

На правах рукописи



**ИВАНОВ ЮРИЙ ВАСИЛЬЕВИЧ**

**НАУЧНОЕ ОБОСНОВАНИЕ И РЕАЛИЗАЦИЯ ТЕХНИЧЕСКИХ  
РЕШЕНИЙ ДЛЯ УЛУЧШЕНИЯ ВИБРОАКУСТИЧЕСКИХ  
ХАРАКТЕРИСТИК КУЗНЕЧНО-ПРЕССОВЫХ МАШИН И  
АГРЕГАТОВ**

Специальность 05.02.09 – «Технологии и машины обработки давлением»

**АВТОРЕФЕРАТ**

диссертации на соискание ученой степени  
доктора технических наук

Санкт-Петербург - 2018

Работа выполнена в ФГБОУ ВО «Ижевский государственный технический университет имени М.Т. Калашникова»

Научный консультант - **Дементьев Вячеслав Борисович**, доктор технических наук, старший научный сотрудник, директор Института механики Уральского отделения РАН.

Официальные оппоненты:

**Кошелев Олег Сергеевич**, доктор технических наук, профессор, кафедра «Машиностроительные технологические комплексы» ФГБОУ ВО «Нижегородский государственный технический университет имени Р.Е. Алексеева», профессор.

**Складчиков Евгений Николаевич**, доктор технических наук, профессор, кафедра «Технологии обработки давлением» МТ6 ФГБОУ ВО «Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана», профессор.

**Шобаков Владимир Георгиевич**, доктор технических наук, профессор, зав. кафедрой «Машиностроение» Набережночелнинского института ФГАОУ ВО «Казанский (Приволжский) федеральный университет».

Ведущая организация – ФГБОУ ВО «Магнитогорский государственный технический университет имени Г.И. Носова»

Защита состоится 23 января 2018 года в 14-00 часов на заседании диссертационного совета Д 212.229.30 при ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого» по адресу 195251, Санкт-Петербург, Политехническая, 29, лабораторно-аудиторный корпус, аудитория кафедры «ТКМ и М». Отзыв на автореферат в двух экземплярах (заверенных печатью) просим направлять по указанному адресу.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ФГАОУ ВО СПбПУ Петра Великого и на сайте [www.spbstu.ru](http://www.spbstu.ru). Телефон для справок 8(812) 552-95-30.

Автореферат разослан «\_\_» \_\_ 2017 г.

Ученый секретарь  
диссертационного совета,  
доктор технических наук,  
профессор



Петкова А.П.

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

**Актуальность проблемы.** Для современной экономики характерен высокий удельный вес металлургического производства, которое является основой машиностроения и исходным звеном в создании различных машин и механизмов. Кузнечное производство составляет основу заготовительной базы машиностроения, определяя изготовление большей части поковок и штамповок, производимых в стране. В тоже время оно является одним из травмоопасных среди основных отраслей промышленности. Основные причины этого – наличие ряда неблагоприятных факторов среды, особенно шумов и вибраций, которые генерируют многочисленные кузнечно-прессовые машины и агрегаты. Существующие уровни вышеуказанных факторов значительно превышают допустимые нормы и являются показателями технологической безопасности оборудования. Источниками их является существующее оборудование кузнечных цехов, такое как кузнечные молоты и прессы, а также ряд вспомогательных агрегатов.

Вибрации и шумы, сопутствующие эксплуатации данных машин, неизбежно приводят к снижению производительности труда, к повышенной травмоопасности и к дефициту кадров. Вредное воздействие вибраций на машины и механизмы выражается в понижении коэффициента полезного действия, преждевременном износе деталей, а также в негативном влиянии на соседнее оборудование, здания и сооружения. Поскольку энергия колебательных процессов возрастает пропорционально квадрату амплитуды колебаний, то вред от вибраций возрастает с увеличением мощности машин и механизмов. Вредное воздействие шумов определяется наличием различных профессиональных заболеваний. Шум является причиной падения работоспособности, ослабления памяти и внимания. Промышленный шум не только отрицательно воздействует на работников шумного цеха, но в последнее время все более активно влияет на общеэкологическую проблему шумового загрязнения среды прилегающих селитебных территорий.

Актуальность проблемы снижения шумов и вибраций в наши дни определяется двумя тенденциями: стремительно растущей энерговооруженностью машин и механизмов самых различных классов и постепенным ужесточением ограничений на генерируемые ими шумы и вибрации. Эти обстоятельства выдвигают задачу снижения шумов и вибраций в последние десятилетия в число важнейших естественно-научных и технических проблем, имеющих общеэкологическую значимость

В работе решается проблема управления виброакустическими потоками энергии в среде кузнечно-прессовых машин и агрегатов, основными представителями которых являются молоты, прессы и вспомогательные механизмы.

**Объект исследования:** кузнечно-штамповочные машины ударного и квазистатического действия, сопутствующие пневмоагрегаты и пневмомеханизмы.

**Предмет исследования:** улучшение виброакустических характеристик кузнечно-прессовых машин (КПМ) и агрегатов за счет управления генерируемыми виброакустическими потоками.

**Цель работы:** научное обоснование и реализация новых научно-технических решений для улучшения виброакустических характеристик кузнечно-прессовых машин и агрегатов, а именно кузнечных молотов и прессового оборудования, пневмоагрегатов и пневмомеханизмов, имеющих существенное значение для экономики страны в целом и безопасности человека в частности.

**Задачи исследования.**

1. Поиск направлений повышения технического уровня и технологической безопасности кузнечно-прессовых машин и агрегатов на основе современных тенденций управления виброакустическими потоками в развитии техники.

2. Систематизация существующих технических решений по улучшению виброакустических характеристик кузнечно-прессовых машин и агрегатов, выявление недостатков и определение перспективных направлений исследования.

3. Развитие теоретических положений по расчетам управления виброакустическими потоками в кузнечно-прессовых машинах и агрегатах с целью повышения точности расчета и снижения их действующих уровней.

4. Разработка новых технических решений устройств улучшения виброакустических характеристик кузнечно-прессовых машин и агрегатов на базе систематизированных способов и современной теории конструирования.

5. Экспериментальное исследование технических устройств по улучшению виброакустических характеристик кузнечно-прессовых машин и механизмов.

6. Апробация результатов и внедрение новых устройств в конструкции кузнечно-прессовых машин и агрегатов.

**Методы исследования.** Использован комплексный метод, включающий анализ состояния вопроса, теоретические исследования с привлечением теории виброзащиты и газовой динамики при использовании аналитических и численных методов, средств символьной математики и графической визуализации решений пакетами программ Mathcad, Matlab, COSMOSWorks, COSMOSFloWorks, исследований в лабораторных и производственных условиях.

**Основные научные положения, выносимые на защиту.**

1. Системный анализ отечественных и зарубежных методов и средств управления виброакустическими потоками в кузнечно-штамповочных машинах, пневмоагрегатах и пневмомеханизмах, на основе которого создана

классификация типов существующих технических решений улучшения виброакустических характеристик кузнечно-прессовых машин, а также путей повышения их эффективности и качества на основе практики известных исследований и проведенных автором натурных испытаний.

2. Математические модели систем управления акустическими потоками в кузнечно-прессовых машинах и пневмомеханизмах, отражающие трансформацию скорости газовых потоков при распространении их по элементам акустических трактов пневмоагрегатов и снижающие их интенсивность; математические модели систем управления вибрационными потоками в кузнечно-прессовых машинах ударного и квазистатического действия, отражающие уменьшение интенсивности вибрационных потоков в основании машин и улучшающие виброакустические характеристики КПМ.

3. Методики расчета: а) конструкций глушителей акустических потоков в пневмоагрегатах; б) конструкций газовых сопел в пневмомеханизмах кузнечно-прессовых машин; в) конструкций изоляции вибрационных потоков в установках кузнечно-штамповочных машин ударного и квазистатического действия.

4. Результаты исследовательских и опытно-конструкторских работ по разработке научно-технических решений для улучшения виброакустических характеристик кузнечно-прессовых машин и агрегатов. Полученные результаты экспериментальных исследований виброакустических потоков в кузнечно-прессовых машинах. Испытания научно-технических решений проведены в различных климатических условиях предприятий России и ближнего зарубежья. Разработаны и апробированы технические требования к устройствам снижения интенсивности виброакустических потоков в кузнечно-прессовых машинах и агрегатах, подготовленные на основе проведенных исследований.

5. Созданные и защищенные авторскими свидетельствами и патентами новые устройства снижения виброакустических потоков КШМ и пневмомеханизмов, позволяющие существенно поднять технический уровень существующих кузнечно-прессовых машин и их конкурентоспособность на мировом рынке.

**Обоснованность** научных положений, результатов и выводов, содержащихся в работе, обеспечивается правомерностью принятых допущений, корректным применением математического аппарата теории колебаний, газовой динамики в сочетании с мощными средствами преобразований и графики систем компьютерной математики.

**Достоверность** научных положений, результатов и выводов, содержащихся в работе, обеспечивается сравнением теоретических и экспериментальных значений виброакустических потоков. Разработанные теоретические положения и новые технические решения прошли апробацию многократными экспериментами и внедрением на многочисленных предприятиях заказчиков, обеспечением длительной, долговечной работы предложенных устройств в производственных условиях со сроком испытания более 15 лет. Совокупная

погрешность сравнения результатов измерений уровней виброакустических потоков в КПП по разработанным техническим решениям с предлагаемыми методиками расчетов составляет 3 – 15%.

**Научная новизна результатов.**

1. Установлено, что трансформация потоков энергии в КПП отражает зависимость повышения уровня накопленной полезной энергии машин для деформации поковок с величинами локализованных и изолированных акустических и вибрационных потоков.
2. Показано, что остаточное максимальное давление в камерах глушителя акустических потоков определяется взаимосвязями параметров выпускных каналов в виде связанных параллельных, плоских щелей, реализующих уменьшение интенсивности акустических потоков в 10 раз на выпуске из глушителя.
3. Установлено, что остаточное максимальное давление в камере газового сопла пневмомеханизма определяется взаимосвязями параметров выпускных каналов в виде связанных параллельных, сквозных отверстий, реализующих уменьшение уровня акустического потока в 14 раз на выпуске из сопла.
4. Определены взаимосвязи конструктивных параметров виброизолирующих установок КПП со значениями вибропараметров упругого основания машины, с величиной нагруженности амортизаторов и вибрациями фундамента, реализующие уменьшение вибраций в 6 раз.
5. Представлена оригинальная методика расчета камерных щелевых глушителей акустического потока КПП, основанная на установлении взаимосвязи остаточного давления в камерах глушителя с параметрами выпускных каналов и обосновывающая уровень снижения интенсивности акустических потоков от этих параметров.
6. Представлена оригинальная методика расчета газовых сопел в КПП, основанная на установлении взаимосвязи остаточного давления в камере сопла с параметрами выпускных каналов и обосновывающая уровень снижения интенсивности акустических потоков от этих параметров.
7. Представлены оригинальные методики расчета виброизолирующих установок КПП, основанные на установлении взаимосвязи вибропараметров упругого основания машины с нормативными значениями виброактивности, величиной нагруженности амортизаторов и обосновывающие уровень снижения вибрационных потоков от этих параметров.

**Значение результатов для теории** состоит в том, что созданы теоретические предпосылки в разработке инновационных технологий создания камерных щелевых глушителей шума, газовых сопел пневмомеханизмов и виброизолирующих установок машин ударного и квазистатического действия. Разработанные в работе расчетные модели глушителей шума, газовых сопел, и

виброизолирующих установок машин способствуют развитию теории моделирования и проектирования объектов данного класса.

### **Практическая полезность.**

1. Разработанные в диссертационной работе новые положения теории проектирования устройств снижения виброакустических потоков в кузнечно-штамповочных машинах и агрегатах позволяют повысить эффективность проведения НИР и ОКР при создании новых образцов и модернизации, известных в КБ отрасли, повысить качественные результаты разработок.

2. Полученные автором решения задач теории расчета и моделирования устройств снижения виброакустических потоков кузнечно-прессовых машин позволяют существенно сократить объем экспериментальных исследований или полностью их исключить, что дает возможность значительно снизить затраты материальных ресурсов, денежных средств и времени на отработку изделий. Кроме этого, отдельные теоретические результаты являются определенным вкладом в общую теорию таких наук, как акустическая динамика машин, техническая акустика.

3. Разработанные и запатентованные конструктивные решения устройств снижения виброакустических потоков кузнечно-штамповочных машин позволяют поднять интегральные качественные показатели этого оборудования, повысить их конкурентоспособность на мировом рынке. Идеи некоторых оригинальных устройств могут быть использованы при проектировании новых технических систем машиностроения.

4. Результаты экспериментальных исследований различных устройств снижения виброакустических потоков кузнечно-прессовых машин и агрегатов, явлений и процессов, приведенных в работе, представляют практический интерес при проектировании новых и модернизации известных устройств и механизмов снижения шумов и вибраций в машиностроении, позволяют уточнить представление о протекающих процессах, сопутствующих процессам неустановившихся вибраций и импульсных шумов.

### **Реализация результатов.**

В результате работы созданы и реализованы конструкции гаммы глушителей шума, которые успешно используются на более 70 предприятиях России и ближнего зарубежья, в том числе на ИЖМАШе, ИЖАВТО, КАМАЗе, ГАЗе, УАЗе, ЗИЛе и др. Разработаны и реализованы виброизолирующие установки кузнечно-штамповочных машин на более 20 промышленных предприятиях. Предложенные устройства находят применение в смежных отраслях промышленности.

### **Апробация работы.**

Основные положения диссертации докладывались и обсуждались на следующих научно-технических конференциях: Всесоюзная конференция «Повышение безопасности оборудования и технологических процессов на основе применения средств автоматической защиты и промышленных роботов», Казань, 1981; всесоюзная конференция «Совершенствование

кузнечно-штамповочного оборудования ударного действия и создание робототехнических комплексов горячей штамповки», Ижевск, 1982; всероссийская конференция «Проблемы и перспективы автомобилестроения в России», Ижевск, 2006; международная конференция «Перспективные инновации в науке, образовании, производстве и транспорте», Одесса, 2007; всероссийская конференция «Наука. Образование. Производство в решении экологических проблем. Экология – 2007», Уфа, 2007; всероссийский конгресс «Кузнец – 2008», Рязань, 2008; II международная конференция «Металлургия – ИНТЕХЭКО – 2009», Москва, 2009; XIII международный салон изобретений и инновационных технологий «Архимед – 2010», Москва, 2010(серебряная медаль), III всероссийская конференция «Защита населения от повышенного шумового воздействия», Санк.-Петербург, 2011, IV международная конференция «Металлургия – ИНТЕХЭКО – 2011», Москва, 2011, XV международный салон изобретений и инновационных технологий «Архимед – 2012», Москва, 2012(серебряная медаль), XX международный салон изобретений и инновационных технологий «Архимед – 2017», Москва, 2017(золотая медаль), международная научно-практическая конференция по проблемам экологии и безопасности «ДАЛЬНЕВОСТОЧНАЯ ВЕСНА – 2017».

