

ФГБОУ ВПО «Удмуртский государственный университет»

Ю.В. Иванов

**ЗАЩИТА ОТ АЭРОДИНАМИЧЕСКОГО ШУМА
КУЗНЕЧНО-ПРЕССОВЫХ МАШИН**

Монография



Ижевск
2013

УДК 621.77
ББК 34.623 - 5н6
И 208

Рецензенты:

Дементьев В.Б., д.т.н., профессор, зам. директора по науке института механики УрО РАН, г. Ижевск.

Михайлов Ю.О., д.т.н., профессор, зав. кафедрой «Машины и технология обработки металлов давлением и сварочное производство» Ижевского государственного технического университета им. М.Т. Калашникова.

Иванов Ю.В.

И 208 Защита от аэродинамического шума кузнечно-прессовых машин. Монография – Ижевск: Изд-во «Удмуртский университет». – 2013. – 198 с.
ISBN 978-5-4312-0190-5

В работе приведены исследования источников шумов кузнечно-прессовых машин. Представлены расчеты источников аэродинамического шума с соответствующими расчетами машин и оборудования. Описаны способы защиты от аэродинамического шума кузнечно-прессовых машин и конструкции устройств для их осуществления. Предложены методики расчета устройств защиты от шума кузнечно-прессовых машин.

Книга предназначена для специалистов кузнечно-прессового производства, а также для студентов, обучающихся по специальностям «Машины и технология обработки металлов давлением», «Техносферная безопасность».

УДК 621.77
ББК 34.623 – 5н6

© Иванов Ю.В., 2013

| | |
|---|-----|
| Введение | 5 |
| Глава 1. Обзор основных направлений защиты от шумов кузнечно-прессовых машин | 8 |
| 1.1. Анализ акустической защиты машин и состояние проблемы акустической активности кузнечно-прессовых машин..... | 9 |
| 1.2. Оценка и нормирование акустических параметров кузнечно-штамповочного оборудования..... | 35 |
| Глава 2. Разработка систем защиты от шума в кузнечно-прессовых машинах.. | 43 |
| 2.1. Постановка задач защиты от шума в кузнечно-прессовых машинах..... | 43 |
| 2.2. Разработка глушителей шума пневмоагрегатов в кузнечно-прессовых машинах..... | 52 |
| 2.3. Разработка малошумных систем газовых сопел в пневмомеханизмах кузнечно-прессовых машин..... | 72 |
| 2.4. Разработка систем шумозаглушения в кузнечно-прессовых машинах элементами штамповой оснастки..... | 86 |
| Глава 3. Экспериментальные исследования параметров шумов в кузнечно-прессовых машинах и механизмах | 104 |
| 3.1. Методика экспериментальных исследований акустических параметров кузнечно-прессовых машин и агрегатов..... | 104 |
| 3.2. Экспериментальные исследования глушителей шума пневмоагрегатов в кузнечно-прессовых машинах ... | 107 |
| 3.3. Экспериментальные исследования шумозаглушения элементами штамповой оснастки и системами газовых сопел в кузнечно-прессовых машинах | |

| | |
|---|------------|
| и механизмах..... | 136 |
| Глава 4. Разработка методик расчета систем защиты от шума кузнечно-прессовых машин | 150 |
| 4.1. Методика расчета глушителей шума пневмоагрегатов кузнечно-прессовых машин..... | 150 |
| 4.2. Методика расчета газовых сопел пневмомеханизмов кузнечно-прессовых машин..... | 157 |
| Глава 5. Результаты разработки систем защиты от шума кузнечно-прессовых машин..... | 161 |
| Заключение..... | 176 |
| Библиографический список..... | 177 |

ВВЕДЕНИЕ

Проблемы снижения шумов разнообразных машин и механизмов в машиностроении становятся все более актуальными в связи с ростом требований по их ограничению, что связано со снижением производительности труда, текучестью кадров, несовершенством основного и вспомогательного оборудования. Пристальное внимание контролирующих организаций к соблюдению нормативов, поиски резервов повышения производительности труда и совершенствование оборудования требуют решения этой проблемы.

В работе решается проблема управления акустическими параметрами кузнечно-прессовых машин и агрегатов при использовании новых технических решений, которые обеспечивают повышение технического уровня техники, технологической безопасности машин при эксплуатации и качества изделий машиностроения. Наиболее акустически активным в среде кузнечно-штамповочных машин является кузнечное и прессовое оборудование, и в их составе, вспомогательные пневмоагрегаты и пневмомеханизмы.

Для современного машиностроения характерны тенденции повышения производительности машин, роста их мощности, рабочих нагрузок, точности, экономичности и надежности. Соответствие данным требованиям возможно при тщательном анализе движений сопрягаемых элементов в машинах с учетом всех основных силовых факторов. При современном развитии техники, с повышением скоростей рабочих органов машин и широким внедрении в технологию производства колебательных процессов среди различных производственных факторов, большое значение приобретают интенсивные шумы, негативно действующие на персонал.

Шумы, сопутствующие эксплуатации машин, неизбежно приводят к снижению производительности труда и, как следствие, к ухудшению качества выпускаемой продукции. 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 обще экологическую проблему шумового загрязнения среды прилегающих селитебных территорий.

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

В настоящее время известны лишь отдельные технические решения снижения шумов кузнечно-прессовых машин, изложенные в различных литературных источниках. Основой для написания монографии явились данные исследований автора по выявлению источников шумов, сведений о разработке новых технических решений по снижению шума кузнечно-прессовых машин. Кроме того, в работе обобщены данные и многолетний производственный опыт в вопросах проектирования и эксплуатации устройств защиты от шума ударных и квазистатических машин.

Глава 1. ОБЗОР ОСНОВНЫХ НАПРАВЛЕНИЙ ЗАЩИТЫ ОТ ШУМОВ КУЗНЕЧНО-ПРЕССОВЫХ МАШИН

Проблема шума на производстве, как составная часть проблемы загрязнения окружающей среды, относится к задачам первостепенной важности и является одной из ведущих проблем экологии человека. Повышение быстроходности и мощности современных машин, а также разработка конструкций с минимизацией массы и размеров приводит к созданию примерно равнопрочных узлов, в результате чего динамические жесткости конструктивных элементов часто оказываются близкими или равными. При этом на первый план выдвигается решение проблем снижения их динамической нагруженности и уровня шумов.

Проблема борьбы с шумом машин ставит перед специалистами три задачи: выявление источников повышенного шума узлов и механизмов; исследование распространения шума по конструкциям; определение излучателей звуковой энергии и их характеристик.

Перечисленные задачи являются основными в акустической динамике машин [5]. Для построения решений нельзя рассматривать их изолированно друг от друга. При этом важно установить связь между потоком акустической энергии и параметрами сопряженных деталей машин и механизмов, оценить параметры шумов, как потоков связанных с распространением и трансформацией энергии ударных процессов. В настоящее время разработано много методов и средств акустической защиты, но ни один из них в отдельности не позволяет полностью устранить шумы. Наилучших результатов удастся достичь при их комплексном использовании. Глава посвящена анализу современного состояния проблемы акустической защиты от наиболее активных кузнечно-прессовых машин, и, связанных с ними, пневмоагрегатов и пневмомеханизмов.

1.1. Анализ акустической защиты машин и состояние проблемы акустической активности кузнечно-прессовых машин

В последние годы в отечественном машиностроении наметились тенденции к повышению технического уровня и качества создаваемой и выпускаемой техники, что сказывается на конкурентоспособности оборудования. В

машиностроении для определения технического уровня машин и механизмов используют ряд показателей: технико-эксплуатационные, надежности, долговечности, эргономические, стандартизации, унификации, патентно-правовые, безопасности и качества изготовления. Одними из важных показателей технического уровня являются показатели технологической безопасности оборудования, которые определяются существующими уровнями шумов и вибраций машин и механизмов.

В настоящее время от научно-технического уровня и качества кузнечно-штамповочного производства и кузнечно-прессового машиностроения зависит уровень, качество, эксплуатационные характеристики всех объектов техники и машиностроения, включая самые ответственные – авиационные, оборонные, ракетно-космические, энергетические, транспортные и др.

Доля кузнечно-прессовых машин в парке металлообрабатывающего оборудования России составляет 19%, в США – 24%, в Германии – 21%, в Италии – 30% [38].

С вопросами борьбы с шумом сегодня приходится сталкиваться во многих отраслях промышленности, транспорта, строительства и энергетики. Отдельные вопросы снижения шумов в настоящее время достигли такой степени

специализации, что выделились в самостоятельные направления. Важный вклад, в разработку вопросов борьбы с шумами различных направлений, внесли отечественные ученые С.П. Алексеев [16], А.И. Белов [12], Ф.Е. Григорьян [30], В.И. Заборов [36], Б.М. Злобинский [39], Н.И. Иванов [40], И.И. Клюкин [68], Л.Ф. Лагунов [75], А.Г. Мунин [3,78], Г.Л. Осипов [84], Г.А. Хорошев [109], Е.Я. Юдин [15,18], а также ряд зарубежных ученых: М.Е. Голдстейн [27], Гю Лэмб [76], М. Лайтхил [130], Ф. Мехель [100], Е.А. Мюллер [100], У. Скучик [95], М. Хекл [100], Р. Хиклинг [11] и др.

Как показали результаты анализа уровней звуковой мощности основного технологического оборудования [14, 18, 36, 68, 75, 97, 100, 113], значительная часть машин и агрегатов ряда смежных отраслей промышленности, в том числе и кузнечно-прессового машиностроения, имеет уровни шумовой нагрузки, значительно превышающие допустимые санитарные нормы. Такое положение обусловлено объективными и субъективными причинами, связанными с интенсификацией производства, ростом производительности труда, увеличением мощности машин и объема выпуска с единицы производственной площади, слабым использованием технических средств защиты от шумов [18, 70, 75]. Наиболее представительным и неблагоприятным по акустическим

показателям кузнечно-штамповочным оборудованием являются многочисленные кузнечно-прессовые машины и связанные с ними агрегаты и механизмы.

Установлено [24,67], что в КШМ ударного действия, более 50% кинетической энергии рассеивается в механической системе и менее 50% используется полезно на пластическое деформирование изделий. Схему трансформации потока энергии в механической системе КШМ ударного действия можно представить в виде (рисунок 1.1). Схема трансформации потока энергии в кузнечных машинах квазистатического действия выглядит практически аналогично, имея несколько меньший уровень негативных откликов.

Для снижения параметров шумов до допустимых значений введена система технического нормирования шума оборудования, препятствующая выпуску заводами изготовителями - машин, шум которых нельзя уменьшить, и стимулирующая производство машин с пониженными уровнями звуковой мощности. При работе КШМ возникают импульсные механический и аэродинамический шумы. Источниками механического шума являются встречные взаимодействия поверхностей базовых деталей кузнечно-прессовых машин и агрегатов. Природа аэродинамического

шума двойственна. Этот шум, во-первых, обусловлен работой потокосоздающих и потокопроводящих устройств (компрессоров, вентиляторов, встроенных пневмосистем

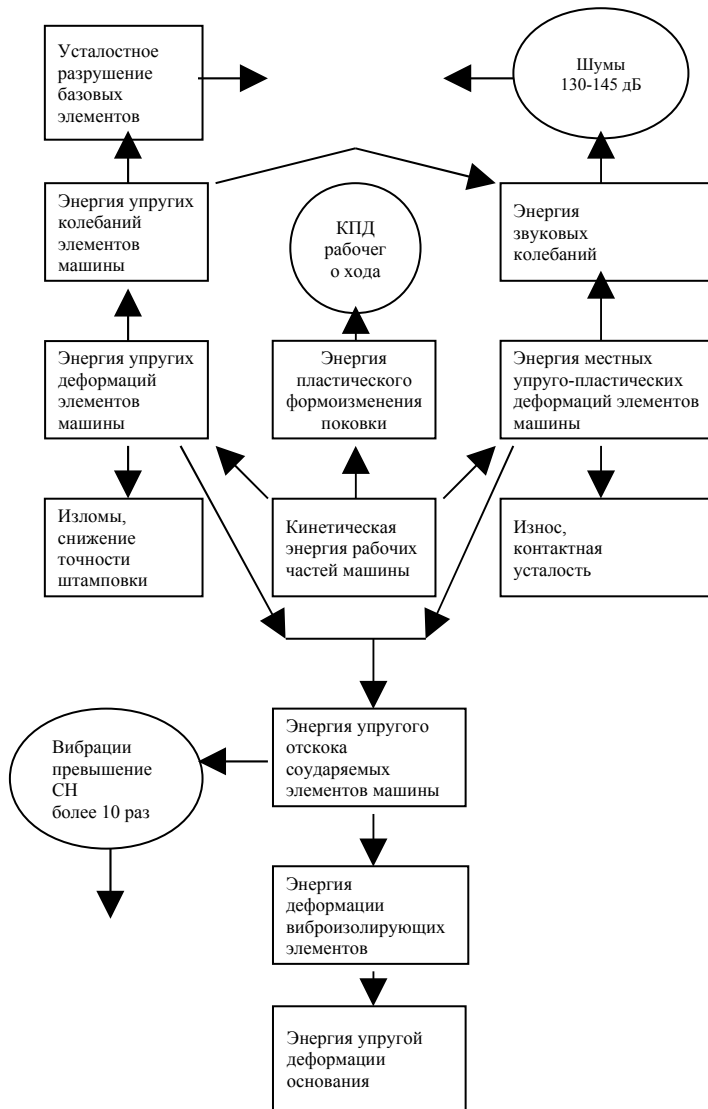


Рисунок 1.1 - Схема трансформации потоков энергии в механических системах кузнечно-прессовых машин

машин, газовых сопел и др.).

Во-вторых, аэродинамический шум возникает от быстровращающихся элементов (роторов, центрифуг, веретен) и образуется из фонового шума и накладывающихся на него дискретных составляющих. Причиной фонового шума являются неупорядоченные и периодические отрывы вихрей в газовой среде [9, 100], утечки энергоносителя.

В производственных процессах кроме эксплуатации основного технологического оборудования возникает необходимость использования встроенных устройств, для улавливания и отвода отходов производства (окалина, пыль) в местах их образования, что неизбежно ведет к появлению дополнительных источников шумов.

Динамические нагрузки, возникающие при работе кузнечно-штамповочного оборудования, действуют на перекрытия цехов, вызывают их вибрацию, которая распространяется по конструкциям зданий и также создает дополнительный шум в соседних помещениях. В связи с этим при решении вопросов снижения шума на рабочих местах следует учитывать зависимость уровня звукового давления не только от уровня звуковой мощности кузнечно-

штамповочного оборудования, но и от способности производственного помещения поглощать потоки виброакустической энергии.

Защита от шума в КПМ представляет собой комплексную проблему, решение которой, настоящее время, реализуется по следующим направлениям (рисунок 1.2): активные методы, снижение шума в источнике и пассивные методы, снижение шума на пути распространения. Направления по защите от шума в источнике включают акустические технические решения и технические решения по снижению механических и аэродинамических шумов.

В современных конструкциях кузнечно-прессовых машин и механизмов наиболее распространены источники механического шума. К ним относится наличие дисбалансов деталей приводных и исполнительных механизмов кузнечно-прессового и вспомогательного оборудования (зубчатые, цепные и другие передачи) [9, 36], выполнение ударных технологических операций кузнечными молотами, пресс-автоматами и вырубными прессами [10, 11]. Источниками механических шумов являются звуковые вибрации станин и других массивных деталей КПМ, которые возникают в результате многочисленных соударений во всех звеньях

кинематических цепей, в рабочей зоне, при холостом и рабочем ходе машины.

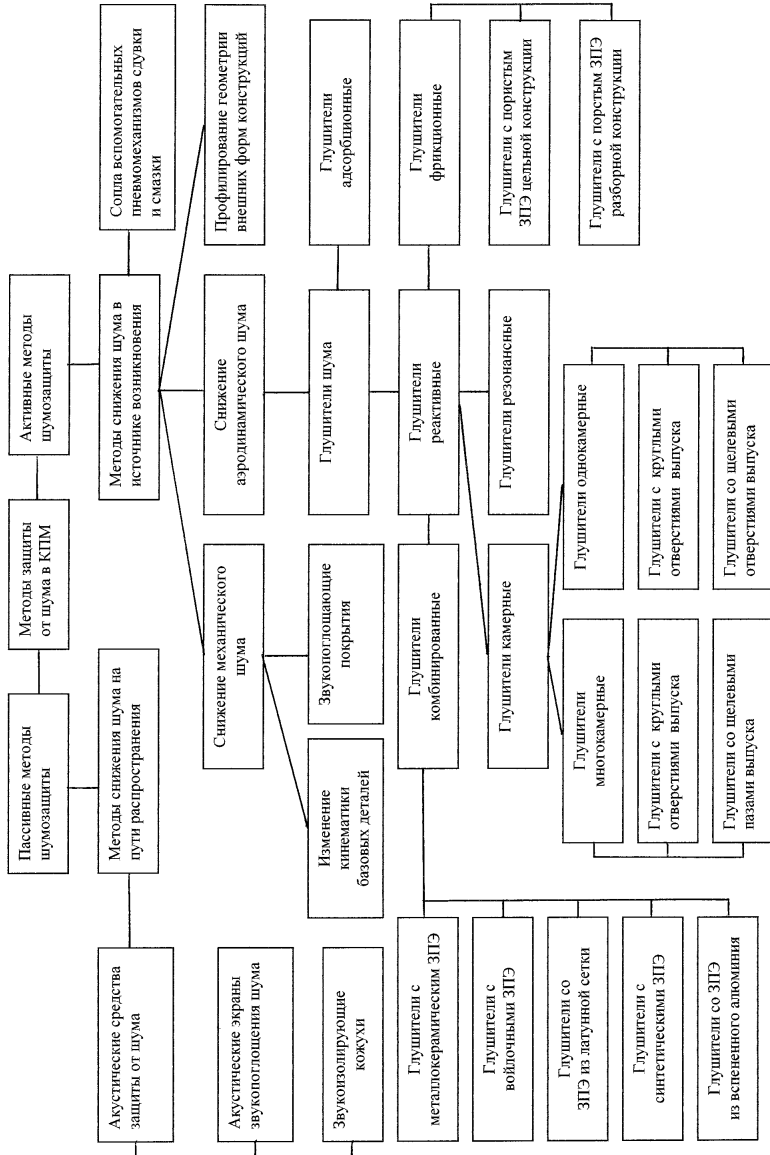


Рисунок 1.2 - Классификация методов защиты от шума в КПМ

Дисбалансы и удары, связанные с технологическими особенностями работы оборудования (кузнечные молоты, ГКМ), очень трудно устранить, следует уменьшить их негативное влияние. Возникновение многих механических источников виброактивности оборудования обусловлено погрешностью изготовления деталей. Это имеет большое значение при работе муфт, зубчатых колес и подшипников КПМ [18, 21, 100, 106], где шум генерируется в процессе трения, например шарика о стальное кольцо. На акустические характеристики КШМ существенно влияют условия сборки, эксплуатации, режимы трения [3, 9].

В среде КШМ, с учетом технологического, ударного характера нагрузок, наибольшую акустическую активность проявляют кузнечные молоты самых различных модификаций, которые генерируют импульсные шумы в процессе своей работы.

Снижение шума вибрационного происхождения в элементах базовых деталей кузнечных молотов обеспечивается в результате предотвращения перегрузки молота, демпфирования колебаний инструмента и стоек станины. За счет уменьшения вибраций, генерируемых станией молота, путем установки упругих прокладок между

шаботом и штамподержателем, разделения стыков частей станины упругими элементами и предотвращения жестких, эксцентричных ударов [135,144], удается снизить шум на 4 дБ.

Уменьшение звукоизлучательной способности деталей кузнечно-штамповочного оборудования достигается путем покрытия их вибродемпфирующими материалами типа «пагулан», «вилькулон», наирит или пастами из эластомерного материала, а также установки подвижных и неподвижных кожухов, закрывающих звукоизлучающие поверхности [99,106,115,119,120,130,132,134,136,145]. Наблюдаемое в данном случае снижение шума составляет 4-10 дБ.

В работах [120,136] показано, что уровень шума от молота с круглым профилем станины и встроенным в полости стоек станины конструкционным демпфером на 10 дБ ниже, чем от молота с открытым профилем станины. Профиль шабота, для локализации воздействия отраженной волны, должен иметь выпуклую опорную поверхность [129,136,145].

На молотах зона обработки излучает до 60% шума [119, 120], поэтому целесообразно выполнять звукоизоляцию штампов путем размещения линии разъема штампов ниже

верхней плоскости шабота (в углублении шабота), эффективность 10-12 дБ.

В качестве средств защиты от механического шума предусматриваются также акустические экраны, звукоизолирующие кабины, ограждение машин и зданий, виброизоляция оборудования (виброизолирующие опоры, упругие прокладки) и звукопоглощающие облицовки. Эффективность экранов, камер и наполнителей составляет 10-15 дБ [21,116,124,127,128,137,139,141,142,147].

На прессовом оборудовании для уменьшения шума устанавливают системы коленно-рычажных, шарнирных механизмов привода, обеспечивающих дифференцированную скорость ползуна прессы на разных участках рабочего хода [122,127,131]. Шум снижается до 80 дБА. Используют погружение узлов в масляную ванну, что снижает шум до 76 дБА [132,134,135]. Повышение точности исполнительных механизмов после ремонта уменьшает шум на 4 – 20 дБ [125,145]. Применение двухстоечных станин прессов вместо одностоечных снижает шум на 10 – 14 дБ [125,133].

