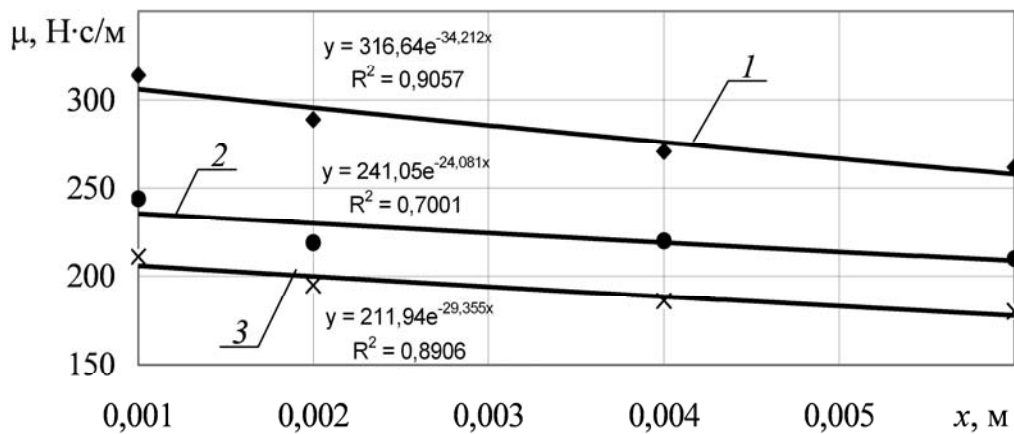
При анализе динамических свойств ККВ, как и других виброзащитных систем, важную роль играет метод расчета их упруго-демпфирующих характеристик. Графики зависимостей коэффициентов демпфирования ККВ исследуемой группы от начальной амплитуды деформации, рассчитываемых по формуле (3.9), представлены на рисунках 3.17 и 3.18. Входящие в формулу (3.9) экспериментальные значения декрементов затухания свободных колебаний

системы с ККВ получены в результате обработки соответствующих графических зависимостей $x(t)$.



1 – $D=41$ мм, $d=3,5$ мм;
2 – $D=43$ мм, $d=3,5$ мм; 3 – $D=46$ мм, $d=3,5$ мм

Рисунок 3.17 – Зависимость коэффициента демпфирования ККВ от начальной амплитуды деформации



1 – $D=46$ мм, $d=3,5$ мм;
2 – $D=46$ мм, $d=5$ мм; 3 – $D=46$ мм, $d=8$ мм

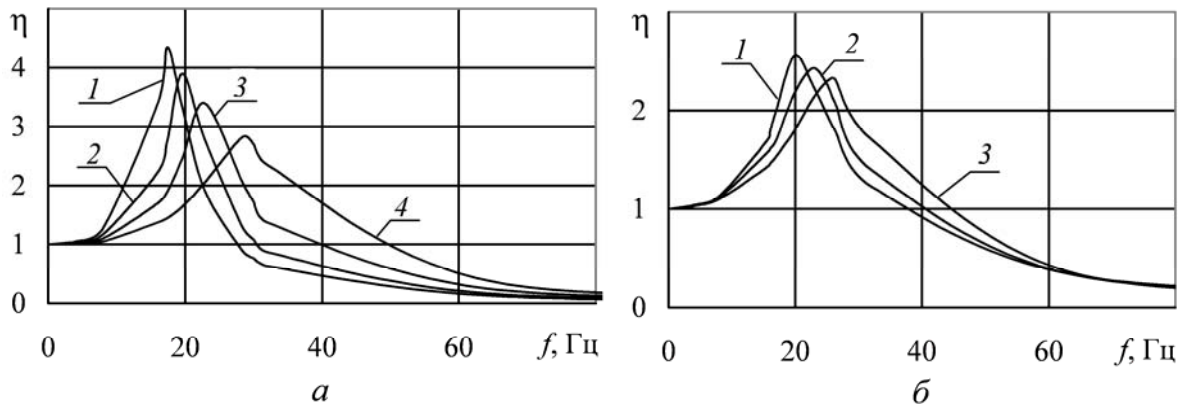
Рисунок 3.18 – Зависимость коэффициента демпфирования ККВ от начальной амплитуды деформации

Математическое моделирование свободных колебаний системы «груз – ККВ» (уравнения движения системы), в качестве параметров которой

принимаются получаемые в процессе динамических испытаний значения упруго-вязких характеристик, дает результаты, достаточно хорошо согласующиеся с аналогичными результатами динамических испытаний. Отметим, что в случае применения коэффициентов демпфирования, полученных на основе обработки гистерезисных диаграмм, адекватность результатов моделирования реальным процессам в ряде случаев не достигается. В связи с этим, при моделировании и теоретическом исследовании предложенной конструкции отбойного молотка с ОС и ККВ необходимо использовать коэффициенты демпфирования ККВ, полученные на основе динамических испытаний.

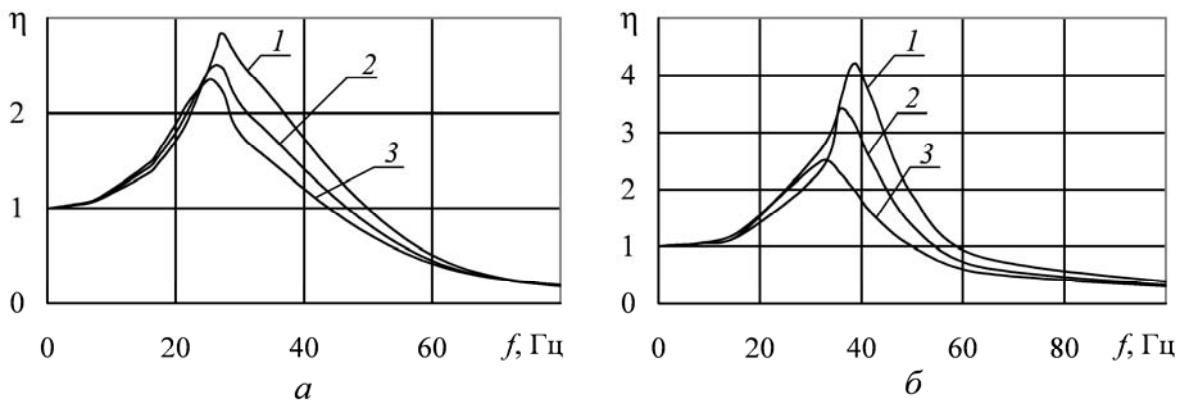
Амплитудно-частотные характеристики динамической системы «верхняя втулка + груз – ККВ», рассчитываемые по формуле (3.1), позволяют установить характер ее колебаний при изменении частоты и варьировании амплитуды возмущающей силы, а также значения частоты, при которой система входит в резонанс. При этом важно также определить значения коэффициента виброизоляции, при которых резонансные значения АХЧ (амплитуды колебания груза) будут минимальными.

Испытания системы с ККВ на вибростенде позволили получить его АХЧ при различных значениях ее геометрических параметров, массы защищаемого объекта и амплитудах вибрационного возбуждения. Набор таких экспериментально полученных АХЧ системы с параметрами $D=46$ мм, $d=3,5$ мм при амплитуде колебаний вибростола $X_c=1\cdot 10^{-3}$ м и значениях массы m (кг) защищаемого объекта: 10 (кривая 1), 8 (кривая 2), 6 (кривая 3) и 4 (кривая 4) – приведен на рисунке 3.19, а. Установлено, что при увеличении защищаемой массы резонансные частоты смещаются в низкочастотную область. При этом коэффициент виброизоляции на резонансной частоте увеличивается, а в зарезонансной области уменьшается.



a – при изменении массы защищаемого объекта;
б – при изменении амплитуды возмущающей силы

Рисунок 3.19 – Амплитудно-частотные характеристики динамической системы с
 ККВ



a – $d=3,5$ мм, значения диаметра D (мм) кольца: 1 – 46, 2 – 43, 3 – 41; *б* – $D=46$ мм, значения d (мм) диаметра каната в кольце: 1 – 8, 2 – 5, 3 – 3,5

Рисунок 3.20 – Амплитудно-частотные характеристики динамической системы с
 ККВ

На рисунке 3.19, *б* показаны АЧХ динамической системы «верхняя втулка + груз – ККВ» с параметрами: $D=41$ мм, $d=3,5$ мм, масса защищаемого объекта $m=4$ кг, амплитуда X_c (м) колебаний вибростола (иначе – амплитуда возмущения): 1 – $5 \cdot 10^{-4}$, 2 – $3 \cdot 10^{-3}$, 3 – $5 \cdot 10^{-3}$. Установлено, что с увеличением амплитуды возмущения происходит незначительное увеличение резонансного пика (коэффициент виброизоляции η на резонансе достаточно мал, так как не

превышает значений 2 ... 3), также наблюдается смещение резонанса в область низких частот. При этом эффективность применения ККВ в зарезонансной зоне увеличивается.

На рисунке 3.20 представлены АЧХ динамической системы при амплитуде колебаний вибростола $X_c=1\cdot 10^{-3}$ м, при различных значениях диаметра кольца ККВ и массе защищаемого объекта $m=4$ кг, а также при различных значениях диаметра каната в кольце и $m=3$ кг. Из полученных характеристик видно, что при уменьшении диаметра кольца виброизолятора резонансный пик смещается в область низких частот, причем коэффициент виброизоляции снижается как при резонансе, так и в зарезонансной области. Та же картина наблюдается при уменьшении диаметра каната в кольце. Важно отметить, что увеличение диаметра каната в кольце приводит к снижению эффективности применения ККВ (при $d=8$ мм коэффициент виброизоляции η на резонансной частоте равен 4,2).

3.4 Экспериментальные исследования вибрационных параметров отбойных молотков

На стенде (см. рисунок 3.7) в соответствии с методикой исследований проведены измерения параметров вибраций серийного отбойного молотка МО-2Б и предложенного нами отбойного молотка новой конструкции с ОС и ККВ.

Фрагмент осциллограммы уровня виброскорости рукоятки управления образца молотка с ОС и ККВ в октавной полосе со среднегеометрической частотой 31,5 Гц представлен на рисунок 3.21.

Оценка вибраций, передаваемых на рукоятку молотка, проводилась методом спектрального анализа уровней локальной вибрации в соответствующих октавных полосах частот. Нормируемым параметром являются средние квадратичные значения виброскорости \dot{x} (м/с) и виброускорения \ddot{x} (м/с²) или их логарифмические уровни $L_{\dot{x}}, L_{\ddot{x}}$, (дБ).

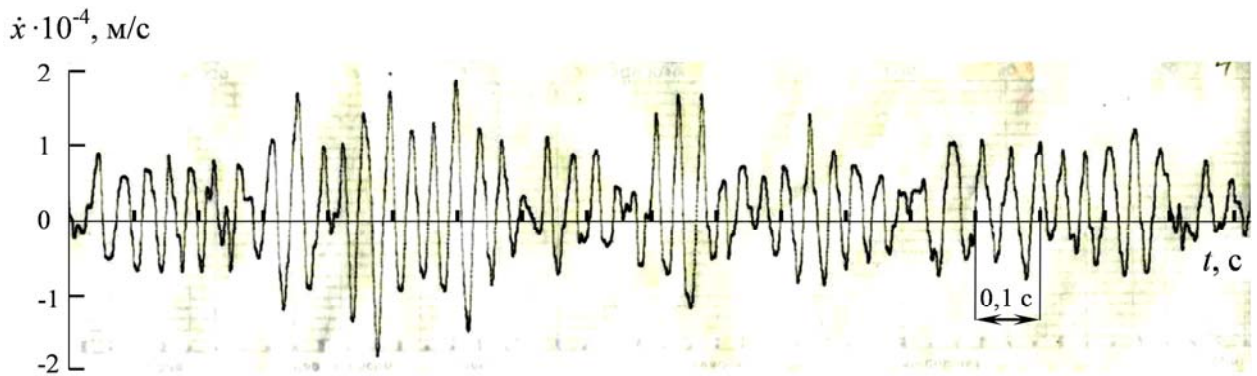


Рисунок 3.21 – Фрагмент осциллограммы уровня виброскорости рукоятки управления в октавной полосе со среднегеометрической частотой 31,5 Гц

Эффективность виброзащиты определяется как методом спектрального анализа, так и интегральной оценкой по частоте нормируемого параметра с расчетом скорректированного уровня виброскорости и виброускорения. Метод одночисловой оценки вибраций дополняет методы спектрального нормирования и оценки, которые базируются на концепции частотно-избирательного энергетического действия вибраций на человека, его физиологической значимости [89].

При исследовании на стенде вибраций отбойного молотка МО-2Б серийно выпускаемой конструкции и образца МО с ОС и ККВ в результате измерений уровней виброскорости в октавных полосах частот получены следующие значения (см. таблицу 3.2).

Таблица 3.2 – Уровни виброскорости исследуемых отбойных молотков

Средне-геометрические частоты октавных полос, Гц	Уровни виброскорости молотка МО-2Б, дБ	Уровни виброскорости молотка с ОС и ККВ, дБ	Нормативные значения виброскорости, дБ	Уменьшение параметров вибраций, %
8	120	72	115	40
16	120	67	109	44
31,5	117	70	109	40
63	114	71	109	38
125	111	73	109	34
250	108	74	109	31
500	105	75	109	29
1000	102	75	109	26

Уровни виброускорения на рукоятке измерены тем же измерительным комплексом, что и уровни виброскорости, в октавных полосах частот. В таблице 3.3 приведены результаты измерения уровней виброускорения.

Таблица 3.3 – Уровни виброускорения исследуемых отбойных молотков

Средне-геометрические частоты октавных полос, Гц	Уровни виброускорения молотка МО-2Б, дБ	Уровни виброускорения молотка с ОС и ККВ, дБ	Нормативные значения виброускорения, дБ	Уменьшение параметров вибраций, %
8	125	86	123	31
16	127	81	123	36
31,5	133	84	129	36
63	126	85	135	33
125	126	87	141	31
250	125	88	147	30
500	124	89	153	28
1000	125	89	159	29

Предельно допустимые величины нормируемых параметров локальной вибрации соответствуют санитарным нормам, приведенным в таблице 1.5 (см. раздел 1).

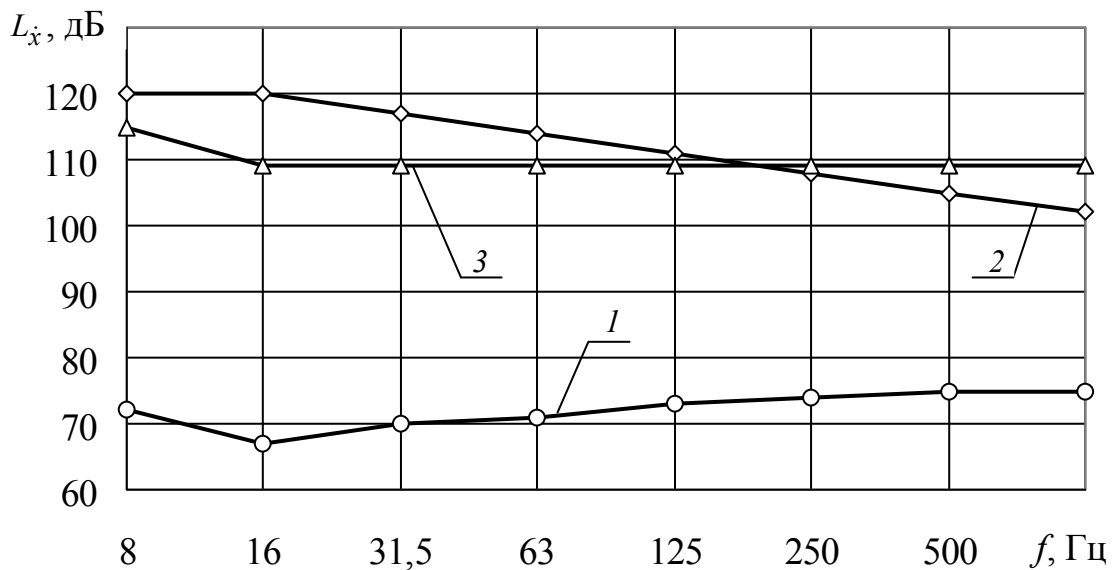
Параметры вибраций по виброскорости и виброускорению на молотке МО-2Б серийной конструкции значительно превосходят нормативные значения, т. е. предельно допустимые значения. Работа в условиях воздействия вибраций с уровнями, превышающими санитарные нормы, более чем на 12 дБ в какой-либо октавной полосе не допускается [17]. Используемый отбойный молоток является виброопасной техникой.