В полном объеме диссертационная работа докладывалась и была одобрена на расширенном научном семинаре кафедры «Машины и технология обработки металлов давлением» с привлечением ведущих специалистов кафедр «Автомобили и металлообрабатывающее оборудование», «Аппаратостроение» Ижевского государственного технического университета.

**Публикации.** Основное содержание диссертации опубликовано в 65 печатных работах. Из них 28 статей в перечне журналов рекомендуемых ВАК России, 3 работы – в изданиях, индексируемых в международной базе данных Scopus, 1 работа – в изданиях индексируемых в международной базе данных Web of Science, 2 - монографии, 11 авторских свидетельств и 5 патентов.

**Личный вклад автора.** Постановка научной проблемы, способы решения, основные научные результаты полностью принадлежат автору. Предложен новый подход к управлению виброакустическими потоками КПМ. Реализация оригинальных теоретических результатов и экспериментальных исследований на производственных предприятиях.

**Структура и объем диссертации.** Диссертация состоит из введения, шести глав, выводов, заключения, списка использованных литературных источников из 279 наименований. Работа включает в себя 294 страницы текста, в том числе 133 рисунка, 11 таблиц и приложения.

## **ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ**

**Во введении** обоснована актуальность проблемы управления виброакустическими потоками в кузнечно-прессовом машиностроении, сформулированы цель и задачи работы, научная новизна и практическая значимость полученных результатов, представлена структура диссертации и основные научные положения, выносимые на защиту.



**В первой главе** рассмотрено состояние и перспективы разработки конструкций по улучшению виброакустических характеристик кузнечно-прессовых машин и агрегатов. Выполнен анализ технических решений по снижению виброакустических потоков в КПМ отечественного и зарубежного производства, обзор направлений защиты от виброакустических потоков генерируемых кузнечно-прессовыми машинами и агрегатами. Выделены основные источники виброакустических потоков в среде кузнечно-прессового оборудования, приведена классификация методов и средств снижения виброакустических потоков в кузнечно-прессовых цехах, выполнен анализ тенденций и перспектив их развития, что позволило сформулировать цель и задачи диссертационной работы.

От состояния КПМ, как заготовительного оборудования, зависит уровень, качество, эксплуатационные характеристики всех объектов техники и машиностроения, включая ответственные – авиационные, оборонные, ракетно-космические, энергетические, транспортные и др. Доля КПМ в парке металлообрабатывающего оборудования России составляет 19%, в США – 24%, в Германии – 21%, в Италии – 30%.

Важный вклад, в разработку вопросов борьбы с акустическими воздействиями различных направлений, внесли отечественные ученые С.П. Алексеев, А.И. Белов, Ф.Е. Григорьян, В.И. Заборов, Б.М. Злобинский, Н.И. Иванов, И.И. Ключкин, П.Н. Кравчун, Л.Ф. Лагунов, А.Г. Мунин, Г.Л. Осипов, Г.А. Хорошев, Е.Я. Юдин, а также ряд зарубежных ученых: М.Е. Голдстейн, Гю Лэмб, М. Лайтхил, Ф. Мехель, Е.А. Мюллер, У. Скучик, М. Хекл, Р. Хиклинг.

Наиболее представительными и неблагоприятными по виброакустическим показателям являются многочисленные кузнечно-прессовые машины и связанные с ними агрегаты и механизмы. Существующий уровень превышения нормативных показателей от суммы виброакустических характеристик КПМ, определяющих их травмоопасность составляет 33 – 73 дБ.

При работе КПМ возникают импульсные механические и аэродинамические акустические воздействия. Источниками механических акустических воздействий являются встречные взаимодействия поверхностей базовых деталей кузнечно-прессовых машин и агрегатов. Источники аэродинамических акустических воздействий КПМ – многочисленные импульсные системы пневмоприводов. Аэродинамические акустические воздействия в КПМ возникают при импульсном выпуске в атмосферу энергоносителя в процессе включения муфты или тормоза системой управления оборудованием, а также при технологическом сдуве готовых изделий или окаины с заготовок, смазки штампов, при работе приводов средств механизации и автоматизации.

Для снижения аэродинамических акустических воздействий КПМ используются многочисленные разнообразные конструкции глушителей. Достаточно высокая акустическая эффективность металлокерамических глушителей сочетается с рядом недостатков, среди которых малая прочность и

низкие эксплуатационные качества, что связано с относительно быстрым засорением пористых каналов металлокерамического элемента, вследствие наличия в энергоносителе конденсата, аэрозолей масла, продуктов коррозии. При этом увеличивается гидравлическое сопротивление и возрастает противодействие в акустическом тракте глушителя, что способствует отказам в работе пневмоклапанов или разрушению металлокерамического элемента глушителя.

Опыт эксплуатации пневмоагрегатов систем управления КПП на ведущих заводах ГАЗ, ЗИЛ, КАМАЗ, ИЖМАШ, ИЖСТАЛЬ, УАЗ показал, что: глушители с металлокерамическим акустическим элементом не эффективны при эксплуатации из – за быстрого (2-3 месяца) закупоривания, вызывая разрушение акустического элемента, что требует частой замены глушителя. Аналогично низкие эксплуатационные качества у сходных конструкций глушителей фирм ROSS(США), DORTMUT, HERION(Германия). Замена металлокерамики на сетку не оправдала себя и это не изменило величину малого ресурса эффективной работы глушителя.

Существующие конструкции реактивных глушителей шума КПП, в том числе многочисленные глушители шума двигателей внутреннего сгорания имеют высокое гидравлическое сопротивление при больших расходах до 2000 л/с, что способствует возрастанию противодействия в камере заглушения и негативно сказывается на работе пневмоаппаратуры.

Защита от вибрационных воздействий на производстве представляет собой комплексную проблему, решение которой для большинства КПП в настоящее время реализуется по направлению снижения виброактивности источника и регулирования виброактивности КШМ.

Исследования методов виброизоляции КШМ проводились со середины 60-х годов как в нашей стране, так и за рубежом. В разработке теоретических основ и практических исследований по виброизоляции оборудования ударного действия принимали участие Е.А. Азрилянт, Д.Д. Баркан, О.Г. Власов, Ф.М. Гитман, Г.Я. Зайденберг, В.А. Ильичев, М.С. Коган, В.П. Кошелев, О.И. Курдюмов, А.Ф. Нистратов, Р.И. Рей, Е.И. Ривин, О.А. Савинов, А.И. Храмой, В.Ф. Щеглов, А.А. Chamouard, К. Gunter, Н.В. Koch, R. Jaraus, D.B. O'Neill и др.

Широкое распространение получил метод фундаментной виброизоляции молотов путем установки их на промежуточный инерционный блок, который размещен на виброизоляторах, включающих блоки винтовых пружин и пакеты резиновых амортизаторов. Разработку таких конструкций вели институты – ЭНИКМАШ, ВНИИМЕТМАШ, ЦНИИСК им. В.Кучеренко, ЦНИИПромзданий, Фундаментпроект и др. Эксплуатация данных установок свидетельствует о том, что при их использовании возможно снижение величины вибраций. Однако они имеют недостаточную стойкость амортизаторов и стоимость этих устройств в 2,5 – 9 раз превышает стоимость обычного фундамента.

Наибольшее распространение в России и за рубежом получил метод подшаботной виброизоляции молотов, когда амортизаторы устанавливаются непосредственно под шабот молота в подвесном и опорном вариантах. В качестве амортизаторов используются: различные комбинированные резино-пружинные, пружинно-гидравлические, гофрированные металлические листы и многолистовые рессоры. Использование пружинно-гидравлических амортизаторов достаточно дорого, трудоемко, т.к. амортизаторы заполняют все подшаботное пространство и не нашло широкого применения. При использовании резино-пружинных амортизаторов присутствует статическая осадка резиновых и пружинных элементов, что увеличивает жесткость амортизаторов, уменьшая эффект виброизоляции, а также имеет место недостаток площади шабота для размещения необходимого числа амортизаторов. Гофрированные листы не обеспечивают необходимой частотной настройки виброизолирующей системы и пригодны лишь для замены дубовой подушки в прямке фундамента. Рессорные амортизаторы также находят применение при виброизоляции кузнечных машин, однако в ряде случаев наблюдаются частые поломки рессор.

В настоящее время отсутствуют системные научные исследования виброизолирующих установок ковочных молотов из-за крайней ограниченной работоспособности существующих установок, а также системные научные исследования по виброизоляции КШМ квазистатического действия. Известны отдельные случаи использования пружинно-гидравлических амортизаторов, однако из-за их высокой стоимости распространения эти конструкции не получили. Накоплен достаточный опыт установки КШМ квазистатического действия на виброизолирующие опоры ОВ – 30, ОВ – 31 без специального основания. Данные виброопоры не обеспечивают виброизоляцию машины с частотами 6 – 8 Гц. Наблюдаются резонансные явления с элементами конструкции зданий, что не позволяет размещать данные машины на межэтажных перекрытиях без использования фундамента.

Резюмируя, следует отметить, что до настоящего времени нет достаточно эффективно работающих, научно обоснованных системных методов управления виброакустическими потоками в КШМ и агрегатах. В связи с этим, их разработка весьма необходимая и актуальная задача, решение которой является основой диссертации автора.

В работах по расчету подшаботной виброизоляции. используется одномассовая расчетная схема. Расчет по одномассовой схеме значительно занижает значения, не отвечает характеру колебаний фундамента, не учитывает высокочастотную составляющую колебаний фундамента. При этом не учитываются требования санитарных норм в качестве целевого критерия, а кроме того, не принимается во внимание величина допускаемых напряжений, действующих на амортизаторы, что предопределяет их перегрузку, приводит к преждевременному разрушению амортизаторов.

Существующие методы расчета глушителей и их математическое моделирование, как правило, проводится в рамках линейной теории акустики.

Данная методика расчета не позволяет оценить параметры гидравлического сопротивления акустического элемента, а также определить трансформацию потока газа при истечении по акустическому тракту глушителя по времени, что не позволяет управлять свойствами потока газа и соответственно регулировать аэродинамический шум.

Таким образом, существующие методы расчета систем защиты от виброакустических воздействий КПП не обеспечивают конструкциям необходимых условий эксплуатации. Для уточнения расчетов необходимо исследовать взаимодействие акустических потоков с преградами и вибрационные потоки, изменяющие взаимодействие связанных масс базовых деталей и поглощение вибрационной энергии машины.

**Во второй главе** выполнено математическое моделирование и разработка систем управления вибрационными потоками установок кузнечно-прессовых машин ударного и квазистатического действия. Показано, что при использовании систем амортизаторов в основании КШМ удастся снизить виброактивность всей гаммы штамповочных, ковочных и пневматических ковочных молотов, а также прессового оборудования до допустимых значений.

Среди известных типов динамических моделей для решения задач виброзащиты КПП во временной области следует выбрать вариант модели с сосредоточенными параметрами. В этом случае машина представляется как соединение дискретных структурных элементов с учетом упругих и диссипативных сил.

Штамповочные молоты распространены в среде кузнечных машин.. Модельный ряд штамповочных молотов представляет большое разнообразие конструкций, определяемых изменением массы падающих частей от 1т до 25т. Скорость движения бабы достигает 6-9 м/с, что определяет высокие параметры виброактивности фундамента.

С учетом качественного анализа предлагается виброизолирующую установку штамповочного молота с монолитным шаботом представить в виде многомассовой расчетной схемы. Смещение каждого из тел от положения равновесия будут полностью определяться системой уравнений движения в любой момент времени. В качестве амортизаторов шабота будем использовать многолистовые рессоры.

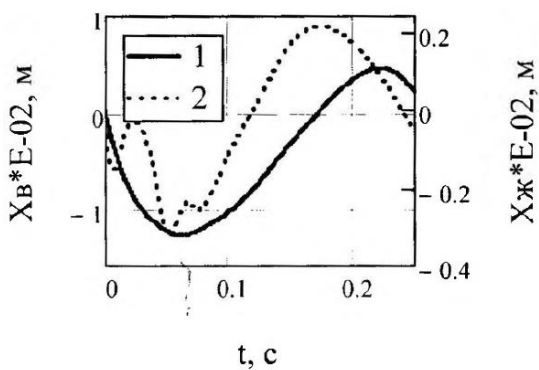
Для оценки влияния жесткости поковки и подшаботной прокладки на вибропараметры шабота и фундамента, колебательную систему представим в виде трех масс: падающие части – шабот – фундамент. Параметрический анализ проводился для 5т штамповочного молота. После отскока бабы молота от шабота 3-х массовая система распадется. Шабот с фундаментом на упругих прокладках будут совершать колебания как 2 – х массовая система с начальными параметрами в момент времени  $t_1$ . Перемещения составляющих систему масс бабы, шабота, фундамента от положения равновесия будут определять кинематику деталей.

С учетом принятых допущений, исходную систему уравнений возможно представить в виде 3-х массовой схемы.

$$\begin{cases} m_6 \frac{d^2 X_6}{dt^2} = -K_n \cdot (X_6 - X_{ш}); \\ m_{ш} \frac{d^2 X_{ш}}{dt^2} = K_n \cdot (X_6 - X_{ш}) - K_{ш} \cdot (X_{ш} - X_{ф}) - C_{ш} \cdot \left( \frac{dX_{ш}}{dt} - \frac{dX_{ф}}{dt} \right); \\ m_{ф} \frac{d^2 X_{ф}}{dt^2} = K_{ш} \cdot (X_{ш} - X_{ф}) + C_{ш} \cdot \left( \frac{dX_{ш}}{dt} - \frac{dX_{ф}}{dt} \right) - K_{ф} X_{ф} - C_{ф} \frac{dX_{ф}}{dt} \end{cases} \quad (1)$$

где  $m_6$ ,  $m_{ш}$ ,  $m_{ф}$  – массы бабы, шабота молота и фундамента;  $K_n$ ,  $K_{ш}$ ,  $K_{ф}$  – жесткость поковки, жесткость прокладки под шаботом, жесткость фундамента;  $C_{ш}$ ,  $C_{ф}$  – коэффициенты внутреннего трения шабота, фундамента;  $X_6$ ,  $X_{ш}$ ,  $X_{ф}$  – перемещения бабы, шабота, фундамента.

Системы дифференциальных уравнений решались численным методом Рунге-Кутты в среде Mathcad. Виброперемещение шабота молота с уменьшением жесткости подшаботной прокладки увеличивается и при существующих амортизаторах составит  $(1 - 1,5) \cdot 10^{-2}$  м (рисунок 1)



**Рисунок 1** - Зависимость виброперемещения шабота молота от жесткости подшаботной прокладки по времени: 1 – виброизолированный; 2 – жестко установленный

При переводе молота на упругое основание уменьшается собственная частота колебаний базовых деталей молота, соответственно изменяется виброскорость шабота молота.

При «жестких» ударах машины начальная скорость шабота практически не зависит от жесткости основания. Максимальная виброскорость фундамента в большей степени зависит от жесткости подшаботной прокладки, а жесткость поковки оказывает влияние на нее только при «жестких» ударах.