Другие источники шума КПМ – многочисленные импульсные системы пневмоприводов. Главная причина возникновения этих шумов – неоднородность выпускного импульсного газового потока, вследствие его

периодического прерывания, турбулентности, вихрей и т.д. Неоднородность потока вызывает градиенты скоростей частиц газа, что обуславливает местные изменения плотности и давления рабочей среды. Эти колебания распространяются как акустические волны, проникают в конструкции и излучаются в окружающее пространство [3,9,18,95,100,117,123,126,132].

Аэродинамические шумы 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 окалины с заготовок, смазки штампов, при работе вентиляторов обдува рабочих мест, приводов средств механизации и автоматизации. Работы по снижению уровня аэродинамических шумов КПМ в направлении совершенствования конструкций оборудования заводами изготовителями ведутся как в нашей стране, так и за рубежом [21,36,39,64].

Ряд авторов [139,143], предлагают, для снижения шума, устранять острые кромки, отверстия и пазы на пути следования воздушной струи, снижать давление воздуха путем установки на воздухопроводе регулятора давления. Подачу сжатого воздуха осуществлять только после рабочего

хода пресса или молота в течение короткого промежутка времени [114]. Разработаны достаточно сложные камерные глушители для снижения шума механизма сдувки [19,106], однако они не нашли широкого применения из-за сложности конструкции и недостаточной энергии струи для сдува более крупных деталей.

В конструкторской разработке [117] предлагается использовать специальную насадку с фильтрующим элементом на сопло, при этом шум струи снижается на 7-10 дБ. Недостаток данной конструкции, необходимость предварительной очистки сжатого воздуха. В работах [85,96] предлагается ряд газовых сопел для сдувки деталей, в которых в качестве гасителя энергии струи используется наполнитель из капроновых шариков, уменьшающих шум на частотах 4-8 кГц. Уровень шума уменьшается до 75 дБА на вышеуказанных частотах, однако недостатком является низкая энергия струи для сдува деталей и повышенный уровень шума на частотах 500 – 3000 Гц, наиболее чувствительных для человека.

В работе [110] авторский коллектив предлагает свою конструкцию сдувки деталей с наружным обдувом струи, снижая шум на 10 дБ. Однако конструкция достаточно сложна и не технологична в изготовлении.

Актуальной проблемой является снижение уровня шума при технологическом выпуске сжатого воздуха из пневмомеханизмов систем управления КПМ. В существующих конструкциях на выпускном канале пневмоагрегатов установлены глушители шума. Современные глушители шума, в соответствии с известными классификациями [14,18,99,100,18], подразделяются на активные (адсорбционные), реактивные (камерные, резонансные, интерференционные) и комбинированные.

Адсорбционные глушители для снижения шума выхлопа механизмов оборудования с пневмоприводом имеют пористый звукопоглощающий элемент (ПЗЭ) и наиболее распространены в отечественном и зарубежном машиностроении. Конструктивно они выполняются в виде пористого акустического элемента из пластин, втулок или стаканов. Снижение шума в этих глушителях происходит за счет комплексного эффекта, связанного с дроблением струи, со снижением скорости потока в расширительной камере, образованной корпусом глушителя, и диссипацией энергии звуковой волны при прохождении потока через каналы пористого металлокерамического элемента. В зависимости от принятого технологического способа изготовления

конструкции пневмоглушителей этого типа возможно разделить на цельные, разъемные и неразъемные.

Цельные конструкции глушителей с металлокерамическим ПЗЭ представляют собой одну деталь с присоединительной резьбой, выполненную из пористого материала – металлокерамики (рисунок 1.3 а,б,в).

Разъемные конструкции таких глушителей чаще всего представляют собой два фланца, между которыми размещен ПЗЭ: втулка из пористой керамики или пластмассы, пакет сеток или волокнистый материал. Элементы конструкции соединяются с помощью шпильки (рисунок 1.4 а).

Использование материала типа волокна, фетра и волокнистой набивки требует некоторой модификации разъемной конструкции, где один из фланцев трансформирован в кожух с пазами, а шпилька отсутствует (рисунок 1.4б). Для увеличения эффективности глушителей этого типа на практике используются несколько вмонтированных друг в друга металлокерамических стаканов, образующих систему расширительных камер (рисунок 1.4в).

Достаточно высокая акустическая эффективность металлокерамических глушителей сочетается с рядом существенных недостатков, к которым можно отнести малую прочность и низкие эксплуатационные качества, что связано с

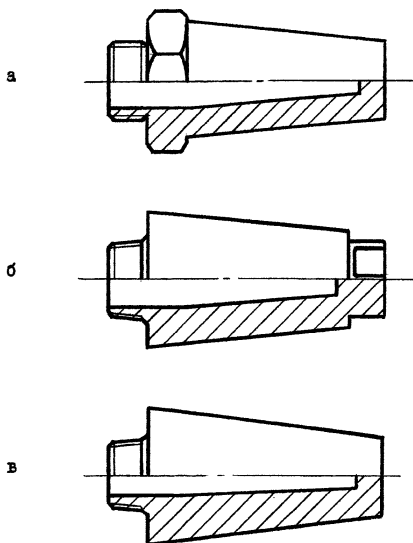


Рисунок 1.3 - Глушители с пористым звукопоглощающим элементом цельной конструкции: а – глушитель фирмы “Bosch” (Германия); б – глушитель фирм “Aerpress”, “Dordone” (Италия); в – глушитель фирмы “Hoerbiger” (Германия).

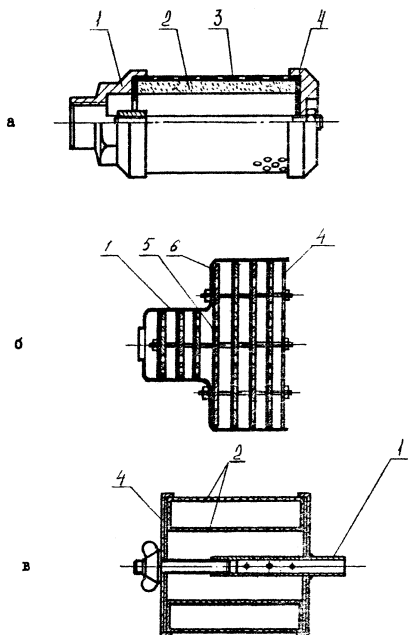


Рисунок 1.4 - Конструкции глушителей с пористым звукопоглощающим элементом разъемной конструкции:

- а) ; б) ; в) : 1. Переходный штуцер; 2. Пористый керамический цилиндр; 3. Перфорированный кожух;
 4. Крышка цилиндра;
 5. Звукоизолирующий материал – войлок;
 6. Перфорированная пластина

относительно быстрым засорением пористых каналов металлокерамического ЗПЭ, вследствие наличия в энергоносителе конденсата, аэрозолей масла, продуктов коррозии. Увеличение гидравлического сопротивления газового потока создает рост противодействия в тракте глушителя, что способствует отказам в работе пневмоклапанов или разрушению металлокерамического элемента глушителя.

В промышленности получили распространение глушители с синтетическим ЗПЭ, выполненные чаще всего из полиэтилена марки 4007 или П-400М. Указанные материалы обладают высокой пористостью и прочностью, что делает данные глушители более предпочтительными в сравнении с металлокерамическими конструкциями [98].

Существующие пневмоагрегаты систем управления отечественными КПМ, традиционно ориентированы на использование наиболее распространенной в нашей стране пневмоаппаратуры заводов «Пневмоаппарат» и «Пневматика» [88,89].

Пневмоаппаратура данных производителей зарекомендовала себя с наилучшей стороны – неприхотливая, высокоэффективная, долговечная, она обеспечивает

надежную работу кузнечно-прессового оборудования в течение длительного срока эксплуатации в существующих условиях кузнечных производств. В качестве глушителя шума указанные конструкции используют металлокерамический акустический элемент – спеченную, бронзовую, пористую пластину или втулку, а также алюминиевый вспененный стакан [13].

Учитывая опыт эксплуатации пневмоагрегатов систем управления КПМ на ведущих заводах ГАЗ, ЗИЛ, КАМАЗ, ИЖМАШ, ИЖСТАЛЬ, УАЗ, где эксплуатируется разнообразная гамма оборудования как отечественного, так и импортного производства, выяснилось следующее: применение глушителей с металлокерамическим акустическим элементом не эффективно при эксплуатации из – за быстрого (2-3 месяца) засорения металлокерамики взвесью масла, окалина и конденсата. Это приводит к повышению гидравлического сопротивления акустического тракта, увеличению давления в камере пневмораспределителя и, как следствие, к разрушению акустического элемента, что требует частой замены глушителя.

Обнаружены также низкие эксплуатационные качества у аналогичных конструкций глушителей фирм ROSS(США), DORTMUT, HERION(Германия), устанавливаемых на

оборудовании марки ERFURT(Германия) и SCHMERAL(Чехия), т.к. сетка, внутри корпуса глушителя, очень быстро засоряется, глушитель не разборный, поэтому нет возможности заменить ее или промыть.

При упрочнении акустического элемента резко возрастает гидравлическое сопротивление акустического тракта, что приводит к отказу в работе пневмораспределителя и к сдваиванию ходов кузнечно-прессовой машины, что крайне опасно для оператора.

Учитывая вышеприведенные недостатки, в работе [5] приведены результаты разработки глушителя шума пневмоагрегатов с синтетическим акустическим элементом (рисунок 1.5а) повышенной прочности. Однако синтетические глушители имеют схожие недостатки – низкие эксплуатационные качества, что ограничивает их применение. Как следует из опыта эксплуатации, эффективность синтетических глушителей за 2-3 месяца работы снижается на величину 10-12 дБ, эффективность металлокерамических глушителей за тот же срок уменьшается на 6-8 дБ.

Повышенными эксплуатационными свойствами обладает конструкция синтетического глушителя (рисунок 1.5б), разработанного на Горьковском автозаводе для прессов усилием до 10 МН [98]. Однако эта конструкция не получила

широкого распространения из - за низкой технологичности изготовления и малой прочности материала ЗПЭ.

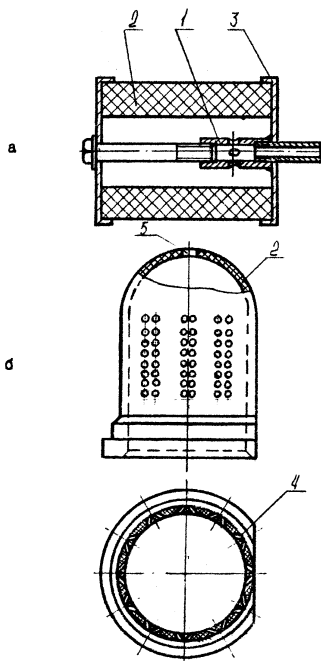


Рисунок 1.5 - Глушители шума из синтетического материала: а) ; б) : 1 - Штуцер; 2 - Стакан синтетический; 3 - Крышка; 4 - Наклонные отверстия; 5 - Предохранительный клапан

Недостатки адсорбционных глушителей пытались устранить, заменяя металлокерамику или синтетический ЗПЭ на сетку с разным размером ячейки и толщиной проволоки. Примером такой конструкции является глушитель фирмы “DORTMUT” (Германия), установленный на прессовое оборудование фирмы “SCHMERAL” (Чехия) усилиями 25, 40 МН (рисунок 1.6а).

Однако сетка забивается маслом, конденсатом, окалиной и пылью. Площадь проходного сечения уменьшается, растет противодавление, эффективность глушителя снижается из-за уменьшения площади прохода и, как следствие, увеличения скорости струи на выходе из глушителя.

На ОАО «ЗИЛ» разработан реактивный, камерный глушитель для прессы усилием 2,5 МН (рисунок 1.6б). Акустическая эффективность глушителя составляет 15-18 дБ.

Указанная конструкция эффективна в эксплуатации и лишена недостатков глушителей с металлокерамическим и синтетическим ЗПЭ. Однако она рассчитана на малую производительность, поэтому для больших секундных расходов необходимо увеличивать размеры расширительной камеры, что исходя из работы [99], требует для эффективного снижения шума, выполнения соотношения площадей входа и расширительной камеры более 4 и значительных габаритных

размеров, что не приемлемо при существующих конструктивных размерах.

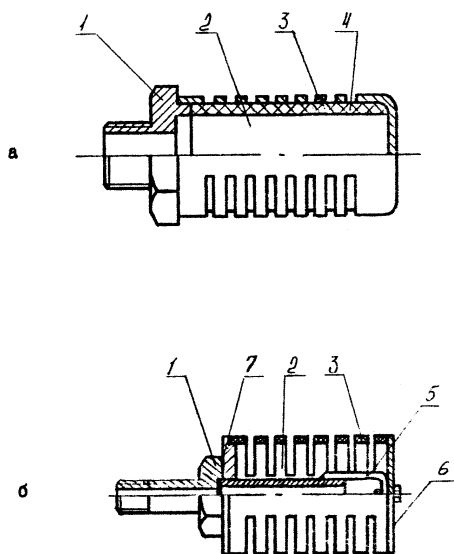


Рисунок 1.6 - Конструкции реактивных глушителей шума:
а - ; б - : 1. Переходник; 2. Камера глушителя; 3. Корпус со щелевыми отверстиями; 4. Латунная сетка; 5. Внутренняя втулка с отверстиями; 6, 7. Верхняя и нижняя крышки.

Известны конструкции глушителей шума, которые содержат акустические фильтры внутри расширительной камеры, позволяющие снизить скорость потока до значений, при которых струя теряет значительную долю энергии.

Примером является конструкция глушителя шума [4] камерного типа (рисунок 1.7а), которая содержит коаксиально установленные и частично перфорированные цилиндрические камеры с крышками, образующими кольцевые каналы: промежуточный и выходной. Произвольное выполнение соотношения проходных сечений каналов приводит к недопустимо большой скорости потока газа на выходе и, соответственно, к возрастанию вихревого шума. Кроме того, в этом глушителе наблюдается уменьшение акустической эффективности на тех частотах, при которых длина каналов кратна целому числу половин длин волн, соответствующих указанным частотам.

Более эффективной конструкцией [6] является глушитель шума, созданный в МГТУ им. Н.Э. Баумана (рисунок 1.7б). Конструкция представляет собой набор перфорированных корпусов из металла или пластмассы смонтированных соосно, с крышками, образующими расширительную камеру и два кольцевых канала: промежуточный и выходной. Причем площади проходных

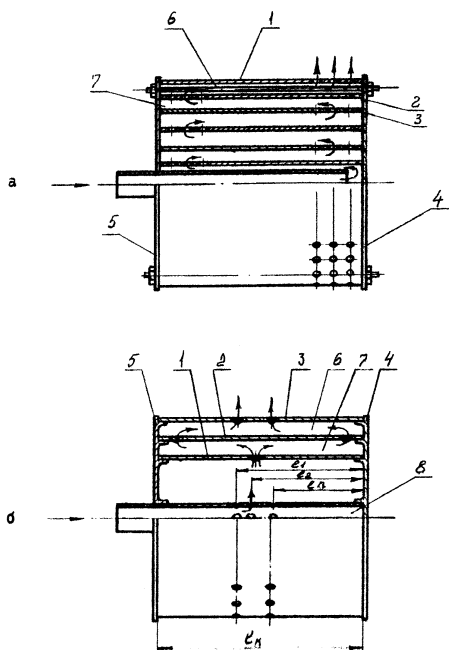


Рисунок 1.7 - Реактивные камерные глушители шума: а - ;
 б - : 1, 2, 3 - Цилиндрические обечайки; 4, 5 - Крышки верхняя
 и нижняя, соответственно; 6, 7 - Промежуточный и
 выходной каналы соответственно; 8 - Резонатор.

сечений центральной трубки, промежуточного и выходного
 канала выполнены в соотношении 1:1,2:2. Центральная

перфорированная трубка имеет отверстия, размещенные в шахматном порядке. Глушитель эффективно снижает шум, но имеет высокое гидравлическое сопротивление при больших расходах, что способствует возрастанию противодействия в камере заглушения и, соответственно, негативно сказывается на работе пневмоаппаратуры.

Известны многочисленные конструкции глушителей шума двигателей внутреннего сгорания [104], которые представляют многокамерные реактивные и резонансные конструкции. Как показала практика, они не нашли прямого применения, т.к. имеют высокое гидравлическое сопротивление и не учитывают особенностей газовых потоков с большими расходами до 2000 л/с в пневмоагрегатах кузнечно-прессовых машин и механизмов.

Таким образом, среди существующих, многочисленных глушителей шума не выявлено конструкций, которые соответствуют современным требованиям функционирования КПМ, механизмов, имея при этом рациональное сочетание достаточно высокой акустической эффективности и продолжительной долговечной эксплуатации.

1.2. Оценка и нормирование акустических параметров кузнечно-прессовых машин

Кузнечно-штамповочное производство традиционно считается одним из наиболее травмоопасных среди основных производств машиностроения. Основные причины этого – наличие неблагоприятных факторов среды, особенно шумов, уровень которых в кузнечных цехах нередко значительно превышает допустимые нормы. Источниками повышенной акустической активности являются базовые КПМ, а именно, кузнечные молоты, прессы и другое вспомогательное оборудование.

В кузнечных цехах размещены многочисленные КШМ, которые генерируют шум различной интенсивности. При существующей неравномерной планировке оборудования появляются дискретные зоны повышенной шумовой активности. По спектральным составляющим присутствуют тональные и широкополосные шумы. К первым относятся шумы, содержащие в спектре дискретные гармонические составляющие, а ко вторым – имеющие сплошной спектр в пределах октавы. По временным характеристикам присутствуют постоянные и непостоянные шумы. Последние,

по характеру действия, подразделяются на прерывистые и импульсные, которые превалируют в КПМ.

В соответствии с ГОСТ 12.1.023-80 «Шум. Методы установления значений шумовых характеристик стационарных машин» применительно к КШМ определяются допустимые значения шумовых характеристик машин, которые являются объективным техническим показателем параметров шума машины при регламентированных режимах ее работы. Устанавливаются предельно допустимая шумовая характеристика машины, не требующая дополнительных мер для снижения шума, воздействующего на персонал и технически достижимая шумовая характеристика машины, определяемая современным уровнем развития техники и требующая дополнительных мер по снижению шума воздействующего на персонал. Данные характеристики машин должны показать, что уровень генерируемого шума, воздействующий на работающего, не превысит предельно допустимых значений, регламентированных ГОСТ 12.1.003 – 83 «ССБТ. Шум. Общие требования безопасности».

Для оценки шумовых характеристик КПМ существуют руководящие технические материалы РТМ2 – Н89 – 6 – 79 «Шумовые характеристики кузнечно-прессовых машин. Нормативы и методы определения». Данные материалы

являются руководством по нормированию шума и определяют технически достижимые шумовые характеристики данных машин.

При нормировании шумов используют два метода: по предельному спектру шума (по рекомендации технического комитета акустики международной организации ISO) и по величине уровня звукового давления. Исследования шума по предельному спектру показывают [108], что допустимые уровни уменьшаются с ростом частоты (более неприятный шум). Второй метод нормирования используется для оценки постоянного и непостоянного шумов на эквивалентном уровне по шкале дБА. Причем для тонального и импульсного шума допустимые уровни должны приниматься на 5 дБ меньше, чем для постоянного.

Установлено [35,94,105], что у лиц, работающих в условиях импульсного шума, чаще, чем у работников, в условиях постоянного шума, с одинаковыми эквивалентными уровнями, встречаются функциональные нарушения сердечно-сосудистой системы. Критическая частота, при которой теряется отчетливость восприятия импульсов, и выше которой звук воспринимается как постоянный, составляет 17,2 импульса в секунду и является психологическим пределом. КШМ генерируют шум с частотой следования импульсов 1-2

импульса в секунду, что обеспечивает отчетливость восприятия человеком, как импульсного.

Импульсный шум интенсивностью 80-85 дБА и 95-100 дБА вызывает большее ухудшение слуха, чем стабильный шум с высоко- или среднечастотным спектром того же уровня. Пороги слышимости повышаются на 8-12 дБ по сравнению с действием стабильного шума и предельные значения последнего определены нормативными документами [97,105].

При регламентации действия шума и вибрации их, обычно, оценивают дифференцированно. Это методически неверно, т.к. общая виброшумовая обстановка должна оцениваться единой количественной характеристикой. При таком подходе учитывается сходная природа шумового и вибрационного факторов, появляется возможность реально оценить состояние технологической безопасности КПМ.

Учитывая тот факт, что регламентируемые значения шума и вибрации заведомо обеспечивают отсутствие отрицательных последствий действия производственных факторов в течение длительного срока работы, в качестве критерия виброакустической опасности можно принять индекс виброшумовой опасности T , определяемый по формуле $T = A + B$, где A и B – превышения нормируемых

значений, соответственно шумового и вибрационного факторов. Параметр T также может служить критерием виброшумовой активности технологического оборудования при различных вариантах его монтажа, состояния этого оборудования, а также эффективности различных мероприятий, направленных на снижение уровня вышеуказанных негативных факторов. Минимальные величины T соответствуют нормируемым значениям и равны нулю. Максимальные – уровням превышения виброакустических параметров. На рабочем месте кузнеца штамповочного молота с МПЧ 5т зафиксирован максимальный уровень виброскорости 113 дБ при нормативном значении 92 дБ и шум с уровнем 130 дБА при норме 80 дБА. Индекс виброшумовой опасности равен 61. Аналогичный показатель для штамповочного молота с МПЧ 10т равен 73.