3.5 Оценка эффективности применения отбойного молотка с обособленным стволом и кольцевыми канатными виброизоляторами

Эффективность виброзащиты определяется сравнением результатов измерений параметров вибраций с теми уровнями, которые имели место до введения в систему «человек-машина» средств виброзащиты. Для наглядности,

результаты испытания молотка с ОС и ККВ и сравнительную оценку параметров вибраций с параметрами серийно выпускаемого образца молотка МО-2Б покажем в виде графиков зависимости частоты от нормируемого параметра (см. рисунки 3.22 и 3.23).

Уровни виброскорости отбойного молотка МО-2Б серийной конструкции (кривая 2, рисунок 3.22) в различных полосах среднегеометрических частот спектра имеют большую вариабельность. Расположение пиковых значений виброскорости значительно в области низких частот (8 ... 31,5 Гц), а также в области средних частот. Уровни виброскорости на 2 ... 11 дБ превышают допустимые нормами величины (кривая 3). В области высоких частот (свыше 200 Гц) параметры вибрации ниже нормируемого значения, при чем, при увеличении частоты значения виброскорости уменьшаются с 1 дБ на частоте 250 Гц до 7 дБ на частоте 1000 Гц.



1 – уровень виброскорости молотка с ОС и ККВ; 2 – уровень виброскорости молотка МО-2Б; 3 – предельно допустимый уровень локальной вибрации по СН 2.2.4/2.1.8.566-96

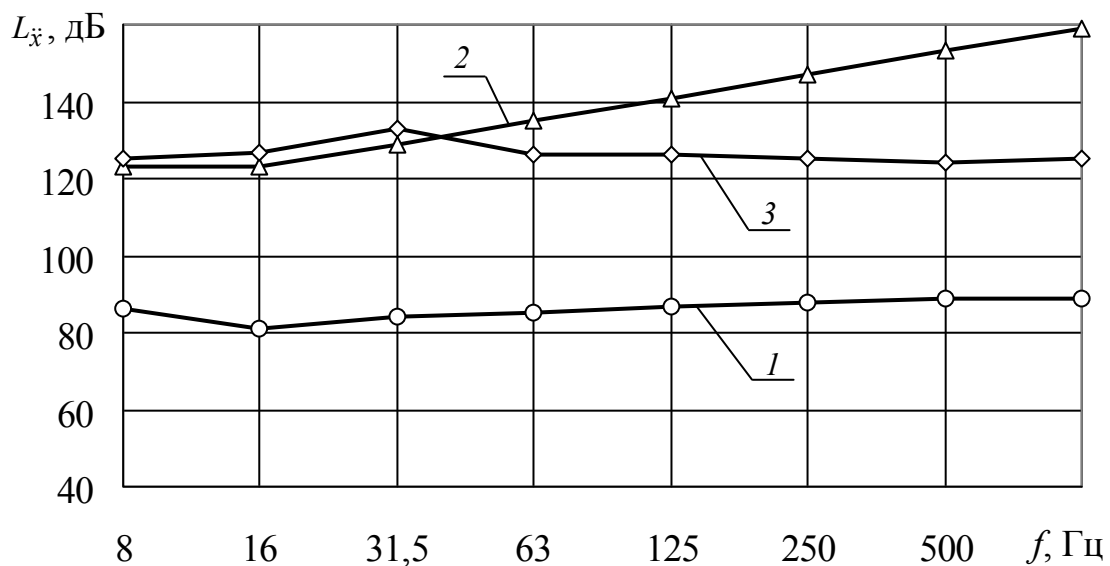
Рисунок 3.22 – Уровни виброскорости отбойных молотков

Уровни виброускорения молотка МО-2Б серийной конструкции (кривая 2, рисунок 3.22) во всем диапазоне частот превышают санитарные нормы на

9 ... 22 дБ. Пиковые значения виброскорости приходятся на высокочастотную область (250 ... 1000 Гц).

Как видно из зависимостей, представленных на рисунках 3.22 и 3.23, после внедрения предлагаемого отбойного молотка новой конструкции с ОС и ККВ параметры виброскорости и виброускорения ниже санитарных норм. Уровень виброскорости молотка с ОС и ККВ на 34 ... 43 дБ ниже предельно допустимого значения, а уровень виброускорения на 8 ... 25 дБ также меньше допустимых значений. Таким образом, экспериментальная проверка отбойного молотка новой конструкции с ОС и ККВ показывает значительное уменьшение параметров вибраций.

На основании данных спектрального анализа локальной вибрации эффективность применения отбойного молотка новой конструкции с ОС и ККВ определяется методом одночисловой оценки.



Обозначения те же, что и на рис. 3.22

Рисунок 3.23 – Уровни виброускорения отбойных молотков

Одночисловая оценка вибрационного воздействия, с учетом величины виброскорости и виброускорения, позволяет объективно характеризовать вибробезопасность труда и качество виброзащиты. Нормируемым параметром является скорректированное значение виброскорости и виброускорения согласно

[17]. Расчет скорректированного уровня вибраций определяется методом попарного энергетического суммирования уровней вибраций, измеренных в октавных полосах частот.

Для отбойных молотков исследуемых конструкций скорректированный уровень виброскорости определяется попарным и последовательным энергетическим суммированием уровней виброскорости. При этом учитываются весовые коэффициенты для октавных полос частот, приведенных в таблице 3.5. Затем производится попарное энергетическое суммирование уровней. По разности двух уровней L_1 и L_2 определяем добавку ΔL по таблице 3.5, которую прибавляем к большему уровню L_2 , в результате определяем уровень $L_{1+2}=L_2+\Delta L$. Значения добавок ΔL в зависимости от разности слагаемых приведены в таблице 3.4 [17].

Таблица 3.4 – Значение весовых коэффициентов (K_i , L_{ki} , дБ) для локальной вибраций

Среднегеометрические частоты октавных полос, Гц	Значение весовых коэффициентов			
	для виброускорения		для виброскорости	
	K_i	L_{ki}	K_i	L_{ki}
8	1,0	0	0,5	-6
16	1,0	0	1,0	0
31,5	0,5	-6	1,0	0
63	0,25	-12	1,0	0
125	0,125	-18	1,0	0
250	0,063	-24	1,0	0
500	0,0315	-30	1,0	0
1000	0,016	-36	1,0	0

В таблицах 3.6 – 3.9 приведен расчет скорректированного уровня вибраций методом попарного энергетического суммирования для исследуемых образцов – серийного отбойного молотка МО-2Б и отбойного молотка новой конструкции с ОС и ККВ.

Таблица 3.5 – Значение добавок ΔL

Разность слагаемых уровней L_1-L_2 , дБ	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Добавка ΔL , дБ	3	2,5	2,2	1,8	1,5	1,2	1	0,8	0,6	0,5	0,4

Пример расчета скорректированного уровня виброскорости для молотка МО-2Б. После определения скорректированных октавных уровней виброскорости (см. таблицу 3.6) определили разность уровней 114 дБ (для октавной полосы с частотой 8 Гц) и 120 дБ (для октавной полосы с частотой 16 Гц), поправка по таблице 3.5 равна 1 дБ, прибавляем к большему уровню 120 дБ, что дает 121 дБ. Аналогичное сложение полученных сумм дает окончательный результат, и он составляет 123,7 дБ.

Таблица 3.6 – Расчет скорректированного уровня виброскорости для отбойного молотка МО-2Б серийной конструкции

Среднегеометрические частоты октавных полос, Гц	Уровни виброскорости $L_{\dot{x}}$, дБ	Значение весовых коэффициентов L_{ki}	Скорректированные октавные уровни виброскорости $L_{\dot{x}} + L_{ki}$, дБ	Данные попарного энергетического суммирования с учетом поправок по табл. 3.5, дБ		
8	120	-6	114	121	123,2	123,7
16	120	0	120			
31,5	117	0	117	118,8		
63	114	0	114			
125	111	0	111	112,8		
250	108	0	108			
500	105	0	105	106,8	113,8	
1000	102	0	102			

Сравнительная оценка параметров отбойного молотка новой конструкции с ОС и ККВ с параметрами вибраций молотка серийной конструкции МО-2Б и одночисловая оценка вибрационного воздействия показывают (см. таблицу 3.10), что после использования предлагаемого нами отбойного молотка новой

конструкции с обособленным стволом и кольцевыми канатными виброизоляторами величины виброскорости и виброускорения ниже санитарных норм. Снижение уровня виброскорости составило 30 дБ, а уровня виброускорения – 7 дБ.

Таблица 3.7 – Расчет скорректированного уровня виброскорости для отбойного молотка новой конструкции с ОС и ККВ

Среднегеометрические частоты октавных полос, Гц	Уровни виброскорости $L_{\dot{x}}$, дБ	Значение весовых коэффициентов L_{ki}	Скорректированные октавные уровни виброскорости $L_{\dot{x}} + L_{ki}$, дБ	Данные попарного энергетического суммирования с учетом поправок по табл. 3.5, дБ		
8	72	-6	66	69,5	75	81,5
16	67	0	67			
31,5	70	0	70	73,5		
63	71	0	71			
125	73	0	73	76,5	80,5	
250	74	0	74			
500	75	0	75	78		
1000	75	0	75			

Таблица 3.8 – Расчет скорректированного уровня виброускорения для отбойного молотка МО-2Б серийной конструкции

Среднегеометрические частоты октавных полос, Гц	Уровни виброускорения $L_{\ddot{x}}$, дБ	Значение весовых коэффициентов L_{ki}	Скорректированные октавные уровни виброускорения $L_{\ddot{x}} + L_{ki}$, дБ	Данные попарного энергетического суммирования с учетом поправок по табл. 3.5, дБ		
8	125	0	125	129,2	131,4	131,8
16	127	0	127			
31,5	133	-6	127	127,4		
63	126	-12	114			
125	126	-18	108	108,8	109,2	
250	125	-24	101			
500	124	-30	94	95,2		
1000	125	-36	89			

Таблица 3.9 – Расчет скорректированного уровня виброускорения для отбойного молотка новой конструкции с ОС и ККВ

Среднегеометрические частоты октавных полос, Гц	Уровни виброускорения $L_{\ddot{x}}$, дБ	Значение весовых коэффициентов L_{ki}	Скорректированные октавные уровни виброускорения $L_{\ddot{x}} + L_{ki}$, дБ	Данные попарного энергетического суммирования с учетом поправок по табл. 3.5, дБ		
8	86	0	86	87,2	87,8	88,2
16	81	0	81			
31,5	84	-6	78	79,2		
63	85	-12	73			
125	87	-18	69	70,2		
250	88	-24	64			
500	89	-30	59	60		
1000	89	-36	53			

Таблица 3.10 – Одночисловая оценка параметров вибрации

Параметры Инструмент	Корректированные значения виброскорости, дБ	Корректированные значения виброускорения, дБ	Предельно-допустимые значения		Сравнительная оценка параметров вибрации (-уменьшение, + увеличение)	
			$L_{\dot{x}}$, дБ	$L_{\ddot{x}}$, дБ	по виброскорости, дБ	по виброускорению, дБ
Отбойный молоток МО-2Б серийной конструкции	124	132	112	126	+12	+6
Отбойный молоток с ОС и ККВ	82	88	112	126	-30	-38

Экспериментальные исследования подтверждают эффективность применения предлагаемого отбойного молотка новой конструкции с ОС и ККВ созданного на базе серийного отбойного молотка МО-2Б.

3.6 Проверка адекватности результатов теоретических и экспериментальных исследований

Для оценки исследуемой величины принимались средние арифметические значения \bar{x} и оценка среднего квадратичного отклонения СКО σ_x . Относительная погрешность δ_x определялась при значении доверительной вероятности $\gamma=0,95$.

Результаты статистической обработки экспериментальных данных, полученных при исследовании вибрационных характеристик отбойного молотка с ОС и ККВ, представлены в таблице 3.11. При определении пределов доверительного интервала принималась доверительная вероятность $\gamma=0,95$, которой при $n=5$ отвечает $t_{\gamma=0,95}=2,57$.

Таблица 3.11 – Результаты статистической обработки экспериментальных данных

Оценка закона распределения случайных величин $L_{\dot{x}}$	Значение оценки параметра при изменении частоты f , Гц							
	8	16	31,5	63	125	250	500	1000
Среднее арифметическое значение $\bar{L}_{\dot{x}}$, дБ	72	67	70	71	73	74	75	75
Оценка СКО $\sigma_{L_{\dot{x}}}$, дБ	1,41	1,67	1,41	1,89	1,67	1,27	1,41	1,67
Относительная погрешность $\delta_{L_{\dot{x}}}$	0,051	0,064	0,052	0,069	0,059	0,044	0,048	0,057

Расчетная оценка относительной погрешности исследуемого параметра не превышает значения 6,9 % при доверительной вероятности 0,95, что является достаточным для практического использования результатов эксперимента.

Оценка адекватности результатов моделирования параметров вибрации и экспериментальных данных выполнялась путем их взаимного сопоставления. В качестве величины, которая сопоставлялась, принималось значение уровня виброскорости $L_{\dot{x}}$ в соответствующих октавных полосах. Результаты считаются адекватными, если полученные теоретические и экспериментальные значения $L_{\dot{x}}$ отличаются не более, чем на 15 %.

Сопоставлялись теоретические и экспериментальные зависимости уровня виброскорости $L_{\dot{x}}$ отбойного молотка с ОС и ККВ, которые представлены на рисунке 3.20.

Теоретическая зависимость получена путем моделирования, при котором принимались исходные данные, соответствующие физической модели отбойного молотка с ОС и ККВ. Значение относительной погрешности при сопоставлении экспериментальных и теоретических данных, представлены в табл. 3.12.

Таблица 3.12 – Определение относительной погрешности при сопоставлении экспериментальных и теоретических данных

Октавные полосы	$L_{\dot{x}}$, дБ, эксперимент	$L_{\dot{x}}$, дБ, моделирование	Абсолютная погрешность, дБ	Относительная погрешность, %
8	72	79,9	7,9	10,97
16	67	75,3	8,3	12,38
31,5	70	76,4	6,4	9,14
63	71	76,3	5,3	7,47
125	73	82,4	9,4	12,88
250	74	81,8	7,8	10,54
500	75	81,3	6,3	8,40
1000	75	83,3	8,3	11,01

Наименьшее значение относительной погрешности наблюдается в октавной полосе со среднегеометрической частотой $f=63$ Гц и составляет 7,47 %, максимальная относительная погрешность при $f=125$ Гц – 12,88 %.

Таким образом, сопоставление теоретической и экспериментальной зависимости уровней виброскорости L_x показывает, что они с достаточной степенью точности взаимно согласуются. Это также свидетельствует о корректности допущений, принятых при разработке математической модели рабочего процесса отбойного молотка с ОС, в состав которого входят ККВ.

Выводы по разделу 3

В результате экспериментальных исследований ККВ можно сделать следующие выводы:

1. Теоретические исследования отбойного молотка с ОС и ККВ не возможны без учета экспериментальных данных об упруго-демпфирующих свойствах виброизоляторов, поэтому при моделировании динамических процессов в молотке необходимо оперировать реальными значениями упруго-демпфирующих характеристик, устанавливаемыми опытным путем.

2. Упруго-демпфирующие характеристики ККВ зависят от начальной амплитуды деформации виброизолятора при свободных колебаниях динамической системы с защищаемой массой. Выбирая рациональные значения геометрических параметров ККВ (диаметр кольца – D и диаметр каната в кольце – d) можно регулировать параметры жесткости и демпфирования системы, добиваясь заданной эффективности предлагаемой конструкции отбойного молотка с ОС и ККВ в части вибраций.

3. Коэффициент жесткости кольцевых канатных виброизоляторов, деформируемых в устройстве типа «пуансон-матрица», линейно возрастающая функция от диаметра кольца и от диаметра каната в кольце. Рациональные значения коэффициента жесткости ККВ, соответствующие минимальным значениям показателей вибрации молотка с ОС и ККВ и условиям технологии изготовления ККВ, обеспечиваются при различных сочетаниях значений диаметра кольца, равных 41, 43, 46 мм, и значениях диаметра плетения 3,5, 5 и 8 мм.

4. При исследовании динамики отбойного молотка с ОС и ККВ необходимо применять коэффициенты демпфирования ККВ, рассчитываемые на основании логарифмических декрементов затухания свободных колебаний системы, полученных по результатам динамических испытаний.

5. При проектировании необходимо стремиться к уменьшению собственной частоты системы. Экспериментально установлено, что на значение частоты собственных колебаний динамической системы с ККВ оказывают влияние масса защищаемого объекта и амплитуда возмущающей силы, а также геометрические параметры виброизоляторов.

6. Разработан и создан испытательный стенд для исследования вибрационных характеристик отбойных молотков в условиях приближенных к реальным условиям эксплуатации.