Начальная скорость фундамента при «жестких» ударах, практически, равна нулю, что связано с коротким временем удара, за которое фундамент не успевает приобрести начальную скорость от кратковременной импульсной нагрузки.

Расчеты показали, что раскрытие стыков между шаботом и стойками станины зависит от жесткости амортизаторов связи, если только усилие предварительного поджатия этих амортизаторов менее значения  $P_{пр} = 800$  кН. При большей величине усилия предварительного сжатия амортизаторов связи их жесткость уже практически не оказывает влияния на раскрытие стыков. Величина раскрытия стыков, при этом, составит менее 1 мм.

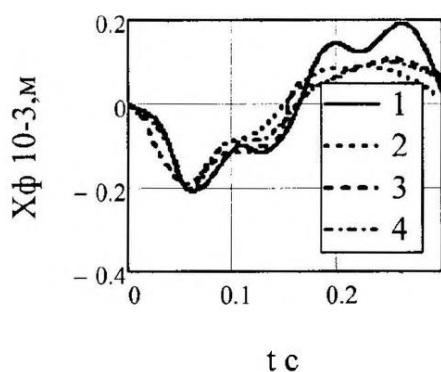
Решение задачи для 3-х массовой системы рассматривалось до момента времени пока раскрытие стыка стоек станины 5т молота становилось не менее 1 мм. С этого момента времени задача решается для 2-х массовой системы шабот – фундамент.

Тогда уравнения движения для анализа системы станина молота – шабот – фундамент представим в виде

$$\begin{cases} m_{cr} \cdot \frac{d^2 X_{cr}}{dt^2} = G_{cr} + K_{np} \cdot (X_{ш} - X_{cr}) + P_{np}; \\ m_{ш} \cdot \frac{d^2 X_{ш}}{dt^2} = K_{np} \cdot (X_{ш} - X_{cr}) + P_{np} - K_{ш} \cdot (X_{ш} - X_{ф}) - C_{ш} \cdot \left( \frac{dX_{ш}}{dt} - \frac{dX_{ф}}{dt} \right); \\ m_{ф} \cdot \frac{d^2 X_{ф}}{dt^2} = K_{ш} \cdot (X_{ш} - X_{ф}) + C_{ш} \cdot \left( \frac{dX_{ш}}{dt} - \frac{dX_{ф}}{dt} \right) - K_{ф} \cdot X_{ф} - C_{ф} \cdot \frac{dX_{ф}}{dt} \end{cases} \quad (2)$$

Результаты расчетов представлены графически (рисунок 2).

Из расчетов следует, что раскрытие стыков между стойками и шаботом молота практически не оказывает влияния как на максимальное перемещение шабота и фундамента, так и на динамику системы в целом из-за того, что масса стоек меньше массы шабота в 3-4 раза и они не могут оказать существенного влияния на движение шабота.

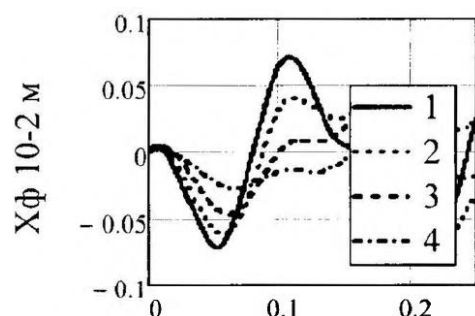


**Рисунок 2** - Перемещение фундамента молота по времени: 2-масс. система — 1 — без демпфирования; 2,3 — с демпфированием; 4 — 3-масс. система с демпфированием

Особенно близки результаты расчетов графики (3, 4), для 3-х и 2-х массовой системы шабот со стойками – фундамент расхождение значений перемещений шабота и фундамента составляет 8 %.

Для согласования теоретических и экспериментальных результатов, проведены сравнения для 5т штамповочного молота. Как следует из этих результатов сравнения, максимумы виброперемещения фундамента, отличаются от экспериментальных, при величине  $D_{ф}=0,16$ , не более чем на 6% от средних величин этих параметров и зависят от парциальных частот колебаний шабота и фундамента. При величине демпфирования амортизаторов более 0,5 не наблюдается изменения виброхарактеристик шабота и фундамента. Таким образом, следует ограничить демпфирование амортизаторов величиной до 0,5.

Максимальные перемещения фундамента увеличиваются значительно от 0,0002 до 0,0015 м при увеличении жесткости подшаботной прокладки и жесткости грунта (рисунок 3).



**Рисунок 3** - Зависимость перемещения фундамента по времени от жесткости подшаботной прокладки:  $X_{ф}$  — 1,2,3,4; при  $K_{ш} = (160, 120, 80, 40) \cdot 10^3$  кН/м соответственно

На основании проведенных исследований выявлено, что для инженерного определения характеристик виброактивности молота

исходная многомассовая колебательная система может быть заменена двухмассовой системой шабот – фундамент без учета демпфирования в упругих элементах. Расхождение теоретических значений виброхарактеристик системы шабот – фундамент с экспериментальными данными в этом случае составляет не более 10-12 %. Для снижения уровня виброскорости фундамента необходимо уменьшить жесткость подшаботной прокладки в 50 – 80 раз, заменив применяемую на практике, древесную подушку на вибропрокладку со специальными амортизаторами.

Ковочные молоты составляют свою многочисленную группу оборудования. Модельный ряд ковочных молотов определяется массой падающих частей машины от 50 кг до 5-8 т. Скорость движения бабы молота достигает 6 - 9 м/с. Соотношение массы бабы молота к массе шабота составляет 1: 15, что при данных скоростях движения бабы предопределяет высокую виброактивность фундамента молота.

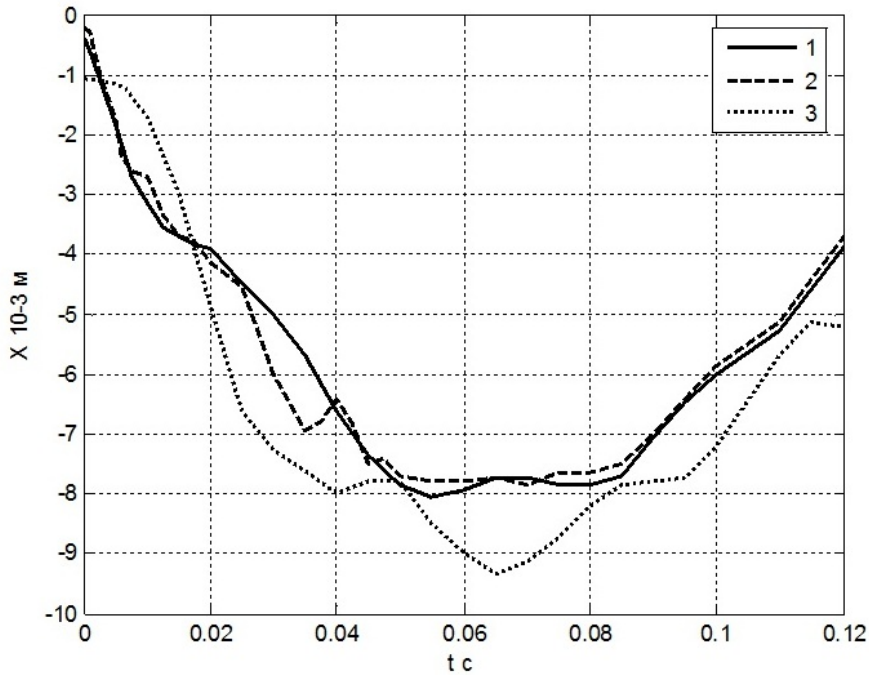
Для обеспечения работоспособности машины, по предложению автора следует конструктивно связать стойки и шабот молота, используя дополнительную раму. Для сопряжения отдельных частей конструкции используются амортизаторы связи. Ковочный молот размещается на опорной раме, установленной на амортизаторах в прямке фундамента. Основные детали конструкции связаны между собой посредством шпилек с амортизаторами связи.

Расчетную схему модели ковочного молота на виброизолирующих опорах можно представить в виде системы молот – проставки - шабот – рама. – фундамент - грунт. Модель содержит 5 дискретно сосредоточенных масс, связанных посредством линейно-упругих невесомых пружин, определяемых уравнениями движения.

Расчет для 5т ковочного молота выполнен в среде Matlab 7, виброперемещения движений шабота молота представлены на рисунке 4.

Сравнение расчетных виброперемещений шабота молота с аналогичными экспериментальными параметрами реальной виброустановки 5т ковочного молота показало наличие погрешности 16% в сторону уменьшения экспериментальных значений.

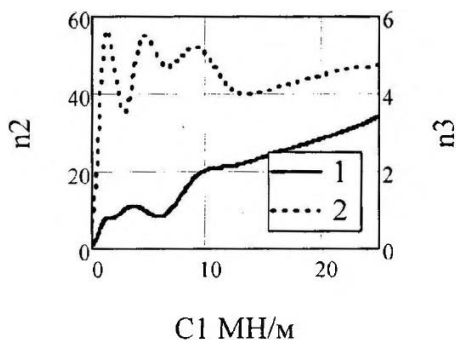
Расчеты показали, что ускорения базовых деталей молота, установленного на рессорную виброизоляцию, в 3 раза больше ускорений аналогичного виброизолированного молота, установленного на бетонном, инерционном блоке за счет разности инерционных масс.



**Рисунок 4** - Виброперемещения шабота, рамы и стоек ковочного молота по времени: 1 – шабот; 2 – рама; 3 – молот

Соответственное соотношение распределения нагрузок приходится и на базовые детали молота, при этом ускорения стоек молота линейно увеличиваются, а ускорения рамы молота не изменяются при повышении усилия предварительного сжатия амортизаторов связи.

Расчеты определили влияние жесткости подшаботной прокладки на ускорения базовых деталей (рисунок 5). В целом при увеличении ее жесткости коэффициент перегрузки растет и для рамы и для молота. Ускорение рамы растет по закону близкому к линейному. Для молота зависимость носит более сложный характер. При уменьшении жесткости подшаботной прокладки ниже определенной величины, коэффициент перегрузки плавно уменьшается.



**Рисунок 5** - Ускорения деталей молота от жесткости подшаботной прокладки: 1 -  $n_2$  рама; 2 -  $n_3$  молот

В среде штамповочных машин квазистатического действия многочисленную группу составляет прессовое оборудование, которое в зависимости от вида установки неоднозначно проявляет свою виброактивность. Уровень вибраций, особенно при выполнении операций вырубки и пробивки толстолистовых материалов, нередко превышает нормируемый, регламентируемый допускаемыми значениями.

В инженерных расчетах массы составных базовых деталей объединяют. Сумма замещающих масс равна обобщенной массе. Таким образом, виброизолирующую установку штамповочной машины квазистатического действия можно представить в виде 3 – х массовой расчетной схемы в системе ползун – станина пресса - фундамент. Смещение каждого из тел от положения



равновесия будут полностью определяться системой уравнений движения. Составляющие элементы системы, следует представить в виде массовых, упругих и диссипативных сил, состав которых аналогичен вышеуказанным. Характер изменения нагрузки на пуансоне при выполнении разделительной операции следует задать при использовании единичной ступенчатой функции Хевисайда, тогда усилие разделительной операции представим в виде

$$P_{np} = P_n \cdot \Phi(t_1 - t) \cdot \text{Sin}\left(\frac{\pi}{t_1} \cdot t\right) \quad (3)$$

где  $P_n$  – расчетное усилие пресса;  $\Phi$  – ступенчатая, единичная функция Хевисайда;  $t_1$  – время деформирования металла заготовки при разделительной операции;  $t$  – текущее время работы пресса.

Следовательно, учитывая, что массовые силы уравниваются силами статической деформации в стыках, система уравнений имеет вид:

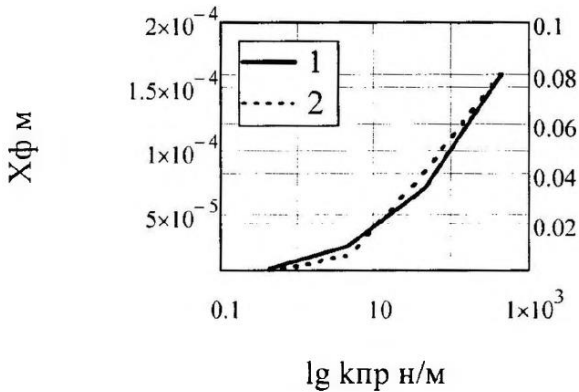
$$\begin{cases} m_n \frac{d^2 x_n}{dt^2} = -k_3(x_n - x_c) - c_3 \left( \frac{dx_n}{dt} - \frac{dx_c}{dt} \right) + P_n \cdot \Phi(t_1 - t) \cdot \sin\left(\frac{\pi}{t_1} \cdot t\right) \\ m_c \frac{d^2 x_c}{dt^2} = k_3(x_n - x_c) + c_3 \left( \frac{dx_n}{dt} - \frac{dx_c}{dt} \right) - k_c(x_c - x_\phi) - c_c \left( \frac{dx_c}{dt} - \frac{dx_\phi}{dt} \right) \\ m_\phi \frac{d^2 x_\phi}{dt^2} = k_c(x_c - x_\phi) + c_c \left( \frac{dx_c}{dt} - \frac{dx_\phi}{dt} \right) - k_\phi x_\phi - c_\phi \frac{dx_\phi}{dt} \end{cases} \quad (4)$$

Для параметрического анализа виброактивности фундамента пресса с учетом системы (4) используем пневматические низкочастотные амортизаторы мембранного типа и листоштамповочный пресс усилием 1000 кН, модели КИ 2128.

Расчеты выполнены в среде Mathcad 14. Система уравнений решалась численным методом Рунге – Кутта. Из расчетов следует, что при установке пресса на упругое основание уменьшается парциальная частота колебаний конструкции с 8 Гц до 2– 3 Гц. Виброизолирующее основание изменяет кинематику и величину максимальных вибропараметров фундамента.

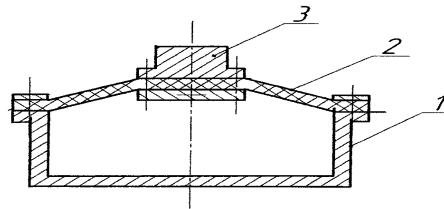
Изменение жесткости заготовки варьирует незначительно виброхарактеристики фундамента пресса, при этом уменьшается виброперемещение фундамента и несколько увеличивается виброскорость до 0,008 м/с. Исследование зависимости виброхарактеристик фундамента пресса от жесткости амортизаторов упругого основания машины показало, что при использовании виброизоляции виброперемещение и виброскорость фундамента уменьшаются до неощутимых значений соответственно (рисунок 6).

Увеличение демпфирования амортизаторов упругого основания пресса вызывает малое увеличение виброперемещения фундамента и незначительное повышение его виброскорости. В результате расчетов можно отметить, что при переводе пресса на упругое основание перемещение фундамента уменьшается с  $1,5 \cdot 10^{-4}$  до  $1 \cdot 10^{-5}$  м. Более существенно снижается виброскорость фундамента, уменьшение которой составит с 0,08 до 0,004 м/с.