В кузнечных цехах размещено разнообразное кузнечно-штамповочное оборудование, которое генерирует шум различной интенсивности. Увеличение интенсивности шума до 95 дБ соответствует снижению производительности труда до 70% [16]. Кроме того, в соответствии с критериями степени риска ущерба здоровью, при разных видах жизнедеятельности человека в течение суток, основанных на

данных ВОЗ [105] – работа при уровне звука 115 дБА составляет опасный, неприемлемый риск для персонала.

Измерениями уровня шума на рабочих местах при эксплуатации различных кузнечно-прессовых машин установлено (табл.3), что наиболее интенсивный шум создают штамповочные молоты при завершающих ударах, уровень которого достигает 125-130 дБА, что на 45-50 дБ превышает допустимые значения. Другие члены молотовых бригад при этих же ударах подвергаются воздействию шумового фактора интенсивностью 105-115 дБА. Аналогичных величин достигает уровень шума, создаваемый соседними молотами, из – за близкого взаимного расположения оборудования.

В серии последовательно наносимых ударов шум значительно возрастает с увеличением жесткости поковки. При серии ударов разность уровней звука достигает 20 дБ. Например, при максимальном уровне звука на рабочем месте кузнеца молота с МПЧ 5т 125 дБА, среднее значение уровня звука за 10 ударов составляет 115 дБА.

Значительный источник шума – кривошипные горячештамповочные прессы. На рабочих местах кузнецов при штамповке на КГШП усилием 25 МН уровень шума достигал 102-104 дБА, на КГШП усилием 40 МН – 110 дБА. Шум, создаваемый подвижными частями прессы, при

холостом ходе достигает 93-95 дБА, а шум от пневмомеханизмов муфты и тормоза в ряде случаев превышал максимальные значения. Фоновый постоянный тональный шум, с уровнем звука 100 дБА, создают преобразователи частоты индукционных нагревателей в составе линий горячей штамповки на КГШП.

Прессы для листовой штамповки в кузнечно-прессовых машинах составляют весьма значительную часть. Наиболее интенсивными источниками шумообразования у данной группы являются: шумы при взаимодействии штамповой оснастки и заготовки в процессе совершения рабочего хода, достигающие 112 дБА, а также шумы при выпуске сжатого воздуха из пневмораспределителя системы управления, составляющие 105-119 дБА. В работе [112] приводятся данные уровня шума на рабочих местах в зависимости от группы прессы: у тяжелых прессов (усилием 1 МН и более) уровень шума составляет более 106 дБА; у средних прессов (0,2 - 1 МН) – 100 дБА; у легких прессов (0,20 – 0,32 МН) – 106 дБА.

Вспомогательные пневмомеханизмы в кузнечных цехах также представляют собой самостоятельные существенные источники шума. Так устройство для сдува окалины со штампов молотов генерирует шум с уровнем звука 100-110

дБА, осевые турбовентиляторы – до 104 дБА. Уровень шума приточно-вытяжной вентиляции не превышает, как правило, уровня фонового шума, который составляет 90-95 дБА. Шум на рабочем месте оператора пресс-ножниц «Пельс» усилием 10 МН достигает 113 дБА, причем значительную часть в акустическую картину вносит шум от пневмомеханизма системы управления. Оператор горизонтально-ковочной машины, усилием 12,5 МН, ощущает шум на уровне 109 дБА, при этом основной вклад вносится пневмораспределителями системы управления машиной.

Подобное, резко выраженное негативное действие шумов и вибраций КШМ заставляет обратить серьезное внимание на проблему виброакустической активности кузнечно-штамповочного оборудования и прежде всего на защиту от наиболее мощных виброакустических источников – кузнечно-прессовых машин и механизмов.

Резюмируя вышесказанное, следует отметить, что основными источниками виброакустической активности КШМ являются действующие кузнечно-прессовые машины и механизмы. Существующие уровни виброакустических параметров данных машин значительно превышают установленные допустимые значения. Действующие нормативы виброакустических параметров этого

оборудования эффективнее оценивать комплексно, единой количественной характеристикой. При существующих уровнях виброакустической активности отечественных КПМ их конкурентоспособность и технический уровень остаются крайне низкими при сравнении с зарубежными аналогами, что препятствует их распространению, как на отечественных, так и на зарубежных рынках.

Глава 2. РАЗРАБОТКА СИСТЕМ ЗАЩИТЫ ОТ ШУМА КУЗНЕЧНО-ПРЕССОВЫХ МАШИН

Для предприятий кузнечно-штамповочного производства характерно большое разнообразие различных источников шума. Как показал анализ, для кузнечно-прессового оборудования, наиболее многочисленными источниками являются аэродинамические шумы данных машин и механизмов. Основам расчета параметров шума указанных источников посвящена данная глава.

2.1. Постановка задач защиты от шума в кузнечно-прессовых машинах

Нестационарные, импульсные скачки давления в газовых потоках приводят к возникновению аэродинамических шумов. Расчет параметров снижения уровней аэродинамического шума выполняется как для источника возникновения, так и на расстоянии, удаленном от него. Наиболее эффективным и распространенным является снижение шума в источнике при использовании различных конструкций глушителей. Традиционные расчеты параметров устройств снижения аэродинамических шумов в машинах и механизмах основаны на теории технической акустики [111]. Различные аспекты

расчета и проектирования глушителей шума рассмотрены в работах [11,71,104,121]. Математическое моделирование глушителей шума проводится, как правило, в рамках линейной теории акустики. При этом, глушитель представляется в виде некоторой системы с одним входом и одним выходом, рассматриваемый как преобразователь звуковых колебаний.

Для теоретической оценки акустических характеристик глушителей шума решают задачу для волнового уравнения при сложных граничных условиях. В настоящее время для решения используются два основных подхода. Первый подход основан на методе электроакустических аналогий и предполагает использование аналитических методов расчета с предварительным упрощением задачи. Являясь достаточно простым, он позволяет оперативно и с приемлемой точностью анализировать различные варианты конфигураций глушителей. Второй подход основан на использовании численных методов анализа, например методов конечных или граничных элементов. Оба метода используются достаточно широко для расчета глушителей шума [37,71].

Проблема снижения аэродинамического шума пневмомеханизмов КПП давно привлекает внимание исследователей. Выполнены многочисленные попытки

разработать конструкции устройств снижения шума, обеспечивающие устойчивое, малошумное функционирование машины. Однако использование в качестве теоретической основы методов технической акустики не позволяет получить необходимого технического решения. Существующие вышеуказанные особенности эксплуатации кузнечно-прессовых машин и механизмов препятствуют созданию конструкций и расчету высокоэффективных глушителей шума.

Следует выделить основные требования, предъявляемые к конструкциям современных глушителей шума КПМ. К ним относятся: конструктивные, определяющие минимальное гидравлическое сопротивление акустического тракта глушителя, отсутствие возможности накопления конденсата от энергоносителя, минимально возможные габаритные размеры конструкции для размещения в существующих местах установки пневмораспределителя; технологические, определяющие простоту изготовления, унификацию узлов; эксплуатационные, определяющие продолжительную работу без обслуживания и изменения эффективности снижения шума и санитарные, определяющие высокую эффективность, биостойкость и малую гигроскопичность материала глушителя в условиях изменения температуры и влажности

среды, отсутствие выделения вредных газов при продолжительной эксплуатации.

Как показывает анализ, в основе аэродинамических шумов КПП и механизмов следует взаимодействие различных газовых потоков с преградами. Для успешной оценки трансформации газового потока по различным акустическим трактам волноводов и сопел следует использовать теорию турбулентных струй, основы газовой динамики и теорию пневматических систем.

Как известно из теории шумообразования газовых струй [3,78], шум турбулентной струи образуется при критическом и над критическом отношении давлений, в полости, откуда происходит истечение к давлению окружающей среды, куда происходит истечение. Скорость истекающей струи может быть как до звуковой, так и звуковой. Шум струи обусловлен вихреобразованием за счет турбулентного перемешивания частиц газа, имеющих большую скорость истечения, с частицами неподвижного, окружающего воздуха.

Рассматривая шум газовых струй, следует отметить, что в соответствии с фундаментальными работами [1,10,27,72,78,100], шумообразование струи обусловлено турбулентными пульсациями давления, связанными с флуктуациями скорости на границе смешения струи с

окружающим воздухом, скачками уплотнения в струе и взаимодействием между скачками уплотнения и турбулентными пульсациями. На начальном участке струи АВ, протяженностью, примерно, 4-5 калибров от среза сопла, где существуют большие градиенты скорости, образуется мелкомасштабная турбулентность, являющаяся источником высокочастотных шумов (рисунок 2.1).

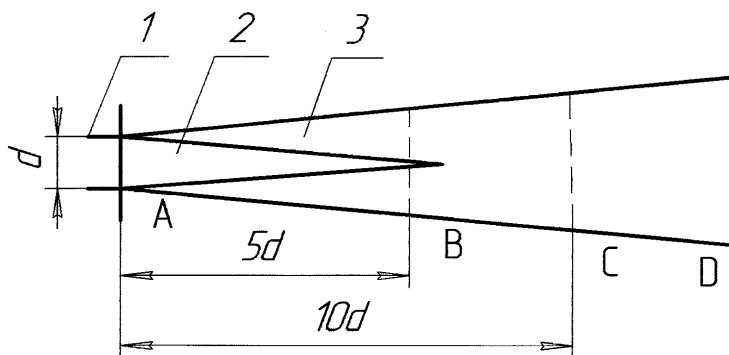


Рисунок 2.1 - Схема строения газовой турбулентной струи:

1-сопло; 2-ядро струи; 3-область смешивания струи с воздухом

Звуковая мощность, излучаемая начальным участком, составляет около 65% общей звуковой мощности струи. В области ВС, представляющим из себя переходный участок, протяженностью около 4 калибров, средняя величина скорости уменьшается, существует мелко- и крупноразмерная турбулентность и возникает среднечастотный шум. В области СД, представляющей область развитой струи, примерно с 8 калибров излучается, в основном, низкочастотный шум.

Так как скорость потока, при истечении сжатого воздуха в атмосферу из пневмораспределителя, близка к скорости звука, то интенсивность шума струи может быть весьма велика, при этом наибольшие уровни его расположены в высокочастотной части спектра с максимальным значением в области частот 2000-5000 Гц (рисунок 2.2). Шум на рабочих местах от оборудования с пневмомеханизмами имеет непостоянный характер, причем примерно в 60% случаев он является импульсным. Характер шума связан с величиной объема исполнительного органа пневмомеханизма. Импульсный шум на рабочих местах превышает нормативные значения на 10-45 дБ в полосах частот 1000-8000 Гц,

непостоянный шум – на 5-36 дБ в этом же частотном интервале. Значения уровней звукового давления при истечении сжатого воздуха из пневмомеханизмов зависят от величин условных проходов распределителей, рабочего давления и объемов пневмоцилиндров [19].

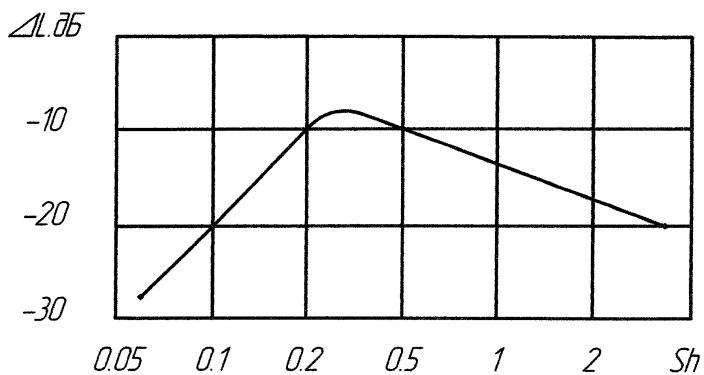


Рисунок 2.2 - Октавный спектр звуковой мощности газовой струи

Звуковая мощность струи, в области до звуковых скоростей истечения, при $M < 0,3$, пропорциональна шестой степени скорости истечения газа из сопла. Для газовых потоков при $0,3 < M < 1$ – восьмой степени скорости истечения. Для обычных сопел скорость истечения в типовых условиях эксплуатации не может превышать критическую, равную скорости звука.

Критическая скорость потока для воздуха ($\kappa = 1,4$; $\mu = 29$), при истечении из сопла в атмосферу, $U_{кр} = 312$ м/с

достигается при избыточном (критическом) давлении $P_{кр} = 8,9 \cdot 10^4$ Па. Поскольку в обычных технических устройствах избыточное давление в сопле, как правило, превышает указанное значение, то звуковая мощность, излучаемая струей, зависит, главным образом, от плотности газа в сопле и от его диаметра.

Рассматривая распределение акустической энергии, излучаемой струей вдоль потока, необходимо отметить, что уменьшение ее величины начинается после значения, равного

4 калибрам (рисунок 2.3).

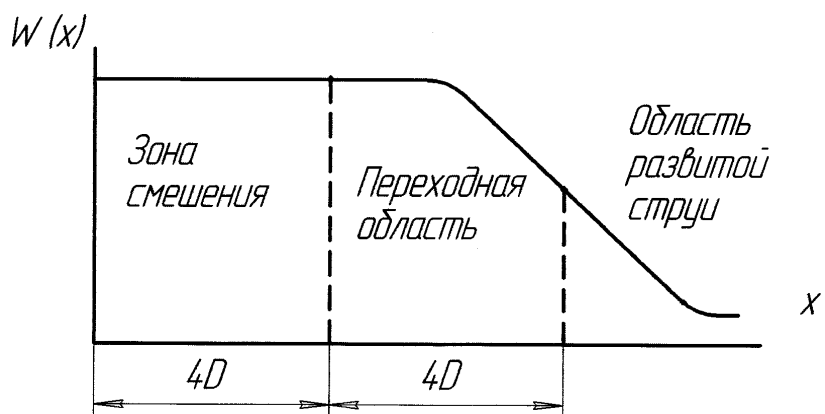


Рисунок 2.3 - Распределение акустической мощности газовой струи

Практически вся акустическая энергия струи излучается на протяжении 8-10 калибров от среза сопла. На угловую

зависимость коэффициента направленности излучения шума струи существенно влияет скорость ее истечения.

При малых дозвуковых скоростях истечения $M \leq 0,3$ диаграмма направленности струи равномерная сферическая. С увеличением скорости истечения происходит перераспределение интенсивности излучения по направлениям.

При околосвуковых скоростях $0,5 < M < 1$ в направлении $\varphi = 30^\circ$ от оси имеется максимум шума, который выражен тем сильнее, чем выше скорость истечения. Наиболее заметное изменение спектров шума наблюдается при значениях угла $\varphi = 15 \dots 45^\circ$. При его увеличении спектр становится более высокочастотным. При наличии в струе твердых тел ее звуковая мощность увеличивается. В частности, если в ядре струи находится турбулизатор, возникают дискретные составляющие, повышающие звуковую мощность струи на 10-20 дБ [82].

Таким образом, рассматривая постановку задач проектирования систем защиты от шума в КПМ, следует выполнить газодинамический анализ и расчеты газовых потоков акустических трактов пневмоагрегатов и пневмомеханизмов КПМ. Необходимо определить конструктивные параметры глушителей шума и газовых сопел

пневмомеханизмов, а также возможности штамповой оснастки ударных машин по управлению газовыми потоками в элементах кузнечно-прессовых машин и обеспечить эффективное и долговечное их функционирование.

2.2. Разработка глушителей шума пневмоагрегатов в кузнечно-прессовых машинах

Как показывает вышеуказанный анализ состава газовых потоков, акустическая мощность струи определяется величиной ядра постоянной скорости. Для изменения величины последней следует использовать щелевые потоки, поскольку при равном расходе в сравнении с круглым отверстием узкая щель позволяет значительно уменьшить длину ядра потока. Известно [11], что при переводе истечения газового потока от круглого отверстия к щелевому отверстию наблюдается эффект «запирания» звука, который следует использовать при разработке глушителя шума.

Традиционные направления акустического расчета глушителей шума [12,13,15] предполагают использование упрощенной расчетной схемы, которую для глушителя пневмоагрегата КПМ можно представить в виде расширительной кольцевой камеры площадью S_k , длиной l_k с

площадью входа в камеру S_b . Лабиринтный канал, по которому реально происходит выход сжатого воздуха в атмосферу в первом приближении заменяется эквивалентной трубой длиной l_k .

Традиционная методика расчета камерных глушителей аэродинамического шума кузнечно-прессовых машин [11,69,104] позволяет приближенно определить основные акустические характеристики глушителя, включая габаритные размеры, при которых величина заглушения на всем диапазоне частот будет максимально возможна. Однако эта методика не может определить параметры управления трансформацией газового потока глушителя во времени, что не позволяет более точно оценить конструктивные особенности устройства и корректировать соответствующие характеристики, что и подтверждается практикой, учитывая весьма ограниченную долговечность традиционных конструкций.

Традиционное исполнение акустических трактов пневмоаппаратуры КПМ [22,23] представляет собой сочетание камер расширения, связанных между собой каналами постоянной площади и имеющими большие расходные характеристики.

Автором предлагается для оценки особенностей поведения газового потока, при истечении по акустическому тракту глушителя, использовать газодинамический расчет акустического тракта конструкции. Наиболее приемлемая и достаточная по предложению автора схема в виде двухкамерной реактивной конструкции. Камеры следует разместить последовательно, одна за другой.

Математическая модель акустического тракта пневмоагрегата с глушителем на основе пневмораспределителя У7124А представляется в виде последовательно связанных камер (рисунок 2.4):

1. Ресивер – аналог выпускной полости пневмораспределителя кузнечно-прессовой машины, с площадью выхода S_1 ;

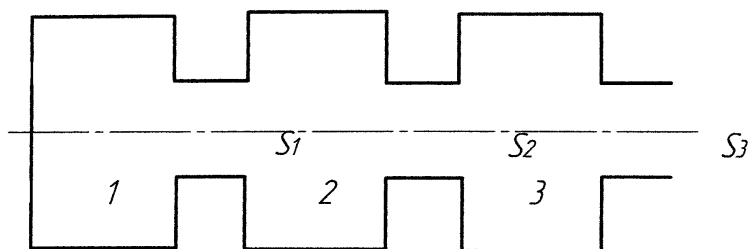


Рисунок 2.4 - Газодинамическая расчетная схема 2-х камерного глушителя с ресивером

2. Первая расширительная камера – внутренняя камера глушителя с площадью поперечного сечения F_2 , площадью входа S_1 , площадью выхода S_2 ;
3. Вторая расширительная камера – внешняя камера глушителя с площадью поперечного сечения F_3 , площадью входа S_2 и площадью выхода S_3 .

Для расчета принимаем следующие допущения:

1. Площадь решетки щелевой перфорации i – ой камеры глушителя равна условно площади выходного отверстия камеры;
2. Принимаем течение энергоносителя в тракте глушителя адиабатическим, т.е. без теплообмена с окружающей средой;
3. Выпускная камера пневмораспределителя в расчетах заменяется ресивером постоянного объема и сравнение времени истечения энергоносителя из двухкамерного глушителя производится с временем свободного истечения энергоносителя из одного ресивера.

В качестве исходной системы уравнений для расчета процесса изменения давления в камерах глушителя по времени используем следующие выражения [83,103]:

закон сохранения энергии

$$Q_t' = U_t' + L_t'; \quad (2.1)$$

закон сохранения вещества

$$dm / dt = G_{\text{секпр}} + G_{\text{секрас}}; \quad (2.2)$$

уравнение состояния газов

$$pV = mRT, \quad (2.3)$$

где Q_t' – скорость изменения тепловой энергии газового потока;

U_t' – скорость изменения внутренней энергии газового потока;

L_t' – скорость изменения работы совершаемой газом;

dm / dt – скорость изменения массы энергоносителя;

$G_{\text{секпр}}$ – секундный приход массы энергоносителя;

$G_{\text{секрас}}$ – секундный расход массы энергоносителя;

p, R, T – давление, газовая постоянная и температура энергоносителя;

V, m – объем и масса энергоносителя.

Рассмотрим составляющие закона сохранения энергии.

1. Количество тепла в замкнутом объеме

$$E = C_v T_0 = R T_0 / (k-1) = \text{const.} \quad (2.4)$$

Приход тепла в систему $dQ_1/dt = 0$.

Унос тепла из системы в атмосферу при истечении

$$dQ_2 / dt = - G_{\text{секрас}} C_p T_0 \quad (2.5)$$

Уменьшение тепла, вследствие теплоотдачи в окружающую среду

$$dQ_3 / dt = 0 \quad (2.6)$$

2. Изменение внутренней энергии системы

$$dU / dt = (1 / (k-1)) \cdot d(pV) / dt = (1/(k-1)) \cdot (V \cdot dp/dt + p \cdot dV/dt) \quad (2.7)$$

3. Работа, совершаемая газом

$$dL/dt = p \cdot dV/dt$$

(2.8)

После подстановки составляющих в систему уравнений (2.1), (2.2), (2.3) и преобразования ее получаем для i – го объема конструкции следующую систему уравнений, определяющих изменение давления и массы по времени в этом объеме

$$\begin{aligned} dp_i / dt &= (k \cdot R \cdot T_0 / V_i) \cdot (K_{\text{при}} \cdot G_{\text{секпри}} - K_{\text{рас}} \cdot G_{\text{секрас}}) \\ dm_i / dt &= K_{\text{при}} \cdot G_{\text{секпри}} - K_{\text{рас}} \cdot G_{\text{секрас}} , \end{aligned} \quad (2.9)$$

где $K_{\text{при}}$ – коэффициент сжатия струи при втекании в i – й объем;

$K_{\text{рас}}$ – коэффициент сжатия струи, при вытекании из

i – ого объема.