7. На основе экспериментальных исследований на стенде выполнена проверка работоспособности отбойного молотка новой конструкции с ОС и ККВ, а также подтверждена адекватности разработанной математической модели.

РАЗДЕЛ 4**РАЗРАБОТКА КОНСТРУКЦИИ И МЕТОДИКИ РАСЧЕТА
ВИБРОЗАЩИТЫ ПНЕВМАТИЧЕСКОГО ОТБойНОГО МОЛОТКА С
ОБОСОБЛЕННЫМ СТВОЛОМ И КОЛЬЦЕВЫМИ КАНАТНЫМИ
ВИБРОИЗОЛЯТОРАМИ**

Целью четвертого раздела является практическое применение результатов теоретических и экспериментальных исследований пневматических отбойных молотков с обособленным стволом и кольцевыми канатными виброизоляторами при их проектировании и адаптации к конкретным условиям эксплуатации для снижения вибраций.

В п. 4.1 приводятся разработки конструкции и технологии изготовления ККВ.

Конструктивные решения молотков с ОС ККВ, на которые получены патенты, отражены в п. 4.2. Принципиальным отличием предлагаемой конструкции является стягивание болтами рукоятки и корпуса, с размещением между ними пакета модулей с ККВ, прогибающимся в процессе работы молотка под воздействие нажимных элементов типа «пуансон-матрица».

В п. 4.3. предлагается методика выбора числа и коэффициентов жесткости ККВ в узлах сопряжения узлов пневматических отбойных молотков с обособленным стволом в зависимости от характеристик разрушаемого массива и положения молотка в пространстве методами математического моделирования, разработанными в разделе 2, исходя из геометрических ограничений и условия минимума показателей вибрации.

В п. 4.4 оценивается социально-экономический эффект от внедрения отбойного молотка с ОС и ККВ, ожидаемый экономический эффект в расчете на один молоток составляет 125113 руб. в год.

Материалы раздела отражены в работах [3, 90].

4.1 Конструкция и технология изготовления кольцевых канатных виброизоляторов

Важнейшими требованиями, предъявляемыми к виброизоляторам пневматических отбойных молотков, являются малый вес, компактность и минимальная жесткость, которая ограничивается снизу, исходя из условия поддержания должной силовой и тактильной связи оператора с машиной. Также недопустимо чрезмерное усложнение конструкции, которое приводит к повышению стоимости отбойных молотков.

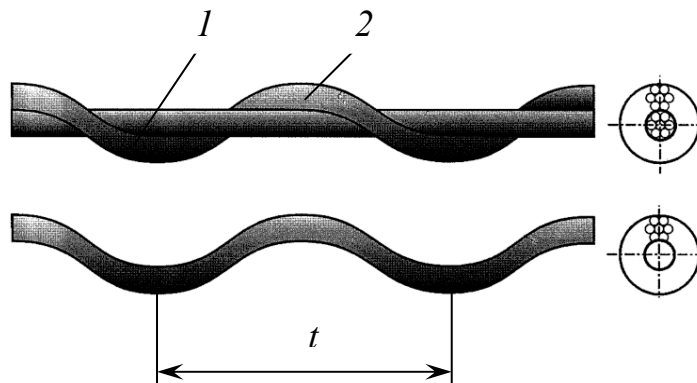
Указанным требованиям наиболее полно отвечают применяемые в качестве упругого элемента средств вибрационной защиты кольцевые канатные виброизоляторы.

ККВ изготавливаются из серийно выпускаемых промышленностью стандартных стальных канатов (ГОСТ 2688-80) с линейным контактом проволок в прядях и точечным контактом прядей между собой. Наиболее подходящим представляется многожильный канат с центральной прямолинейной прядью и шестью навитыми на неё винтовыми прядями. Структура каната позволяет необратимо рассеивать энергию колебаний за счет трения между проволоками и прядями, а также обеспечивает необходимую податливость при действии динамических нагрузок.

Благодаря отмеченным свойствам канатов, образуемые из них ККВ обладают необходимыми упруго-демпфирующими свойствами (см. раздел 3), высокой несущей способностью и коррозионной стойкостью, при малых габаритах и массе обеспечивают передачу значительных усилий предварительного поджатия и эффективное снижение динамических нагрузок, просты в изготовлении.

Технология изготовления ККВ в виде тросового кольца выглядит следующим образом.

На первом этапе исходный канат распускается на отдельные пряди – центральную с прямолинейной осью 1 и наружные винтовые пряди 2 с шагом винтовой линии t , (см. рисунок 4.1).



1 – прядь троса с прямолинейной осью; 2 – прядь троса с винтовой осью

Рисунок 4.1 – Расплетение троса на пряди для изготовления ККВ

На втором этапе выбирается одна из прядей с винтовой упругой линией достаточной длины и сворачивается в кольцо с некоторым средним диаметром D , который определяется по формуле:

$$D = \frac{t}{\pi} \left(n - \frac{1}{5} \right), \quad (4.1)$$

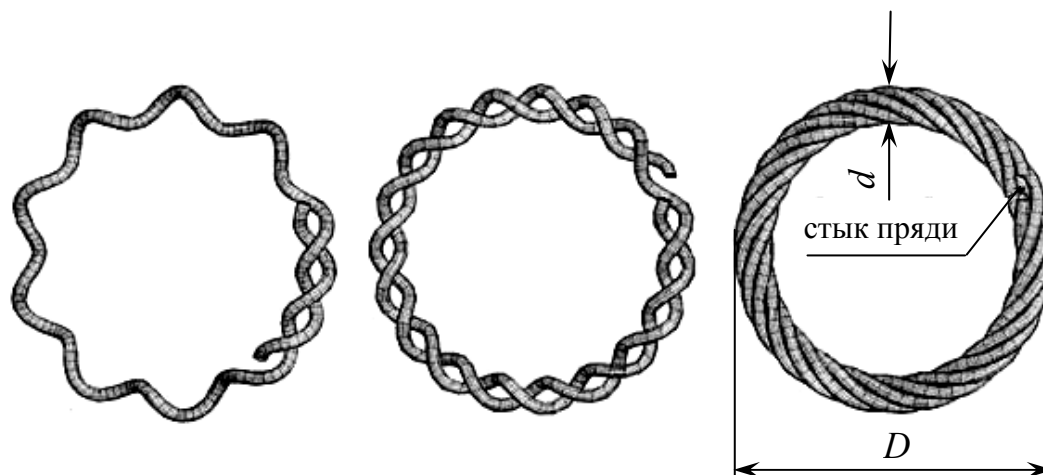
где t – шаг спирали в пряди;

n – полное количество шагов, укладываемых на длине тросового кольца.

После этого оставшийся свободный конец спиралеобразной пряди навивают последовательно на образовавшееся кольцо до заполнения всего спиралеобразного пространства. В результате образуется замкнутое тросовое кольцо.

Следует обратить внимание, что при навивке свободного конца пряди на первый спиральный кольцевой слой n -й шаг второго слоя окажется сдвинутым относительно n -го шага первого слоя на $1/5$ шага t . Аналогично сдвинутся все

последующие слои – каждый на $1/5$ шага t по отношению к предыдущему. Таким образом, пятый слой спирального кольца полностью заполнит спиральное пространство первого слоя, и тросовый элемент будет иметь вид, показанный на рисунке 4.2. Отрубив остаток пряди, ее стык укладывают в пространство между первым и предпоследним витками.



D – диаметр кольца ККВ; d – диаметр каната в кольце

Рисунок 4.2 – Последовательные стадии свивки винтовой пряди в замкнутое кольцо

Возможен другой вариант технологии. Его суть состоит в следующем. Вначале из центральной пряди исходного троса изготавливают замкнутое гладкое кольцо, средний диаметр которого выбирают из выражения:

$$D = \frac{t}{\pi} \left(n - \frac{1}{6} \right), \quad (4.2)$$

затем на него последовательно навивают 6 слоев пряди с винтовой упругой линией по n витков в каждом слое с общим числом витков в готовом упругом элементе, равном $6 \times n$. Излишек винтовой тросовой пряди обрубает. Концы пряди стыкуют.

4.2 Конструкция пневматического отбойного молотка с обособленным стволом и кольцевыми канатными виброизоляторами

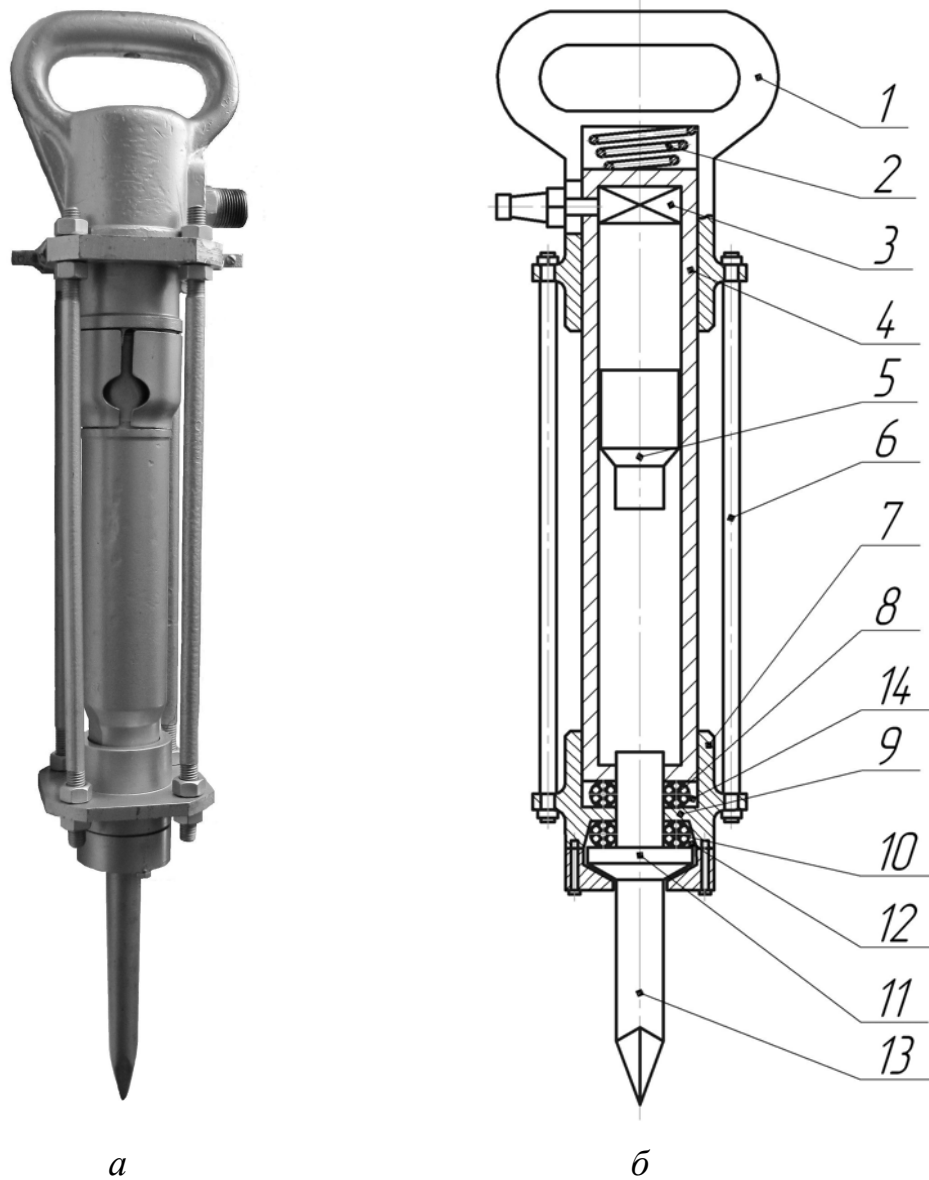
Недостатком известных конструкций ПОМ с последовательным расположением структурных элементов (рукоятка – упруго-демпфирующий элемент – ствол – инструмент), передающих напорное усилие от оператора рабочему инструменту (см. рисунок 2.1), как показал анализ (см. раздел 1), является высокий уровень виброударных нагрузок, передаваемых на руки оператора, а также низкий коэффициент передачи энергии удара разрушаемой среде.

Перспективным, с точки зрения виброзащиты, является изменение структуры молотка, которое заключается в полном или частичном обособлении ствола и применении в узлах сопряжения узлов молотка компактных упруго-демпфирующих элементов, смягчающих удары обособленного ствола (ОС) и инструмента и препятствующих возникновению высокочастотных колебаний.

Предложена конструкция ПОМ с виброзащитной системой, отличающаяся тем, что корпус молотка образован жестко соединенными между собой тягами рукояткой и фланцем, причем ствол находится в корпусе, опираясь одним концом через упругий элемент на рукоятку, а другим – через упругий элемент в виде закольцованных отрезков стального каната на фланец, который с внешней стороны также через аналогичный упругий элемент взаимодействует со вставным инструментом (пикой).

В такой конструкции ствол полностью обособлен от корпуса при его статическом нагружении напорным усилием, т. е. напорные усилия, приложенные к рукоятке, которая является элементом конструкции корпуса, передаются на рабочий инструмент, минуя ствол.

Внешний вид молотка с ОС и ККВ в качестве упругих элементов, а также его структурная схема представлены на рисунке 4.3.



a – внешний вид; *б* – структурная схема: 1 – рукоятка; 2 – пружина;
 3 – устройство воздухораспределительное; 4 – ствол; 5 – ударник; 6 – тяги;
 7 – фланец; 8 и 10 – ККВ; 9 – упор фланца; 11 – бурт инструмента;
 12 и 14 – полости фланца; 13 – инструмент рабочий

Рисунок 4.3 – Пневматический отбойный молоток с полностью обособленным стволом и ККВ

ПОМ содержит корпус, образованный рукояткой 1 и фланцем 7, которые жестко соединены между собой тягами 6; воздухораспределительное устройство 3; ствол 4, в котором расположен ударник 5; рабочий инструмент 13; пружину 2, установленную между стволом 4 и рукояткой 1; ККВ 8 и 10, расположенные,

соответственно, между стволом и упором 9 фланца 7, а также между буртом 11 инструмента 13 и упором 9 фланца 7. Вставной инструмент 13 и ККВ 10 размещены в полости 12 фланца 7, а ККВ 8 и конец ствола 4, в который входит ударник 5, – в полости 14 фланца 7.

На данную конструкцию ручной ударной машины получен патент на полезную модель [3].

ПОМ работает следующим образом.

При нажатии оператором на рукоятку 1 ударной машины напорное усилие полностью передается через корпус инструменту. При поступлении сжатого воздуха по гибкому шлангу в воздухораспределительное устройство 3, происходит его распределение в рабочие камеры. Ударник 5 начинает совершать возвратно-поступательные движения и наносить удары по хвостовику рабочего инструмента 13. Одновременно с этим ствол 4 под действием переменного давления сжатого воздуха в полостях над и под поршнем тоже начинает двигаться. На ствол действуют возникающие при переменном относительном движении ствола и корпуса силы сжатия пружин 2 и 8 и сила инерции, а также реактивные силы (отдача), возникающие при относительном движении ударника 5 под действием сжатого воздуха. Поскольку из набора сил исключается напорное усилие, то вибрационные нагрузки, которые действуют со стороны ствола на рукоятку, будут меньше, чем в аналогичном серийном молотке.

Напорное усилие, которое напрямую передается от корпуса через упруго-демпфирующий элемент 10 на рабочий инструмент 13, является, как и в серийном молотке, неизменной статической составляющей усилия прижатия инструмента к обрабатываемой поверхности. Эффективность прижатия корпуса к инструменту обеспечивается благодаря снижению при данной структуре молотка динамического воздействия (через достаточно массивный, инерционный корпус) обособленного ствола. Применение упруго-демпфирующих элементов 8 и 10 способствует гашению колебаний и снижению динамических нагрузок, действующих на конструктивные элементы силовой системы молотка.

Таким образом, применение ПОМ предлагаемой конструкции позволяет существенным образом снизить уровень вибраций, которые воспринимаются руками оператора в процессе работы, и повысить эффективность передачи ударной энергии среде, которая обрабатывается, а также способствует гашению импульсных напряжений в деталях машины, что повысит их долговечность.

Обнаруженные в процессе исследования экспериментального образца молотка недостатки устранены в ПОМ [90], структурная схема которого изображена на рисунке 4.4. В частности, предусмотрен свободный ход инструмента и удерживающая его пружина 21. Корпус и рукоятка конструктивно разобщены. Между ними расположен виброизолирующий узел, позволяющий исключить возможность возникновения резонансных колебаний и эффективное снижение вибрации в широком диапазоне частот. Использование в качестве корпуса цилиндрической оболочки из неметаллического материала, внутри которой расположен ствол, позволяет значительно снизить вес машины и выполнить эргономические требования по обеспечению удобного удержания пневматического молотка в процессе работы.