**Рисунок 6** - Зависимость виброхарактеристик фундамента прессы от жесткости основания машины: 1 – виброперемещение; 2 – виброскорость. При рабочем ходе станина прессы всплывает и опирается на пневматические амортизаторы мембранного типа (рисунок 7), связанные между собой и с

магистралью сжатого воздуха. В период простоя станина опускается на жесткие опоры.



**Рисунок 7** - Пневматический амортизатор для виброизоляции прессы: 1 – корпус; 2 – эластичная диафрагма; 3 - плунжер

**Третья глава** посвящена разработке систем управления акустическими потоками в КПМ, агрегатах и пневмомеханизмах. Показано, что управление параметрами акустических воздействий за счет резкого изменения направления течения газового потока, снижения скорости струи, уменьшения диаметра струи, дробления струи при использовании газодинамического расчета позволило разработать новые конструкции камерных щелевых глушителей и снизить интенсивность акустических воздействий в пневмоагрегатах систем управления всей гаммы КПМ. Выполнено моделирование и разработка конструкций газовых сопел, которые обеспечивают снижение акустических воздействий вспомогательных пневмомеханизмов КПМ. Проведено моделирование и разработка системы управления акустическими потоками в элементах штамповой оснастки. Выявлен новый источник шума молота и предложены меры снижающие шум кузнечных машин.

Эффективное снижение акустических воздействий и продолжительная работа без обслуживания, рассматривается как постановка задач проектирования систем управления акустическими потоками в КПМ.

Наиболее приемлемая схема глушителя в виде двухкамерной реактивной конструкции. 3D математическая модель акустического тракта пневмоагрегата с глушителем представляется в виде последовательно связанных друг с другом и с пневмораспределителем камер расширения. Для упрощения расчета приняты ряд допущений, характеризующих реальное истечение энергоносителя.

В качестве основы для моделирования газодинамических потоков в камерах глушителя используем систему уравнений Навье-Стокса, описывающих в нестационарной постановке законы сохранения массы, импульса и энергии среды, а также уравнения состояния газов.

Исходную систему уравнений, для газодинамического расчета двухкамерного глушителя шума возможно представить в виде:

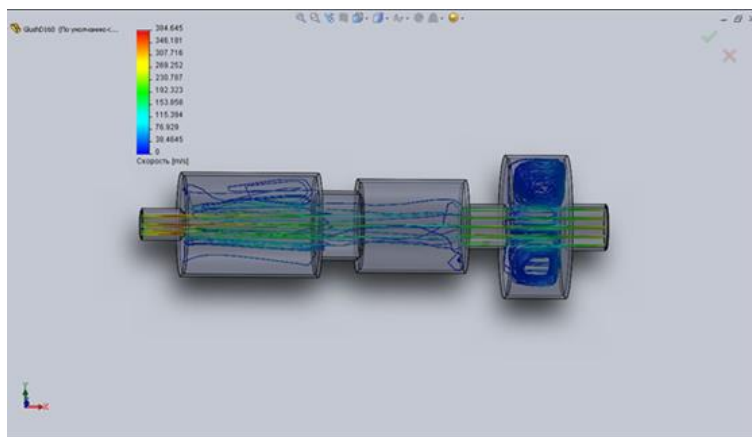
$$\begin{cases} \frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_k)}{\partial x_k} = 0 \\ \frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i u_k - \tau_{ik})}{\partial x_k} + \frac{\partial p}{\partial x_i} = S_i \\ \frac{\partial(\rho E)}{\partial t} + \frac{\partial((\rho E + P)u_k + q_k - \tau_{ik}u_i)}{\partial x_k} = S_k u_k + Q_H \end{cases} \quad (5)$$

где  $t$  – время,  $u$  – скорость текучей среды,  $\rho$  – плотность текучей среды,  $P$  – давление текучей среды,  $S_i$  – внешние массовые силы, действующие на единичную массу текучей среды,  $S_{gravity}$  – действие сил гравитации,  $S_{rotation}$  – действие вращения системы координат, т.е.  $S_i = S_{gravity} + S_{rotation}$

$E$  – полная энергия единичной массы текучей среды,  $Q_H$  – тепло выделяемое тепловым источником в единичном объеме текучей среды,

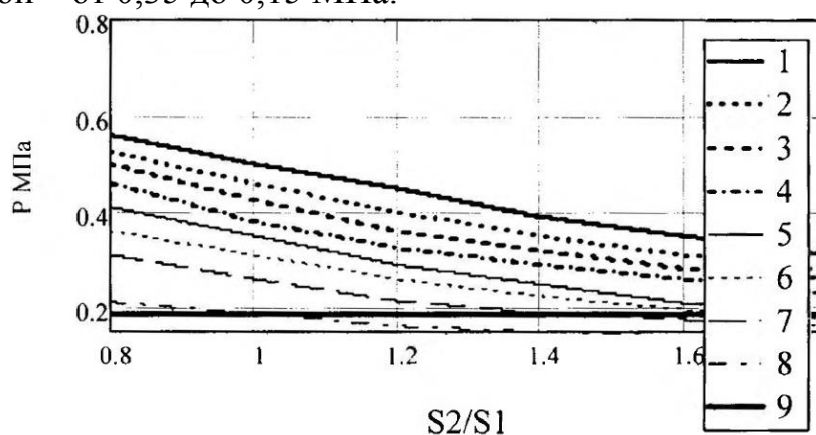
$\tau_{ik}$  – тензор вязких сдвиговых напряжений,  $q_i$  – диффузионный тепловой поток по трем координатным направлениям.

Результаты расчета скорости потока в акустическом тракте глушителя представлены на рисунке 8. Параметрический анализ системы (5) проводился для определения взаимосвязи давления в камерах глушителя от соотношения площадей щелевой перфорации стенок камер глушителя. Математический анализ системы уравнений (5) проводился методом конечных элементов программой COSMOSFloWorks.



**Рисунок 8** - Изменение скорости потока в 3D модели акустического тракта глушителя

Результаты расчета изменения давления в камерах глушителя (рисунок 9) показывают, что с изменением параметров площадей щелевой перфорации, максимальное давление в первой камере глушителя уменьшается от 0,55 до 0,25 МПа, во второй – от 0,35 до 0,15 МПа.



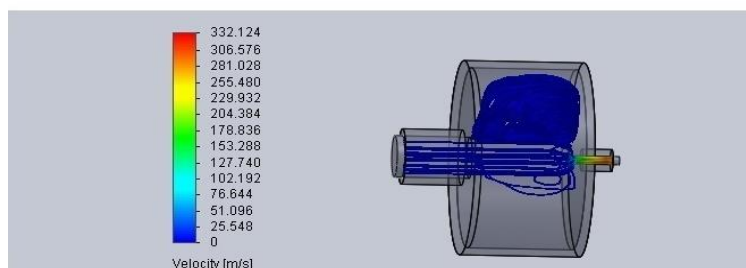
**Рисунок 9** - Изменение максимального давления в камерах глушителя от площадей щелевой перфорации боковой поверхности камер и прохода в глушитель: 1,2,3,4 – давление в первой камере при  $S_3/S_2 = 0,8; 1,0; 1,2; 1,8$ ; 5,6,7,8 – давление во второй камере при  $S_3/S_2$  аналогично 9 – критическое давление

Истечение энергоносителя из глушителя происходит, приблизительно, за 1,4 – 1,6с, что указывает на правильность предположения об адиабатическом течении потока энергоносителя в глушителе. Расчеты показывают, что при определенном соотношении площадей щелевой перфорации камер, возможно получить абсолютное давление во второй камере при опорожнении глушителя ниже, чем 0,189 МПа, что обеспечивает дозвуковую скорость струи из глушителя и уменьшение аэродинамического шума.

Для обеспечения снижения шума, суммарную площадь решеток щелевой перфорации, расположенных на боковой поверхности обечайки первой камеры глушителя  $S_2$ , рекомендуется выбирать в диапазоне  $(0,8 - 1,4) \cdot S_1$ . Суммарную площадь решеток щелевой перфорации, расположенных на боковой поверхности обечайки второй камеры глушителя  $S_3$ , рекомендуется выбирать в диапазоне  $(1,0 - 1,7) \cdot S_2$ .

В КПМ традиционно присутствуют вспомогательные механизмы для сдувки окалины со штампов, для удаления деталей при листовой штамповке и для технологической смазки, которые, используя струю сжатого воздуха, генерируют импульсный аэродинамический шум, превышающий допустимые нормы. Для исследования параметров газового сопла необходимо выполнить газодинамический расчет акустического тракта данного устройства.

Схему акустического тракта сопла пневмомеханизма КПМ возможно представить в виде 3D модели включающей входной канал, расширительную камеру и выходной канал (рисунок 10).

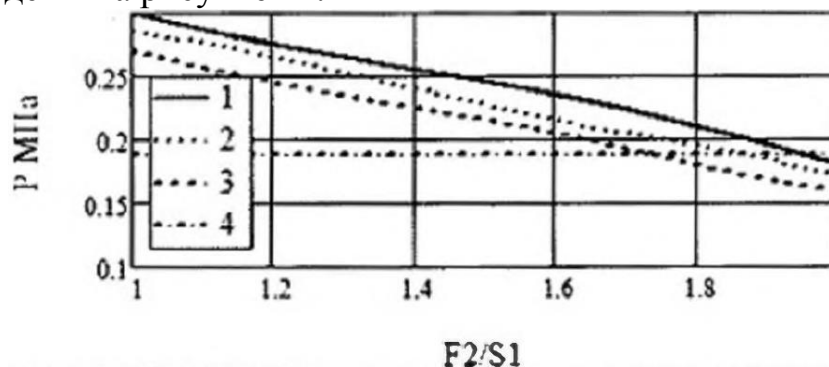


**Рисунок 10** – 3D модель акустического тракта сопла

В качестве исходной системы уравнений для расчета процесса изменения давления по времени в каналах сопла используем аналитические выражения аналогичные вышеуказанным.

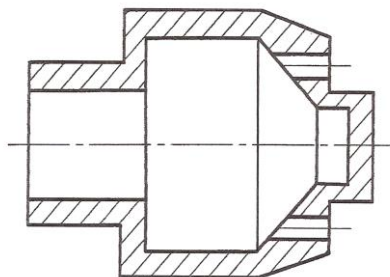
Для расчетов конструкции сопла определили отношение площадей  $F2/S1 \geq 2$ , отношение  $S2/S1$  выбиралось в диапазоне 0.1 - 1. Начальное абсолютное давление в ресивере 0,4 МПа.

Параметрический анализ системы (5) проводился для определения площади выходного канала сопла в зависимости от площади входа. Результаты расчета приведены на рисунке 11.



**Рисунок 11** - Изменение максимального давления в камере сопла от отношения  $F2/S1$  площади расширительной камеры к площади входа сопла и отношения  $S2/S1$  сечений каналов: 1,2,3 – 0,1; 0,5; 1 соответственно; 4-критическое давление

Сопло представлено в виде следующей схемы (рисунок 12).



**Рисунок 12** - Схема конструкции газового сопла с разделением потока

Истечение энергоносителя из ресивера и сопла пневмомеханизма происходит периодически за 0,6 – 0,8с, что подтверждает адиабатический характер истечения потока.

Расчеты показывают, что при определенном соотношении площадей перфорации выходного канала возможно получить давление на выходе из канала при опорожнении сопла ниже, чем 0,189 МПа, что определяет уменьшение аэродинамического шума. Конструкция реализуется в виде пневматического насадка, представляющего собой входной канал, камеру расширения и ряд выходных каналов.

Штамповочный молот традиционно является источником импульсного шума с максимальным уровнем звука 120-140 дБА. Исследования показали, что в структуре шумов на данном оборудовании выявлен новый дополнительный источник генерации аэродинамического шума от схлопывания штампов. Максимальные значения уровня шума на молоте возникают раньше, чем произошло смыкание штампов при «жестких» ударах. Таким образом, штамповая оснастка является дополнительным источником генерации аэродинамического шума молотом.

Для теоретических исследований используем уравнение из закона сохранения энергии, приведенного к следующему виду

$$\frac{dp}{dt} = -\frac{G_c}{W} \cdot kRT - k \cdot \frac{p}{W} \cdot \frac{dW}{dt} \quad (6)$$

где  $p$  – давление воздуха в межштамповом объеме;  $T$  – температура воздуха в пространстве между штампами;  $W$  – текущий объем межштампового пространства;  $G_c$  – суммарный секундный расход воздуха, из межштампового пространства.

Уравнение решалось численным методом Рунге-Кутты в среде Matlab 7. Расчеты показывают, что давление в межштамповом объеме, по сравнению с давлением окружающей среды, увеличивается, начиная с расстояния между штампами  $\Delta H = 0,020-0,024$  м для штампа размерами  $0,36 \times 0,36$  м.

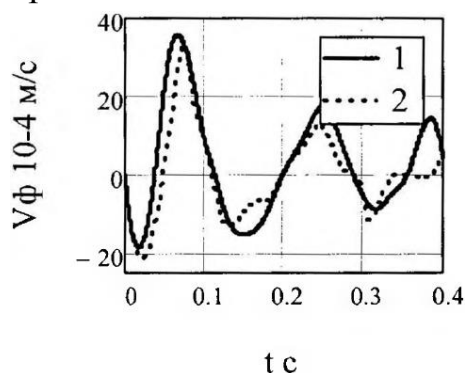
К моменту смыкания скорость воздуха, истекающего из межштампового объема, увеличивается, достигая скорости звука  $w_a = a$ , т.е. числа Маха  $M_a = 1$  обеспечивая повышение уровня шума. Струя воздуха, вытекающая с большими звуковыми скоростями из межштампового объема, создает вокруг молота акустическое поле, которое генерирует кратковременный аэродинамический шум с уровнем звука более 140 дБА, обеспечивая болевые ощущения.

Для проектирования шумоглушающих устройств, определен необходимый объем канавок  $W_n$  и высота  $H_1$  перекрытия экраном плоскости разъема штампов. Показаны направления для снижения данного шума: 1) Нанесение канавок на свободной поверхности гравюры штампов; 2) Установка наклонного акустического экрана, вблизи линии разъема штампов.

**В четвертой главе** представлены результаты экспериментальных исследований КПМ и механизмов, доказана адекватность используемых математических моделей систем управления виброакустическими потоками реальным процессам снижения их интенсивности для указанного оборудования.

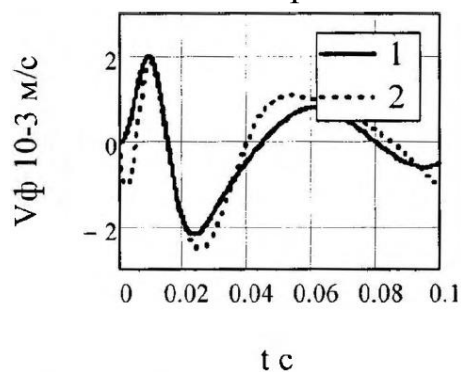
Виброактивность штамповочных молотов при переводе на упругое основание существенно снижается и приходит в соответствие с допускаемыми

значениями (рисунок 13), при этом расхождение с расчетными данными не превышает 10 – 12%.