Объемы камер глушителя постоянны $V_i = \text{const}$, поэтому $dV_i / dt = 0$. Секундный расход определяется как $G_{\text{сек}i} = \gamma_i \cdot S_i \cdot U_i$. Для определения γ_i и U_i через отношение давлений $p_i / p_{(i-1)}$, используем следующие известные зависимости [1,83]:

$$U_i = \sqrt{\frac{2k}{k-1} RT_0 \left(1 - \left(\frac{p_i}{p_{(i-1)}}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right)}, \quad (2.10)$$

$$\gamma_i = \gamma_0 \cdot \left(\frac{p_i}{p_{i-1}}\right)^{\frac{1}{k}} \quad (2.11)$$

Известно, чтобы снизить уровень шума цилиндрической струи на 10 дБ за счет расширения потока, необходимо чтобы отношение площадей входа и расширительной камеры было не менее 4 [99]. Для расчетов выбирались отношения площадей $F_2 / S_1 > 4$; $F_3 / S_1 > 4$, при этом отношение S_2 / S_1 ; S_3 / S_1 выбирались в диапазоне 0,8 – 2,0. Начальное абсолютное давление в ресивере 0,7 МПа.

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

$$\left\{ \begin{array}{l}
 \frac{dp_1}{dt} = \left(\frac{kRT_1}{V_1} \right) \cdot (K_{i\delta 1} \cdot G_{\tilde{n}\tilde{a}\tilde{e}\tilde{i}\delta 1} - K_{\delta\tilde{a}\tilde{n}1} \cdot G_{\tilde{n}\tilde{a}\tilde{e}\delta\tilde{a}\tilde{n}1}) \\
 \frac{dm_1}{dt} = K_{i\delta 1} \cdot G_{\tilde{n}\tilde{a}\tilde{e}\tilde{i}\delta 1} - K_{\delta\tilde{a}\tilde{n}1} \cdot G_{\tilde{n}\tilde{a}\tilde{e}\delta\tilde{a}\tilde{n}1} \\
 \frac{dp_2}{dt} = \left(\frac{kRT_2}{V_2} \right) \cdot (K_{i\delta 2} \cdot G_{\tilde{n}\tilde{a}\tilde{e}\tilde{i}\delta 2} - K_{\delta\tilde{a}\tilde{n}2} \cdot G_{\tilde{n}\tilde{a}\tilde{e}\delta\tilde{a}\tilde{n}2}) \\
 \frac{dm_2}{dt} = K_{i\delta 2} \cdot G_{\tilde{n}\tilde{a}\tilde{e}\tilde{i}\delta 2} - K_{\delta\tilde{a}\tilde{n}2} \cdot G_{\tilde{n}\tilde{a}\tilde{e}\delta\tilde{a}\tilde{n}2} \\
 \frac{dp_3}{dt} = \left(\frac{kRT_3}{V_3} \right) \cdot (K_{i\delta 3} \cdot G_{\tilde{n}\tilde{a}\tilde{e}\tilde{i}\delta 3} - K_{\delta\tilde{a}\tilde{n}3} \cdot G_{\tilde{n}\tilde{a}\tilde{e}\delta\tilde{a}\tilde{n}3}) \\
 \frac{dm_3}{dt} = K_{i\delta 3} \cdot G_{\tilde{n}\tilde{a}\tilde{e}\tilde{i}\delta 3} - K_{\delta\tilde{a}\tilde{n}3} \cdot G_{\tilde{n}\tilde{a}\tilde{e}\delta\tilde{a}\tilde{n}3}
 \end{array} \right. \quad (2.12)$$

Сжатие газовой струи, при истечении через круглое отверстие с острыми кромками площадью S_i без учета диссипативных сил и при наличии противодействия, определяется из уравнения механики [83], как отношение

$$K = \frac{S_{i\text{ноэ}}}{S_i}, \quad (2.13)$$

где $S_{i\text{суж}}$ – площадь поперечного сечения струи после выхода из цилиндрического отверстия с острыми кромками.

Коэффициент сжатия струи определяется выражением

$$K = \left(\frac{p_0}{p_i} \right) \cdot \left(1 + k \cdot M_0^2 - \frac{p_a}{p_0} \right) / \left(1 + k \cdot M_i^2 - \frac{p_a}{p_i} \right), \quad (2.14)$$

где p_0 – давление потока в ресивере;

p_n – давление потока в наименьшем сечении струи;

p_a – давление на выходе из ресивера;

M_0 – число Маха потока в ресивере;

M_n – число Маха потока, в наименьшем сечении струи.

Давление в ресивере, в нашем случае, $p_0 = 0,7$ МПа, а начальное давление, куда происходит истечение, $p_2 = p_3$ равно давлению окружающей среды p_n , поэтому истечение из ресивера происходит с критической скоростью $M_n = 1$. Тогда

$$p_i = p_0 \cdot \left(2 / (k + 1) \right)^{\frac{k}{k-1}} \cdot \left(1 + \left(\frac{k-1}{2} \right) \cdot M_0^2 \right)^{\frac{k}{k-1}}, \quad (2.15)$$

а формула (2.14) имеет вид:

$$K = \left(1 + k \cdot M_0^2 \frac{p_a}{p_0}\right) / (1+k) \cdot \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}} \cdot \left(1 + \frac{k-1}{2} M_0^2\right)^{\frac{k}{k-1}} \cdot \frac{p_a}{p_0} \quad (2.16)$$

Результаты расчетов коэффициента K , проведенные по формуле (2.16), приведены на рисунке 2.5.

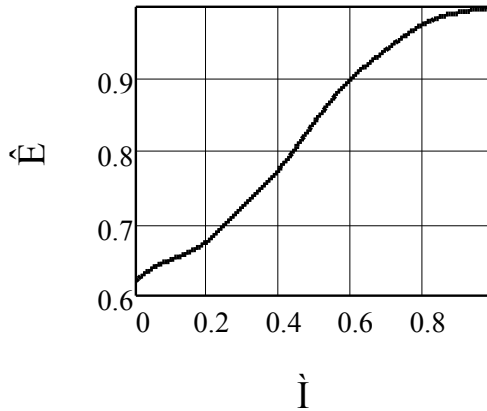


Рисунок 2.5 - Изменение коэффициента сжатия струи K от скорости потока M

При изменении скорости потока в выходном сечении ресивера от 0 до $U_{кр}$, число Маха в ресивере меняется от 0 до 1, а коэффициент K изменяется от 0,64 до 1,0. По мере опорожнения ресивера и падения в нем давления ниже

критического, скорость потока энергоносителя в выходном сечении ресивера становится меньше $U_{кр}$, что приводит к изменению коэффициента K . Следовательно, по мере истечения импульсного потока коэффициент сужения струи будет переменным и изменяется в интервале $0,6 - 1,0$.

Формула (2.16) справедлива для цилиндрического потока, истекающего из отверстия с острыми кромками. В нашем случае истечение потока из камер глушителя происходит через решетку щелевой перфорации, расположенной на боковой поверхности камер. Перепад давления между ресивером и камерами в начальный период истечения или критический, или близок к нему. Поэтому, для теоретических расчетов выбран коэффициент сужения струи при истечении из щелевой перфорации, как для цилиндрической струи, считая суммарную площадь перфорации эквивалентной площади цилиндрического отверстия.

Теоретические расчеты изменения давлений в ресивере по времени истечения энергоносителя (рисунок 2.6) проводились при значениях коэффициента сужения струи при истечении из ресивера равном $0,7; 0,9; 1,0$.

Значения коэффициентов сужения струи, для расчета истечения из камер глушителя, выбирались равными $1,0$. Это

значение коэффициента определяет максимально возможное значение давления в камерах глушителя и скоротечность опорожнения последних.

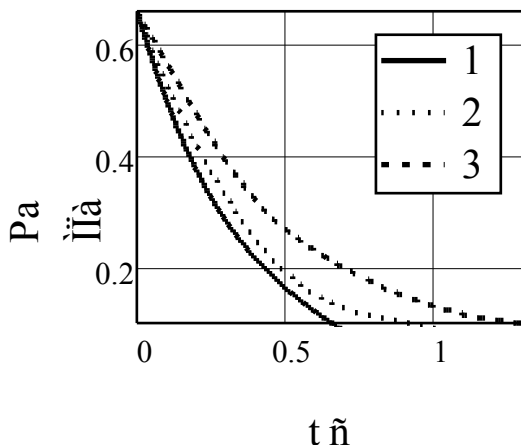


Рисунок 2.6 - Изменение давления в ресивере по времени при разных коэффициентах сжатия струи: 1,2,3 соответственно $K = 1,0; 0,9; 0,7$

Результаты расчетов изменения давления в камерах глушителя по времени представлены в виде (рисунок 2.7).

Расчет начального участка изменения давления в первой камере глушителя проводился с учетом времени торможения струи при вытекании последней из ресивера и втекании ее в первую камеру. Время задержки истечения из первой камеры относительно времени начала процесса определялось как

$$t_{\text{çàä1}} = \frac{L_{\dot{\epsilon}}}{a_{\dot{\epsilon}\delta}}, \quad (2.17)$$

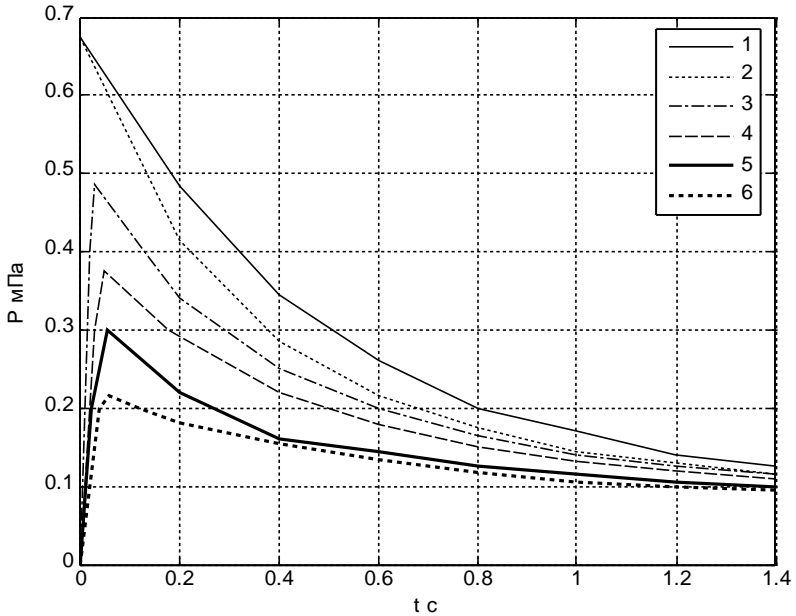


Рисунок 2.7 - Изменение давления в камерах глушителя по времени: 1,2 – ресивер; 3,4 – первая камера; 5,6 – вторая камера; 1,4,6 – $K=0,7$; 2,3,5 – $K=1$

где L_k – длина первой камеры глушителя;

$a_{\text{кр}}$ – критическая скорость звука, определяемая формулой

$$\dot{a}_{e\delta} = \sqrt{\frac{2kRT_0}{k+1}}. \quad (2.18)$$

Математический анализ системы уравнений (2.12) проводился численным методом Рунге-Кутта в средах Mathcad, Matlab 7 [32,65,66,80]. Зная начальные параметры состояния энергоносителя (сжатого воздуха) в ресивере $p_0, \gamma_0, R, T_0, U_0$ и параметры воздуха в камерах глушителя $p_n, \gamma_n, R, T_n, U_n$, используя программу, рассчитываются параметры потока в этих объемах через определенный промежуток времени – шаг интегрирования i .

Истечение энергоносителя из глушителя происходит, приблизительно, за 1,4 – 1,6с (рисунок 2.6), что указывает на кратковременность процесса, поэтому принятое предположение об адиабатическом течении потока энергоносителя в глушителе подтверждается. Можно считать, что температура потока на входе в первую камеру глушителя постоянна и равна температуре потока на выходе из ресивера.

Температура потока на выходе из камер глушителя определяется скоростью истечения потока из камер. Изменение температуры энергоносителя в ресивере, по времени истечения, следует определить по формуле [93].

$$T_{\delta\dot{a}\ddot{n}} = \frac{T_0}{(1 + 0,3098 \cdot t)^2}, \quad (2.19)$$

где t – текущее время;

T_0 – начальное значение температуры воздуха в ресивере.

Расчеты изменения давления в камерах глушителя проводились при следующих исходных параметрах энергоносителя – воздуха:

показатель адиабаты $k = 1,4$;

газовая постоянная $R = 287,1$ Дж/кг °К;

начальное давление в ресивере $p_0 = 0,7$ МПа;

начальное значение температуры $T_0 = 288^\circ\text{К}$.

Ввиду того, что скорость потока в выходном сечении ресивера достигает критической скорости, следовательно, температура потока уменьшается до критической, определяемой по формуле

$$T_{\delta\dot{\sigma}} = \frac{2}{k+1} T_{=0} = 0,833 T_0. \quad (2.20)$$

Уменьшение температуры энергоносителя приводит к конденсации частиц влаги, находящихся в нем. Наличие конденсата в виде водяной взвеси необходимо учитывать при

расчете скорости потока через газовую постоянную, которая определяется как

$$R_{\text{эф}} = R/(1-z), \quad (2.21)$$

где z – весовая доля конденсированной фазы.

В атмосферном воздухе, при стандартных условиях, величина z согласно [28] имеет значение $z = 0,012$

Основной характеристикой глушителя КПМ, определяющей его эксплуатационные качества, является уровень снижаемого шума, при давлениях в камерах глушителя не повышающих гидравлического сопротивления и не увеличивающее время опорожнения заглушаемой полости пневмомеханизма. Параметрический анализ по приведенной выше методике проводился для определения площадей щелевой перфорации камер глушителя в зависимости от площади входного отверстия глушителя.

Сравнение увеличения времени истечения из глушителя с временем истечения из одного ресивера при опорожнении его от начального давления p_0 до конечного давления $p_k = p_n$, позволяет определить максимальную величину давления в камерах глушителя, при которой время истечения из глушителя незначительно отличается от времени истечения из ресивера.

Таким образом, время истечения из глушителя соизмеримо с паузой между рабочими ходами кузнечно-прессовой машины, что исключает сдваивание ее ходов и возникновение аварийной ситуации. Результаты расчета изменения максимального давления в камерах глушителя от изменения площадей щелевой перфорации боковой поверхности камер и площади прохода в глушитель приведены на рисунке 2.8.

Как следует из данного графика, с изменением отношения площади прохода щелевой перфорации первой камеры к площади выходного отверстия ресивера S_2 / S_1 от 0,8 до 1,8 и отношения площадей щелевой перфорации камер S_3 / S_2 от 0,8 до 1,8, максимальное давление в первой камере глушителя изменяется от 0,55 до 0,25 МПа.

Величина максимального давления во второй камере уменьшается от 0,35 до 0,15 МПа при увеличении отношения площадей прохода щелевой перфорации камер S_2 / S_1 от 0,8 до 1,4 при отношении площадей перфорации S_3 / S_2 от 0,8 до 1,8. При увеличении S_2 / S_1 более чем 1,4 не приводит к значительному снижению давления во второй камере.

Проведенные расчеты показывают, что при определенном соотношении площадей щелевой перфорации камер, как между собой, так и к площади входа в глушитель, возможно

получить абсолютное давление во второй камере при опорожнении глушителя ниже, чем 0,189 МПа. Данный режим определяет переход звукового потока в до звуковой и скорость потока при истечении из глушителя будет меньше скорости звука

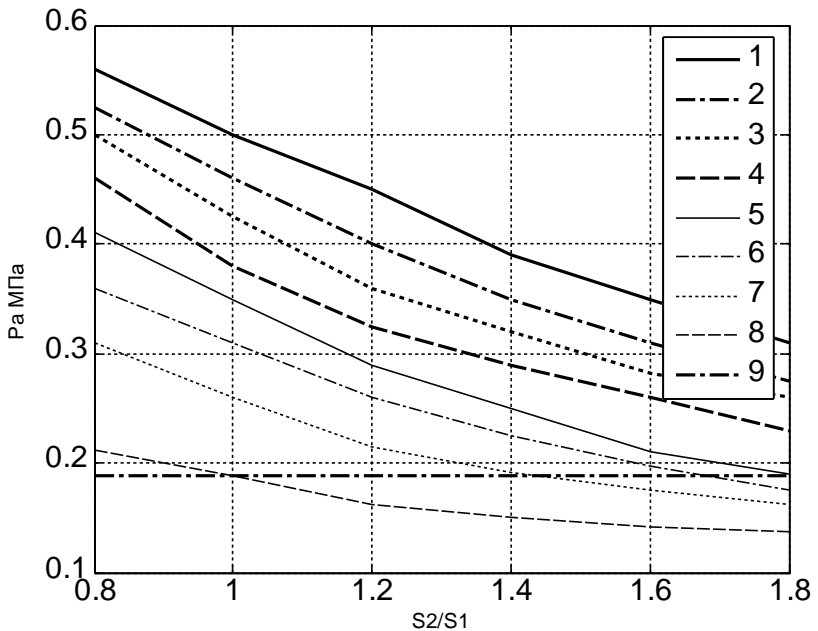


Рисунок 2.8 - Изменение давления в камерах глушителя от площадей щелевой перфорации боковой поверхности камер и прохода в глушитель: 1,2,3,4 – давление в первой камере при $S_3/S_2 = 0.8; 1.0; 1.2; 1.8$; 5,6,7,8 – давление во второй камере при S_3/S_2 аналогично; 9 – критическое давление

$$U_c < a_{кр}. \quad (2.21)$$

С уменьшением скорости на выходе из глушителя будет уменьшаться и аэродинамический шум, т.к. уровень шума цилиндрической струи зависит от скорости истечения потока энергоносителя в восьмой степени [78]

$$L_w = k_0 \frac{j_c^2 D^2 U_c^8}{j_0 c_0^5}, \quad (2.22)$$

где k_0 – коэффициент пропорциональности ($3-5 \cdot 10^{-5}$);

j_c, j_0 – плотность струи на выходе из глушителя и в ресивере;

D – диаметр цилиндрического отверстия;

U_c, c_0 – скорость потока на выходе из глушителя и скорость звука в заторможенном потоке.

Результаты проведенных теоретических расчетов позволяют моделировать истечение энергоносителя по времени в выхлопных трактах исполнительных органов КПМ, если выхлоп энергоносителя происходит непосредственно в атмосферу или в глушитель.

Результаты расчетов позволяют определить конструктивные размеры камер глушителя, обеспечивающих истечение газового потока в до звуковом режиме, а давление в тракте глушителя, незначительно увеличивает время опорожнения пневмомеханизмов исполнительных органов.

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 $(1,0 - 1,7) \cdot S_2$.

Для уточнения результатов, полученных теоретическим путем, следует провести экспериментальные исследования, позволяющие внести коррективы на коэффициент сужения струи при истечении через решетку щелевой перфорации камер глушителя и определить зависимости между параметрами перфорации (расстояние между щелями, длина и ширина щели) и уровнем создаваемого шума. Автором предложено техническое решение конструкции глушителя шума для КПМ (рисунок 2.9) на которое выдан патент на полезную модель [58,86].

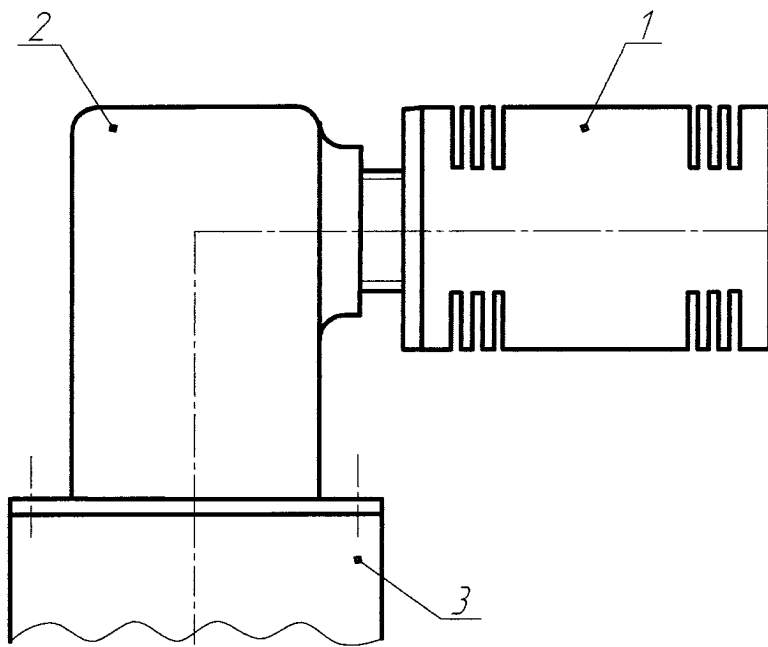


Рисунок 2.9 - Конструктивная схема щелевого глушителя шума: 1 – глушитель; 2 – переходник; 3 – пневмораспределитель

2.3. Разработка малозумных систем газовых сопел в пневмомеханизмах кузнечно-прессовых машин

Кузнечно-штамповочное производство традиционно использует многочисленные вспомогательные механизмы для сопровождения основных технологических процессов штамповки. К числу их относятся пневмомеханизмы: для сдувки окалина со штампов, для удаления деталей при

листовой штамповке и для технологической смазки. Все эти механизмы объединяет управление струей сжатого воздуха при выполнении своего технологического назначения, при этом генерируется импульсный аэродинамический шум, величина которого значительно превышает установленные санитарные нормы. Уменьшение мощности газовой струи снижает шум, но и эффективность технологической операции. Для варьирования структуры потока газовой струи используются многочисленные насадки, представляющие собой газовые сопла различной конфигурации [36,78].