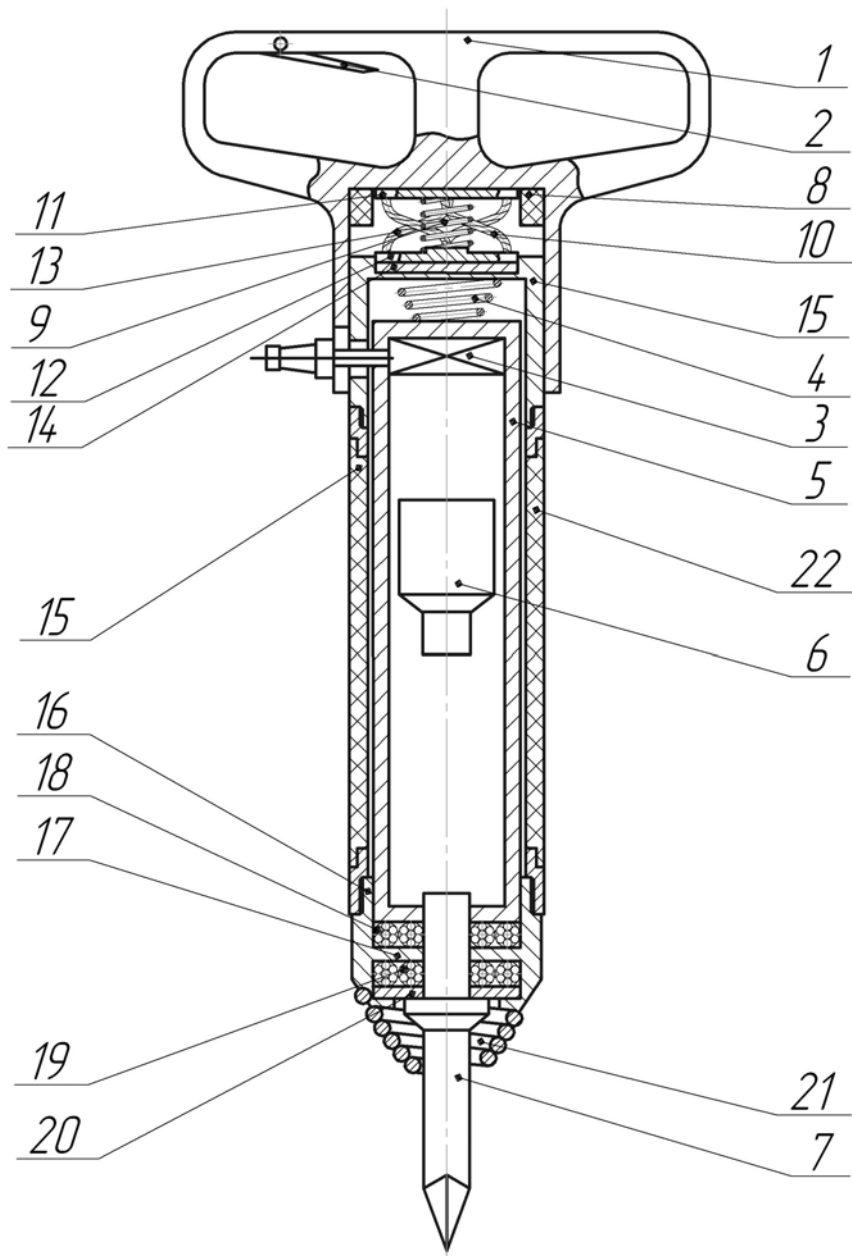
Пневматический молоток содержит рукоятку 1 с пусковым устройством 2, подающем сжатый воздух к воздухораспределительному устройству 3, корпус 22 из композитного материала с двумя жестко закрепленными металлическими стаканами 15 и 16, которые служат для него крышками. В корпусе 22 находится ствол 5, в котором расположен ударник 6, периодически наносящий удары по рабочему инструменту 7. Полностью обособленный ствол 5 со стороны рукоятки опирается на стакан 15 через коническую пружину 4, а на нижний стакан 16 через упруго-демпфирующие элементы в виде многокольцевых плоских канатных виброизоляторов 18. В полости рукоятки 1 установлен амортизирующий узел, состоящий из кольцевого опорного элемента из упругого материала 8, цилиндрической пружины 9 и канатного виброизолятора 10. Основаниями виброизолятора 10 являются опорные площадки 11 и 12, в которых жестко закреплены концы упругих элементов 13, выполненных из отрезков стального каната. Оси отрезков стального каната в средней части имеют

наклон, а в местах заделки перпендикулярны плоскости опорных площадок 11 и 12. Площадка 12 через упорную шайбу 14 взаимодействует с верхней крышкой 15. Между нижней крышкой 17 и буртиком инструмента 7 расположены последовательно упорная шайба 20 и упруго-демпфирующие элементы 19, аналогичные элементам 18. На нижней крышке 17 установлена пружина 21 крепления рабочего инструмента 7.

ПОМ работает следующим образом.

При нажатии на курок пускового устройства 2, сжатый воздух поступает к воздухораспределительному устройству 3, которое распределяет его в рабочие камеры. Ударник 6 начинает совершать возвратно-поступательное движение, нанося удары по рабочему инструменту 7. Создаваемые при этом вибрационные нагрузки воспринимаются предварительно напряженной пружиной 9. При выходе молотка на номинальный режим работы сила нажатия на него увеличивается, как следствие, увеличиваются энергетические и вибрационные воздействия, воспринимаемые пружиной 9, которая не в состоянии погасить их в должной степени. При этом рукоятка 1 сжимает пружину 9, канатный виброизолятор 10 и деформирует кольцевой опорный элемент из упругого материала 8, обеспечивая гашения вибрации на разных частотах возмущений.

При работе молотка усилие нажатия от рукоятки 1 через амортизирующий узел передается на верхнюю крышку 15, корпус 16, нижнюю крышку 17, виброизоляторы 19, упорную шайбу 20 на бурт рабочего инструмента 7 и передаётся обрабатываемой поверхности. Ударный импульс, отраженный от обрабатываемой поверхности, гасится упругими элементами 19, что уменьшает вредное воздействие виброударных нагрузок на оператора и детали машины, возникающие при соударении рабочего инструмента 7 с элементами машины. Действующая на ствол 5 сила отдачи, которая возникает при движении ударника, гасится виброизоляторами 18, и конической пружиной 4.



1 – рукоятка; 2 – устройство пусковое; 3 – устройство воздухораспределительное;
 4 – пружина; 5 – ствол; 6 – ударник; 7 – инструмент; 8 – кольцо опорное;
 9 – пружина; 10 – виброизолятор канатный; 11, 12 – площадки опорные;
 13 – элементы упругие; 14 – шайба упорная; 15, 16 – стаканы; 17 – крышка
 нижняя; 18, 19 – ККВ; 20 – шайба; 21 – пружина; 22 – корпус

Рисунок 4.4 – Пневматический отбойный молоток с ОС и ККВ

Таким образом, применение предлагаемой конструкции пневматического молотка позволяет существенно снизить в широком диапазоне частот уровень вибрации, воспринимаемой руками оператора, а также уменьшить весовые

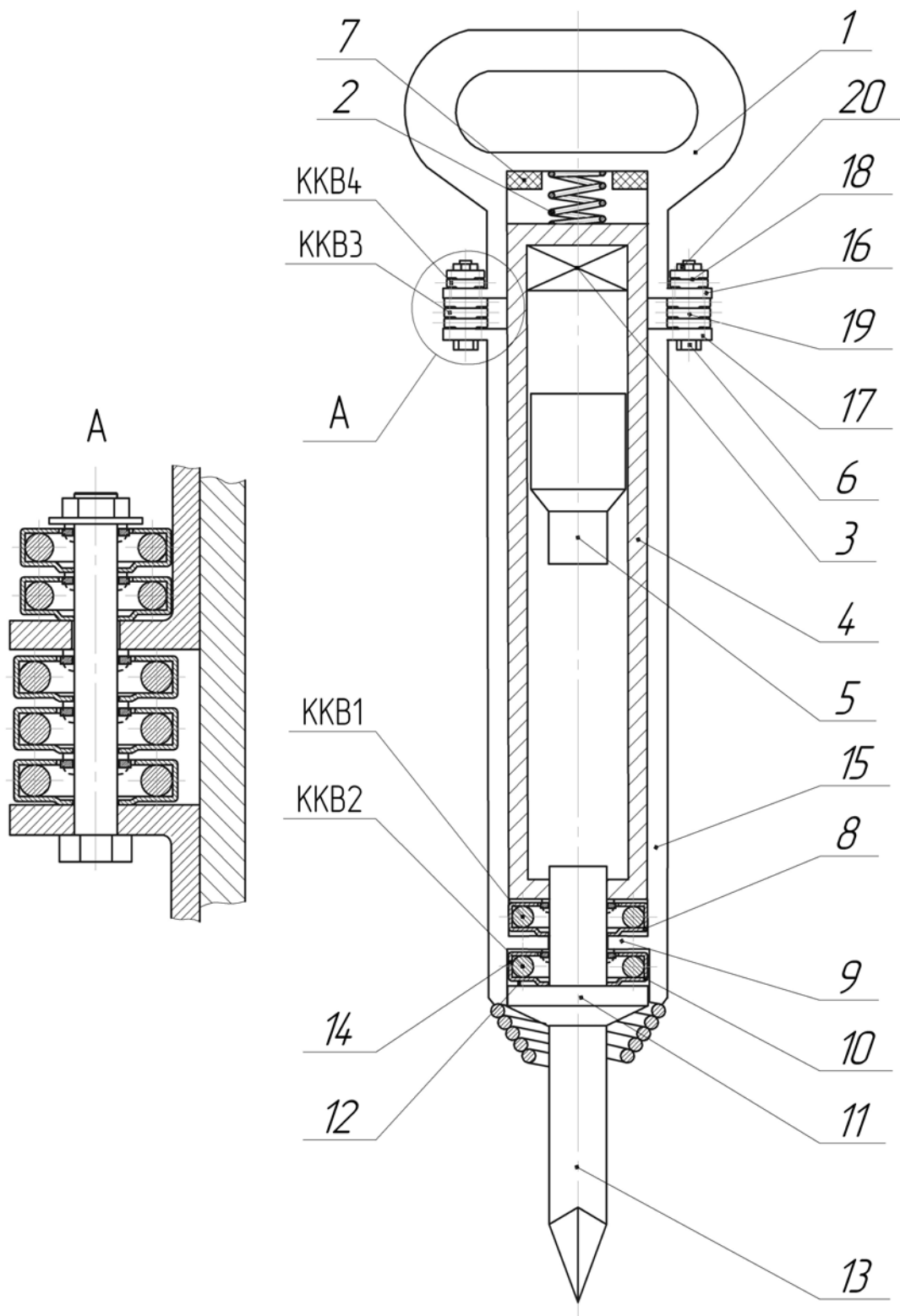
характеристики машины при обеспечении более удобных условий эксплуатации пневматического молотка.

Наконец, разработана конструкция молотка (рисунок 4.5), которая вобрала в себя элементы предшествующих двух конструкций. Аналогом является конструкция, представленная на рисунке 4.3.

Данная конструкция ПОМ с частично обособленным стволом отличается тем, что стяжные болты, жестко закрепленные на фланце корпуса, свободно проходят через отверстия во фланце рукоятки, причем между корпусом и рукояткой, между рукояткой и гайками, которые навинчиваются на болты, располагаются последовательно надетые на болты модули, которые содержат упруго-демпфирующие кольцевые канатные виброизоляторы, прогибающиеся под нагрузкой, аналогичные модули располагаются между корпусом и стволом, а также между корпусом и буртиком инструмента.

ПОМ содержит рукоятку *1* и корпус *15*, которые соединены между собой проходящими через фланцы *16* и *17* стяжными болтами *6*; расположенные между фланцами *16* и *17*, а также между фланцем *16* рукоятки и гайками *20*, навинченными на стяжные болты, соответственно, виброизолирующие узлы *18* и *19*, набираемые из упруго-демпфирующих модулей; воздухораспределительное устройство *3*; ствол *4*; ударник *5*; рабочий инструмент *13*; пружину *2*, установленную между стволом *4* и рукояткой *1*; резиновую амортизирующую шайбу *7*; виброизолирующие узлы *8* и *10*, расположенные, соответственно, между стволом *4* и упором *9* корпуса *15*, а также между буртиком *11* инструмента *13* и упором *9* корпуса *15* с другой стороны..

Буртик вставного инструмента *13* и узел *10* размещены в полости *12* корпуса, а узел *8* и конец ствола *4*, в который вставлен хвостовик инструмента *13*, – в полости *14* корпуса.



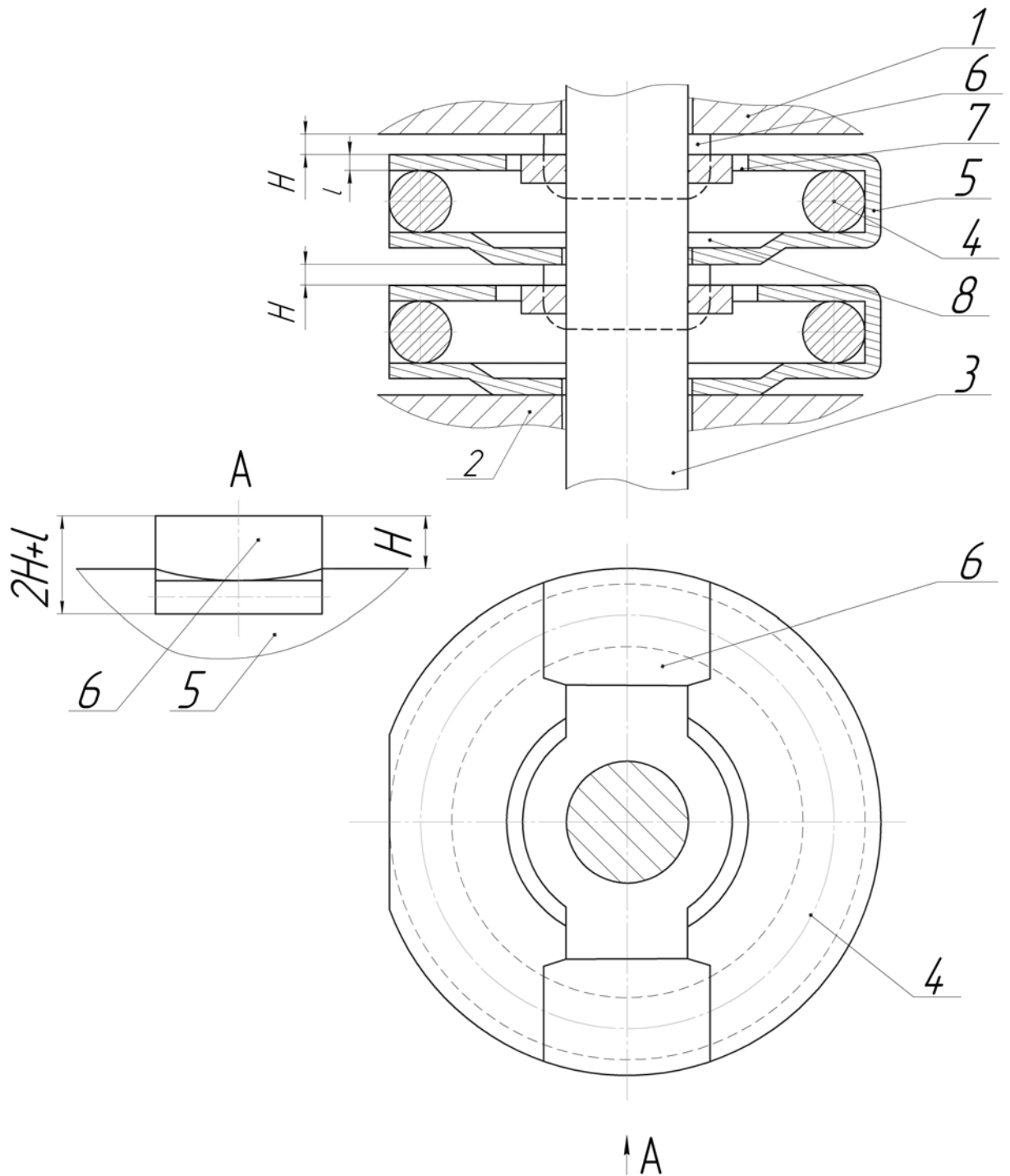
1 – рукоятка; 2 – пружина; 3 – устройство воздухораспределительное;
 4 – ствол; 5 – ударник; 7 – инструмент; 6 – болт; 7 – шайба; 8, 10, 18, 19 –
 узлы виброизолирующие; 9 – упор; 11 – буртик; 12, 14 – полости корпуса;
 13 – инструмент (пика); 15 – корпус; 16, 17 – фланцы; 20 – гайки

Рисунок 4.5 – Структурная схема пневматического отбойного молотка с ККВ
 и частично обособленным стволом

Как отмечалось в разделе 2, для достижения заданной жесткости виброизолирующее устройство, в ряде случаев, целесообразно комплектовать из набора последовательно расположенных и прогибающихся под нагрузкой ККВ (схема изгиба отражена в разделе 3). В этом случае каждый ККВ вместе с отнесенным к нему нажимным устройством типа «пуансон-матрица» может быть представлен в виде отдельного модуля (см. рисунок 4.6).