**Рисунок 13** - Виброскорость фундамента 5т штамповочного молота на упругом основании: 1 – экспериментальные значения; 2 – расчет  
Эксперименты по оценке к.п.д. удара проводились на 5т штамповочном и ковочном молотах, установленных на различных упругих основаниях.

Полученные результаты позволяют утверждать, что на виброизолирующих установках штамповочных молотов возможность уменьшения жесткости установки машины не влияет на процесс штамповки. Тем самым обеспечивается приемлемость использования метода подшаботной виброизоляции для всей гаммы штамповочных молотов. Аналогичные эксперименты выполнены на 5т ковочном молоте. Сравнивали виброустановки ковочного молота на инерционном фундаментном блоке, и установку с подшаботной виброизоляцией.

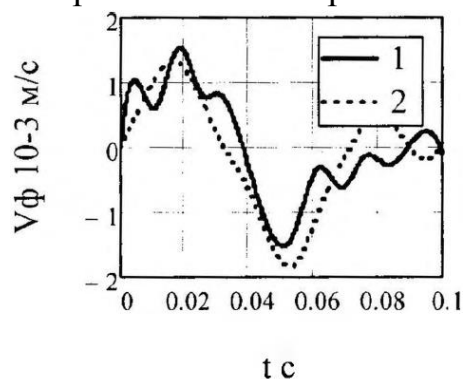


**Рисунок 14** - Виброскорость фундамента 3т ковочного молота на упругом основании; 1 – эксперимент; 2 – расчет

Виброактивность ковочных молотов при переводе на упругое основание снижается и приходит в соответствие с допустимыми значениями (рисунок 14) при этом расхождение с расчетными данными не превышает 12 – 15%.

Эксперименты, показали, что при «мягких» ударах более высокий к.п.д. у установки на инерционном блоке. При ударах средней продолжительности к.п.д. молота на рессорах на 10-15% выше, чем на инерционном блоке. При очень коротких (жестких) ударах обе схемы виброизоляции обеспечивают примерно равный к.п.д.

Эксперименты на виброизолирующих установках квазистатических машин показали эффективность уменьшения жесткости установки машины без влияния на процесс штамповки. Тем самым подтверждается приемлемость использования метода виброизоляции и для прессового оборудования. Виброактивность прессов при переводе на упругое основание существенно



снижается и приходит в соответствие с допустимыми значениями (рисунок 15) при этом расхождение с расчетными данными не превышает 15 – 18%.

**Рисунок 15** - Виброскорость фундамента 100т прессы на амортизаторах: 1 – расчет; 2 – эксперимент

Таким образом, экспериментально подтверждена возможность уменьшения жесткости установки КПМ без влияния на процесс штамповки. Тем самым доказана приемлемость использования метода виброизоляции для всей гаммы КПМ. Величина несоответствия максимальных значений расчетных и экспериментальных данных достигает 18%.

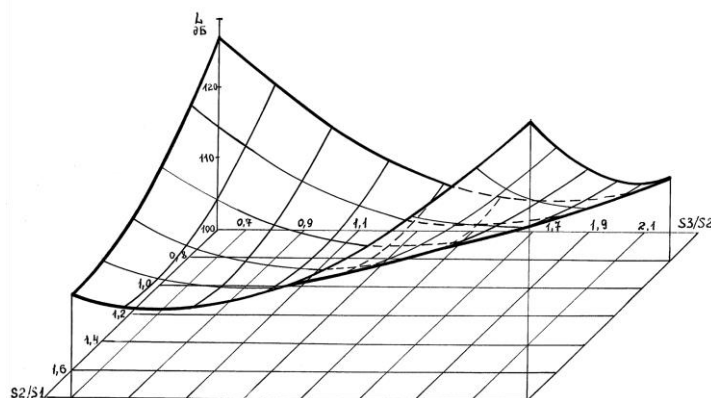
Цель экспериментальных исследований глушителей - уточнение параметров, которые выбраны на основании теоретических расчетов, для снижения импульсного шума и длительной эксплуатации без обслуживания.

Экспериментальные исследования показали, что результаты теоретических расчетов изменения давления в камерах глушителя по времени истечения энергоносителя, удовлетворительно согласуются с экспериментальными данными. Зависимость уровня шума от отношения площадей прохода щелевой перфорации обечаек глушителя представлена на рисунке 16.

Получено уравнение регрессии математической модели зависимости уровня шума глушителя от соотношения площадей решеток щелевой перфорации обечаек:

$$L = 218.77 - 76.81(S2/S1) - 85.21(S3/S2) + 15.19(S2/S1)^2 + 28.79(S2/S1) \cdot (S3/S2) + 16.55(S3/S2)^2; \quad (7)$$

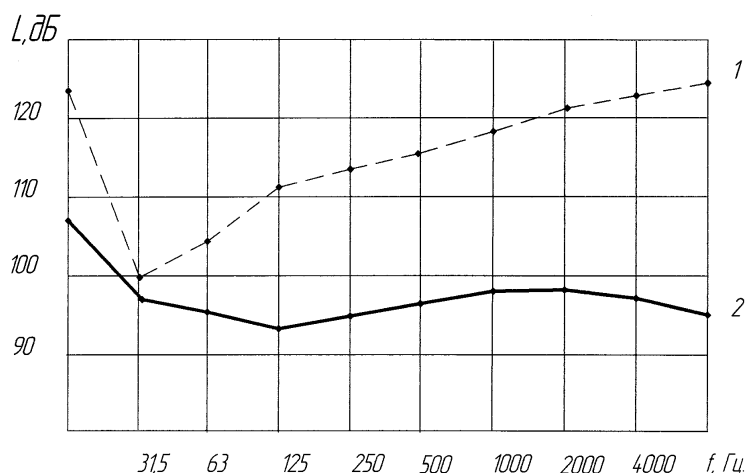
Анализ результатов статистической обработки данных показал, что максимальное снижение уровня аэродинамического шума будет при отношении  $S2/S1 = 1.0$ ,  $S3/S2 = 1.5$ , при этом,  $\Delta L = 18 - 25$  дБ. Глушитель эффективно снижает шум на всех наиболее значимых частотных интервалах. При этом снижение шума, наблюдаемое в наиболее чувствительном для человека диапазоне частот 0,5 – 3 кГц, составляет 20 – 25 дБ. для различных типов пневмораспределителей.



**Рисунок 16** - Уровень шума от площади решеток перфорации обечаек глушителя

Для оценки эффективности глушителя выполнен спектральный анализ уровня шума глушителя в сравнении со свободной струей (рисунок 17).





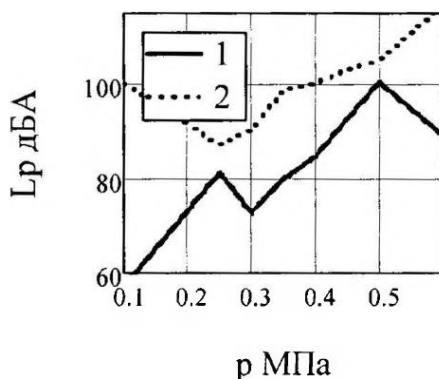
**Рисунок 17** - Частотный спектр шума пневмораспределителя У7124А: 1 – без глушителя; 2 – с глушителем

Устройство глушителя не требует обслуживания и не снижает эффективности работы более 15 лет.

Кузнечные штамповочные молоты, являются источниками импульсных шумов. Как показали лабораторные и производственные исследования, наряду с механическим шумом генерируется аэродинамический шум, который возникает до соударения штампов и сравним с механическим шумом.

При моделировании шумообразования штампов установлено, что при изменении скорости смыкания плит от 2 до 4 м/с давление на краю плит при смыкании увеличивается от 0,2 до 1,5 МПа, при этом максимум аэродинамического шума увеличивается от 128 до 148 дБ.

Газовые сопла как насадки используются в различных пневмомеханизмах КШМ. Исходя из результатов расчетов для экспериментальной проверки выбрано сопло  $D_{y8}$  с относительной площадью прохода выпускных каналов  $S_{np} = S_2/S_1 = 0,1 - 0,16$  и величиной относительной площади расширительной камеры  $S_p = D_p/d_1 = 2$ . Экспериментальные исследования сопла показали, что удастся существенно снизить шум насадка, а величина аэродинамического шума газовой струи в этом случае уменьшается до уровня допустимых значений (рисунок 18)



**Рисунок 18** - Уровень звука сопла с разделением потока от давления энергоносителя: 1 – сопло; 2 – отверстие без сопла

Таким образом, удастся разместить на выпускной поверхности сопла 16 отверстий с общей площадью 0,15 от  $S_1$  и диаметром 0,1 от  $d_1$ .

При регулировании величины давления энергоносителя данное сопло обеспечивает малый уровень шума и пригодно для использования в различных пневмомеханизмах КШМ.

**В пятой главе** рассмотрены общие вопросы аналитического исследования механических систем КШМ и представлены основные инженерные методики расчета устройств по снижению виброакустических воздействий данных машин: методики расчета виброизолирующих установок КШМ ударного и квазистатического действия; методика расчета глушителей шума пневмоагрегатов; методика расчета малозумных газовых сопел пневмомеханизмов. Разработанные методики базируются на математических моделях и экспериментальных исследованиях условий работы КШМ.

Для анализа, конструкцию молота возможно разбить на следующие элементарные системы: 4-х массовая, состоящая из трех частей составного шабота – фундамента; 3-х массовая система, из стоек станины – монолитного шабота (все части вместе) - фундамента; 2-х массовая система, состоящая из подцилиндрической плиты и стоек станины.

Для оценки особенностей поведения молота с составным шаботом проведено параметрическое исследование конструкции виброизолирующей установки тяжелого штамповочного молота с массой падающих частей 16т.

С учетом принятых обозначений, для исследуемых динамических систем, исходные системы уравнений имеют следующий вид

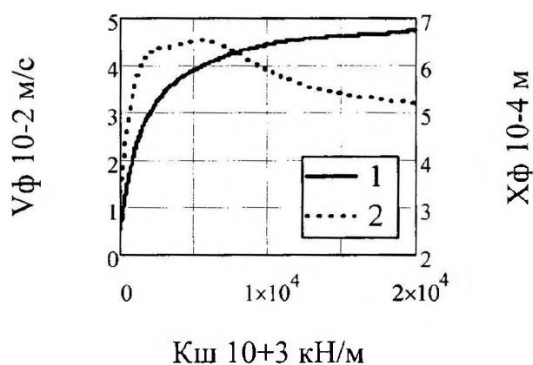
$$\left\{ \begin{array}{l} m_5 \ddot{X}_5(t) = -k_{50}(X_5 - X_6) - c_{50}[\dot{X}_5(t) - \dot{X}_6(t)] \\ m_6 \ddot{X}_6(t) = k_{50}(X_5 - X_6) + c_{50}[\dot{X}_5(t) - \dot{X}_6(t)] - k_{60}(X_6 - X_7) - \\ - c_{60}[\dot{X}_6(t) - \dot{X}_7(t)] \\ m_7 \ddot{X}_7(t) = k_{60}(X_6 - X_7) + c_{60}[\dot{X}_6(t) - \dot{X}_7(t)] - k_{70}(X_7 - X_8) - \\ - c_{70}[\dot{X}_7(t) - \dot{X}_8(t)] \\ m_8 \ddot{X}_8(t) = k_{70}(X_7 - X_8) + c_{70}[\dot{X}_7(t) - \dot{X}_8(t)] - k_8 X_8 - c_8 \dot{X}_8(t) \end{array} \right. \quad (8)$$

Параметрический анализ для двух схем монтажа шабота, жесткое на древесной подушке и виброизолированное на рессорах, выполнен в среде Mathcad 14 и позволил выявить особенности кинематики молота с составным шаботом в зависимости от изменения коэффициента контактной жесткости в стыках шабота и жесткости подшаботных амортизаторов.

При увеличении отношения жесткостей в стыках от 0,1 до 1,0 скорость нижней части шабота увеличивается от 0,32 до 0,46 м/с. Максимальные значения этих величин получаются при отношении жесткостей в стыках равных 0,33, виброхарактеристики фундамента при этом несколько уменьшаются, скорость фундамента на 5%, а перемещение на 4%.

Максимальное перемещение шабота мало зависит от отношения жесткостей в стыках, а от жесткости подшаботной прокладки влияние значительно. Если жесткость подшаботной прокладки увеличивается от  $150 \cdot 10^3$  до  $10000 \cdot 10^3$  кН/м, то перемещение уменьшается от  $2 \cdot 10^{-2}$  до  $1 \cdot 10^{-3}$  м, что связано с деформацией самой прокладки, т.е. в 20 раз. Дальнейшее увеличение жесткости прокладки до  $20000 \cdot 10^3$  кН/м не приводит к снижению максимального перемещения шабота. Виброхарактеристики фундамента мало изменяются с изменением жесткостей в стыках. Увеличение жесткости прокладки под шаботом более 10000 кН/м не изменяет величину скорости и перемещения фундамента (рисунок 19).

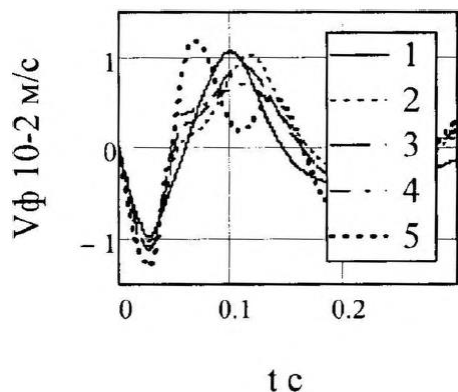
Размещение необходимого числа рессор под шаботом тяжелого штамповочного молота затруднительно в виду ограничения его опорной площади даже в случае многоэтажной компоновки. Следует использовать дополнительные пневмоамортизаторы, расположенные под опорной поверхностью хомутов рессор.



**Рисунок 19** - Виброхарактеристики фундамента от жесткости подшаботной прокладки: 1 – виброскорость; 2 – виброперемещение фундамента

Из расчетов следует, что максимальное перемещение фундамента, рассчитанное для 2-х массовой схемы, больше, чем рассчитанное для 4-х массовой схемы. Значение расхождения достигает значений до 20%. Результаты расчетов показали, что демпфирование в стыках не оказывает существенного влияния на вибропараметры шабота и фундамента.

Для сравнения, расчеты выполнены для 2-х массовой системы молота с монолитным шаботом, с массой равной составному шаботу. Система уравнений решалась с равными исходными данными (рисунок 20).