Для исследования параметров газового сопла вспомогательных пневмомеханизмов кузнечно-прессовых машин необходимо выполнить газодинамический расчет акустического тракта данного устройства.

Схему акустического тракта сопла пневмомеханизма КПМ на основе регулятора давления В-57-14 возможно представить в виде ресивера и камеры расширения сопла, по аналогии (рисунок 2.4):

1. Ресивер – аналог выпускной полости регулятора давления с площадью выхода S_1 .
2. Входной канал газового сопла с площадью поперечного сечения S_1 .

3. Расширительная камера с площадью поперечного сечения F_2 , площадью входа S_1 и площадью выхода S_2 .
4. Выходной канал насадка с площадью поперечного сечения S_2 .

Для выполнения расчета принимаем следующие допущения:

1. Площадь перфорации выходного канала сопла равна условно площади выходного отверстия.
2. Принимаем течение потока энергоносителя в тракте сопла пневмомеханизма адиабатическим, без теплообмена с окружающей средой.
3. Рабочая выпускная полость пневмораспределителя исполнительного органа заменяется ресивером постоянного объема.

В качестве исходной системы уравнений для расчета процесса изменения давления по времени в каналах сопла используем выражения закона сохранения энергии, закона сохранения вещества и уравнение состояния газов. После подстановки и преобразования выражений получаем для i – го объема схемы сопла КПМ следующую систему уравнений,

определяющих изменение давления и массы по времени в этом объеме

$$\frac{dp_i}{dt} = \left(\frac{kRT_i}{V_i}\right) \cdot (K_{r\delta i} \cdot G_{\dot{n}\delta i} - K_{\delta\dot{n}i} \cdot G_{\dot{n}\delta\dot{n}i}) \quad (2.23)$$

$$\frac{dm_i}{dt} = K_{r\delta i} \cdot G_{\dot{n}\delta i} - K_{\delta\dot{n}i} \cdot G_{\dot{n}\delta\dot{n}i}$$

где k – показатель адиабаты воздуха

R – газовая постоянная для воздуха;

T_i – начальное значение температуры газа в i -ом объеме;

V_i – величина i -го объема элемента сопла;

$K_{\text{пр}i}$, $K_{\text{рас}i}$ – коэффициент сжатия струи при втекании и вытекании из i -го объема;

$G_{\text{секпр}i}$, $G_{\text{секрас}i}$ – секундный приход и расход энергоносителя в i -ом объеме.

Объемы каналов и расширительной камеры сопла постоянны $V_i = \text{const}$, поэтому $dV_i/dt = 0$.

Секундный расход энергоносителя определяется как

$$G_{\text{сек}i} = \gamma_i \cdot S_i \cdot U_i,$$

где γ_i – удельный вес энергоносителя в i -ом объеме;

S_i – площадь поперечного сечения i -го элемента сопла;

U_i – скорость потока в i -ом элементе сопла.

Для определения γ_i и U_i через отношение давлений p_i / p_{i-1} , используем следующие известные зависимости (2.10), (2.11)

Для того, чтобы снизить уровень шума цилиндрической струи на 10 дБ за счет расширения потока, необходимо обеспечить отношение площади камеры расширения к площади входного канала не менее 4 [99].

Для расчетов конструкции сопла определили отношение площадей $F_2/S_1 \geq 2$, при этом отношение S_2/S_1 выбиралось в диапазоне 0.1 - 1. Начальное абсолютное давление в ресивере 0,4 МПа.

Исходную систему уравнений для газодинамического расчета сопла пневмомеханизма КПМ возможно представить в виде:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{dp_1}{dt} = \left(\frac{kRT_1}{V_1} \right) \cdot (K_{r\delta 1} \cdot G_{\tilde{n}\tilde{a}\tilde{e}\tilde{r}\delta 1} - K_{\delta\tilde{a}\tilde{n}1} \cdot G_{\tilde{n}\tilde{a}\tilde{e}\delta\tilde{a}\tilde{n}1}) \\ \frac{dm_1}{dt} = K_{r\delta 1} \cdot G_{\tilde{n}\tilde{a}\tilde{e}\tilde{r}\delta 1} - K_{\delta\tilde{a}\tilde{n}1} \cdot G_{\tilde{n}\tilde{a}\tilde{e}\delta\tilde{a}\tilde{n}1} \\ \frac{dp_2}{dt} = \left(\frac{kRT_2}{V_2} \right) \cdot (K_{r\delta 2} \cdot G_{\tilde{n}\tilde{a}\tilde{e}\tilde{r}\delta 2} - K_{\delta\tilde{a}\tilde{n}2} \cdot G_{\tilde{n}\tilde{a}\tilde{e}\delta\tilde{a}\tilde{n}2}) \\ \frac{dm_2}{dt} = K_{r\delta 2} \cdot G_{\tilde{n}\tilde{a}\tilde{e}\tilde{r}\delta 2} - K_{\delta\tilde{a}\tilde{n}2} \cdot G_{\tilde{n}\tilde{a}\tilde{e}\delta\tilde{a}\tilde{n}2} \end{array} \right. \quad (2.24)$$

Величина сжатия газовой струи или сужение струи при истечении через круглое отверстие с острыми кромками без учета диссипативных сил определяется коэффициентом K из уравнения механики [83], который выражает отношение площади поперечного сечения струи после выхода из отверстия к площади отверстия по формуле (2.16). Результаты расчетов, выполненные в среде Mathcad [32], показывают, что при изменении скорости потока в выходном сечении ресивера от 0 до $V_{кр}$ число Маха в ресивере изменяется от 0 до 1, а коэффициент K варьируется от 0,64 до 1.

По мере опорожнения объема ресивера и падения в нем давления ниже критического, скорость потока энергоносителя в выходном сечении ресивера становится меньше $V_{кр}$, что приводит к изменению коэффициента K . Следовательно, по мере истечения импульсного потока коэффициент сужения струи будет переменным и изменяется в интервале 0,6 – 1.

Расчеты изменения давления в ресивере по времени истечения энергоносителя проводились при значениях коэффициента сужения струи равном 0.7, 0.9, 1. Результаты расчетов показывают кратковременность процесса истечения из указанного пневмораспределителя (рисунок 2.10)

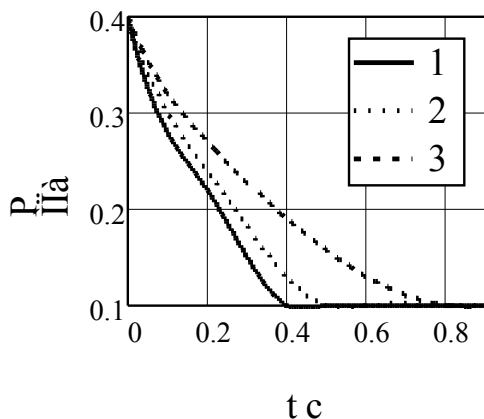


Рисунок 2.10 - Изменение абсолютного давления в ресивере по времени истечения энергоносителя при различных K : 1 – 1; 2 – 0.9; 3 – 0.7

Для обеспечения наибольшего снижения величины шума каналами сопла пневмомеханизма КПМ выбираем величины коэффициента сужения струи, равные 0,7; 1. Результаты расчетов изменения абсолютного давления в каналах сопла по времени представлены на рисунке 2.11.

Истечение энергоносителя из ресивера и сопла пневмомеханизма происходит периодически за 0,6 – 0,8с, что указывает на кратковременность процесса. Поэтому принятое предположение об адиабатическом истечении потока в сопле подтверждается и можно считать, что температура потока на

входе в расширительную камеру сопла постоянна и равна температуре потока на выходе из ресивера.

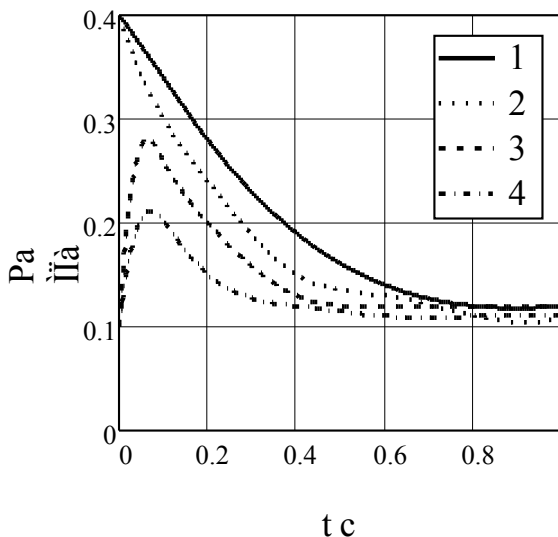


Рисунок 2.11 - Изменение давления в ресивере и камере сопла по времени при различных значениях K : 1,2 – ресивер при $K=0.7,1$; 3,4 – камера сопла при $K=1, 0.7$

Температура потока на выходе из сопла определяется скоростью истечения потока по каналам сопла.

Изменение температуры энергоносителя в ресивере по времени истечения определяется по следующей вышеприведенной формуле (2.19)

Расчеты изменения давления в каналах сопла проводились при следующих параметрах энергоносителя: Показатель адиабаты $k = 1,4$;

Газовая постоянная $R = 287,1$ Дж/кг °К;

Начальное давление в ресивере $p_0 = 0,4$ МПа;

Начальная температура энергоносителя $T_0 = 288^\circ\text{K}$

Ввиду того, что скорость потока в выходном сечении ресивера достигает критической скорости, соответственно температура потока уменьшается до критической температуры, которая определяется выражением (2.20)

Уменьшение температуры энергоносителя приводит к конденсации частиц влаги, находящихся в нем. Наличие конденсата в виде водяной взвеси необходимо учитывать при расчете скорости потока через газовую постоянную, которая определяется следующим выражением

$$R_{\text{еиä}} = \frac{R}{1 - z}$$

где z – весовая доля конденсированной фазы.

В атмосферном воздухе $z = 0,012$ [28].

Одной из характеристик газового сопла, определяющей его эксплуатационные качества, является уровень снижаемого

шума при эффективной акустической мощности струи, определяющей технологическое назначение сопла.

Параметрический анализ по приведенной выше методике проводился для определения площади выходного канала сопла в зависимости от площади входа. Результаты расчета изменения максимального абсолютного давления в расширительной камере сопла от изменения ее площади и перфорации его выходного канала приведены на рисунке 2.12.

Как следует из приведенного графика, с изменением отношения площади перфорации выходного канала к площади входного канала сопла от 0,1 до 1 для размерного ряда сечений сопел максимальное давление в расширительной камере изменяется от 0,35 до 0,16 МПа.

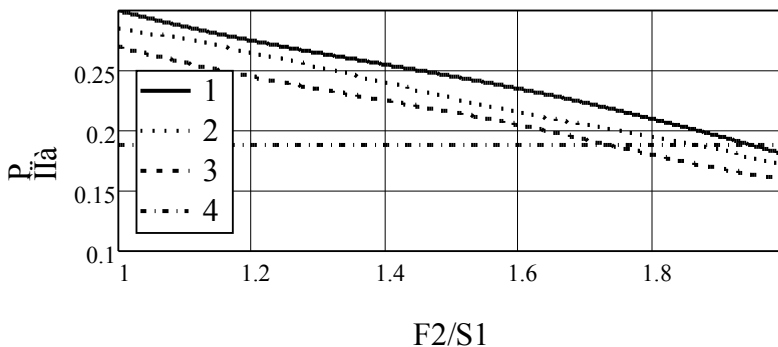


Рисунок 2.12 - Изменение давления в камере сопла от отношения $F2/S1$ площади расширительной камеры к площади входа сопла и отношения $S2/S1$ сечений каналов: 1,2,3 – 0,1; 0,5; 1 соответственно; 4 – величина критического давления

Как следует из приведенного графика, с изменением отношения площади перфорации выходного канала к площади входного канала сопла от 0,1 до 1 для размерного ряда сечений сопел максимальное давление в расширительной камере изменяется от 0,35 до 0,16 МПа. С увеличением диаметра входного канала наблюдается увеличение нарастания давления в расширительной камере.

Результаты расчетов показывают, что при определенном соотношении площадей перфорации выходного канала к площади входного канала возможно получить абсолютное давление на выходе из канала при опорожнении сопла ниже, чем 0,189 МПа. Это давление определяет режим перехода звукового потока в дозвуковой, т.е. поток энергоносителя при истечении из сопла будет иметь скорость меньше звуковой

$$V_c < a_{кр}$$

С уменьшением скорости потока на выходе из сопла будет уменьшаться и создаваемый аэродинамический шум.

По результатам исследований можно сделать следующие выводы:

1. Теоретические расчеты по приведенным моделям позволяют проводить анализ истечения потоков энергоносителя во времени в акустических трактах различных пневмомеханизмов сдувки окалины, деталей и технологической смазки кузнечно-прессовых машин.
2. Результаты расчетов позволяют определить конструктивные параметры размеров площадей каналов и камеры расширения газового сопла, обеспечивающие до звуковой режим истечения струи.
3. Суммарная площадь перфорации выходного канала элементов газового сопла выбирается в диапазонах 0,08 – 0,16 от площади входного канала.
4. Для уточнения результатов, расчетов необходимо провести экспериментальные исследования по уточнению коэффициента сужения струи через перфорацию выходных каналов, определить их

конструктивные параметры и уровень создаваемого шума.

Как показывают результаты экспериментов механизмы сдува окалины, деталей и технологической смазки являются источниками шума повышенного уровня. Работа данных вспомогательных пневмомеханизмов осуществляется в циклическом регулярном режиме, что значительно повышает уровень шума в кузнечно-прессовых цехах. Снижение уровня шума данных механизмов возможно при использовании следующих мероприятий:

- Установка пневматических насадков с рациональными геометрическими параметрами;
 - Установка на трубопровод подачи сжатого воздуха ресивера и регулятора давления;
 - Установка клапана на магистраль сжатого воздуха.

Снижение шума газовой струи возможно при дроблении ее на мелкие струйки [36,78]. Для механизмов сдува автором предлагается схема устройства газового сопла с разделением потока на отдельные струйки на которое выдан патент на полезную модель [59,87]. Конструкция реализуется в виде

пневматического насадка (рисунок 2.13), представляющего

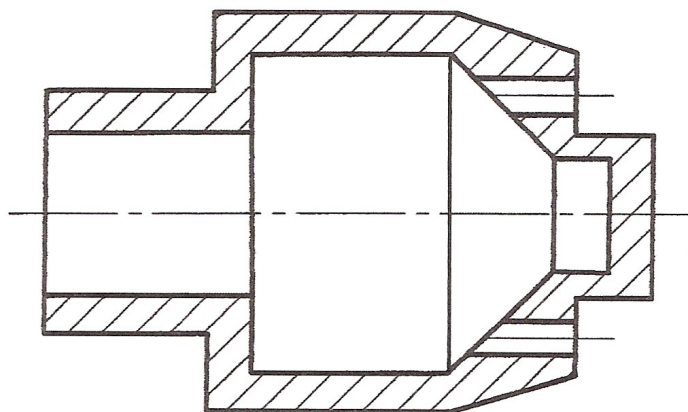


Рисунок 2.13 - Схема конструкции сопла с разделением потока

с собой входной канал, камеру расширения и ряд выходных каналов, которые разделяют струю на мелкие струйки

Дробление струи потока на мелкие струйки и обеспечение отсутствия взаимодействия между собой данных струек в выходных каналах уменьшает турбулентность соосных струй, их вихреобразование и скорость выходного потока, что соответственно снижает аэродинамический шум.

Автором предложен ряд технических решений систем сдува окалины в кузнечно-штамповочных машинах ударного действия, на которые выданы авторские свидетельства [7,8].

2.4. Разработка систем шумозаглушения в кузнечно-прессовых машинах элементами штамповой оснастки

Разработка кузнечных машин ударного действия со сниженным уровнем шума, предполагает знание источников генерирования шумов, продолжительность их действия и уровень звука. Наиболее актуальна эта проблема для кузнечных, штамповочных, ковочных и безшаботных молотов. Штамповочный молот традиционно является наиболее ярким источником импульсного шума с максимальным уровнем 120-140 дБА.

Анализ и лабораторные исследования показали, что в структуре шумов на данном оборудовании выявлен дополнительный источник генерации аэродинамического шума от схлопывания штампов. Максимальные значения уровня шума на молоте возникают раньше, чем произошло смыкание штампов при «жестких» ударах. Скорость движения акустического возмущения оказывается больше, чем скорость звука в среде, в которой распространяется акустическая волна,

вызванная ударом падающих частей молота, или акустическое возмущение среды возникает раньше, чем произошел удар. Таким образом, штамповая оснастка является дополнительным источником генерации шума молотом.

Следует исследовать процесс шумообразования на штамповочном молоте с начала движения верхнего штампа и до момента смыкания штампов. Начальный момент движения бабы молота с верхним штампом можно представить начальным толчком поршня в покоящейся среде, поэтому впереди поршня, двигающегося со скоростью U_n , будет перемещаться слабая ударная волна со скоростью N [25]

$$N = \frac{k+1}{2} U_n + \sqrt{\left(\frac{k+1}{2} U_n\right)^2 + a^2}, \quad (2.25)$$

где k – показатель адиабаты воздуха;

a – скорость звука в покоящемся газе;

U_n – скорость поршня, равная скорости движения бабы молота.

Это для скоростей соударения падающих частей молота $U_n = 2 - 7$ м/с, скорости слабой ударной волны $N = 346-352$ м/с. По мере движения верхнего штампа слабая ударная волна движется вниз, возбуждая воздух во всем объеме между

штампами, а затем, отражаясь от нижнего штампа, движется вверх. Между нижним штампом и отраженной волной газ заторможен, т.е. столб воздуха, находящийся между штампами, периодически возбуждается, что приводит к истечению воздуха из межштампового объема. При уменьшении расстояния между штампами, т.е. межштампового объема, наступает момент, когда давление в межштамповом объеме возрастает по сравнению с давлением окружающей среды p_n . Начинается непрерывное истечение воздуха из межштампового объема.

Для теоретических исследований, межштамповый объем можно условно представить диффузором с уменьшающимся прямоугольным сечением. Притока массы и энергии к системе практически нет, т.е. ее можно считать энергетически изолированной, без теплообмена с окружающей средой, а изменение параметров потока при истечении происходит только за счет изменения межштампового объема W .

Для расчета изменения давления и скорости истечения потока из межштампового объема по времени используем уравнение из закона сохранения энергии, приведенного к следующему виду [1,2]

$$\frac{dp}{dt} = -\frac{G_c}{W} \cdot kRT - k \cdot \frac{p}{W} \cdot \frac{dW}{dt}, \quad (2.26)$$

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, истекающего из межштампового пространства.

$$G_{\bar{n}} = V_a \gamma S_a, \quad (2.27)$$

где γ – удельный вес воздуха в объеме между штампами;

V_a – скорость потока в выходном сечении штампового объема;

S_a – площадь выходного сечения, через которое происходит истечение воздуха.

$$\gamma = \omega/W, \quad (2.28)$$

где ω – текущее количество воздуха в межштамповом объеме.

$$T = p/R\gamma \quad \omega = \int_{t_1}^{t_2} G_{\bar{n}} dt \quad (2.29)$$

$$V_a = \sqrt{\frac{2k}{k-1} \cdot RT \left[1 - \left(\frac{p_i}{p} \right)^{\frac{k}{k-1}} \right]}. \quad (2.30)$$

При расчете необходимо учитывать знак производной

$\frac{dW}{dt}$. Если объем W увеличивается, то знак положительный,

если объем уменьшается, то знак – отрицательный. Уравнения (2.28), (2.32) решались численным методом Рунге-Кутты 4 – го порядка в среде Matlab 7. Расчеты показывают (рисунок 2.14), 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, давление достигает $1,0 - 1,5$ МПа на краю штампов, а скорость воздуха, истекающего из межштампового объема, по мере уменьшения расстояния

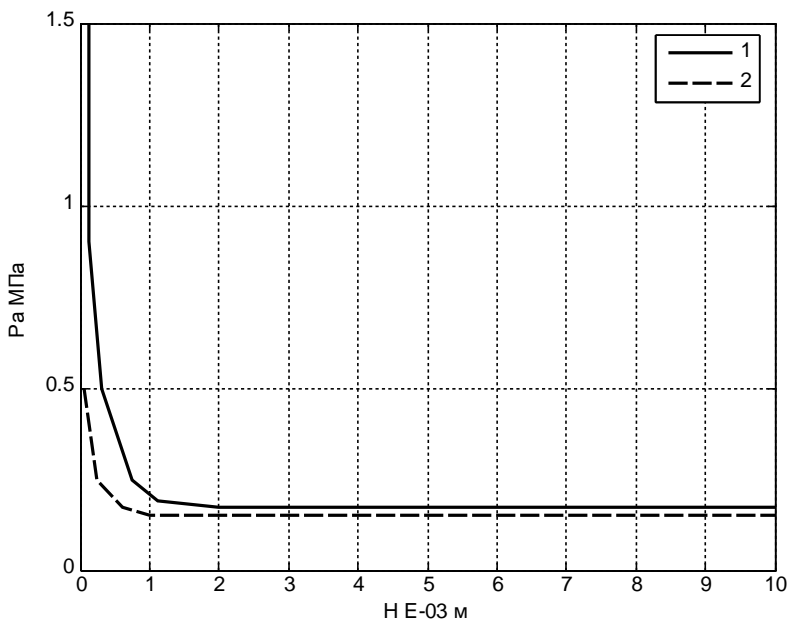


Рисунок 2.14 - Изменение давления на краю штампа от зазора ΔH между смыкающимися штампами на удалении от кромки штампа: 1 – 0,196 м; 2 – 0,784 м

между штампами увеличивается, достигая скорости звука $V_a = a$, т.е. числа Маха $M_a = 1$ (рисунок 2.15).