Корпусным элементом модуля является обойма 5, в которую вставляется ККВ 4. В верхней наружной части обоймы имеются диаметральный прямоугольного сечения прорези 7 глубиной, равной ходу ККВ 4. В нижней внутренней части обоймы под верхними прорезями предусматриваются аналогичные прорези (матрица) 8, но большей ширины и со скошенными боковыми гранями, для размещения в них прогибающейся средней части ККВ 4. В прорези 7 обоймы 2 вставляются имеющий на участке, входящем в прорезь, форму призмы пуансон 6, который может перемещаться относительно обоймы 2 только в осевом направлении. В начальном положении один конец пуансона 6, имеющий плоский торец, выступает над обоймой на величину хода ККВ 4 H и контактирует с сопрягаемой поверхностью верхнего узла молотка. Другим концом, торец которого в области контакта с ККВ 4 имеет выпуклую цилиндрическую поверхность, соответствующую поверхности ККВ при его максимальной прогибе (полном выборе хода H), пуансон 6 опирается на ККВ данного модуля. В средней части пуансона 6 предусматривается отверстие, через которое может проходить стяжной болт 3 (или рабочий инструмент) молотка. ККВ ограничен в движении относительно обоймы в осевом направлении по концам (как свободно лежащая балка), но может прогибаться вниз в средней части под действием пуансона 6, заполняя нижнюю прорезь 8 в обойме (матрицу).

При сдвигении сопрягаемых поверхностей 1 и 2 все элементы модулей, последовательно надетых на болт, приходят в движение. При этом верхний пуансон 6 действует на ККВ 4 первого модуля, крайние, зажатые в обойме концы ККВ 4 действуют на обойму 2, которая перемещает пуансон следующего модуля и т. д.



1 – рукоятка; 2 – корпус; 3 – болт; 4 – ККВ; 5 – обойма; 6 – пуансон; 7 – прорезь верхняя; 8 – матрица

Рисунок 4.6 – Схема виброизолирующего модуля с ККВ
(на примере ККВ3)

Коэффициент жесткости системы, состоящей из N модулей, будет в N раз меньше коэффициента жесткости одного ККВ, а суммарный ход будет равен

сумме ходов каждого модуля. После полного исчерпания хода всех ККВ происходит сплющивание каната ККВ, причем жесткость системы резко возрастает

При определенной раздвижке сопрягаемых поверхностей связь между верхней и нижней частями нарушается с образованием зазоров в виброизолирующем устройстве.

Молоток работает так же, как и аналог, отличие заключается в следующем: 1) напорное усилие передается от рукоятки инструменту одновременно через корпус и частично через ствол; 2) сила отдачи ствола передается непосредственно на рукоятку, которая конструктивно отделена от корпуса, а затем через упругие связи, в какой-то степени, на корпус.

Для адаптации виброзащиты к конкретным условиям эксплуатации, которая заключается в выборе рационального числа модулей в виброизолирующих узлах между корпусом и крышкой и между крышкой и гайкой, навинчиваемой на болт, необходимо выполнить фланец корпуса, на котором жестко закрепляется болт, съемным и переставляемым согласно габаритам принимаемого набора модулей. Длина болтов и резьбы на них определяется для случая наибольшего возможного числа модулей в этих узлах или предусматривается набор болтов для любого сочетания числа модулей.

Динамика молотка определяется соотношением характеристик его виброизолирующих узлов.

4.3 Основные положения методики расчета виброзащиты пневматических отбойных молотков с частично обособленным стволом и кольцевыми канатными виброизоляторами

Методика расчета, утверждена и принята в качестве руководящего документа в ГУП ЛНР «ЛНИПКИУГЛЕОБОГАЩЕНИЕ», титульная страница методики приведена в Приложении Б.

Целью расчета является обоснование для проектируемого или адаптируемого к условиям эксплуатации молотка с ОС и ККВ параметров виброзащиты, при которых обеспечиваются минимальные значения показателей вибрации рукоятки.

При этом решаются задачи: 1) выбора ККВ, работающего в составе виброизолирующего модуля на изгиб, из набора ККВ, разработанных разделе 3; 2) определение числа виброизолирующих модулей, которые входят в виброизолирующие узлы расположенного на стандартном испытательном стенде ПОМ (см. расчетную схему на рис. 2.3), обозначенные как ККВ1, ККВ2, ККВ3 и ККВ4; 3) определение рациональных значений коэффициента жесткости амортизирующей пружины и резиновой шайбы, расположенных между стволом и рукояткой.

Критерием выбора ККВ и расчета виброзащиты молотка являются показатели вибрации рукоятки – среднеквадратические значения виброскорости \bar{a}_p и виброускорения \bar{v}_p на частоте колебаний ударника, которые должны принимать минимально возможные при заданных условиях испытаний или эксплуатации значения. При этом энергия удара ударником по инструменту и перемещение скалки на стандартном испытательном стенде при каждом ударе должны соответствовать техническому заданию на молоток и стандарту [18].

Исходными данными для расчета являются параметры испытательного стенда, параметры элементов силовой системы молотка: размеры, масса и динамические характеристики (коэффициент жесткости, коэффициент вязкости) (см. рисунок 2.3).

Инструментом расчета является программное обеспечение, в основу которого положены алгоритмы моделирования процессов в отбойном молотке с частично обособленным стволом и ККВ, приведенные в разделе 2.

Программное обеспечение – это пакет программ МОЛОТОК, который содержит:

– управляющую программу – табличный редактор-загрузчик molotok.exe (в дальнейшем «редактор»);

– программу расчета динамики системы «стандартный испытательный стенд – пневматический отбойный молоток с ОС и ККВ» и файл исходных данных, соответственно, МО.exe и МО_0000.inp;

– программу расчета динамики системы «испытательный стенд конструкции ДонГТУ – пневматический отбойный молоток с ОС и ККВ» и файл исходных данных, соответственно, МОД.exe и МОД_0000.inp;

– программу draw.exe графического представления результатов расчета.

Последовательность операций при расчете зависит от исследуемого этапа жизненного цикла молотка.

1. Расчет при проектировании молотка.

Расчет проводится на каждой стадии проектирования.

1.1. Задаются согласно стандарту [18] динамические параметры стандартного испытательного стенда, которые на любой стадии остаются неизменными, а также конструктивные, геометрические и динамические параметры молотка.

1.2. Принимается первый ККВ из ряда, предлагаемого в разделе 2.

1.3. В узлах ККВ1 и ККВ2 ввиду ограниченности пространства в нижнем стакане корпуса принимается по одному модулю с ККВ.

1.4. Варьируется число модулей в узлах ККВ3 и ККВ4. Для каждого сочетания числа модулей производится компьютерное моделирование.

1.5. Принимается второй, а затем и последующие ККВ из предлагаемого ряда. Выполняется п.п. 1.3 и 1.4.

1.6. Выбирается вариант с наилучшими (наименьшими) значениями виброскорости \bar{a}_p и виброускорения \bar{v}_p и соответствующие ему параметры ККВ, а также число модулей в узлах ККВ3 и ККВ4.

Примечание. Вторая и последующие стадии расчета проводятся согласно п.п. 1.1 – 1.5, если в конструкцию молотка при проектировании вносятся существенные изменения.

2. Расчет молотка для условий, приближенных к реальным.

2.1. Задаются параметры молотка, ККВ, испытательного стенда конструкции ДонГТУ и обрабатываемого массива.

2.2. Варьируется число модулей в узлах ККВ3 и ККВ4. Для каждого сочетания числа модулей производится компьютерное моделирование.

2.3. Выбирается вариант с наилучшими (наименьшими) значениями виброскорости \bar{a}_p и виброускорения \bar{v}_p и соответствующее ему число модулей в узлах ККВ3 и ККВ4.

4.4 Расчет предполагаемого социально-экономического эффекта от внедрения отбойного молотка с обособленным стволом и кольцевыми канатными виброизоляторами

4.4.1 Оценка социальной эффективности средств виброзащиты

Воздействие на человека вибраций, возникающих при его работе с ручными машинами ударного действия и, прежде всего с отбойными молотками, при определенных условиях может привести к вибрационной болезни.

Количественной мерой индивидуального риска является вероятность заболевания человека за единицу времени, которая имеет диапазон значений от 10^{-4} до 10^{-2} на человека в год [91, 92].

По предложению Ю. И. Матвеева [93] предложена классификация условий профессиональной деятельности по степени их безопасности (см. таблицу 4.1), согласно которой, для большинства работающих с вибрационной техникой, характерными являются условия профессиональной деятельности, ограниченные диапазоном риска от $1 \cdot 10^{-4}$ до $1 \cdot 10^{-3}$ на человека в год. Такие условия принято считать относительно безопасными.

Таблица 4.1 – Классификация условий профессиональной безопасности

Категория	Условия профессиональной деятельности	Диапазон риска (на человека в год)
I	безопасные	$< 1 \cdot 10^{-4}$
II	относительно безопасные	$1 \cdot 10^{-4} \dots 1 \cdot 10^{-3}$
III	опасные	$1 \cdot 10^{-3} \dots 1 \cdot 10^{-2}$
IV	особо опасные	$> 1 \cdot 10^{-2}$

По данным [94], вероятность заболевания вибрационной болезнью возрастает при увеличении уровня вибрации от 110 до 137 дБ. В таблице 4.2 приведена динамика вероятности заболевания вибрационной болезнью в зависимости от уровня локальной вибрации и продолжительности работы лиц виброопасных профессий.

Таблица 4.2 – Вероятность заболевания вибрационной болезнью от воздействия локальной вибрации

Продолжительность работы, лет	Уровень вибрации, дБ																		
	110	111	112	113	114	115	116	117	118	119	120	121	122	123	124	125	126	127	
5	$2,5 \cdot 10^{-3}$	$3,5 \cdot 10^{-3}$	$5 \cdot 10^{-3}$	$7 \cdot 10^{-3}$	$1 \cdot 10^{-2}$	$1,2 \cdot 10^{-2}$	$1,5 \cdot 10^{-2}$	$2 \cdot 10^{-2}$	$3 \cdot 10^{-2}$	$4 \cdot 10^{-2}$	$5 \cdot 10^{-2}$	$6,2 \cdot 10^{-2}$	$8 \cdot 10^{-2}$	$1 \cdot 10^{-1}$	$1,2 \cdot 10^{-1}$	$1,3 \cdot 10^{-1}$	$1,5 \cdot 10^{-1}$	$1,7 \cdot 10^{-1}$	
10	$5 \cdot 10^{-3}$	$7 \cdot 10^{-3}$	$1 \cdot 10^{-2}$	$1,7 \cdot 10^{-2}$	$2,5 \cdot 10^{-2}$	$3 \cdot 10^{-2}$	$4,5 \cdot 10^{-2}$	$6 \cdot 10^{-2}$	$7,5 \cdot 10^{-2}$	$9 \cdot 10^{-2}$	$1,1 \cdot 10^{-1}$	$1,3 \cdot 10^{-1}$	$1,5 \cdot 10^{-1}$	$1,8 \cdot 10^{-1}$	$2,1 \cdot 10^{-1}$	$2,3 \cdot 10^{-1}$	$2,6 \cdot 10^{-1}$	$3 \cdot 10^{-1}$	
15	$1,5 \cdot 10^{-4}$	$2,2 \cdot 10^{-4}$	$3 \cdot 10^{-2}$	$3,7 \cdot 10^{-2}$	$4,5 \cdot 10^{-2}$	$6 \cdot 10^{-2}$	$8 \cdot 10^{-2}$	$9 \cdot 10^{-2}$	$1,1 \cdot 10^{-1}$	$1,3 \cdot 10^{-1}$	$1,5 \cdot 10^{-1}$	$1,8 \cdot 10^{-1}$	$2,1 \cdot 10^{-1}$	$2,3 \cdot 10^{-1}$	$2,7 \cdot 10^{-1}$	$3 \cdot 10^{-1}$	$3,4 \cdot 10^{-1}$	$3,8 \cdot 10^{-1}$	

В качестве критерия определения риска вибрационного заболевания будем использовать уровень локальной вибрации, определенный методом попарного энергетического суммирования уровней вибрации измеренных в октавных полосах частот, т. е. скорректированный уровень вибрации (см. раздел 3).

По данным экспериментальных исследований (см. раздел 3) уровень вибраций на отбойном молотке МО-2Б серийной конструкции составил 124 дБ (см. таблицу 3.10), вероятность заболевания, при данном уровне согласно таблице 4.2 составляет, при средних сроках развития вибрационной болезни 10 лет, $2,1 \cdot 10^{-1}$, что соответствует особо опасным условиям профессиональной деятельности. При уровне вибрации 82 дБ, характерном для отбойного молотка с ОС и ККВ, и продолжительности работы 10 лет риск заболевания вибрационной болезнью не превышает $5 \cdot 10^{-3}$, что соответствует безопасным условиям труда.

При средних сроках развития вибрационной болезни около 10 лет, величина риска при больших уровнях вибрации приближается к 0,3 на человека в год, что соответствует особо опасным условиям. При уменьшении риска до $1 \cdot 10^{-4}$ и меньше вероятность заболевания сводится к минимуму. Однако создание условий такой безопасности потребует увеличения материальных и трудовых затрат. Следовательно, оптимальное соотношение затрат и получаемой пользы соответствует приемлемому уровню риска от воздействия вибрации.

Социальный эффект, получаемый от внедрения средств виброзащиты, выражается в улучшении условий труда, направленных на сохранение здоровья работающих, повышении степени удовлетворенности трудом, снижении роста виброзаболеваемости [95, 96].

Социальная эффективность внедрения отбойного молотка с ОС и ККВ оценивается числом предотвращенных виброзаболеваний $n_{\text{пред}}$

$$n_{\text{пред}} = N(P_{\text{Б}} - P_{\text{Н}}), \quad (4.1)$$

где N – количество отбойных молотков, находящихся в эксплуатации;

P_B, P_H – вероятность виброзаболевания, соответственно, при базовых и новых средствах защиты.

Для определения количества предотвращенных виброзаболеваний в течение года необходимо определить вероятность заболевания, приходящуюся на одну единицу инструмента. Учитывая, что уровень вибрации на базовом пневмоинструменте составляет 124 дБ (молоток МО-2Б серийной конструкции), вероятность заболевания вибрационной болезнью, определяемая из таблицы 4.2, $P_B=0,12$. Для отбойного молотка с ОС и ККВ при уровне вибрации 82 дБ вероятность заболевания $P_H=0,0025$. Подставляя значения вероятностей в формулу 4.1, находим количество предотвращенных виброзаболеваний в результате внедрения 62 молотков с ОС и ККВ.

$$n_{\text{пред}} = 62(0,12 - 0,0025) = 7,29.$$

Количественно социальный результат виброзащиты работающих также можно выразить коэффициентом частоты заболеваемости вибрационной болезнью $K_{\text{ч}}$:

$$K_{\text{ч}} = \frac{T \cdot 100}{p}, \quad (4.2)$$

где T – количество виброзаболеваний в отчетный период;

p – среднесписочная численность работающих с отбойными молотками.

Количество виброзаболеваний за 2020 год составило 11 человек, тогда

$$K_{\text{ч}} = \frac{11 \cdot 100}{62} = 17,74.$$

Результаты проведенных исследований показывают, что пневматический молоток с ОС и ККВ позволяет снизить вибронагрузку в среднем на 35 % (см. табл. 3.1, раздел 3) и, практически пропорционально этому, частоту заболеваемости вибрационной болезнью. При этом коэффициент частоты $K_{ч.н.}$ после внедрения молотка с ОС и ККВ составит на 100 работающих 10,9.

4.4.2 Расчет экономической эффективности внедрения средств виброзащиты

Важнейшим условием, определяющим целесообразность применения средств виброзащиты, является их экономическая эффективность. Основными факторами экономии, которые могут быть учтены при оценке экономического эффекта, условимся считать:

- снижение годовых потерь в результате снижения уровня мощности контактной вибрации;
- снижение годового ущерба от предотвращения виброзаболеваний.