**Рисунок 20** - Виброскорость фундамента молота по времени: 1 – эксперимент; 2,3,4 – расчет при отношении контактных жесткостей в стыках 0,55; 0,33; 0,1 соответственно; 5 – 2-х массовая модель,  $K_{ш} = 257 \cdot 10^3$  кН/м;  $K_{ф} = 11000 \cdot 10^3$  кН/м

Из сравнения следует, что перемещение шабота меньше экспериментального на 15%, а виброскорость фундамента выше на 23%.

Из результатов расчетов следует, что жесткость подшаботной прокладки существенно не оказывает влияния на объемы эжекционных потоков, поступающих в стыки.

Соответственно установка молота на виброизоляцию не ухудшает условия эксплуатации стыков составного шабота.

Для ковочных молотов возникает необходимость использования связующей рамы, которая служит основанием установки молота на виброизолирующие опоры. Раму по характеру нагружения, размерам и форме, следует рассматривать как очень толстую плиту. Верхняя и нижняя поверхности, которой образованы стальными плитами, а внутренний объем заполнен ребрами жесткости, образующими в плане прямоугольную решетку.

Для обеспечения продолжительной эксплуатации рамы без разрушения необходим расчет ее напряженно-деформированного состояния при использовании программы COSMOSWorks варианта конечно-элементного метода перемещений. Показано, что сравнение расчетных величин напряжений удовлетворительно согласуются с экспериментальными данными. Отклонения значений, с учетом принятых допущений при составлении расчетной схемы, составляют до 20-30 %..

Виброактивность КПМ имеет свои особенности определяемые динамикой рабочего хода машины. Для всех конструктивных схем КПМ, характерно представление в виде двух массовой системы шабот – амортизаторы – фундамент – грунт. При этом наблюдается наличие двух главных форм колебаний. В результате решения частотного уравнения установлено, что высшая частота колебаний данной системы  $\omega_2$ , при существующей жесткости виброизолирующей прокладки, практически не отличается от парциальной частоты колебаний фундамента на грунте, а частота  $\omega_1$  – от частоты колебаний шабота.

Методику расчета виброизолирующих установок гаммы штамповочных молотов возможно представить в следующей последовательности:

1. Определяем начальную скорость бабы молота, скорость и кинетическую энергию шабота

$$V_{\delta} = \sqrt{\frac{2E_{\kappa}}{m_{\delta}}}, \quad V_{ш} = \frac{V_{\delta}(1+\varepsilon)}{1+\frac{m_{ш}}{m_{\delta}}}, \quad E_{ш} = \frac{m_{ш}V_{ш}^2}{2} \quad (9a, б, в)$$

где  $E_{\kappa}$  – энергия удара молота;  $m_{\delta}$  – масса бабы молота;  $\varepsilon$  – коэффициент восстановления скорости при ударе;  $m_{ш}$  – масса шабота

2. Допускаемая стрела прогиба рессоры

$$\lambda = \frac{nbh^2[\sigma_{-1}]}{1,5C_p L} \quad (10)$$

где  $n$  – число листов в рессоре;  $b, h$  – ширина и толщина одного листа;  $[\sigma_{-1}]$  – предел выносливости материала рессоры;  $C_p$  – статическая жесткость рессоры;  $L$  – длина рессоры.

3. Расчетная жесткость подшаботных амортизаторов

$$C_{ш} \geq \frac{E_{ш} + \sqrt{E_{ш}(E_{ш} + 2\lambda K_{\delta} m_{ш} g)}}{\lambda^2} + \frac{m_{ш} g K_{\delta}}{\lambda} \quad (11)$$

где  $K_\delta$  - динамический коэффициент увеличения жесткости рессоры в сравнении со статической жесткостью;  $m_m$  - масса молота;  $g$  - ускорение свободного падения.

4. Статическая жесткость рессор, число рессор и статическая осадка молота

$$C_{ш}^{cm} = \frac{C_{ш}}{K_\delta}, \quad n = \frac{C_{ш}^{cm}}{C_p}, \quad \Delta_{cm} = \frac{m_m g}{C_{ш}^{cm}} \quad (12a, б, в)$$

где  $C_p$  - жесткость одной рессоры

5. Парциальная, динамическая частота колебаний молота, динамическое перемещение молота, условие отсутствия отскока рессор

$$f_{ш} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{C_{ш}^{cm} K_\delta}{m_m}}, \quad \Delta_\delta = \frac{V_{ш}}{2\pi f_{ш}}, \quad \Delta_\delta < \Delta_{cm} \quad (13a, б, в)$$

6. Проверка прочности рессоры

$$\sigma = \frac{1,5 C_p (\Delta_{cm} + \Delta_\delta) L}{nbh^2} \leq [\sigma_{-1}] \quad (14)$$

7. Проверка соответствия виброхарактеристик фундамента нормативным значениям

$$V_\phi = \frac{V_{ш} C_\delta}{3,3 C_z F_\phi} \leq [V] \quad (15)$$

8. Проверка затухания колебаний молота до следующего удара

$$t = \frac{1}{2f_{ш}}, \quad t_0 = \frac{60}{N}, \quad t < t_0 \quad (16a, б, в)$$

где  $N$  - число ударов молота.

Особенностью проектирования виброизолирующих установок тяжелых штамповочных молотов является конструктивная необходимость применения дополнительных амортизаторов.

Пневмоамортизаторы мембранного типа размещены параллельно рессорам. Методика расчета в этом случае имеет следующие особенности. Выражение для статической жесткости пневмоамортизатора мембранного типа представим в виде

$$C_n^{cm} = \frac{p S b_2}{(b_2 - W)^2} \quad (17)$$

где  $p$  - избыточное давление в корпусе амортизатора;  $S$  - эффективная площадь мембраны амортизатора;  $b_2$  - начальная высота столба сжатого газа в амортизаторе;  $W$  - статическая осадка центральной части мембраны амортизатора.

Тогда динамическая жесткость пневмоамортизатора определяется по формуле

$$C_n^\delta = \frac{p \gamma S}{b_2} \cdot \left( \frac{b_2}{b_2 - W_\delta} \right)^{\gamma-1}, \quad (18)$$

где  $\gamma = 1,3$  – показатель процесса;  $W_d$  – динамический прогиб мембраны амортизатора, равный динамической осадке молота.

Статическая осадка и частота колебаний молота на амортизаторах имеют вид

$$\Delta_{cm} = \frac{m_m g}{n_p C_p^{cm} + n_n C_n^{cm}} \quad f_{ш} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{n_p C_p^{cm} K_\delta + n_n C_n^\delta}{m_m}} \quad (19)$$

Особенности расчета виброизолирующих установок ковочных молотов связаны с использованием дополнительной сварной рамы соединяющей стойки станины с шаботом молота.

Соответственно методика расчета может быть представлена в следующей последовательности:

1. Определяем аналогично скорость падающих частей ковочного молота, скорость и кинетическую энергию шабота с рамой молота, допускаемую стрелу прогиба рессоры
2. Расчетная жесткость амортизаторов под рамой

$$C_{ш} = \frac{E_{кк} + \sqrt{E_{кк} (E_{кк} + 2\lambda K_\delta m_{мп} g)}}{\lambda^2} + \frac{m_{мп} g K_\delta}{\lambda}, \quad (20)$$

где  $g$  - ускорение свободного падения;  $K_\delta$  - динамический коэффициент увеличения жесткости рессоры в сравнении со статикой.

3. Статическая жесткость рессор, количество рессор, статическая осадка конструкции на рессорах определяются в виде

$$C_{ш}^{cm} = \frac{C_{ш}}{K_\delta} \quad n = \frac{C_{ш}^{cm}}{C_p} \quad \Delta_{cm} = \frac{m_{мп} g}{C_{ш}^{cm}} \quad (21a, б, в)$$

Парциальная, динамическая частота колебаний конструкции

$$f_{ш} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{C_{ш}^{cm} K_\delta}{m_{мп}}} \quad (22)$$

4. Динамическое перемещение конструкции и условие отсутствия отскока рамы от рессор представим в виде

$$\Delta_\delta = \frac{V_{ш}}{2\pi f_{ш}} \quad \Delta_\delta < \Delta_{cm} \quad (23a, б)$$

5. Определение действующих напряжений изгиба рессоры

$$\sigma = \frac{1,5 C_p (\Delta_{cm} + \Delta_\delta) L}{nbh^2} \leq [\sigma_{-1}] \quad (24)$$

где  $[\sigma_{-1}]$  - предел выносливости материала рессоры при симметричном цикле нагружения.

7. Проверка соответствия виброхарактеристик фундамента нормативным значениям

$$V_{\phi} = \frac{V_u C_u^{\delta}}{3,3 C_z F_{\phi}} \leq [V] \quad (25)$$

8. Проверка условия затухания колебаний конструкции до следующего удара по аналогичным вышеуказанным формулам.

Прессовое оборудование, имеет свои технологические особенности, связанные с меньшими скоростями движения рабочих органов и частотой возбуждения. Данная особенность предполагает использование для виброизоляции прессов пневматических низкочастотных амортизаторов.

Методику расчета виброизолирующей установки прессового оборудования возможно представить в следующем виде

1. Скорость движения ползуна пресса

$$V_n = \omega R \left( \sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha + k \lambda \cos \alpha \right) \quad (26)$$

где  $\omega$ ,  $R$  – круговая частота и радиус кривошипа пресса;  $\lambda = \frac{R}{L}$  – коэффициент;

$\alpha$ ,  $L$  – угол поворота и длина кривошипа пресса;

$k = \frac{l}{R}$  – коэффициент дезаксиальности.

2. Скорость стола пресса

$$V_{np} = V_n (1 + \varepsilon) \frac{M_n}{M_n + M_{np}} \quad (27)$$

где  $\varepsilon$  – коэффициент восстановления скорости при «жестком» ударе рабочего хода пресса;  $M_n$ ,  $M_{np}$  – массы ползуна и пресса в целом.

3. Кинетическая энергия движения станины пресса и динамическая нагрузка, передаваемая прессом на фундамент определяются в виде

$$E_{np} = M_{np} \frac{V_{np}^2}{2} \quad P_{\partial} = \frac{E_{np}}{X_{px}} \quad (28a, б)$$

где  $X_{px}$  – величина рабочего хода пресса.

4. Динамическая жесткость виброизоляции пресса и статическая жесткость амортизаторов

$$C_m = \frac{P_{\partial}}{[x]} \quad C_a = \frac{C_m}{K_{\partial}} \quad (29)$$

где  $[x]$  – допускаемое смещение пресса на виброизоляторах.

$K_{\partial}$  – динамический коэффициент увеличения жесткости амортизатора по сравнению со статической жесткостью.

5. Статическая жесткость пневматического амортизатора

$$C_{cm} = p_{u0} S \frac{b}{(b - W)^2} \quad (30)$$

где  $p_{u0}$  – начальное избыточное давление в камере амортизатора;

$b$  – начальная высота столба сжатого газа амортизатора;  $W$  – статический прогиб диафрагмы;  $S$  – эффективная площадь диафрагмы амортизатора;

$$S = \frac{\pi}{16}(D + d),$$

где  $D$  – наружный диаметр диафрагмы;  $d$  – диаметр опорной части жесткого центра диафрагмы.

6. Число пневматических амортизаторов, статическая осадка и частота колебаний прессы определяются в виде

$$n = \frac{C_a}{C_{cm}} \quad \Delta_{cm} = \frac{M_{np}g}{C_a} \quad f_{\delta} = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{C_{cm}nK_{\delta}}{M_{np}}} \quad (31)$$

где  $g$  – ускорение свободного падения.

7. Динамическое перемещение прессы на амортизаторах, условие работоспособности виброизолирующей системы представим в виде

$$\Delta_{\delta} = \frac{V_{np}}{2\pi f_{\delta}} \quad \Delta_{\delta} < \Delta_{cm} \quad (32)$$

8. Проверка на условие затухания колебаний аналогична.

Размерный ряд глушителей шума, разработанный автором для пневмоагрегатов всей гаммы кузнечно-прессовых машин представлен в виде (рисунок.21).

Анализ результатов статистической обработки данных показал, что максимальное снижение уровня аэродинамического шума будет при отношении  $S2/S1 = 1.0$ ,  $S3/S2 = 1.5$ , при этом,  $\Delta L = 18 - 25$  дБ.

Цель, при расчете глушителя шума, состоит в том, чтобы создать конструкцию, которая обеспечит функционирование пневмоагрегата с генерируемым шумом, допустимым для персонала и не мешающим нормальному течению технологического процесса.



**Рисунок 21** - Размерный ряд глушителей шума для кузнечно-прессовых машин

Решение задачи расчета глушителя шума включает следующее: определение шума струи пневмоагрегата КПМ, например пневмораспределителя, функционирующего без глушителя,

$$L_p = 17 \lg q + 50 \lg T - 5, \quad (33)$$



где  $q$  - расход энергоносителя, т / час;

$T$  - абсолютная температура энергоносителя, °С.

Тогда требуемая величина снижения уровня звука струи в глушителе определяется по формуле

$$\Delta L_p = L_p - [L] - 20 \cdot \lg r - \Delta L_a - 10 \cdot \lg Q, \quad (34)$$

где  $L_p$  - уровень акустической мощности источника;  $[L]$  - допустимый уровень шума;  $r$  - расстояние от источника до точки наблюдения;  $\Delta L_a$  - снижение уровня шума в атмосфере;  $Q$  - пространственный угол излучения.

По известным исходным параметрам пневмораспределителя, используя значение  $d_0$ , определяем  $S_0$ . Далее, используя полученные соотношения, определяем величину перфорации промежуточных камер глушителя. Для этого, примем диаметр входа в глушитель  $d_1 \approx d_0$ , соответственно  $S_1 \approx S_0$ .

Тогда назовем следующие параметры:

площадь перфорации внутренней обечайки  $S_2 = (0.8 - 1.4)S_1$ ;

площадь перфорации наружной обечайки  $S_3 = (0.9 - 1.7)S_2$

Размещение перфорации пазов на обечайках, согласно определенных схем, а именно, для глушителей с внешним диаметром более 0.1 м размещение перфорации групповое со сдвигом через 120°. Ширина щели 0.001 м. Количество щелей на наружной обечайке составляет 18. Длина определяется расчетом исходя из площади. На внутренней обечайке число щелей составляет 24, размещение аналогично.

Для глушителей с диаметром менее 0.1 м размещение пазов парное противоположащее. Длину обечаек примем из условия  $L \geq 5d_0$ .

Конструктивно назначаем объемы камер глушителя,  $V_1 = V_2$ , при этом расстояние между стенками камер не должно быть меньше величины ядра потока ( $5d_0$ ). Используя регрессионные уравнения, определяем уровень шума после глушителя при данных параметрах:

$$L_p = 218.77 - 76.81 \cdot (S_2 / S_1) - 85.21 \cdot (S_3 / S_2) + 15.19 \cdot (S_2 / S_1)^2 + 28.79 \cdot (S_2 / S_1) \cdot (S_3 / S_2) + 16.55 \cdot (S_3 / S_2)^2. \quad (35)$$

Выполняем сравнение  $L_p < [L]$ , при невыполнении корректируем параметры.