Число Маха, определяется отношением скорости потока к скорости звука. В случае установления режима критического истечения в выходном сечении штампов,

($M_a^* = 1$), основные параметры потока определяются по следующим формулам

$$\begin{aligned}
 V_a &= \sqrt{kRT^*} & T^* &= T\left(\frac{2}{k+1}\right) \\
 \gamma^* &= \gamma\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{1}{k-1}} & p^* &= p\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}
 \end{aligned}
 \tag{2.31}$$

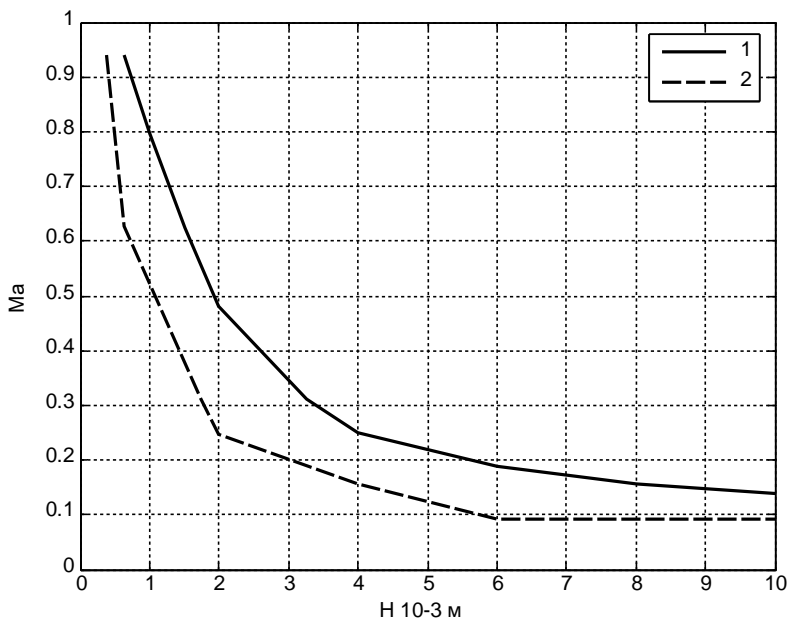


Рисунок 2.15 - Изменение числа Маха M_a струи на краю штампа от зазора ΔH между смыкающимися штампами на расстоянии от кромки штампа: 1 – 0,196 м; 2 – 0,784 м

Расчеты показывают, что струя воздуха, вытекающая с большими дозвуковыми и звуковыми скоростями из

межштампового объема, по мере его уменьшения создает вокруг штамповочного молота акустическое поле, которое генерирует аэродинамический шум. Механизм возникновения аэродинамического шума струи при ударном смыкании плит подтверждается следующими работами [27,79].

Исследованная картина объясняет возникновение максимального аэродинамического шума при завершающих «жестких» ударах молота, когда происходит полное или почти полное смыкание поверхностей штампов. На первых, «мягких» ударах пиковое значение шума зависит как от параметров истекающей из межштампового объема струи воздуха за счет его уменьшения, так и за счет раздачи поковки. Данного явления частично касаются в работе [126].

При «мягком» ударе происходит деформация поковки, т.е. увеличивается ее диаметр, а боковая поверхность в процессе деформации перемещается со скоростью V_n в ограниченном штампами прямоугольном, уменьшающимся по высоте, канале. При деформации поковки в прямоугольном канале, образованном штампами, возникает слабая ударная волна со скоростью N , определяемая по формуле (2.27), которая генерирует аэродинамический шум при «мягких» ударах. Дополнительно, давление в межштамповом объеме повышается за счет газообразования при сгорании смазочного

материала, периодически наносимого на поверхности зеркала гравюры штампов.

Воздушный выхлоп из межштампового объема в момент удара создает скачок давления, воспринимаемый как ударная волна. Шум, создаваемый при этом, кратковременный с интенсивностью более 140 дБА. Аналогичный результат зафиксирован в работе [31], где отмечено, что данная воздушная струя создает на расстоянии 0,5 м от молота импульсный шум с уровнем до 160 дБА, обеспечивая болевые ощущения у персонала.

Как показали результаты проведенных исследований, характеристики воздушной струи на молоте близки к характеристикам свободно истекающей, плоской, импульсной, затопленной струе при числах Маха, близких к единице, в выходном сечении канала $M_a \leq 1$ [82]. В структуре потока отчетливо видна зона смешения струи с окружающим воздухом, которая создает аэродинамический шум [9,78].

Для упрощения теоретических исследований по определению конструктивных параметров шумоглушающих устройств, зависимость параметров струи от числа Маха в выходном сечении канала определяется по формулам для стационарных звуковых струй [2,3,81].

Определяющими параметрами струи являются: угол расширения струи $2\alpha_1$; угол ядра постоянных скоростей $2\alpha_2$; длина начального участка струи X_n ; изменение скорости по длине струи U_m ; изменение скорости по поперечному сечению струи U [3].

Для дополнительного снижения аэродинамического шума при работе штамповочного молота следует тормозить и разрушать струю воздуха, истекающую из межштампового объема, при смыкании штампов, или ограничивать ее распространение в пространстве вокруг штампов. Направления для снижения данного шума можно разделить на две группы:

1. Активное снижение шума и активные шумоглушащие устройства;
2. Пассивное снижение шума и пассивные шумоглушащие устройства.

Активные шумоглушащие устройства воздействуют на воздушную струю, генерирующую шум, препятствуют увеличению ее скорости при движении по каналу, образованному половинами штампа по мере их смыкания, изменяя спектр ее шума.

Конструктивно эти устройства представлены на рисунке 2.16

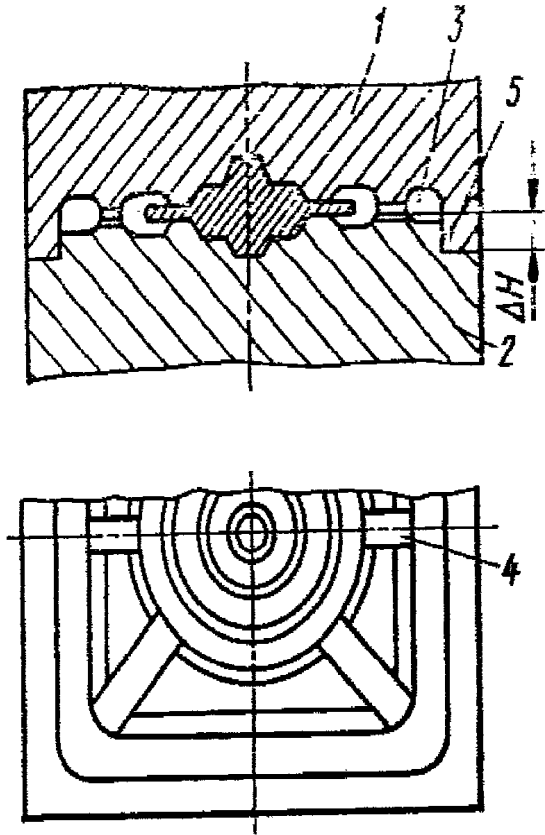


Рисунок 2.16 - Конструкция штампа с профилированной гравюрой: 1 – верхняя половина штампа; 2 – нижняя половина штампа; 3,4 – дополнительные канавки на гравюре штампа; 5 – дополнительный выступ на гравюре.

Устройство представляет собой так спрофилированную поверхность половин штампов, свободную от гравюры между штампами 1,2, при которой между штампами в момент их смыкания образуются полости – канавки 3,4.

Эти канавки меняют профиль и площадь поперечного сечения канала, образованного половинами штампа. Воздушный поток, проходя по такому каналу, из-за наличия внезапных расширений и поворотов не увеличивает свою скорость выше значений, которым соответствует минимально допустимый уровень шума [27]

Объем канавок должен быть достаточным для того, чтобы давление оставшегося в межштамповом пространстве воздуха, даже после смыкания штампов, увеличивалось незначительно по сравнению с давлением окружающей среды.

Пассивные шумоглушающие устройства, воздействуя на источник, генерирующий шум, ограничивают распространение звуковых колебаний от него в окружающее пространство. Конструктивно эти устройства представляют собой экраны (рисунок 2.17), турбулизаторы, сетки, установленные вокруг штампа под определенным углом к плоскости его разъема и на расстоянии не большем, чем длина

участка струи, генерирующей аэродинамический шум. В противном случае их эффективность уменьшается [27].

При проектировании шумоглушащих устройств, следует определить необходимый объем канавок W_n и высоту H_1 перекрытия экраном плоскости разъема штампов. Форма, размеры и расположение канавок определяются конструкцией и прочностными характеристиками штампа, а также эффективностью торможения истекающей струи воздуха.

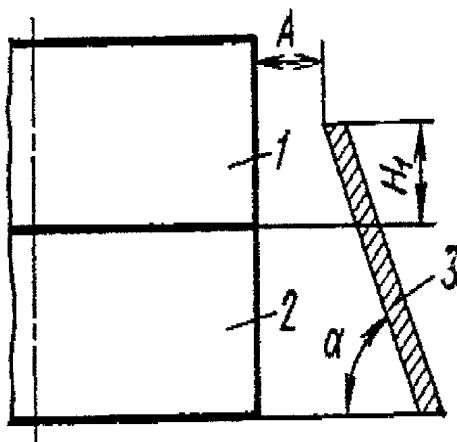


Рисунок 2.17 - Схема установки акустического экрана перед зоной смыкания штампов:

1 – верхний штамп; 2 – нижний штамп; 3 - экран

Канавки (3,4) могут располагаться на поверхности зеркала штампа, свободной от гравюры, как по периметру, так и радиально. Общий объем канавок (без учета газообразования при сгорании смазочного материала), необходимый для снижения аэродинамического шума, можно определить в виде

$$W_i = S_{\text{з}} \Delta H, \quad (2.32)$$

где $S_{\text{з}}$ – площадь зеркала штампа;

ΔH – высота зазора между половинами штампа, с которой начинается устойчивое истечение воздушной струи с относительной скоростью не более $M_a = 0,1$ или $V_a = 35$ м/с.

Начальную скорость воздушной струи выбирают $M_a = 0,1$, т.к. при этой скорости звуковая мощность струи менее 100 дБ [27]. Величина зазора ΔH определяется из закона сохранения энергии приведенного к виду (2.33) [2],

$$\text{при условии } p \cdot \frac{dW}{dt} \geq G_c RT. \quad (2.33)$$

Расчеты выполнены для различных размеров штампов (рисунок 2.18) и позволяют определить необходимый объем канавок в зависимости от площади зеркала штампа.

Зависимость величины зазора ΔH , от площади гравюры половинки штампа, симметрична и выбирается равной

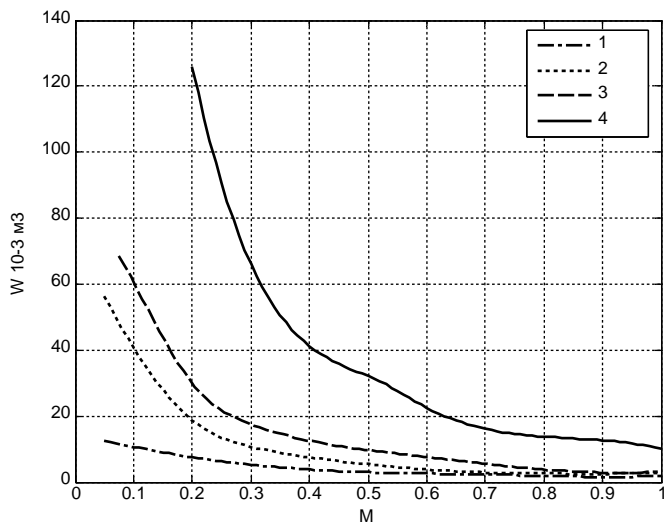


Рисунок 2.18 - Объем канавок W от относительной скорости струи M между штампами для молотов:
 1 – 2Т; 2 – 5Т; 3 – 10Т; 4 – 25Т

большой из площадей. Параметры вышеуказанной зависимости, графически (рисунок 2.19) возможно выразить аппроксимирующим полиномом вида

$$\Delta H = A_0 + A_1 S_{\sigma} + A_2 S_{\sigma}^2 + A_3 S_{\sigma}^3, \quad (2.34)$$

где $A_0 = 0,0055$; $A_1 = 0,0551$; $A_2 = 0,0149$; $A_3 = 0,00159$;

$S_{\sigma} = a \cdot b$; a, b – размеры зеркала штампа.

Для улучшения эффективности свойств активных шумоглушащих устройств, по периметру одной из половин штампа, (рисунок 2.16), возможно предусмотреть выступ 5,

входящий в противоположную половину штампа на величину не менее ΔH . Данный выступ, выполненный в верхней половине штампа, предпочтительней, т.к. он не мешает работе.

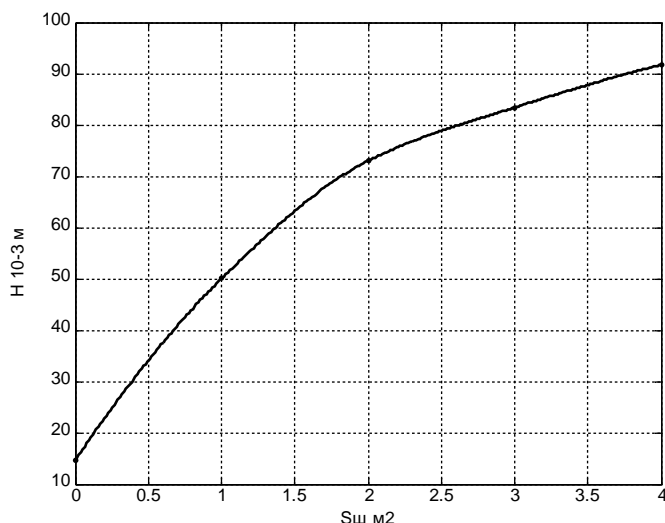


Рисунок 2.19 - Величина зазора ΔH от площади гравюры половинки штампа $S_{ш}$

Шумоглушащие устройства в виде экранов (рисунок 2.17) целесообразно размещать на расстоянии A от боковой поверхности штампа под углом α . Величина A определяется зависимостью от ΔH в виде

$$A \leq (5-6) \Delta H \quad (2.35)$$

Верхняя кромка экрана располагается на высоте H_1 над плоскостью разъема половин штампа и определяется по формуле

$$H_1 = k \cdot \Delta H, \quad (2.36)$$

где k – коэффициент перекрытия струи.

Данный коэффициент определяется геометрией струи и рассчитывается по формуле

$$k = \left(1 + \frac{\dot{A}}{\Delta H} \cdot \operatorname{tg} \alpha_1\right) k_1, \quad (2.37)$$

где α_1 – угол расширения струи (при $M_a = 0,7$) равен $8^\circ 15'$;

k_1 – коэффициент запаса перекрытия, равный $1,5 - 2,0$.

Угол наклона экрана α к плоскости разъема половин штампа определяется по результатам обработки экспериментальных данных. Для относительного снижения шума 0; 3; 5 дБ $\alpha = 90, 60, 30^\circ$ соответственно.

Из графиков следует, что с увеличением размеров зеркала штампа, увеличивается, необходимый для эффективного снижения аэродинамического шума, объем канавок W_n и высота перекрытия экрана H_1 .

Применение конструкции шумоглушащего устройства должно исходить из комплексного решения вопроса о

снижении шума и конкретного технологического случая. Если объем канавок, который необходим для снижения шума, снижает прочностные характеристики штампа, следует использовать комбинированное решение, применяя дополнительно экран.

Таким образом, реализуя дополнительное профилирование свободной от гравюры поверхности штампов, возможно, снизить скорость истечения воздушной струи при соударении штампов кузнечного молота. Установка акустического экрана под определенным углом перед зоной смыкания штампов, позволяет дополнительно уменьшить шум кузнечной машины.

Глава 3. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПАРАМЕТРОВ ШУМОВ В КУЗНЕЧНО-ПРЕССОВЫХ МАШИНАХ И МЕХАНИЗМАХ

Экспериментальные исследования акустических параметров кузнечно-штамповочных машин и агрегатов являются важным этапом на пути нормализации вредных уровней шумов на рабочих местах. В связи с этим, основные, общие задачи экспериментальных исследований формулируются следующим образом:

- определение существующих акустических характеристик кузнечно-штамповочных машин и механизмов;
- сравнение результатов теоретических расчетов с экспериментальными данными;
- проверка основных допущений принятых при теоретических исследованиях.

3.1. Методика экспериментальных исследований акустических параметров кузнечно-прессовых машин и агрегатов

Измерения акустических параметров проводятся с целью контроля соответствия фактических величин шумов кузнечно-штамповочных машин допускаемым, оценки акустических

режимов и эффективности мероприятий по снижению параметров этих факторов.

Измерение шумов, в том числе и при паспортизации, проводится в соответствии с ГОСТ 12.1.027 – 80; 121028 – 80; 31172 – 2003 (ИСО 11201:1995). Эти стандарты предусматривают определение уровней звуковой мощности источника шума в местах эксплуатации, в помещениях и на открытых площадках. Измерения выполняются в октавных полосах со среднегеометрическими частотами 125 – 8000 Гц, в треть октавных полосах – от 100 до 10000 Гц, в точках на расстоянии 1 м от внешних контуров оборудования. Октавный уровень звуковой мощности определяют в зависимости от среднего уровня звукового давления. Измерения шумов, для оценки соответствия фактических значений параметров нормативным, должны проводиться при работе не менее двух третей от общего количества технологического оборудования. Применительно к кузнечным цехам это требование не является определяющим, т.к. уровень звукового давления, создаваемый соседним основным технологическим оборудованием, вследствие особенностей шумов и удаленности агрегатов, значительно (на 10-15 дБ) меньше шумов на рабочих местах рассматриваемого оборудования.

Шумовые характеристики стационарных КШМ, в том числе и кузнечно-прессового оборудования, определяются согласно ГОСТ 12.1.023 – 80.

В качестве основной шумовой характеристики приняты уровни звуковой мощности в октавных полосах частот со средне геометрическими частотами 63 – 8000 Гц. Значения предельно допустимых шумовых характеристик КШМ устанавливаются по ГОСТу [29], а также по техническим нормам [107,112].

Уровни звукового давления в октавных полосах частот шума, создаваемого нагревательными устройствами, системами сдувки окалины или деталей, преобразователями высокой частоты и другими источниками постоянных шумов в КШМ оцениваются с использованием октавных или третьоктавных полосовых фильтров при включении частотной характеристики «Lin». Для шумов непостоянного уровня, или импульсных шумов, частотный анализ не производят, а измеряют общий уровень по шкале А, а для интенсивных импульсных шумов – дополнительно по шкале С. Измерения выполняют не менее 3 раз в каждой точке, а результаты усредняют.

Шумы измеряют шумомерами 1-го и 2-го классов, которые согласно ГОСТ 17187 – 81, имеют частотные

диапазоны соответственно 20 – 12500 Гц и 31,5 – 8000 Гц [20]. Для шумомеров 1-го класса приняты частотные характеристики А, В, С и «Lin», а также дополнительная характеристика Д.

С целью выявления наиболее распространенных импульсных источников шума в КТМ измерения проводят по шкале «Импульс». При этом используются наиболее распространенные следующие шумомеры: PSI – 201(RFT) с октавным фильтром OF – 101, 2206 (Брюль и Кьер), Октава - 110, SVAN – 948 и др.

3.2. Экспериментальные исследования глушителей шума пневмоагрегатов в кузнечно-прессовых машинах

Целью экспериментальных исследований является уточнение конструктивных схем глушителей, параметры которых выбраны на основании теоретических расчетов, при этом обеспечивается снижение импульсного шума до допустимых значений. В конструкции глушителя необходимо обеспечить минимальное гидравлическое сопротивление акустического тракта глушителя не

превышающее значения, необходимого для обеспечения безопасной работы КППМ.

Таким образом, в зависимости от поставленных задач, в процессе экспериментальных исследований, требуется найти рациональное сочетание параметров камер глушителя, при которых будут выполняться вышеуказанные требования.