Расчет производится в соответствии с методикой [94, 97, 98], основанной на принципе расчета предотвращенного ущерба и учитывающей экономические потери, возникающие при повышенной локальной вибрации, а также связанные с ростом числа дней временной нетрудоспособности, частичной утратой профессиональной трудоспособности, снижением трудоспособности здоровых рабочих, стоимостью лечения [91].

При расчете экономического эффекта определяется снижение ущерба $Y_1 - Y_2$ от воздействия контактной вибрации в результате применения виброзащиты, где Y_1 и Y_2 значения ущерба, отвечающие, соответственно, уровням вибрации L_{p1} и L_{p2} до виброзащиты и после.

Годовой экономический эффект в результате снижения уровня контактной вибрации с L_{p1} до L_{p2} определяется по формуле:

$$\mathcal{E} = Y_1 - Y_2 - 3_e E_H - 3_3, \quad (4.3)$$

где Z_e – единовременные затраты на внедрение мероприятий по виброзащите;

E_H – нормативный коэффициент экономической эффективности капитальных вложений (0,15) [91];

$Z_э$ – эксплуатационные расходы по обслуживанию средств виброзащиты.

В формуле (4.3) ущербы Y_1 и Y_2 определяются совокупностью факторов, снижающих трудовые потери при внедрении средств виброзащиты, и могут быть представлены в виде:

$$\begin{aligned} Y_1 &= 0,001T(L_{p1})C_n P_o + LP_o \frac{B_N(L_{p1})}{N}; \\ Y_2 &= 0,001T(L_{p2})C_n P_o + LP_o \frac{B_N(L_{p2})}{N}, \end{aligned} \quad (4.4)$$

где $T(L_{p1})$ и $T(L_{p2})$ – полные трудовые потери, соответственно, при уровнях вибрации L_{p1} и L_{p2} ;

P_o – число рабочих, подверженных воздействию вибрации;

N – продолжительность работы в условиях вибрации;

$B_N(L_{p1})$ и $B_N(L_{p2})$ – вероятности заболевания вибрационной болезнью продолжительность N работы в условиях вибрации и уровнях локальной вибрации, соответственно, L_{p1} и L_{p2} , определяемые по таблице 4.2;

C_n – средняя годовая стоимость прибавочного продукта, создаваемого рабочим за время работы в условиях вибрации.

Параметр C_n , в формулах (4.4) определяется из выражения

$$C_n = 1,54 \left(1 + \frac{\alpha T}{200} \right) Z_o, \quad (4.5)$$

где Z_o – средняя годовая заработная плата в первый год после снижения вибрации;

α – планируемый рост производительности труда (10 %);

L – стоимость лечения одного больного, подверженного локальной вибрации ($L=15000$ руб.).

При выполнении практических расчетов формуле (4.3) принимаются следующие исходные данные:

1. Полные трудовые потери $T(L_{p1})$ при определенных в разделе 3 уровнях локальной вибрации и продолжительности работы $N=5$ лет по данным [49] составляют: при $L_{p1}=124$ дБ – 7,9, при $L_{p2}=82$ дБ – 0,39.

2. Число операторов, работающих с отбойными молотками, – 62.

3. Стоимость лечения одного больного принимается равной 10000 руб.

4. Вероятности заболевания вибрационной болезнью при уровнях вибрации L_{p1} , которые до внедрения виброзащиты составляют 124 дБ, а после внедрения 82 дБ, соответственно равны (см. таблицу 4.2) 0,12 и 0,0025.

5. Средняя годовая заработная плата в первый год после снижения вибрации составит $Z_0=180000$ руб.

6. Единовременные затраты на внедрение отбойного молотка с ОС и ККВ составляют 7000 руб., эксплуатационные расходы по обслуживанию средств виброзащиты равны 700 руб.

Подставляя принятые исходные данные в формулы (4.5) и (4.4) получим

$$C_n = 1,54 \left(1 + \frac{0,1 \cdot 10000}{200} \right) 180000 = 1663200 \text{ руб.}$$

$$Y_1 = 0,01 \cdot 7,9 \cdot 1663200 \cdot 62 + 10000 \cdot 62 \frac{0,12}{5} = 8161234 \text{ руб.};$$

$$Y_2 = 0,01 \cdot 0,39 \cdot 1663200 \cdot 62 + 10000 \cdot 62 \frac{0,0025}{5} = 402472 \text{ руб.}$$

Годовой экономический эффект в результате внедрения отбойных молотков с ОС и ККВ в количестве 62 штук, определяемый по формуле (4.3) составит:

$$\mathcal{E} = 8161234 - 402472 + 7000 \cdot 0,15 - 700 = 7757012 \text{ руб.}$$

Экономическая эффективность от внедрения одного ПОМ с ОС и ККВ составит 125113 руб. в год.

Выводы по разделу 4

1. Разработана конструкция и технология изготовления кольцевых канатных виброизоляторов для системы виброзащиты ПОМ с обособленным стволом.

2. Предложены конструкции ПОМ с частично обособленным стволом и виброзащитного модуля, содержащего ККВ.

3. Разработана методика выбора структуры виброзащиты, числа и коэффициентов жесткости ККВ в узлах сопряжения узлов ПОМ с частично обособленным стволом и ККВ на стадии проектирования, а также на стадии эксплуатации в зависимости от характеристик разрушаемого массива и положения молотка в пространстве, исходя из условия минимума показателей вибрации.

4. Экономическая эффективность от внедрения одного ПОМ с ОС и ККВ составляет 125113 руб. в год.

Заключение

Диссертация является завершенной научно-квалификационной работой, в которой на основании установленных закономерностей протекания динамических процессов в пневматических отбойных молотках дано решение актуальной научно-технической задачи снижения уровня действующей на рабочего-оператора локальной вибрации, в результате совершенствования структуры и конструкции молотка, которое заключается в частичном обособлении ствола, применении в системе виброзащиты модулей с кольцевыми канатными виброизоляторами и рационализации их параметров.

Основные выводы, научные и практические результаты выполненной диссертационной работы заключаются в следующем:

1. Анализ основных источников возникновения вибраций в пневматических отбойных молотках, а также средств виброзащиты позволил выявить возможность снижения вибраций за счет обособления ствола и применения кольцевых канатных виброизоляторов в узлах сопряжения конструктивных элементов молотка.

2. Разработаны математические модели динамических процессов в системе «испытательный стенд – пневматический отбойный молоток». В результате моделирования установлена взаимосвязь действующих значений виброскорости и виброускорения рукоятки молотка с обособленным стволом и кольцевыми канатными виброизоляторами от динамических параметров виброизоляторов. Определен диапазон рациональных значений коэффициентов жесткости кольцевых канатных виброизоляторов, находящийся в пределах $9 \cdot 10^4 \dots 1,1 \cdot 10^5$ Н/м, при которых обеспечиваются минимальные значения показателей вибрации, и преимущества таких молотков по сравнению с серийно выпускаемыми молотками типа МО в части вибраций.

3. Разработано стендовое оборудование и проведен комплекс экспериментальных исследований кольцевых канатных виброизоляторов, в результате которых установлены зависимости их коэффициентов жесткости от

геометрических параметров. Определен параметрический ряд геометрических параметров кольцевых канатных виброизоляторов, при которых обеспечиваются их рациональные динамические параметры, удовлетворяющие условию минимума показателей вибрации молотка с обособленным стволом и кольцевыми канатными виброизоляторами.

4. Разработан и изготовлен отбойный молоток с обособленным стволом и кольцевыми канатными виброизоляторами, проведены его испытания. Установлены адекватность математической модели молотка и эффективность его виброзащиты.

5. Разработана на основе теоретических и экспериментальных исследований и утверждена в ГУП ЛНР «ЛНИПКИУГЛЕОБОГАЩЕНИЕ» методика расчета виброзащиты пневматических отбойных молотков с частично обособленным стволом и кольцевыми канатными виброизоляторами на стадии проектирования молотка и на стадии адаптации к конкретным условиям эксплуатации.

6. Ожидаемый годовой экономический эффект от внедрения одного пневматического отбойного молотка с обособленным стволом и кольцевыми канатными виброизоляторами составляет 125113 руб.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Основы научных исследований. Эксперимент : учебное пособие : в 2 томах. Том 1 / С. В. Корнеев, Д. В. Богданов, Д. В. Мулов [и др.]. – Старый Оскол : ТНТ, 2019. – 336 с. – Текст : непосредственный.
2. Основы научных исследований. Эксперимент : учебное пособие : в 2 томах. Том 2 / С. В. Корнеев, Д. В. Богданов, Д. В. Мулов [и др.]. – Старый Оскол : ТНТ, 2019. – 268 с. – Текст : непосредственный.
3. Патент № 19365 Україна, МПК В25 D 17/00. Пневматична машина ударної дії : № 200606523 : заявлено 13.06.2006 : опубліковано 15.12.2006 / Рутковський О. Ю., Мулов Д. В., Коробейников Ю. В., Сурело В. О. ; заявник і патентовласник Донбаський державний технічний університет. – 3 с. : іл. – Текст : безпосередній.
4. Мулов, Д. В. Использование кольцевых канатных виброизоляторов в системах виброзащиты ручных машин ударного действия. – Текст : непосредственный / Д. В. Мулов, А. Ю. Рутковский // «Форум горняков 2008» : материалы международной конференции, 13–15 октября 2008 года / Национальный горный университет. – Днепропетровск, 2008. – С. 212–217.
5. Соколинский, В. Б. Машины ударного разрушения (Основы комплексного проектирования) / В. Б. Соколинский. – Москва : Машиностроение, 1982. – 184 с. : ил. – Текст : непосредственный.
6. Суднишников, Б. В. Исследование и конструирование пневматических машин ударного действия / Б. В. Суднишников, Н. Н. Есин, К. К. Тупицын. – Новосибирск : Наука, 1985. – 226 с. – Текст : непосредственный.
7. Анисимов, В. Г. Исследование вибрационных характеристик отбойного молотка при разрушении угля и пород / В. Г. Анисимов, В. А. Кашаев, Д. З. Ямпольский. – Текст : непосредственный // Надежность и оптимизация параметров горных машин : Научные сообщения / Институт горного дела им. А. А. Скочинского. – М., 1987. – С. 119–126.
8. Ямпольский, Д. З. Моделирование вибрации отбойного молотка и выбор

рациональных параметров виброзащиты : специальность 05.05.06 «Горные машины» : диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук / Ямпольский Дмитрий Зиновьевич ; Институт горного дела имени А. А. Скочинского. – Москва, 1991. – 162 с. – Текст : непосредственный.

9. Быховский, И. И. Основы конструирования вибробезопасных ручных машин / И. И. Быховский, Б. Г. Гольдштейн. – Москва : Машиностроение, 1982. – 224 с. – Текст : непосредственный.

10. Александров, Е. В. Прикладная теория и расчет ударных систем / Е. В. Александров, В. Б. Соколинский. – Москва : Наука, 1969. – 236 с. – Текст : непосредственный.

11. Суднишников, Б. В. О теории отдачи ручных машин ударного действия / Б. В. Суднишников. – Текст : непосредственный // Машины ударного действия / под редакцией Н. А. Чинакал ; Академия наук СССР, Западно-Сибирский филиал, Горно-геологический институт. – Новосибирск : Новосибирское книжное издательство, 1953. – С. 85–97.

12. Тимофеева, И. Г. Обеспечение вибробезопасных условий труда при использовании ручных машин / И. Г. Тимофеева, Т. В. Еремина. – Текст : непосредственный // Тезисы докладов к международной конференции «Проблемы механики современных машин» / Восточно-Сибирский государственный технический университет. – Улан-Удэ : ВСГТУ, 2000. – Том 2. – С. 44–45.

13. Ильинский, В. С. Защита операторов от динамических воздействий / В. С. Ильинский. – Москва : Энергия, 1979. – 320 с. – Текст : непосредственный.

14. Патент 2677903 С2 Российская Федерация, МПК В25 D 11/00. Машина ударного действия : № 2017118021 : заявлено 23.05.2017 : опубликовано 22.01.2019 / Доброборский Б. С. ; заявитель и патентообладатель Доброборский Б. С. – 7 с. : ил. – Текст : непосредственный.

15. Патент 190818 U1 Российская Федерация, МПК В25 D 11/00. Машина ударного действия : № 2017146875 : заявлено 28.12.2017 : опубликовано 12.07.2019 / Доброборский Б. С., Евтюков С. А., Медрес Е. Е. ; заявитель и патентообладатель Федеральное государственное бюджетное образовательное

учреждение высшего образования «Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет». – 4 с. : ил. – Текст : непосредственный.

16. Тимофеева, И. Г. Безопасность труда на виброопасных технологических процессах / И. Г. Тимофеева. – Улан-Удэ : ВСГТУ, 2003. – 95 с. – Текст : непосредственный.

17. СН 2.2.4/2.1.8.566-96. Производственная вибрация, вибрация в помещениях жилых и общественных зданий : дата введения 1996-10-31. – Москва : Информационно-издательский центр Минздрава России, 1996. – 30 с. – Текст : непосредственный.

18. ГОСТ Р 55162-2012. Оборудование горно-шахтное. Молотки отбойные пневматические. Требования безопасности и методы испытаний : национальный стандарт Российской Федерации : издание официальное : дата введения 2014-01-01. – Москва : Стандартинформ, 2014. – 28 с. – Текст : непосредственный.

19. Животовский, А. А. Защита от вибрации и шума на предприятиях горнорудной промышленности / А. А. Животовский, В. Д. Афанасьев. – Москва : Недра, 1982. – 184 с. – Текст : непосредственный.

20. Заборов В. И. Защита от шума и вибрации в черной металлургии / В. И. Заборов, Л. Н. Клячко, Г. С. Росин. – Москва : Металлургия, 1976. – 248 с. – Текст : непосредственный.

21 Флавицкий, Ю. В. Выбор системы виброзащиты по данным условиям виброизоляции горных машин / Ю. В. Флавицкий, И. Г. Резников. – Текст : непосредственный // Известия вузов. Горный журнал. – 1982. – № 12. – С. 72–74.

22. Ряшенцев, Н. П. Расчет и конструирование электромагнитных машин ударного действия / Н. П. Ряшенцев, Е. М. Тимошенко, А. В. Фролов. – Новосибирск : Наука, 1970. – 259 с. – Текст : непосредственный.

23. Потураев, В. Н. Резиновые и резино-металлические детали машин / В. Н. Потураев. – Москва : Машиностроение, 1966. – 299 с. – Текст : непосредственный.

24. Гольдштейн, Б. Г. Состояние и основные направления развития конструкций и производства ручных машин / Б. Г. Гольдштейн. – Текст :

непосредственный // Строительные и дорожные машины. – 1980. – № 8. – С. 4–6.

25. Александров, Е. В. Снижение вибрации ручных горных машин / Е. В. Александров, Ю. Ф. Флавицкий. – Текст : непосредственный // Машиностроитель. – 1967. – № 7. – С. 13–14.

26. Гоппен, А. А. Пневматические молотки и перспективы развития их конструкций / А. А. Гоппен, И. В. Николаев. – Москва : ЦНИИТЭстроймаш, 1977. – 60 с. – Текст : непосредственный.

27. Тупицын, К. К. Вопросы динамики пневматических машин с уравновешенным ударным механизмом / К. К. Тупицын. – Новосибирск : Наука, 1974. – 84 с. – Текст : непосредственный.

28. Гольдштейн, Б. Г. Принципы конструирования вибробезопасных ручных машин / Б. Г. Гольдштейн. – Текст : непосредственный // Строительные и дорожные машины. – 1975 – № 7. – С. 27–29.

29. Суднишников, Б. В. О повышении вибробезопасности ручных пневматических молотков / Б. В. Суднишников, К. К. Тупицын, А. М. Макаров. – Текст : непосредственный // Проблемы гигиены труда при добыче полезных ископаемых : сборник научных трудов / под редакцией Н. П. Беневоленской ; Институт горного дела имени Сибирского отделения Академии Наук СССР. – Новосибирск : ИГД СО АН СССР, 1974. – С. 14–20.

30. Клушин, Н. А. Ручные пневматические машины ударного действия с улучшенными вибросиловыми характеристиками / Н. А. Клушин, П. А. Маслаков, Э. А. Абраменков. – Текст : непосредственный // Ручные пневматические машины ударного действия с пониженной вибрацией : сборник научных трудов / под редакцией Н. А. Клушина ; Институт горного дела Сибирского отделения Академии Наук СССР. – Новосибирск : ИГД СО АН СССР, 1974. – С. 36–41.