Соответственно давления в камерах глушителя составят следующие величины:

$$P_1 = 5.84 + 11.86 \cdot (S_2 / S_1) + 6.41 \cdot (S_3 / S_2) - 4.08 \cdot (S_2 / S_1)^2 - 3.35 \cdot (S_2 / S_1) \cdot (S_3 / S_2) - 1.09 \cdot (S_3 / S_2)^2 \quad (36)$$

$$P_2 = 1.55 + 4.41 \cdot (S_2 / S_1) + 3.31 \cdot (S_3 / S_2) - 0.9 \cdot (S_2 / S_1)^2 - 2.35 \cdot (S_2 / S_1) \cdot (S_3 / S_2) - 0.52 \cdot (S_3 / S_2)^2 \quad (37)$$

Толщину стенок следует выбирать не менее  $5h$  щели.

Унифицированные щелевые глушители шума возможно представить двумя группами: I гр. с величинами условного диаметра на входе – 2 1/2", 2", 1,5"; II гр. – 1", 1/2", 1/4".

Соответственно величину уровня шума после глушителей I группы возможно определить по следующей практической зависимости

$$L_p = 70 + 55 \cdot \lg p/p_0 + 10 \cdot \lg S_2/S_1 + 15 \cdot \lg S_3/S_1 \quad (38)$$

где  $p_0$  – абсолютное давление атмосферного воздуха.

Величину уровня шума после глушителей II группы определяем по следующей формуле

$$L_p = 50 + 55 \cdot \lg p/p_0 + 10 \cdot \lg S_2/S_1 + 15 \cdot \lg S_3/S_1 \quad (39)$$

Отклонение расчета уровня шума глушителей от фактических значений составляет до 7%, что позволяет достаточно точно прогнозировать уровень шума конструкции глушителя при проектировании.

Разработана серия газовых сопел с малым уровнем шума для вспомогательных пневмомеханизмов сдвиги окалины и деталей в кузнечно-прессовых машинах рисунок 22. Тогда основные необходимые конструктивные соотношения параметров сопла с разделением потока по предложению автора следующие: Диаметр входного канала  $d_1 = d_{\text{вх}}$ ; Длина входного канала  $L_1 = d_1$ ; Диаметр камеры расширения  $d_2 = 2d_1$ ; Длина камеры расширения  $L_2 = 2L_1$ ; Диаметр выпускных каналов сопла  $d_3 = 0,1 \cdot d_1$ ; Длина выпускных каналов  $L_3 = 5d_3$ ;



**Рисунок 22** - Серия газовых сопел для пневмомеханизмов КПМ

Число выпускных каналов на выпускной поверхности сопла  $n = 16$ ; Размер диаметра, размещения равномерно отстоящих друг от друга отверстий выпускных каналов  $d_4 = 1,5d_1$

Уровень шума, излучаемого соплом с данными параметрами по предложению автора определяется выражением с погрешностью до 3%

$$L_p = 67 + 55 \cdot \lg \frac{p}{p_0} + 10 \cdot \lg \frac{S_3}{S_1} - 15 \cdot \lg \frac{d_2}{d_1} \quad (40)$$

где  $p_0$  – абсолютное давление атмосферного воздуха.

В данных конструкциях сопел существенная величина снижения шума наблюдается на некоторых дискретных значениях давления энергоносителя. Получены следующие значения:

при  $d_1 = 0,008\text{м}$ ,  $p = 0,2\text{ МПа}$  уровень звука составил  $L_p = 75\text{ дБА}$

при  $p = 0,5\text{ МПа}$  уровень звука составил  $L_p = 82\text{ дБА}$

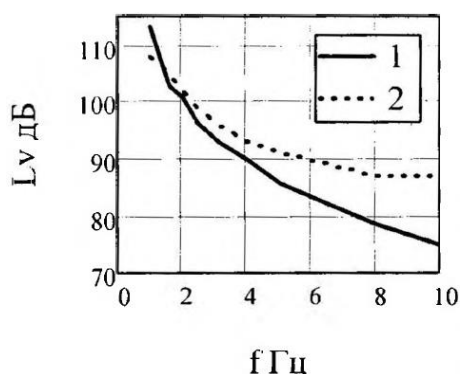
Исходный уровень звука без сопла равен  $L_p = 100 - 105\text{ дБА}$ .

**В шестой главе** представлены результаты исследований новых технических решений по управлению виброакустическими потоками в кузнечно-прессовых машинах и приведена оценка трансформации виброакустических характеристик для данных машин.

В процессе апробации работ по виброизоляции оборудования, при модернизации штамповочных молотов с МПЧ 5 и 10 тс использованы многолистовые рессоры, установленные под шаботом молота. В дополнении к рессорам, параллельно, установлены пневмоамортизаторы мембранного типа, связанные с магистралью сжатого воздуха. Как показывают результаты экспериментальных исследований, виброактивность фундамента 5т и 10т молотов значительно снижена и доведена до допустимых значений. Нагрузки на фундамент уменьшаются в 4 раза. Толщина подошвы фундамента уменьшается в 2 раза. Уменьшается глубина заложения фундамента.

Использование дополнительных пневматических амортизаторов позволяет уменьшить нагрузки на рессоры упругого основания молота, тем самым значительно увеличить срок службы рессор. Используя зависимости из методики расчета виброизоляции молотов, возможно оценить действующие напряжения изгиба в рессорных амортизаторах и вариацию частотной настройки установки при установке давления в пневмоамортизаторах.

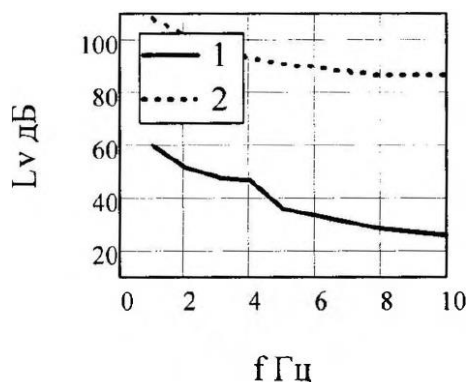
Измерения виброхарактеристик фундамента 10т виброизолированного штамповочного молота показали следующее (рисунок 23)



**Рисунок 23** - Спектр виброскорости фундамента 10т молота: 1 – на виброизоляции; 2 – норма.

При использовании дополнительных пневмоамортизаторов, возможно уменьшить действующие напряжения изгиба в рессорах на 19%, что увеличивает долговечность эффективной работы амортизаторов упругого основания молота. Кроме того, вариация давления в пневмоамортизаторах создает предпосылки для создания регулируемой виброизолирующей установки молота.

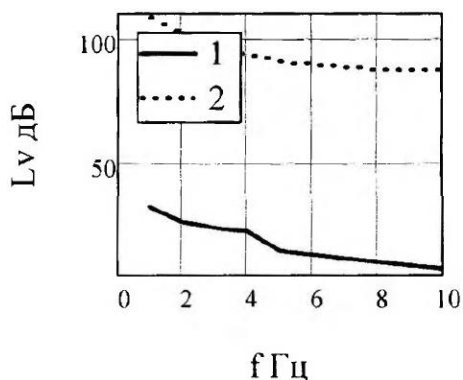
При модернизации 3т ковочный молот установлен на опорную раму, которая размещена на рессорах. Как показывают экспериментальные исследования, виброактивность фундамента 3т ковочного молота значительно снижена и доведена до уровня допустимых значений (рисунок 24).



**Рисунок 24** - Спектр виброскорости фундамента 3т ковочного молота: 1 – на виброизоляции; 2 – Норма.

При модернизации прессового оборудования, использовали пневмоамортизаторы мембранного типа, размещенные под рамой, на которой

установлена машина. Как показывают результаты экспериментов, использование пневматических амортизаторов позволяет получить парциальные частоты виброизолирующей установки прессы 2 – 2,5 Гц и менее, что позволяет отстроиться от резонансных явлений с конструктивными элементами зданий. Виброактивность опорной поверхности, на которой размещена виброизолирующая установка прессы значительно снижается, не допуская появления резонансных колебаний (рисунок 25).



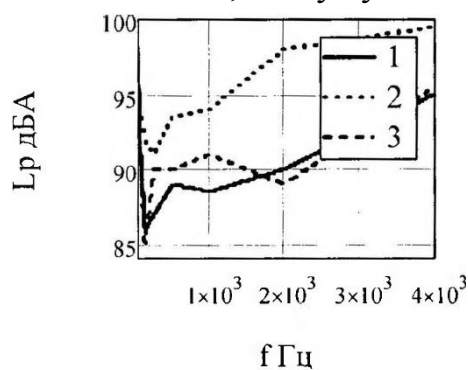
**Рисунок 25** - Спектр виброскорости опорной поверхности виброустановки прессы усилием 100 тс: 1 – на раб. месте; 2 – норма.

Используя вышеприведенную методику расчета виброизолирующей установки прессы удается значительно снизить его виброактивность, обеспечить установку машины без фундамента и расширить возможности его размещения при необходимости на межэтажном

перекрытии.

Для оценки уменьшения акустических воздействий использована следующая регулирующая аппаратура пневмоагрегатов КПМ: пневмораспределитель У7112, пневмораспределители фирмы “ROSS” и “Herion”. Для снижения шума использовали штатные глушители в сравнении с предлагаемыми щелевыми глушителями.

Из сравнения частотных спектров шума глушителей (рисунок 26) следует, что уровень шума предлагаемого щелевого глушителя в значимых октавных полосах ниже, чем у существующих фирменных глушителей.

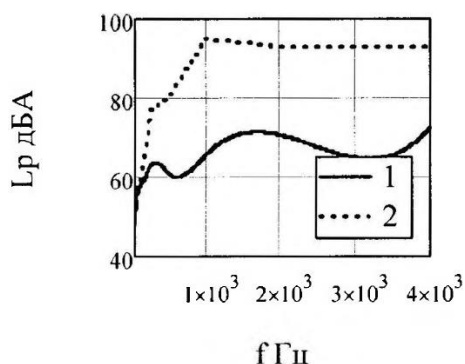


**Рисунок 26** - Спектры аэродинамического шума серии глушителей: 1 – щелевой глушитель; 2 – глушитель Herion - 12; 3 – глушитель Ross. Глушитель фирмы “ROSS” имеет близкий спектр шума, однако его акустический элемент засоряется, что приводит к снижению эффективности глушителя по сравнению с разработанной конструкцией.

Результаты испытаний глушителей показывают, что по своим техническим характеристикам разработанные щелевые глушители не уступают конструкциям глушителей ведущих зарубежных производителей, а по долговечности эффективной работы без обслуживания значительно превосходят их. Аналогичный результат при сравнении с традиционным изделием на основе металлокерамического элемента. При этом, не требуется какое – либо обслуживание и не наблюдается изменение эффективности функционирования в течение длительного времени, составляющего более 15 лет.

Сопла пневмомеханизмов находят широкое применение в КПМ. Как показывают результаты экспериментов, насадки в данных механизмах

генерируют шум с уровнем звука до 100 – 103 дБА, оказывая негативное воздействие на персонал. В результате расчетов и экспериментов получены параметры газового сопла, обеспечивающие эффективное снижение аэродинамического шума механизмов сдува (рисунок 27).



**Рисунок 27** - Частотный спектр сопла механизма сдува окалины: 1 – с насадком; 2 – без насадка

Спектральный анализ одной из конструкций сопла ( $D_y$  8) пневмомеханизма показал (рисунок 24), что данное устройство эффективно снижает шум на 20 – 25 дБ в частотном диапазоне 1000 – 4000 Гц. Производственные испытания показали эффективность и длительную работоспособность конструкции.

Подбирая параметры газового сопла, по приведенной, вышеуказанной методике, удастся получить эффективное снижение шума механизмов сдува окалины, деталей технологической смазки КШМ и привести его уровень в соответствии с нормами.

Резюмируя, следует отметить, что предложенные научно-технические решения по снижению шумов уменьшают уровень шума КШМ при использовании щелевых глушителей на 20 – 25 дБ; сопел пневмомеханизмов на 18 – 28 дБ. Профилирование зеркала гравюры штампов дополнительно снижает аэродинамический шум до 10 дБ. В целом степень травмоопасности КШМ после модернизации составила 8 – 40 дБ.

Предложенные технические решения по виброактивности КШМ обеспечивают снижение параметров вибраций до уровня санитарных норм.

## ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

1. В результате выполненных исследований, получены научно обоснованные технические и технологические решения, внедрение которых вносит значительный вклад в развитие экономики страны, заключающийся в развитии теории устройств управления виброакустическими потоками при использовании конструкций глушителей шума, газовых сопел импульсных пневмомеханизмов и виброизолирующих установок КШМ ударного и квазистатического действия, обеспечивающих снижение травмоопасности данного оборудования. Совокупность полученных результатов теоретических и экспериментальных исследований открывает новые направления совершенствования КШМ ударного и квазистатического действия.
2. Разработана классификация современных средств управления виброакустическими потоками в КШМ, позволяющая осуществить системный анализ направлений улучшения виброакустических характеристик КШМ, сформулировать проблемы развития.

3. Разработана концепция трансформации потоков энергии в механических системах КПМ, позволяющая выявить направления совершенствования КПМ за счет изменения взаимодействий акустических потоков с преградами и вибрационных потоков в элементах конструкций КПМ. Выявлен новый дополнительный источник аэродинамического шума при соударении штампов КПМ.
4. Предложены и теоретически обоснованы новые конструкции щелевых камерных глушителей шума пневмоагрегатов КПМ и виброизолирующих установок ковочных и пневматических ковочных молотов, позволяющие 2 – 4 раза улучшить виброакустические характеристики КПМ.
5. Разработаны математические модели истечения газодинамических потоков в акустических трактах пневмоагрегатов КПМ, в газовых соплах пневмомеханизмов КПМ; вибрационных потоков в КПМ ударного и квазистатического действия, что позволило контролировать уровень бародинамических и вибрационных потоков и подтвердить их расчетными значениями теоретико-экспериментальных моделей.
6. Установлены оптимальные соотношения геометрических размеров сочетаний щелей в камерах глушителей шума, выпускных каналов в газовых соплах, реализующие снижение интенсивности акустических потоков в 10 – 14 раз.
7. Установлены параметры жесткости упругого основания виброизолирующих установок КПМ, реализующие снижение уровня вибрационных потоков в 6 – 8 раз и уменьшающие необходимые размеры фундамента.
8. Созданы новые методики инженерного расчета параметров глушителей шума пневмоагрегатов КПМ, газовых сопел пневмомеханизмов КПМ и виброизолирующих установок КПМ, реализующие уменьшение степени травмоопасности КПМ на 45 – 87%.
9. Создано новое научное направление щелевых камерных глушителей шума, позволяющих уменьшить шум в 8 – 14 раз.
10. Разработаны конструкции виброизолирующих установок штамповочных, ковочных, ковочных пневматических молотов и листоштамповочных прессов с ресурсом эффективной работы 3 – 5 лет.
11. На материалы работы поступили запросы из США, Канады, Китая, Индии.