Необходимо решить следующие задачи:

1. Определить рациональную компоновку решеток щелевой перфорации на обечайках, их форму с учетом величины снижения шума.
2. Подобрать эффективное соотношение площадей щелей решеток перфорации камер глушителя к площади входа в глушитель.
3. Получить рациональные геометрические параметры решеток перфорации – длину и ширину щелей, расстояние между щелями.
4. Зафиксировать частотный спектр шума струи, истекающей из глушителя.
5. Определить гидравлическое сопротивление и коэффициенты расхода камер глушителя при их опорожнении.

Эксперименты по первому этапу поставленных задач проводились на действующем КГШП усилием 16 МН в

прессовом цехе металлургического завода «Ижмаш» при использовании пневмораспределителя (модель У7122А) узла технологической смазки. Для решения задач была создана модель, позволяющая исследовать геометрию акустических фильтров, установленных на пневмораспределителе. Величина снижения уровня шума определялась как разность измерений до и после установки акустических фильтров. Измерения уровня шума выполнены комплексом аппаратуры фирмы «Брюль и Кьер».

Конструкция модели для исследования влияния геометрии акустического фильтра на снижение уровня шума, представляет собой (рисунок 3.1) корпус 1 прямоугольной формы, образованный эбонитовыми пластинами толщиной 8 мм скрепленными между собой. Данный корпус крепится шпильками к пневмораспределителю 2 по его посадочным размерам для установки металлокерамической пластины – глушителя. Верхняя часть корпуса закрыта эбонитовой перфорированной крышкой 3 с шахматным расположением отверстий диаметром $d_{\text{пер}}=3$ мм, количество которых $n=431$. В корпус устанавливаются акустические фильтры 4 и 5 различной формы с разными диаметрами отверстий перфорации и их взаиморасположением.

Акустические фильтры представляют собой следующие конструкции:

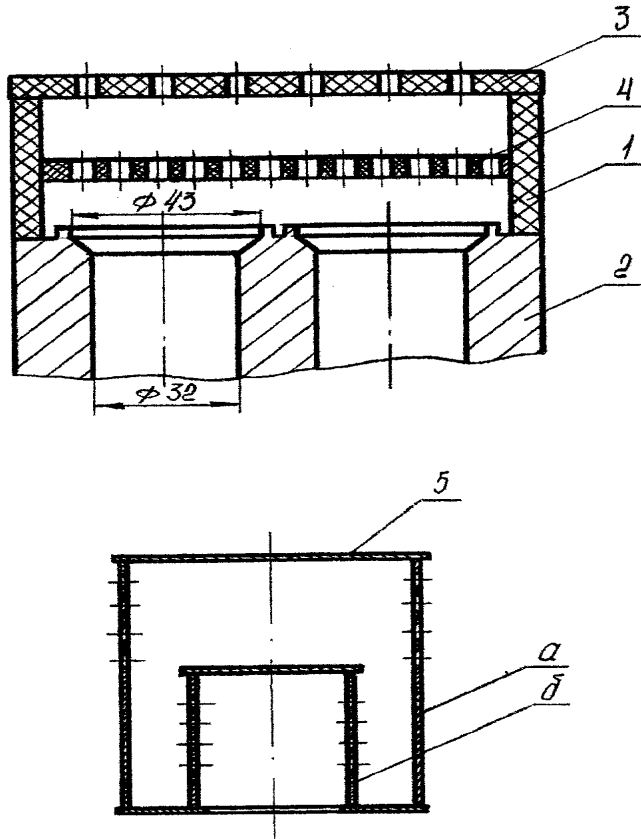


Рисунок 3.1 - Схема экспериментальной модели для проверки эффективности акустических фильтров глушителя: 1 – корпус; 2 – пневмораспределитель; 3 – перфорированная крышка; 4,5 – акустические фильтры; а,б – наружная и внутренняя обечайки фильтра

1. Эбонитовые, прямоугольные, перфорированные пластины с шахматным расположением круглых отверстий разного диаметра с расстоянием между отверстиями равным диаметру отверстия.
2. Две цилиндрические обечайки, наружная и внутренняя, сочлененные одна с другой с боковой перфорацией и скрепленными доньшками.

Обечайки образуют неразъемную конструкцию, плотно установленную на корпусе пневмораспределителя. В корпус устанавливаются акустические фильтры на оба выпускных отверстия и через упругие прокладки они фиксируются крышкой. Диаметр выпускных отверстий, определяющих расход, равен $d_{\text{вх}}=0,032$ м, площадь отверстий $S_{\text{вх}}=0,0016$ м².

Анализ результатов проведенных экспериментов, по определению снижения уровня шума, показал следующее:

1. Акустические фильтры, в виде двух пластин или цилиндрических обечаек со сплошной перфорацией диаметром отверстий $d = 1-3$ мм, при относительной площади прохода $\underline{S} = S_{\text{пер.}} / S_{\text{вх.}}$, равной 1.7 – 2.0, снижают шум, от выпуска энергоносителя из пневмораспределителя на 8-10 дБ. Максимальное снижение шума наблюдается при величине

расстояния между отверстиями перфорации, равным приблизительно размеру диаметра отверстия. Уменьшение расстояния между отверстиями, менее вышеуказанного, приводит к сливанию отдельных струек в единый турбулентный поток и, следовательно, к уменьшению акустического эффекта. В то же время чрезмерное увеличение этого расстояния приводит к преобразованию струек в совокупность обычных свободных струй [36,78]. В пространстве между внутренней и внешней обечайками струя расширяется, скорость ее падает. Внутренней обечайкой поток разбивается на отдельные, взаимодействующие между собой струйки, тормозящие друг друга, следовательно, уменьшающие шум.

2. Расположение отверстий перфорации на внутренней обечайке только по поверхности ее доньшка, а не по всей поверхности обечайки, приводит к снижению шума еще на 2 дБ, это объясняется тем, что поток в выходном канале меняет направление, поворачивается на 90° , что приводит к снижению вихревого шума.

3. Разбивка основной струи после внутренней обечайки на две, т.е. расположение отверстий перфораций вблизи обоих доньшек, снижает шум еще на 2 дБ, что объясняется снижением вихревого шума.

4. Анализ частотных спектров описанных выше акустических фильтров показывает, что ряд фильтров снижают общий шум струи на 12-14 дБ, а в диапазоне рабочих частот 1000 – 4000 Гц величина снижения уровня шума на 20-25 дБ. Таким образом, следует, что спектральные характеристики этих акустических фильтров приближаются к спектральным характеристикам штатного глушителя из металлокерамической пластины, на пневмораспределителе.

В результате вышеуказанного анализа принимаем схему глушителя, у которого пазы выполнены на боковой поверхности обечаек, причем на внутренней обечайке пазы равномерно рассредоточены вдоль образующей и разнесены группами через 120° по диаметру, а на внешней обечайке пазы сгруппированы у торцев.

Одной из целей экспериментальных исследований явилось определение рациональной конструктивной схемы глушителя, выбранного на основании теоретических исследований, при которой необходимо обеспечить снижение аэродинамического шума пневмомеханизмов систем управления КПМ на указанную величину. При этом в конструкции глушителя противодействие в его камерах, создаваемое газовым потоком, не должно превышать

значения, которое обеспечивает безотказную работу пневмораспределителей.

В процессе экспериментальной разработки параметров камер глушителя решались следующие задачи:

1. Определение рационального отношения площадей щелей решеток перфорации камер глушителя к площади входа в глушитель.
2. Определение необходимых геометрических параметров решеток перфорации – высоту и ширину щели, расстояние между щелями, при которых акустические характеристики глушителя будут максимально возможные для уменьшения шума различных конструкций пневмораспределителей.
3. Оценка максимального противодавления в камерах глушителя и времени их опорожнения.

Отработка данных задач проводилась на экспериментальном стенде, структурная пневматическая схема которого приведена на рисунке 3.2. Стенд состоит из компрессора 1, ресивера 2 емкостью 50 л, пневмораспределителя модели У7122А 3, блока управления 4, манометра 5 с пьезодатчиком давления 6 и глушителя 7, установленного на пневмораспределителе.

Компрессор нагнетает воздух в ресивер до рабочего давления 0,6 МПа, которое измеряется манометром и отключается. Ресивер имитирует рабочую полость цилиндра исполнительных органов – муфты и тормоза КПМ, из которой происходит истечение энергоносителя через пневмораспределитель. При включении блока управления, с задержкой времени 1.5 – 2.0 с, воздушная струя из ресивера попадает в полость выпуска пневмораспределителя модели У7122А, откуда через выпускные отверстия она проникает в глушитель и далее в атмосферу.

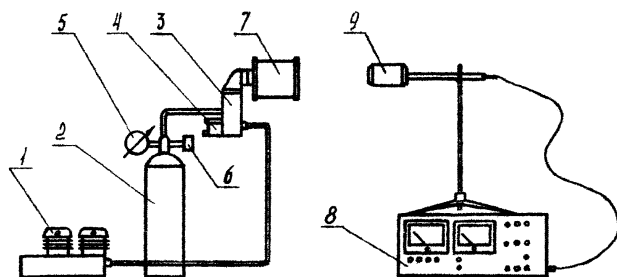


Рисунок 3.2 - Структурная схема стенда:

1 – компрессор; 2 – ресивер; 3 - пневмораспределитель; 4 – блок управления; 5 – манометр; 6 – пьезодатчик давления; 7 – глушитель; 8 – шумомер; 9 – микрофон

Уровень шума измеряли шумомером PSI – 202 (00017) фирмы RFT (Германия), микрофон которого установлен на расстоянии 1м от глушителя. Остаточное давление в ресивере, после выпуска энергоносителя из пневмораспределителя,

определялось по манометру, установленному на выходе из ресивера.

Изменение давления в акустическом тракте глушителя фиксировалось датчиком давления, типа АТМ – 10 и записывалось регистрирующим осциллографом. Оценивалась разность между уровнями шума, создаваемого пневмораспределителем без глушителя и с установленным на нем глушителем. Частотный спектр определялся в октавных полосах со средне геометрическими частотами от 63 Гц до 8000 Гц. Реле времени имитировало импульсный характер работы пневмораспределителя.

Экспериментальная модель глушителя, представленная на рисунке 3.3, состоит из двух цилиндрических обечаек, внутренней трубы, расположенных коаксиально и крышек, которые соединяются шпильками и образуют вместе с обечайками расширительную камеру и выходной канал. По боковой поверхности цилиндрических обечаек выполнена щелевая перфорация. Внутренняя трубка выполнена в виде четвертьволнового резонатора.

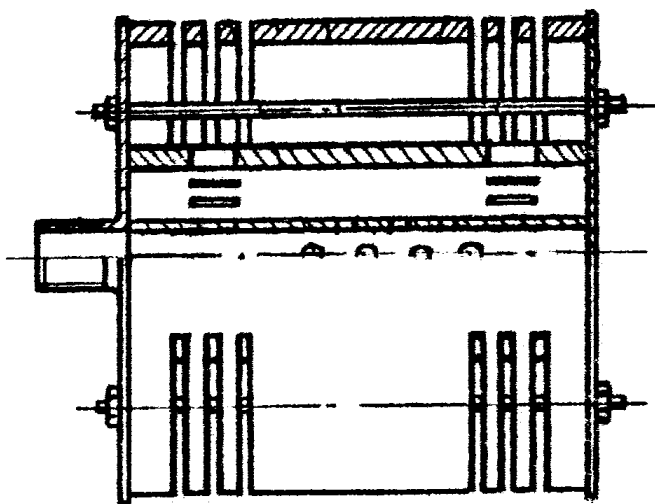


Рисунок 3.3 - Экспериментальная модель глушителя

Нижняя крышка имеет входное отверстие и соединительную резьбу для сопряжения с переходником на полости пневмораспределителя.

Размеры глушителя:

- Наружный диаметр обечайки - 160 мм;
- Толщина стенки наружной обечайки - 7 мм;
- Наружный диаметр внутренней обечайки - 110 мм;
- Толщина стенки внутренней обечайки - 8 мм;
- Диаметр входного отверстия - 55 мм.

Материал обечаек глушителя – труба винипластовая марки МН 1427 – 61.

Выбор сочетания рациональной геометрии и типа щелей перфорации на экспериментальном глушителе проводили последовательно для внутренней и наружной обечаек, отдельно и совместно с четвертьволновым резонатором.

Для оценки уровня шума экспериментального глушителя были выполнены измерения уровня шума, создаваемого при выпуске энергоносителя самим пневмораспределителем в зависимости от давления в ресивере (таблица 3.1).

Таблица 3.1 - Зависимость уровня шума выпускного потока из ПР от давления в ресивере

| | | | | | | | | | |
|---------------------------|---------|-------------------------------|----------|----------|---------|--------------------|----------------------------|---------|----------|
| Давление в ресивере | МП а | 0, 5 | 0,4 1 | 0,3 5 | 0, 3 | 0,25 | 0, 2 | 0, 2 | 0,1 2 |
| Уровень создаваемого шума | дБ | 12 7 | 12 6 | 12 6 | 12 5 | 122 | 12 1 | 12 1 | 12 0 |
| Измерение шума | Lin | Сверхзвуковое истечение из ПР | | | | Звуковое истечение | Дозвуковое истечение из ПР | | |

Результаты испытаний по снижению шума внутренней обечайкой с трубкой, выполненной в виде четвертьволнового резонатора, показали следующее:

1. Переходник на пневмораспределителе для сочленения с глушителем, имеющий форму сужающегося насадка с диаметром выпускного отверстия $0,055$ м и площадью $S_{\text{пер.}} = 23,7 \cdot 10^{-4}$ м², при отношении площади прохода переходника к площади выходных отверстий пневмораспределителя $S_{\text{пер.}} / S_{\text{пр.}}$ равном $1,31$, снижает уровень шума на $2 - 3$ дБ.
2. Расположение однорядной перфорации у торцев обечайки с диаметром отверстий перфорации равным $0,00056$ м, снижает шум относительно пневмораспределителя с переходником на величину $9 - 10$ дБ.
3. Уменьшение диаметра отверстий перфорации обечайки до $0,003$ м и расположение их в несколько рядов около верхнего торца обечайки, снижает шум на $10 - 11$ дБ. Увеличение эффективности связано с разбиением потока на отдельные, тормозящие друг друга струйки.

4. Перфорация обечайки со ступенчатым отверстием, имеющим входной диаметр 0,003 м, а выходной 0,005 м, создает величину снижения шума несколько большую, чем перфорация с отверстиями постоянного диаметра и составляет 11 – 12 дБ.
5. Изменение геометрической формы верхней крышки обечайки с плоской на коническую, с перфорацией по поверхности крышки и превращение обечайки в резонансную камеру, обеспечивает снижение шума на 15 – 16 дБ. Указанный результат получается за счет снижения вихревого шума.
6. Наибольшей эффективностью обладает обечайка со щелевой перфорацией с размером щели $h = 0,0015$ м. Щели перфорации наклонены попарно друг к другу под углом 30 - 40°. Величина снижения шума составляет 18 – 19,5 дБ. Эффективность снижения шума в этом случае объясняется тем, что при взаимном пересечении двух турбулентных струй зонами ядер потоков, результирующее ядро потока укорачивается, а вместе с ним и шум. Взаимное торможение струй

приводит к снижению их скорости, следовательно, к уменьшению шума.

Аэродинамические характеристики плоской щелевой струи подобны характеристикам круглой струи [18,78], но щелевая перфорация более технологична. Внутренняя обечайка создает расширительную камеру, в которой поток, пройдя четвертьволновой резонатор, расширяется с потерей скорости. Отношение площади поперечного сечения обечайки к площади выходного сечения используемого переходника составляет $e = 3.11$. Известно [99], что расширительная камера с относительным параметром $e = 4$ снижает уровень шума на 10 дБ. Экстраполяция зависимости снижения шума от данного параметра в линейной постановке предопределяет, что при $e = 3.11$ величина снижения шума составит 7 – 8 дБ. Четвертьволновой резонатор снижает шум на 1 – 2 дБ, следовательно, эффективность снижения шума выше величины 8 – 9 дБ возможно создать в нашем случае только типом и геометрией перфорации внутренней обечайки.

Результаты испытаний эффективности глушителей с наружной обечайкой, внутренней обечайкой и четвертьволновым резонатором показали следующее:

1. Наружная обечайка с диаметром $D = 0,16$ м и толщиной стенки 0,008 м создает расширительную

камеру с параметром $e = 6.85$, которая, в соответствии с данными [99], за счет эффекта расширения потока, снижает шум на 14 дБ. Общее снижение шума обечайкой со щелевой перфорацией по 3 ряда у каждого торца составляет 17 дБ.

2. Установка дополнительно внутренней обечайки с одним рядом отверстий у торцев обеспечивает снижение шума на 18 дБ.
3. Использование металлической сетки, установленной в выходном канале глушителя, не влияет существенно на снижение шума.
4. Использование четвертьволнового резонатора в существующих условиях эксплуатации приводит к возможности образования конденсата и снижает надежность работы.
5. Изменение направления потока энергоносителя в выходном канале экспериментального глушителя снижает уровень шума на 21 – 21.5 дБ.
6. Установка в центральной втулке глушителя конуса повышает во всех случаях эффект заглушения на 2 -3 дБ, что объясняется уменьшением относительной площади прохода перфорации четвертьволнового

резонатора с 2.11 до 1.5 с сохранением значений относительных площадей перфорации обечаек.

7. Торможение потока в выходном канале за счет наклона щелевой перфорации снижает шум энергоносителя дополнительно на 2 – 3 дБ, а сам глушитель снижает шум на 23 – 24 дБ.
8. Установка расширительного конуса на модель глушителя увеличивает эффективность модели на 2 – 3 дБ. Это объясняется ограничением звукового поля истекающей струи.
9. Испытания серийного глушителя снижения шума выпуска для мотоцикла на данном пневмораспределителе показали, что эффективность снижения шума составляет 18 – 21 дБ. Однако при этом величина относительной площади прохода составляет $\epsilon = 0.43$, что создает дополнительное противодействие в глушителе выпуску энергоносителя и не позволяет использовать данные конструкции в существующих пневмораспределителях с большими расходами.

Для углубленного экспериментального исследования выбрана конструкция двухкамерного глушителя со щелевой перфорацией на боковой поверхности камер. В процессе

стендовой отработки конструкции определялось влияние следующих конструктивных параметров глушителя на величину противодействия в камерах и уровень снижения аэродинамического шума.

А) Относительная площадь прохода щелевой перфорации обечаяк глушителя.

Исходя из результатов теоретических расчетов, для экспериментальной проверки выбраны следующие глушители с относительной площадью прохода

$$S_{\text{пр1}} = S2/S1 = 0.8 - 1.7 \text{ и } S_{\text{пр2}} = S3/S2 = 1.3 - 1.8,$$

где $S1$ – площадь входного отверстия во внутреннюю камеру глушителя, равная площади выходного отверстия пневмораспределителя;

$S2$ – площадь прохода щелевой перфорации внутренней обечайки;

$S3$ - площадь прохода щелевой перфорации наружной обечайки.

Экспериментальные исследования (рисунок 3.4) показали, что результаты теоретических расчетов изменения давления в камерах глушителя по времени истечения энергоносителя, удовлетворительно согласуются с результатами эксперимента. С учетом экспериментальных исследований, уточненные значения коэффициентов расхода

величины давления в камерах глушителя в зависимости от относительной площади прохода щелевой перфорации обечаек глушителя. Результаты серии замеров представлены в таблице 3.2.

Таблица 3.2 - Изменение параметров глушителя в зависимости от площади щелевой перфорации обечаек

| № п/п | S2/S1 | S3/S2 | L, дБ | P1, МПа | P2, МПа |
|-------|-------|-------|-------|---------|---------|
| 1 | 1.64 | 0.7 | 114 | 0.265 | 0.26 |
| 2 | 1.59 | 0.72 | 115.5 | 0.30 | 0.265 |
| 3 | 1.46 | 0.79 | 113 | 0.305 | 0.25 |
| 4 | 1.46 | 0.89 | 116 | 0.315 | 0.255 |
| 5 | 1.33 | 0.97 | 113 | 0.39 | 0.24 |
| 6 | 1.64 | 1.005 | 112 | 0.24 | 0.22 |
| 7 | 1.59 | 1.036 | 112 | 0.275 | 0.22 |
| 8 | 1.06 | 1.08 | 115 | 0.39 | 0.24 |
| 9 | 1.46 | 1.13 | 110 | 0.29 | 0.22 |
| 10 | 1.06 | 1.22 | 113 | 0.40 | 0.245 |
| 11 | 1.33 | 1.23 | 110 | 0.34 | 0.21 |
| 12 | 0.96 | 1.346 | 111 | 0.41 | 0.23 |
| 13 | 0.86 | 1.5 | 110 | 0.41 | 0.235 |
| 14 | 1.06 | 1.55 | 111 | 0.385 | 0.22 |

Для получения теоретических зависимостей снижения уровня шума

$L = f(S_{np1}, S_{np2})$ и изменения давления в камерах глушителя $P1 = f(S_{np1}, S_{np2})$, $P2 = f(S_{np1}, S_{np2})$ была проведена статистическая

обработка результатов экспериментов с использованием уравнений математической статистики [34].