31. Триханов, А. В. Моделирование гашения вибрации пневматических молотков путем изменения форм диаграмм давлений / А. В. Триханов, В. И. Бабуров, В. Ф. Горбунов. – Текст : непосредственный // Известия Томского политехнического университета. – 1966. – Том 146. – С. 18–25.

32. Быховский, И. И. Принципы конструирования вибробезопасных

ручных машин / И. И. Быховский, Б. Г. Гольдштейн. – Москва : ЦНИИТЭстроймаш, 1977. – 84 с. – Текст : непосредственный.

33. Гольдштейн, Б. Г. Электрические и пневматические вибробезопасные ручные машины и перспективы их развития / Б. Г. Гольдштейн. – Текст : непосредственный // Механизация строительства. – 1974. – № 3 – С. 7–11.

34. Гольдштейн, Б. Г. Ручные виброзащищенные молотки и перфораторы с двойной изоляцией / Б. Г. Гольдштейн, В. Л. Шерман. – Москва : ЦНИИТЭстроймаш, 1977. – 60 с. – Текст : непосредственный.

35. Основные направления повышения технического уровня и качества ручных машин : тезисы докладов Всесоюзного научно-технического совещания, г. Даугавпилс, 1979 г. – Москва : ЦНИИТЭстроймаш, 1979. – 139 с. – Текст : непосредственный.

36. Никишин, Н. И. Ручные машины ударного действия / Н. И. Никишин, Н. М. Кирюшин. – Москва : ЦНИИТЭстроймаш, 1967. – 54 с. – Текст : непосредственный.

37. Елисеев, С. В. Структурная теория виброзащитных систем / С. В. Елисеев. – Новосибирск : Наука, 1978. – 222 с. – Текст : непосредственный.

38. Коловский, М. З. Автоматическое управление виброзащитными системами / М. З. Коловский. – Москва : Наука, 1976. – 319 с. – Текст : непосредственный.

39. Ружичка, Д. П. Активные виброзащитные системы / Д. П. Ружичка. – Текст : непосредственный // Испытательные приборы и стенды : экспресс-информация / Государственный научно-технический комитет Совета Министров СССР Академии наук СССР, Всесоюзный институт научной и технической информации. – Москва : ВИНТИ, 1969. – № 10. – С. 14–24.

40. Бабуров, В. И. Исследование внутренних процессов и параметров рубильных и клепальных молотков / В. И. Бабуров, В. Ф. Горбунов. – Текст : непосредственный // Известия Томского политехнического университета. – 1963. – Том 123. – С. 22–27.

41. Бабуров, В. И. К методике расчета основных параметров рубильно-

клепальных молотков / В. И. Бабуров, В. Ф. Горбунов. – Текст : непосредственный // Известия Томского политехнического университета. – 1965. – Том 129. – С. 11–16.

42. Козлов, В. В. Разработка и исследование амортизационной системы пневматических машин ударного действия : специальность 01.02.06 «Динамика, прочность машин, приборов и аппаратуры» : диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук / Козлов Валерий Васильевич ; Томский политехнический институт. – Томск, 1976. – 162 с. – Текст : непосредственный.

43. Резников, И. Г. Исследование и создание тросовых амортизаторов для пневматических машин ударного действия : специальность 01.02.06 «Динамика, прочность машин, приборов и аппаратуры» : диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук / Резников Игорь Георгиевич ; Томский политехнический институт. – Томск, 1972. – 168 с. – Текст : непосредственный.

44. Фролов, К. В. Нелинейные колебания и переходные процессы в машинах / К. В. Фролов. – Москва : Недра, 1972. – 356 с. – Текст : непосредственный.

45. Быховский, И. И. Упругие элементы вибромашин / И. И. Быховский, А. М. Виленкин, С. И. Лукомский. – Москва : ЦНИИТЭстроймаш, 1971. – 82 с. – Текст : непосредственный.

46. Вибрационные машины в строительстве и производстве строительных материалов : справочник / под редакцией В. А. Баумана, И. И. Быховского, Б. Г. Гольдштейна. – Москва : Машиностроение, 1970. – 548 с. – Текст : непосредственный.

47. Лукомский, С. И. Таблицы для расчета винтовых пружин сжатия и растяжения / С. И. Лукомский. – Москва : ЦБТИ ВНИИстройдормаш, 1958. – 38 с. – Текст : непосредственный.

48. Ильинский, В. С. Защита аппаратов от динамических воздействий / В. С. Ильинский. – Москва : Энергия, 1970. – 329 с. – Текст : непосредственный.

49. Резников, И. Г. Расчет параметров канатных модулей в системе виброзащиты площадки / И. Г. Резников, В. Ю. Савенко. – Текст :

непосредственный // Известия вузов. Горный журнал. – 1985. – № 3. – С. 57–60.

50. Певзнер, Я. М. Пневматические и гидропневматические подвески / Я. М. Певзнер, А. М. Горелик. – Москва : Машиностроение, 1963. – 319 с. – Текст : непосредственный.

51. Гребеньков, О. А. Конструкция самолетов : учебное пособие / О. А. Гребеньков. – Москва : Машиностроение, 1984. – 238 с. – Текст : непосредственный.

52. Ильинский, В. С. Защита РЭА и прецизионного оборудования от динамических воздействий / В. С. Ильинский. – Москва : Радио и связь, 1982. – 296 с. – Текст : непосредственный.

53. Мур, Д. Основы и применения трибоники / Д. Мур ; перевод с английского С. А. Харламова ; под редакцией И. В. Крагельского, Г. И. Трояновской. – Москва : Мир, 1978. – 488 с. – Текст : непосредственный.

54. Большаков, В. Б. Тросовые амортизаторы / В. Б. Большаков, Л. А. Логинов, Б. Г. Маргевский. – Текст : непосредственный // Машиностроитель. – 1978. – № 6. – С. 19–20.

55. Актуальные вопросы профилактики неблагоприятного воздействия шума и вибрации : тезисы докладов Всесоюзного Совещания, Москва, 11–13 ноября 1981 г. – Москва : [б. и.], 1981. – 169 с. – Текст : непосредственный.

56. Мазов, В. А. Научно-технический прогресс и охрана труда / В. А. Мазов. – Текст : непосредственный. – Москва : ВЦНИИОТ ВЦСПС, 1980. – 57 с. – (Охрана труда : обзорная информация / Всесоюзный центральный научно-исследовательский институт охраны труда ВЦСПС ; выпуск 7). – Текст : непосредственный.

57. Техника безопасности и производственная санитария : сборник научных работ институтов охраны труда ВЦСПС / Всесоюзный научно-исследовательский институт охраны труда ; [главный редактор Цуцков М. Е.]. – Москва : Профиздат, 1979. – 120 с. – Текст : непосредственный.

58. Алабужев, П. М. Исследование колебательной системы с двумя степенями свободы с жестким ограничителем / П. М. Алабужев, В. И. Копытов,

Ю. П. Цивинский. – Текст : непосредственный // Механизмы и машины ударного, вращательного и вращательно-ударного действия : межвузовский сборник трудов. – Новосибирск : [б. и.], 1963. – Выпуск 1. – С. 15–20.

59. Алабужев, П. М. Амплитудно-частотные характеристики колебаний двухмассовой системы с ударом об ограничитель одной из масс / П. М. Алабужев, Ю. П. Цивинский. – Текст : непосредственный // Механизмы и машины ударного, вращательного и вращательно-ударного действия : межвузовский сборник трудов. – Новосибирск : [б. и.], 1963. – Выпуск 1. – С. 22–26.

60. Бегагоен, И. А. Исследование и расчет рабочих характеристик системы виброзащитных перфораторов с помощью ЭВМ / И. А. Бегагоен, Б. Г. Бовдуй, Г. Д. Каменецкий. – Текст : непосредственный // Разработка рудных месторождений : республиканский межведомственный сборник научных трудов / Министерство высшего и среднего специального образования УССР, Криворожский горнорудный институт. – Киев : Техника, 1970. – № 10. – С. 8–14.

61. Элементы теории колебаний : учебно-методическое пособие / М. Е. Блинников, М. Г. Григорьев, В. В. Козырев, В. И. Сафронов ; Министерство высшего и среднего специального образования РСФСР, Ивановский энергетический институт им. В. И. Ленина. – Иваново ; Владимир : [б. и.], 1972. – 224 с. – Текст : непосредственный.

62. Фурунжиев, Р. И. Проектирование оптимальных виброзащитных систем / Р. И. Фурунжиев. – Минск : Высшая школа, 1971. – 315 с. – Текст : непосредственный.

63. Коловский, М. З. К теории вибрационных систем / М. З. Коловский. – Текст : непосредственный // Машиноведение. – 1971. – № 4. – С. 21–27.

64. Иориш, Ю. И. Виброметрия. Измерение вибрации и ударов. Общая теория, методы и приборы / Ю. И. Иориш. – 2-е изд., переработанное и дополненное – Москва : Машгиз, 1963. – 771 с. – Текст : непосредственный.

65. Карпушин, В. Б. Вибрация и удары в радиоаппаратуре / В. Б. Карпушин. – Москва : Советское радио, 1971. – 344 с. – Текст : непосредственный.

66. Расчет основных параметров канатных амортизаторов / В. Ф. Горбунов, И. Г. Резников, В. В. Козлов, А. В. Рудаченко. – Текст : непосредственный // Строительные и дорожные машины. – 1975. – № 4. – С. 13–15.

67. Горбунов, В. Ф. Особенности амортизаторов с большим внутренним трением / В. Ф. Горбунов, И. Г. Резников, А. Т. Новиков. – Текст : непосредственный // Международный симпозиум по динамике, тяжелых машин горной и металлургической промышленности : тезисы докладов, Донецк, 24–27 сентября 1974 года / Международная федерация по теории машин и механизмов (ИФТОММ), Научный совет по теории машин и рабочих процессов Отделения математики, механики и кибернетики АН УССР. – Донецк, 1974. – Том 1. – С. 240–249.

68. Доброборский, Б. С. Принципы обеспечения вибробезопасности пневматических машин ударного действия / Б. С. Доброборский, Е. Е. Медрес, Е. В. Голов. – Текст : непосредственный // Транспортное, горное и строительное машиностроение : Наука и производство. – 2017. – № 3 (62). – С. 189–193.

69. Мулов, Д. В. Экспериментальные исследования вибрационных параметров ручной ударной машины с виброзащитной системой / Д. В. Мулов. – Текст : непосредственный // Гірничий вісник : науково-технічний збірник / Криворізький національний університет. – Кривий Ріг : КНУ, 2012. – Випуск 95 (1). – С. 124–128.

70. Герц, Е. В. Динамика пневматических приводов автоматов / Е. В. Герц, Г. В. Крейнин. – Москва : Машиностроение, 1964. – 234 с. – Текст : непосредственный.

71. Дроздов, А. Н. Математическое моделирование ручных машин для строительно-монтажных работ с примерами реализации : учебное пособие / А. Н. Дроздов, В. В. Степанов ; под редакцией Б. Г. Гольдштейна ; Министерство образования и науки Российской Федерации, Национальный исследовательский Московский государственный строительный институт. – Москва : НИУ МГСУ, 2016. – 152 с. – Текст : непосредственный.

72. Горбунов, В. Ф. Исследование виброизоляции рукояток ручных

пневматических молотков методом математического моделирования / В. Ф. Горбунов, А. В. Триханов. – Текст : непосредственный // Известия Томского политехнического института. – 1966. – Том 146 : Механика и машиностроение. – С. 66–74.

73. Ямпольский, Д. З. О переброске клапана пневматической ударной машины / Д. З. Ямпольский, В. Б. Соколинский, В. А. Кашаев. – Текст : непосредственный // Научные сообщения Национального научного центра горного производства Института горного дела имени А. А. Скочинского. – Москва : ННЦ ГП – ИГД им. А. А. Скочинского, 2010. – № 336 : Проблемы разработки угольных месторождений. – С. 222–235.

74. Корнеев, С. В. Модель пневматического отбойного молотка / С. В. Корнеев, Д. А. Вишневский, Д. В. Мулов. – Текст : непосредственный // Пути совершенствования технологических процессов и оборудования промышленного производства : сборник тезисов докладов VI Международной научно-технической конференции / под общей редакцией В. А. Козачишена. – Алчевск : ГОУ ВО ЛНР «ДонГТУ», 2021. – С. 155–158.

75. Корнеев, С. В. Результаты моделирования динамических процессов в пневматическом отбойном молотке МО-2Б / С. В. Корнеев, Д. А. Вишневский, Д. В. Мулов. – Текст : непосредственный // Пути совершенствования технологических процессов и оборудования промышленного производства: сборник тезисов докладов VI Международной научно-технической конференции / под общей редакцией В. А. Козачишена. – Алчевск : ГОУ ВО ЛНР «ДонГТУ», 2021. – С. 158–162.

76. Корнеев, С. В. Имитация стендовых испытаний пневматических отбойных молотков по ГОСТ Р 55162–2012 / С. В. Корнеев, Д. А. Вишневский, Д. В. Мулов. – Текст : непосредственный // Сборник научных трудов Донбасского государственного технического института. – Алчевск : ГОУ ВО ЛНР «ДонГТИ», 2022. – Выпуск 26 (69). – С. 71–82.

77. Вишневский, Д. А. Математическая модель пневматического отбойного молотка с обособленным стволом / Д. А. Вишневский, С. В. Корнеев,

Д. В. Мулов. – Текст : непосредственный // Фундаментальные основы механики. – 2022. – № 9. – С. 30–39.

78. Вишневский, Д. А. Обоснование динамических параметров виброзащиты пневматических отбойных молотков с обособленным стволом / Д. А. Вишневский, С. В. Корнеев, Д. В. Мулов. – Текст : непосредственный // Сборник научных трудов Донбасского государственного технического института. – Алчевск : ГОУ ВО ЛНР «ДонГТИ», 2022. – Выпуск 28 (71). – С. 136–146.

79. Вишневский, Д. А. Определение рациональных параметров виброзащиты пневматических отбойных молотков с кольцевыми канатными виброизоляторами / Д. А. Вишневский, С. В. Корнеев, Д. В. Мулов. – Текст : непосредственный // 65 лет ДонГТИ. Наука и практика. Актуальные вопросы и инновации» : сборник тезисов докладов юбилейной международной научно-технической конференции (13–14 октября 2022 года). – Алчевск : ГОУ ВО ЛНР «ДонГТИ», 2022. – Часть 2. – С. 40–42.

80. Вишневский, Д. А. Результаты моделирования динамических процессов в пневматическом отбойном молотке с обособленным стволом / Д. А. Вишневский, С. В. Корнеев, Д. В. Мулов. – Текст : непосредственный // 65 лет ДонГТИ. Наука и практика. Актуальные вопросы и инновации : сборник тезисов докладов юбилейной международной научно-технической конференции (13–14 октября 2022 года). – Алчевск : ГОУ ВО ЛНР «ДонГТИ», 2022. – Часть 2. – С. 43–45.

81. Вишневский, Д. А. Влияние жесткости объекта разрушения на вибрационные характеристики пневматических отбойных молотков / Д. А. Вишневский, С. В. Корнеев, Д. В. Мулов. – Текст : непосредственный // Транспортное, горное и строительное машиностроение : Наука и производство. – 2022. – №17-1. – С. 101–109.

82. Корнеев, С. В. Моделирование работы пневматических отбойных молотков для исследования вибраций / С. В. Корнеев, Д. А. Вишневский, Д. В. Мулов. – Текст : непосредственный // Транспортное, горное и строительное машиностроение : Наука и производство. – 2021. – № 13. – С. 7–12.

83. ГОСТ Р ИСО 10068-2015. Вибрация и удар. Данные о входном механическом импедансе системы «кость – рука» : дата введения 2016-12-01. – Москва : Стандартиформ, 2016. – 30 с. – (Национальный стандарт Российской Федерации). – Текст : непосредственный.

84. Мулов, Д. В. Экспериментальные исследования упруго-демпфирующих свойств кольцевых канатных виброизоляторов / Д. В. Мулов. – Текст : непосредственный // Наукові праці Донецького національного технічного університету. Серія гірничо-електромеханічна. – Донецьк : ДонНТУ. – 2008. – Випуск 16. – С. 198–203.

85. Рутковский, А. Ю. Динамические испытания кольцевых канатных виброизоляторов / А. Ю. Рутковский, Д. В. Мулов. – Текст : непосредственный // Сборник научных трудов Донбасского государственного технического института. – Алчевск : ГОУ ВО ЛНР «ДонГТУ», 2010. – Выпуск 30. – С. 78–86.

86. Мулов, Д. В. Оценка адекватности математической модели рабочего процесса ручной ударной машины с виброзащитной системой / Д. В. Мулов. – Текст : непосредственный // Metallургические процессы и оборудование. – 2014. – № 2. – С. 67–73.