### **Список основных публикаций по теме диссертации**

#### **Публикации в изданиях, рекомендованных ВАК**

1. Иванов Ю.В., Коган М.С. Анализ шумообразования при работе механических прессов и опыт снижения акустической активности пневмомеханизма системы управления // Вестник ИжГТУ: периодический научно-теоретический журнал Ижевского государственного технического университета. – 2006. - № 2. – Ижевск: Изд-во ИжГТУ, 2006. – С. 49 – 52.

2. Иванов Ю.В., Крамаренко Р.А., Николаева Г.М. Глушители аэродинамического шума для оборудования листоштамповочных цехов // Автомобильная промышленность – 2006. - № 12 – С.33-34.
3. Иванов Ю.В. Основные меры борьбы с аэродинамическим шумом в кузнечных цехах // Безопасность труда в промышленности. – 2007. – № 2. – С. 74-75.
4. Иванов Ю.В. Пути снижения виброакустической активности оборудования в кузнечных цехах // Экология и промышленность России. – 2008. - № 3. – С. 26 – 28.
5. Иванов Ю.В. Исследование виброакустической активности оборудования в кузнечных цехах и повышение безопасности труда // Metallurg. – 2008. - №3. – С.27-29.
6. Иванов Ю.В. Обоснование модернизации фундаментной виброизоляции кузнечных молотов // Ремонт, восстановление, модернизация. – 2008. - №5. – С. 6 – 8.
7. Иванов Ю.В. Методика расчета и конструирования глушителей аэродинамического шума пневмомеханизмов систем управления кузнечно-прессовыми машинами // Вестник ИжГТУ. – 2008. - №3. – С.13-16.
8. Иванов Ю.В. Расчет виброизоляции ковочных молотов // Известия вузов. Машиностроение. – 2008. - № 8. – С. 67-70.
9. Иванов Ю.В. Состояние виброактивности оборудования в кузнечных цехах и средства повышения безопасности условий труда // Безопасность труда в промышленности. - 2008. - № 9. – С.52-54.
10. Иванов Ю.В. Исследование вибраций и результаты работ по их снижению в кузнечных цехах // Технология машиностроения. – 2008. - № 10. – С. 56-57.
11. Иванов Ю.В. Амортизаторы подшаботной виброизоляции молотов // Заготовительные производства в машиностроении. – 2008. - № 11. – С. 32-34.
12. Иванов Ю.В. Расчет виброизоляции штамповочных молотов // Известия вузов. Черная металлургия.- 2009. - № 1. – С. 17-19.
13. Иванов Ю.В. Некоторые результаты исследования виброизолирующих установок ковочных молотов // Металлообработка. – 2009. - № 1. – С.24-28.
14. Иванов Ю.В. Анализ прочностных характеристик рессорных амортизаторов, используемых для виброизоляции кузнечных молотов // Вестник ИжГТУ. – 2009. - №1. – С. 10-12.
15. Иванов Ю.В. Виброизолирующие установки ковочных молотов // Кузнечно- штамповочное производство. – 2009. - № 2. – С. 35-37.
16. Иванов Ю.В. Пути снижения аэродинамического шума кузнечных молотов // Metallurg. – 2009. - №5. – С. 24-26.
17. Иванов Ю.В. Анализ конструкции виброизолирующей установки ковочного молота // Вестник ИжГТУ. – 2009. - №2. – С. 21-24.

- 18.Иванов Ю.В. Исследование и анализ виброактивности ковочных молотов // Вестник машиностроения. – 2009. - № 8. – С. 63-67.
- 19.Иванов Ю.В. Регулируемые виброизолирующие системы кузнечных молотов // Известия вузов.Черная металлургия.- 2009.- № 5.–С.28-31.
- 20.Иванов Ю.В. Анализ виброактивности и результаты работ по снижению вибраций листоштамповочных прессов в кузнечно-прессовых цехах // Безопасность труда в промышленности. – 2009. - № 12. – С. 66-68.
- 21.Иванов Ю.В. Расчет виброизоляции листоштамповочных прессов // Известия вузов. Черная металлургия. – 2010. - №1. – С. 32 – 34.
- 22.Иванов Ю.В. Исследование виброизолирующих установок тяжелых штамповочных молотов // Металлообработка. – 2010.-№4.–С.27 – 31.
- 23.Иванов Ю.В. Исследование шума пневматических сопел для механизмов кузнечно-прессовых машин // Технология машиностроения. – 2011. - №2. – С. 70 – 71.
- 24.Иванов Ю.В. Снижение аэродинамического шума пневматических сопел в механизмах кузнечно-прессовых машин // Металлург. – 2011. - №3. – С. 21 – 23.
- 25.Иванов Ю.В. Анализ виброизолирующих установок штамповочных молотов // Заготовительные производства в машиностроении. – 2011. - № 9. – С. 25 – 28.
- 26.Иванов Ю.В., Дементьев В.Б. Исследование газодинамических потоков в пневмоагрегатах систем управления кузнечно-прессовыми машинами //Кузнечно-штамповочное производство – 2017 - №8 – С. 27 – 30.
- 27.Иванов Ю.В., Дементьев В.Б. Управление акустическими потоками в кузнечно-прессовых машинах и агрегатах // Металлообработка. – 2017. - №4 – С. 62 – 66.
- 28.Иванов Ю.В., Дементьев В.Б. Системы улучшения акустических характеристик кузнечно-прессовых машин и механизмов // Заготовительные производства в машиностроении. – 2017. - №9 – С. 54 – 58.

**Публикации входящие в международную базу данных Scopus, Web of Science**

- 29.Ivanov Y.V. Reducing noise and vibration in forging shops // Metallurgist, USA, v.52, No3-4, 2008, p. 137–140.
- 30.Ivanov Y.V. Ways of reducing aerodynamic noise from forging hammers // Metallurgist, USA, v.53, No5-6, 2009, p. 251–254.
- 31.Ivanov Y.V. Reducing aerodynamic noise of pneumatic mechanisms of forges and presses // Metallurgist, USA, v.55, No3-4, 2011, p. 139 –142.
- 32.Иванов Ю.В., Дементьев В.Б. Исследование газодинамических потоков в пневмоагрегатах систем управления кузнечно-прессовыми машинами //Кузнечно-штамповочное производство – 2017 - №9 – С. 25 – 28.



**Монографии:**

33. Иванов Ю.В. Защита от аэродинамического шума кузнечно-прессовых машин.

Монография – Ижевск: Изд-во «Удмуртский университет». – 2013. – 198с.

34. Иванов Ю.В. Защита от вибраций кузнечно-прессовых машин.

Монография –

Ижевск: Изд-во «Удмуртский университет». – 2017. – 234с.

**Авторские свидетельства и патенты**

35. А.с. 996029 СССР, МКИ В21 j 7/ 00. Станина штамповочного молота / А.И.

Храмой, М.С. Коган, Ю.В. Иванов (СССР). – 3312534/25-27; Заявл. 06.07.81; Оpubл.

15.02.83. Бюлл. № 6 .

36. А.с. 1000149 СССР, МКИ В21 j 13/04. Станина штамповочного молота /М.С.

Коган, А.И. Храмой, А.П. Колчин, Ю.В. Иванов (СССР). – 3298634 / 25-27; Заявл.

06.03.81; Оpubл. 28.02.83. Бюлл. № 8.

37. А.с. 1024303 СССР, МКИ В 30 В 1/18. Гидровинтовой пресс-молот / А.И. Храмой,

Ю.В. Иванов, М.С. Коган, Ю.Н. Загуменнов, В.К. Шевцов (СССР). – 3388865 / 25-

27; Заявл. 02.02.82; Оpubл. 23.06.83. Бюлл. № 23.

38. А.с. 1024306 СССР, МКИ В 30 В 15/00. Устройство для виброизоляции прессы/А.И.Храмой, Ю.В.Иванов, М.С.Коган, А.Н.Охотников(СССР).-

3388866/25 – 27; Заявл. 02.02.82; Оpubл. 23.06.83. Бюлл. № 23.

39. А.с. 1027057 СССР, МКИ В 30 В 1/18. Фундамент станины вертикальной винтовой кузнечной машины / А.И. Храмой, Ю.В. Иванов, М.С. Коган (СССР). – 3409536 – 25-27; Заявл. 22.03.82; Оpubл. 07.07.83. Бюлл. № 25.

40. А.с. 1041765 СССР, МКИ F 04 F 1/02. Насос замещения / А.И. Храмой, Ю.В. Иванов, М.С. Коган (СССР). – 3425807 / 25-06; Заявл. 19.04.82; Оpubл. 15.09.83. Бюлл. № 34.

41. А.с. 1049162 СССР, МКИ В 21 j 13/04. Станина штамповочного молота / Ю.В. Иванов, А.И. Храмой, А.В. Козлов (СССР). – 3450616/25-27; Заявл. 09.06.82; Оpubл. 23.10.83. Бюлл. № 39.

42. А.с. 1052308 СССР, МКИ В 21 j 13/04. Амортизатор, преимущественно для узла сочленения стоек и шабота штамповочного молота / Ю.В. Иванов, А.И. Храмой, М.С. Коган (СССР). – 3428079 / 25-27; Заявл. 23.04.82; Оpubл. 07.11.83. Бюлл. № 41.

43. А.с. 1074650 СССР, МКИ D 21 j 13/04. Станина штамповочного молота / А.И. Храмой, Ю.В. Иванов (СССР). – 3546327 / 25-27; Заявл. 02.02.83; Оpubл. 23.02.84. Бюлл. № 7.

44. А.с. 1094903 СССР, МКИ Е 02 D 27/44. Демпфирующее устройство для виброизоляции вертикального молота / А.И. Храмой, Ю.В. Иванов (СССР). – 3553702 / 25-27; Заявл. 18.02.83; Оpubл. 30.05.84. Бюлл. № 20.
45. А.с. 1155344 СССР, МКИ В 21 В 13/00. Устройство для виброизоляции пневматического ковочного молота / Бюлл. № 18.
46. Патент на п. м. 86123 RU, МПК В 21 J 7/00. Устройство виброизоляции кузнечного молота / Ю.В. Иванов (Россия). – 2009102686/22; Заявл. 27.01.09; Оpubл. 27.08.09. Бюлл. № 24.
47. Патент на п. м. 88391 RU, МПК F 01 N 1/02. Глушитель шума кузнечно-прессовых машин / Ю.В. Иванов (Россия). – 2009121543/ 22; Заявл. 05.06.09; Оpubл. 10.11.09. Бюлл. № 31.
48. Патент на п. м. 93334 RU, МПК В 21 J 7/00. Устройство виброизоляции пресса / Ю.В. Иванов, С.В. Метлушин (Россия). – 2009102686/22; Заявл. 27.11.09; Оpubл. 27.08.09. Бюлл. № 24.
49. Патент на п. м. 94283 RU, МПК F 01N 1/02. Пневматическое сопло кузнечно-прессовых машин / Ю.В. Иванов (Россия). – 2009141318/22; Заявл. 09.11.09; Оpubл. 27.08.09. Бюлл. № 14.
50. Патент на п. м. 101515 RU, МПК F 16 F 15/04. Устройство виброизоляции ковочного молота / Ю.В. Иванов (Россия). – 2010128028/11; Заявл. 04.10.10; Оpubл. 20.01.11. Бюлл. № 2.

#### **Другие работы**

51. Иванов Ю.В., Храмой А.И., Коган М.С. Повышение долговечности сопрягаемых поверхностей частей станин виброизолированных молотов. // Технология и организация производства. – 1987. - №4. - С.24-26.
52. Иванов Ю.В., Храмой А.И., Коган М.С. Повышение эксплуатационных характеристик амортизаторов составных станин штамповочных молотов. // Технология и организация производства. – 1989. - №3. - С. 24-25.
53. Иванов Ю.В., Коган М.С., Крамаренко Р.А. Борьба с шумами аэродинамического происхождения в штамповочных цехах. // Проблемы и перспективы автомобилестроения в России: Материалы конференции – Ижевск, 2006. – С.71 - 74.
54. Иванов Ю.В., Крамаренко Р.А., Николаева Г.М. Конструирование устройств для снижения аэродинамического шума в условиях действующего кузнечно-прессового цеха // электронный журнал «Социально-экономические и технические системы» <http://www.kamp.ru/sets>. - 2006. - № 6. – 7.
55. Иванов Ю.В. Оздоровление условий труда и пути снижения виброакустической активности оборудования в кузнечных цехах // Перспективные инновации в науке, образовании, производстве и транспорте - 2007: Материалы конференции – Одесса, 2007.–С.4– 5.
56. Иванов Ю.В., Севастьянов Б.В. Исследование виброактивности механических систем виброизолирующих установок ковочных молотов // Промышленная и экологическая безопасность.– 2007.- № 6. – С.60.

- 57.Иванов Ю.В., Севастьянов Б.В. Состояние и перспективы развития виброизоляции кузнечно-штамповочных машин ударного действия // Промышленная и экологическая безопасность.–2007.-№8.–С.60 – 61.
- 58.Иванов Ю.В. Состояние безопасности труда и перспективы снижения аэродинамического шума оборудования в кузнечном производстве // Наука. Образование. Производство в решении экологических проблем. Экология – 2007: Материалы конференции – Уфа, 2007. – С. 95-98.
- 59.Иванов Ю.В., Севастьянов Б.В. Анализ условий работы и методы снижения акустической активности кузнечно-прессовых машин // Промышленная и экологическая безопасность.–2007.-№ 9.– С. 60-61.
- 60.Иванов Ю.В., Коган М.С. Методы и средства повышения безопасности труда в кузнечных цехах по виброакустическим параметрам // VIII Конгресс«Кузнец–2008»:Материалы конференции–Рязань, 2008.
- 61.Иванов Ю.В. Улучшение виброакустических параметров металлургических машин и агрегатов ударного действия / Международная конференция «ИНТЕХЭКО – 2009»: Материалы конференции – Москва, 2009.-С. 71-73.
- 62.Иванов Ю.В. Методы и средства улучшения виброакустических параметров металлургических машин и агрегатов / Безопасность в техносфере. – Ижевск. – УдГУ. - 2009. - № 5. – С.132 – 136.
- 63.Иванов Ю.В. Устройство виброизоляции кузнечного молота / XIII Московский международный салон изобретений и инновационных технологий «Архимед – 2010»: Материалы салона – Москва, 2010. – С. 69 – 70.
- 64.Иванов Ю.В. Глушитель шума кузнечно-прессовых машин / XV Московский международный салон изобретений и инновационных технологий«Архимед–2012»:Материалы салона–Москва,2012.–С. 80.
- 65.Иванов Ю.В. Устройство виброизоляции ковочного молота / XX Московский международный салон изобретений и инновационных технологий «Архимед – 2017»: Материалы салона – Москва, 2017. – С. 12 – 15.

Отпечатано с оригинал-макета заказчика

Подписано в печать 06.10.2017. Формат 60\*84 1/16.

Тираж 100 экз. Заказ № 1939.

Типография

Издательского центра «Удмуртский университет»

426034, Ижевск, ул. Университетская, 1, корп. 2.

Тел. 68-57-18