87. Ведерников, Н. И. Расчет и разработка стержневых канатных виброизоляторов (на примере подвески сидений горных машин) : специальность 01.02.06 «Динамика, прочность машин, приборов и аппаратуры» : диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук / Ведерников Николай Иванович ; Коммунарский горно-металлургический институт. – Коммунарск, 1984. – 183 с. : ил. – Текст : непосредственный.

88. Вибрации в технике : справочник. В 6 томах / под редакцией К. В. Фролова ; редколлегия : В. Н. Чаломея (пред.). – Москва : Машиностроение, 1981. – Том 6 : Защита от вибрации и ударов. – 456 с. – Текст : непосредственный.

89. Ивович, В. А. Защита от вибрации в машиностроении / В. А. Ивович, В. Я. Онищенко. – Москва : Машиностроение, 1990. – 271 с. – Текст : непосредственный.

90. Патент 36012 Україна, МПК В25 D 17/00. Пневматичний молоток : №

200806164 : заявлено 12.05.08 : опубліковано 10.10.08 / Д. В. Мулов, О. Ю. Рутковський ; заявник і патентовласник Донбаський державний технічний університет. – 3 с. : іл. – Текст : безпосередній.

91. Ковалёв Е.Е. Радиационный риск на Земле и в космосе. – Москва : Атомиздат, 1976. – 256 с. – Текст : непосредственный.

92. Хенли, Э. Дж. Надежность технических систем и оценка риска / Э. Дж. Хенли, Х. Кумamoto ; перевод с английского В. С. Сыромятникова, Г. С. Деминой ; под редакцией В. С. Сыромятникова. – Москва : Машиностроение, 1984. – 528 с. – Текст : непосредственный.

93. Адлер, Ю. П. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий / Ю. П. Адлер, Е. В. Марков, Ю. В. Грановский. – Москва : Наука, 1976. – 280 с. – Текст : непосредственный.

94. Рекомендации по расчету экономической эффективности мероприятий по снижению локальной и общей вибрации. – Челябинск : Минчермет СССР, 1982. – 20 с. – Текст : непосредственный.

95. Афонина, О. А. Социально-экономическая оценка мероприятий по охране труда / О. А. Афонина, Н. Н. Колотилов, В. Н. Яров. – Текст : непосредственный // Проблемы охраны труда : тезисы докладов 5-й научной конференции. – Рубежное, 1986. – С. 42–43.

96. Методические рекомендации по оценке эффективности и их отбор для финансирования. – Москва : Информэлектро, 1994. – 80 с. – Текст : непосредственный.

97. Методика (Основные положения) определения экономической эффективности использования в народном хозяйстве новой техники, изобретений и рационализаторских предложений. – Москва : Экономика, 1977. – 45 с. – Текст : непосредственный.

98. Инструкция по определению экономической эффективности новой пожарной техники, пожарно-профилактических мероприятий, изобретений и рационализаторских предложений. – Москва : ВНИИПО МВД СССР, 1980. – 109 с. – Текст : непосредственный.

99. Dahlin, L. B. Vibration-induced hand problems: role of the peripheral nerves in the path physiology / L. B. Dahlin, G. Lundborg. – Text : immediate // Scand. J. Plast. Reconstr. Surg. Hand Surg. – 2001. – Vol. 35, Issue 3. – P. 225–232.

100. Laskar, M. S. Assessment of autonomic nervous activity in hand-arm vibration syndrome patients using time- and frequency-domain analyses of heart rate variation / M. S. Laskar, N. Harada. – Text : immediate // Int. Arch. Occup. Environ. Health. – 1999. – Vol. 72, Issue 7. – P. 462–468.

101. Patent US Stiff actuator active vibration isolation system / Schubert Dale W., Beard Andrew Michael, Shed Steven Frank, Earles Marion Richard, Von Flotow. – 1998. – № 5, 823,307. – Text : immediate.

102. Anderson, S. RRD – 36 – a new chipping hammer with unique design / S. Anderson. – Stockholm : Atlas Copco, 1976. – 16 p. – Text : immediate.

103. Ao, Hongrui Dry Friction Damping Characteristics of a Metallic Rubber Isolator under Two-dimensional Loading Process / Ao Hongrui, Hongyuan Jiang, A. M. Ulanov. – Text : immediate // Modelling and Simulation in Material Science and Engineering. – 2005. – № 13. – P. 609–620.

104. Ulanov, A. M. Description of an Arbitrary Multi-axial Load Process for Non-linear Vibration Isolators / A. M. Ulanov, G. V. Lazutkin. – Text : immediate // Journal of Sound and Vibration. – 1997. – № 203 (5). – P. 903–907.

105. Ao, Hongrui Estimation of the Fatigue Lifetime of Metal Rubber Isolator with Dry Friction Damping / Hongrui Ao, Hongyuan Jiang, Ulanov A. M. – Text : immediate // Key Engineering Materials. – 2006. – Vol. 326–328 (II). – P. 949–952.

106. Al-Khateeb, E. M. Design. Modelling and Experimental Investigation of Wire Mesh Vibration Dampers / E. M. Al-Khateeb ; Department of Mechanical Engineering, Texas A@M University, 2002. – 215 p. – Text : immediate.

107. VDI 3831: 2005. Dachverband der Ingenieure Protective measures against vibration effects on man. – In German. – Text : sofort.

108. Griffin, M. J. Minimum health and safety requirements for workers exposed to hand transmitted vibration and whole-body vibration in the European Union : a review / M. J. Griffin. – Text : immediate // Occupational and Environmental

Medicine. – 2004. – № 61. – P. 387–397.

109. Prevalence and pattern of occupational exposure to whole body vibration in Great Britain: findings from a national survey / K. T. Palmer, M. J. Griffin, H. Bednall. – Text : immediate // Occupational and Environmental Medicine. – 2000. – № 4. – P. 229–236.

Приложение А

Технические характеристики пневматических отбойных молотков

Приложение А.1 – Типоразмерный ряд пневматических отбойных молотков

Наименование параметров	Нормы для типоразмеров			
	1	2	3	4
Энергия единичного удара, Дж, не менее	29,5	36	42	55
Частота ударов, с ⁻¹ (предельное отклонение +10 %, -6 %)	25	22	18,5	14,5
Ударная мощность, Вт, не менее	810			
Удельный расход свободного воздуха, м ³ /мин/кВт, не более	1,5			
Масса молотка, кг, не более	7,8	8,5	9,0	10,0
Длина молотка, мм, не более	540	580	630	710

Приложение А.2 – Технические характеристики пневматических отбойных молотков отечественных производителей (давление сжатого воздуха $P=0,5$ МПа)

Завод-изготовитель	Наименование серии	Марка молотка	Типоразмер	Масса без инструмента, кг	Энергия удара, Дж	Частота ударов, 1/с, не менее	Ударная мощность, Вт, не менее	Удельный расход воздуха, м ³ /мин/кВт, не более	Коэффициент внутрисменного использования	Корректируемый уровень виброскорости, дБ	Корректируемый уровень звуковой мощности, дБА, не более
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
ОАО «ТЭМЗ им. В.В. Вахрушева»	МО	МО-1Б	1	8,0	31	27,5	850	1,5	0,45	115	105
		МО-2Б	2	8,5	39	22,5	875				
		МО-3Б	3	9,0	44	19,2	845				
		МО-4Б	4	9,6	55	17,0	935				
Томский завод Кузнецова	МОП	МОП-2	2	7,4	39	22,5	875	1,35	1,0	115	102
		МОП-3	3	7,8	44	20,5	905				
		МОП-4	4	8,5	55	17,0	945				
ООО ПК «СТИН»	-	ИП-4613МО	3	8,0	43	23,0	1050	1,5	0,25	-	110
		ИП-4613МО1У		8,7							
ООО «Завод строительного оборудования», г. Углич	М	МО-2М	2	8,0	43	22,0		1,5	0,45	115	105
		МО-3М	3	8,7	46	20,0			0,45	115	105
	МП	МОП-2	2	8,0	43	22,0	875	1,5	1,0	115	102
		МОП-3	3	9,0	48	19,9	905				
		МОП-4	4	9,5	56	17,0	945				
	МО							1,5	0,45	115	105
МО-2Б		2	8,5	39	22,5	875					

Продолжение приложения А.2

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
ООО «Завод строительного оборудования», г. Углич	МО	МО-3Б	3	9,0	44	19,2	845	1,5	0,45	115	105
		МО-4Б	4	9,5	45	17,0	935				
	МС	МО-2МС	2	6,6	39	22,5	880	1,50	0,32	115	107
		МО-3МС	3	6,8	44	20,5	845				
		МО-2МС	4	7,5	55	17,0	920				
ООО «Пром- техостнастка» (г. Череповец)	-	МС-2Б	2	8,0	42	22,5	890	1,56	1,0	112	-

Приложение А.3 – Технические характеристики пневматических отбойных молотков производства КНР

Завод- изготовитель	Наименование серии	Марка молотка	Типоразмер	Масса без инструмента, кг	Энергия удара, Дж	Частота ударов, 1/с, не менее	Ударная мощность, Вт, не менее	Удельный расход воздуха, м3/мин/кВт, не более	Коэффициент внутрисменного использования	Корректированн ый уровень виброскорости, дБ, не более	Корректированн ый уровень звуковой мощности, дБА, не более
Шанхайский завод механического инструмента	-	МО-2К, МО- 2КА, 2К, 2КА, ОМП 815 М	3	9,5	43	16	815	1,3	1,0	110	-
Молотки серий «М», «МО», «МОП» (см. характеристики в таблице 1.2), выпускаемые в Китае по заказам российских фирм											

Приложение А.4 – Технические характеристики пневматических отбойных молотков европейских и японских фирм

Завод-изготовитель	Наименование серии	Марка молотка	Типоразмер	Масса без инструмента, кг	Энергия удара, Дж	Частота ударов, 1/с, не менее	Ударная мощность, Вт, не менее	Расход воздуха, м ³ /мин, не более	Максимальное давление сжатого воздуха, МПа	Корректированное значение виброускорения, м/с ²	Корректированный уровень звуковой мощности, дБА, не более
Atlas Сорсо (Швеция)	ТЕХ	ТЕХ 09PS		10,1	24	30,0	720	1,1	0,7	16,1	104
		ТЕХ-10PS		10,2	30	22,5	675	1,0	0,7	22,4	103
		ТЕХ-12PS		10,6	33	26,7	880	1,3	0,7	15,4	105
	ТЕХ с виброзащитой	ТЕХ 09PE		10,1	24	30,0	720	1,1	0,7	4,2	105
		ТЕХ-12PE		10,6	33	26,7	880	1,3	0,7	4,0	105
ТОКУ (Япония)	-	ТСА-7		7,2	32	20,8	667	1,0	0,62	-	-
	-	ТВР-30		15,0	36	25,8	933	1,4	0,62	-	-

Приложение Б

Титульный лист Методики расчета виброзащиты пневматического отбойного молотка с частично обособленным стволом и кольцевыми канатными виброизоляторами», утвержденной в ГУП ЛНР «ЛНИПКИУГЛЕОБОГАЩЕНИЕ»

УТВЕРЖДАЮ:

Проректор по научной работе
ГОУ ВО ЛНР «Донбасский
государственный технический
институт», доц., канд. техн. наук



Е.С. Смекалин

2022 г.

УТВЕРЖДАЮ:

Директор ГУП ЛНР
«ЛНИПКИУГЛЕОБОГАЩЕНИЕ»



Ю.Н. Филиппенко

2022 г.

**Методика расчета виброзащиты
пневматического отбойного молотка с частично обособленным стволом
и кольцевыми канатными виброизоляторами**

Разработчики

От ГОУ ВО ЛНР «Донбасский
государственный технический
институт»

От ГУП ЛНР
«ЛНИПКИУГЛЕОБОГАЩЕНИЕ»

И. о. заведующего кафедрой
«Горная энергомеханика и
оборудование»
доц., канд. техн. наук

В.Ю. Доброногова

Исполнитель, магистр

Д.В. Мулов

Заместитель директора по
проектированию

О.А. Герасько

Приложение В**Документы о внедрении результатов диссертационной работы**

Приложение В.1 – Справка о внедрении результатов диссертационной работы, утвержденной руководством ГУП ЛНР «РТК «ВОСТОКУГОЛЬ»

**ГОСУДАРСТВЕННОЕ УНИТАРНОЕ ПРЕДПРИЯТИЕ
ЛУГАНСКОЙ НАРОДНОЙ РЕСПУБЛИКИ
«РЕСПУБЛИКАНСКАЯ ТОПЛИВНАЯ КОМПАНИЯ «ВОСТОКУГОЛЬ»
(ГУП ЛНР «РТК «ВОСТОКУГОЛЬ»)**

291001, Луганская Народная Республика, г. Луганск, Ленинский район, ул. Лермонтова, д. 1-В

Исх. № 586
от 14.12. 2022 г.

СПРАВКА

о внедрении результатов диссертационной работы Мулова Дмитрия Валерьевича **«Разработка и обоснование параметров виброзащиты пневматических отбойных молотков»**, представленной на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.02.13 – Машины, агрегаты и процессы (по отраслям).

Результаты диссертационной работы Мулова Д.В. «Разработка и обоснование параметров виброзащиты пневматических отбойных молотков», а именно: методика расчета виброзащиты пневматических отбойных молотков с частично обособленным стволом и кольцевыми канатными виброизоляторами, а также рекомендации по совершенствованию структуры серийных отбойных молотков типа МО, которые заключаются в частичном обособлении ствола и применении в системе виброзащиты модулей с кольцевыми канатными виброизоляторами приняты к использованию на производственных подразделениях Государственного унитарного предприятия Луганской Народной Республики «Республиканская топливная компания «ВОСТОКУГОЛЬ».

Технический директор
ГУП ЛНР «РТК «ВОСТОКУГОЛЬ»



В.И. Лесив

Приложение В.2 – Справка о внедрении результатов диссертационной работы в учебный процесс

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ ЛУГАНСКОЙ НАРОДНОЙ РЕСПУБЛИКИ
ГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
ЛУГАНСКОЙ НАРОДНОЙ РЕСПУБЛИКИ
«ДОНБАССКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ»
(ГОУ ВО ЛНР «ДонГТИ»)

пр. Ленина, 16, г. Алчевск, 94204, тел.(06442) 2-60-43, факс (06442) 2-68-87, E-mail: info@dstu.education

26.01.2023 № 94-07/58

На № _____ от _____

Диссертационный совет Д 001.007.01
при Государственном образовательном
учреждении высшего образования
Луганской Народной Республики
«Донбасский государственный
технический институт»

СПРАВКА

о внедрении результатов исследований диссертационной работы Мулова Дмитрия Валерьевича «Разработка и обоснование параметров виброзащиты пневматических отбойных молотков», представленной на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.02.13 – Машины, агрегаты и процессы (по отраслям) в учебный процесс кафедры «Горная энергомеханика и оборудование» ГОУ ВО ЛНР «ДонГТИ».

Материалы диссертации Мулова Д.В. «Разработка и обоснование параметров виброзащиты пневматических отбойных молотков», представленной на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.02.13 – Машины, агрегаты и процессы (по отраслям), использованы в двух опубликованных пособиях, допущенных Федеральным учебно-методическим объединением в системе высшего образования РФ для обучающихся по основным профессиональным образовательным программам высшего образования уровня специалитет направлений подготовки «Горное дело», «Горные машины и оборудование». Методика расчета виброзащиты пневматических отбойных молотков с частично обособленным стволом и кольцевыми канатными виброизоляторами, основой которой является компьютерное моделирование динамических процессов в пневматическом отбойном молотке, принятая к рассмотрению и утвержденная в ГОУ ВО ЛНР «ДонГТИ» и в ГУП ЛНР «ЛНИПКИУГЛЕОБОГАЩЕНИЕ», методика экспериментального определения упруго-демпфирующих свойств кольцевых канатных виброизоляторов, а также экспериментальный стенд для исследования вибрационных параметров пневматических отбойных молотков используются при проведении занятий по учебным дисциплинам «Горные машины и оборудование», «Основы научных исследований», «Научно-исследовательская работа студентов» для подготовки специалистов по специальности 21.05.04 «Горное дело» специализация «Горные машины и оборудование», а также при выполнении курсовых, научно-исследовательских и выпускных квалификационных работ по выше указанной специальности.

Первый проректор,
канд. экон. наук, доцент

Начальник учебного отдела,
канд. техн. наук, доцент

И. о. заведующего кафедрой
«Горная энергомеханика и оборудование»,
канд. техн. наук, доцент

2108



(Handwritten signatures)

А. В. Кунченко

О. С. Балашова

В. Ю. Доброногова