В результате статистической обработки результатов экспериментов, получены уравнения регрессии математической модели зависимости уровня шума, давления во внутренней и внешней обечайках глушителя от соотношения площадей решеток щелевой перфорации обечаек:

$$L = 218.77 - 76.81(S2/S1) - 85.21(S3/S2) + 15.19(S2/S1)^2 + 28.79(S2/S1) \cdot (S3/S2) + 16.55(S3/S2)^2; \quad (3.1)$$

$$P1 = - 5.84 + 11.86(S2/S1) + 6.41(S3/S2) - 4.08(S2/S1)^2 - 3.35(S2/S1) \cdot (S3/S2) - 1.09(S3/S2)^2; \quad (3.2)$$

$$P2 = - 1.55 + 4.41(S2/S1) + 3.31(S3/S2) - 0.90(S2/S1)^2 - 2.35(S2/S1) \cdot (S3/S2) - 0.52(S3/S2)^2 \quad (3.3)$$

Зависимость уровня шума от отношения площадей прохода щелевой перфорации обечаек глушителя представлена на рисунке 3.5.

Анализ результатов статистической обработки экспериментальных данных показал, что максимальное

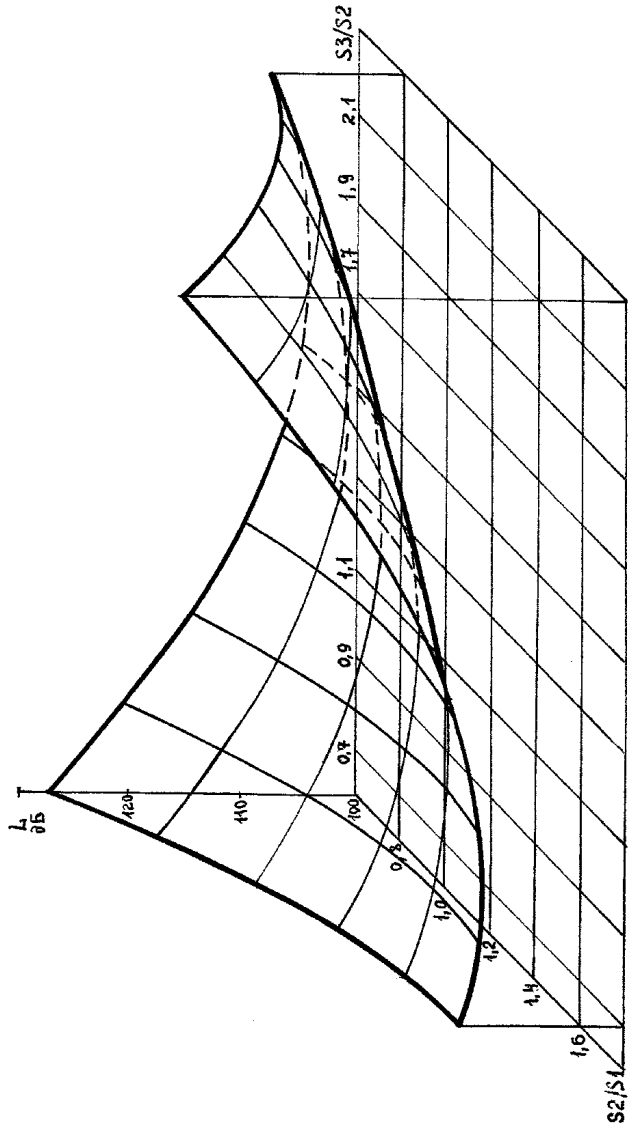


Рисунок 3.5 - Уровень шума от площади решеток перфорации обечаек глушителя

снижение уровня аэродинамического шума будет при отношении $S2/S1 = 1.0$, $S3/S2 = 1.5$, при этом, $\Delta L = 18 - 20$ дБ.

Б) Влияние геометрии перфорации щелей.

Для определения рациональной геометрии перфорации проведены исследования на экспериментальной камере из наружной и внутренней цилиндрических обечаек, коаксиально установленных друг относительно друга со щелевой перфорацией, с различным расстоянием между щелями.

Результаты экспериментов показали, что основным источником шума струи, из отверстия, является зона турбулентного перемешивания истекающего потока с окружающей средой. Увеличение перепада давления между средой, откуда происходит истечение (ресивер) и средой куда происходит истечение (окружающая среда) приводит к увеличению уровня шума истекающей струи (рисунок 3.6). Это происходит из-за того, что увеличение давления в ресивере приводит к увеличению давления в камерах обечаек и, соответственно, к увеличению скорости истечения струи. Как только в объемах установится критическое соотношение давлений, в выходном сечении струи установится критическая скорость истечения и дальнейшее повышение давления в

ресивере не приводит к увеличению скорости истечения, а, следовательно, к увеличению уровня шума.

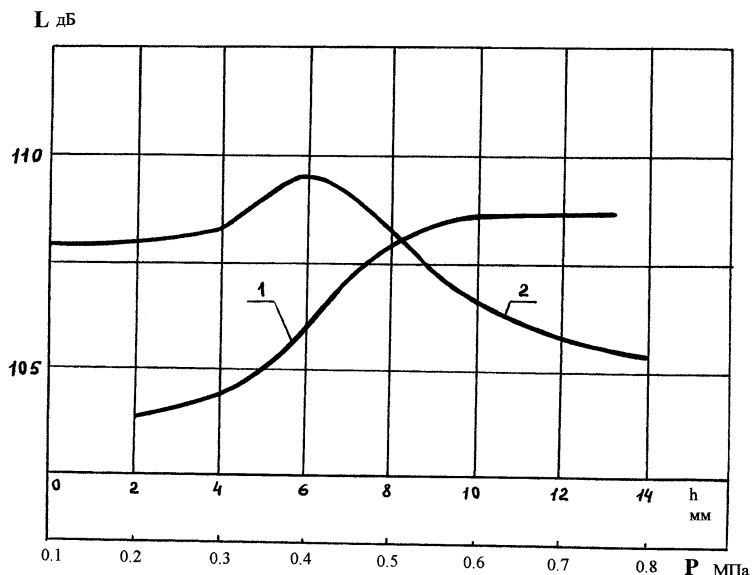


Рисунок 3.6 - Уровень шума струи от давления в ресивере 1 и расстояния между щелями перфорации 2

Дальнейшее повышение давления в ресивере вызывает увеличение давления в объемах камер и, как следствие, появление в истекающей струе прямых скачков уплотнения. Скачки уплотнения приводят к появлению дискретной составляющей шума. При расстоянии между щелями $h = 0$ дискретная составляющая не фиксируется, но по мере увеличения h она появляется и на частоте 1000 Гц повышает

уровень шума на 17 дБ (линия 2 на рисунке 3.7). Это связано с взаимодействием ядер истекающих струй. Как показывают эксперименты, при расстоянии между щелями $h < 10$ мм и при ширине щели 1 мм, звуковые струи, взаимодействуя друг с другом, усиливают интенсивность шумообразования по сравнению с единичной струей. Это связано с взаимодействием соседних скачков уплотнения в ядре потока вблизи среза щели, что приводит к сливанию отдельных струй в одну общую струю.

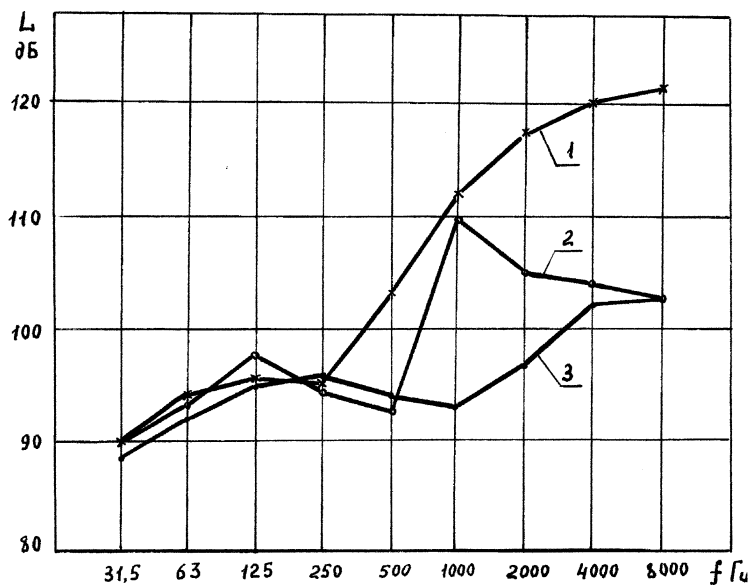


Рисунок 3.7 - Уровень шума от параметров перфорации:

1 – отв. $d_{\text{вх}} = 1/2''$; 2 – $h = 6$ мм; 3 – $h = 14$ мм

Уровень шума при этом увеличивается. При истечении струй из щелей с расстоянием между ними $h > 10$ мм, вытекающие струи взаимодействуют с пограничными слоями, что приводит к уменьшению акустической энергии каждой струи, при этом не возникает дискретная составляющая шума в спектре струи (кривая 3 рисунок 3.7).

Для оценки эффективности глушителя в интервале среднегеометрических частот выполнен спектральный анализ уровня шума глушителя в сравнении со свободной струей истечения из пневмораспределителя У7124А. Как следует из результатов спектрального анализа (рисунок 3.8), глушитель

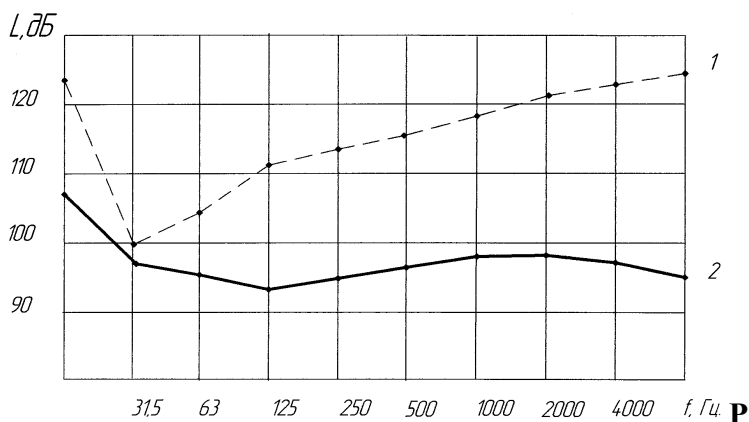


Рисунок 3.8 - Частотный спектр шума пневмораспределителя У7124А: 1 – без глушителя; 2 – с глушителем

эффективно снижает шум на всех наиболее значимых частотных интервалах. При этом наибольшее снижение шума, наблюдаемое в наиболее чувствительном для человека диапазоне частот 0,5 – 3 кГц, составляет 20 – 25 дБ.

На основании теоретических расчетов была создана и экспериментально детально проработана конструкция глушителя, которая позволяет получить значительное снижение уровня аэродинамического шума для различных типов пневмораспределителей. При этом устройство глушителя не требует обслуживания и не снижает эффективности своей работы более 15 лет.

Принципиальная схема такого глушителя приведена на рисунке 3.9. Внутренняя обечайка глушителя имеет решетку щелевой перфорации выпускных каналов равномерно размещенную вдоль длины обечайки и сосредоточенную на три группы по образующей. Расстояние между щелями -15 мм. Ширина щели – 1 мм. Длина щели – 60 – 70 мм. Наружная обечайка имеет также решетку щелевой перфорации выпускных каналов, сосредоточенную группами по три щели около торцев обечайки. Такое расположение перфорации позволяет получить максимальное снижение уровня шума. Расстояние между щелями – 15 мм. Ширина щели – 1 мм. Длина щели – 100 – 110 мм.

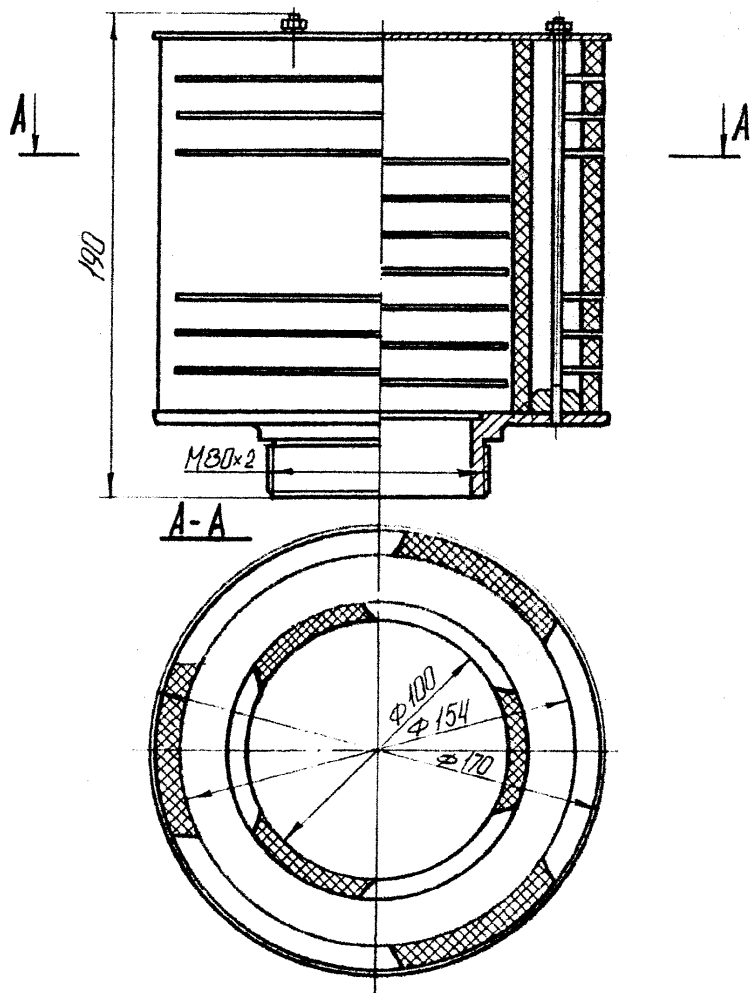


Рисунок 3.9 - Схема конструкции глушителя шума

Обечайки глушителя расположены коаксиально друг относительно друга, а щели повернуты на угловой шаг. Такая компоновка позволяет получить наибольший эффект по снижению аэродинамического шума выхлопа струи энергоносителя из пневмораспределителей.

На основании проделанной работы можно сделать следующие выводы:

1. Анализ результатов экспериментального исследования глушителей шума показывает, что наиболее ярко выраженная эффективность снижения шума достигается при следующих соотношениях площадей решеток щелевой перфорации обечаек глушителя: $S_2/S_1 = 1$, $S_3/S_2 = 1.5-1.7$ и при ширине щели в 1 мм, расстояние между щелями должно быть не менее 10 мм, что обеспечивает равномерный частотный спектр в рабочем диапазоне частот без дискретных составляющих.
2. На эффективность снижения шума оказывает влияние расположение щелей на поверхностях обечаек глушителя, особенно наружной. Выбор взаимного расположения щелей должен обеспечить как можно большие потери вихревой энергии струи в камерах глушителя за счет создания встречных потоков при соударения соосных струек о стенку.

3. Акустический элемент предложенной конструкции создает гидравлическое сопротивление акустического тракта глушителя не превышающее гидравлического сопротивления существующей конструкции глушителя (металлокерамических пластин), т.е. не увеличивает время истечения энергоносителя из клапана, что обеспечит безаварийную работу пневмомеханизма и КПП в течение длительного времени.

3.3. Экспериментальные исследования шумозаглушения элементами штамповой оснастки и системами газовых сопел в кузнечно-прессовых машинах и механизмах

Кузнечные машины ударного действия – штамповочные молоты, являются источниками импульсных шумов. Данные машины имеют многочисленные подвижные сочленения базовых деталей, которые при импульсном взаимодействии генерируют шумы различной природы. Как показывают лабораторные и производственные исследования [31,36] на данных машинах шум из зоны обработки имеет двойственную природу. Наряду с механическим шумом генерируется аэродинамический шум. Лабораторные исследования показали, что при соударении штампов молота происходит наложение механического и аэродинамического шумов.

Для исследования закономерностей возникновения аэродинамического шума, предшествующего моменту смыкания поверхностей штампов кузнечных молотов проведена серия экспериментов на ударной установке, моделирующей импульсное смыкание штампов молота (рисунок 3.10). Ударная установка состоит из нижней и верхней плит, связанных четырьмя стойками. На нижней раме лежит неподвижная плита, в отверстиях которой на одной линии по краям и в центре расположены датчики давления мембранного типа с тензometрами марки 2ФКМВ-10-100 ГВ. На подвижной плите укреплены четыре кронштейна. Через отверстия в кронштейнах и отверстия в углах плит протянуты четыре металлические струны, закрепленные в верхней и нижней рамах, которые уменьшают перекося подвижной плиты при падении. Подвижная плита подвешена на проволоке к верхней раме. При разрыве проволоки происходит падение подвижной плиты.

Для оценки динамических свойств датчиков определена частота их резонанса, которая составила 25 кГц, что позволяет измерять процессы с длительностью от 0,5 мс и обеспечить точность измерения до 1%.

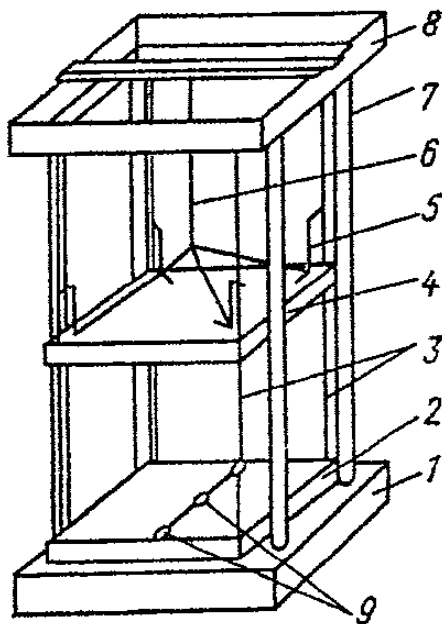


Рисунок 3.10 - Конструкция ударной установки: 1 – нижняя рама; 2 – опорная плита; 3 – струны; 4 – подвижная плита; 5 – кронштейн; 6 – трос; 7 – стойки; 8 – верхняя рама; 9 – датчики давления

Схема замера давления и шума представлена на рисунке 3.11а, б.

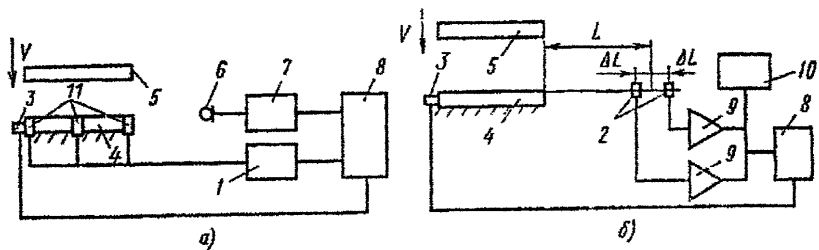


Рисунок 3.11 -Схема измерений давления и шума:

1 – тензостанция ПИУ-6; 2 – пьезодатчики; 3 – датчик синхронизации; 4 – опорная плита; 5 – подвижная плита; 6 – микрофон; 7 – шумомер; 8 – осциллограф; 9 – усилители; 10 – частотомер; 11 – датчики давления

Экран осциллографа фиксирует изображение величин давления и шума. Скорость волны возмущения фиксировали по схеме (рисунок 3.11.б).

Работа установки управлялась датчиком синхронизации. Волна возмущения воздействовала на два пьезоэлектрических датчика, которые были установлены на расстоянии 0,1 м друг от друга. Электрические импульсы от датчиков поступают на усилители – формирователи, а затем на осциллограф и частотомер. Осциллограф использовался для контроля амплитуды и формы кривых. Частотомер работал в режиме измерения интервала времени между приходом двух импульсов. Порог запуска устанавливался на одинаковой относительной высоте от вершины электрического импульса.

Как показали результаты экспериментов, пик шума по времени (рисунок 3.12) от момента полного смыкания плит t_1 , соответствующий максимальному давлению в центре и на краю плиты, приходит к микрофону, расположенному на расстоянии L от края плиты за время t , меньшее, чем время $t_2 = L/a$ прохождения этого расстояния акустической волной со скоростью звука $a = 343,2$ м/с, т.е. шум со временем $t < t_2$ относится к шуму истекающей струи, так как до этого не было механического контакта плит, и, соответственно, передачи им энергии удара.

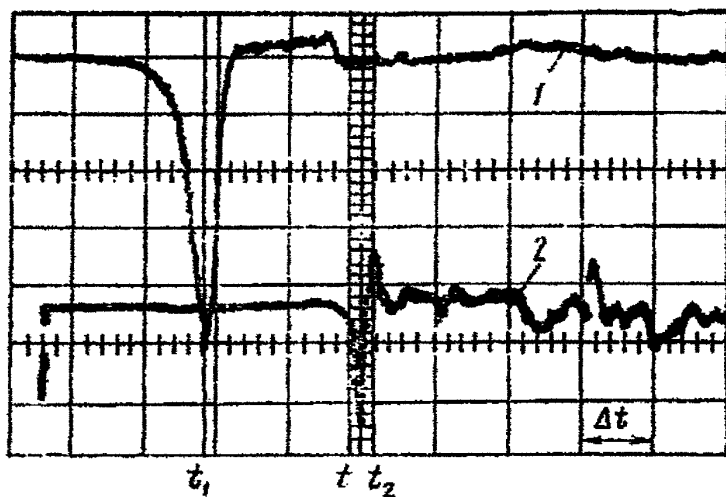


Рисунок 3.12 - Изменение давления 1 и шума 2 при смыкании плит

Результаты измерений скорости движения волны акустического возмущения среды, при смыкании плит показали, что скорость изменяется от 325 до 355 м/с. Это также подтверждает предположение о том, что максимум шума приходится на момент, предшествующий смыканию поверхностей плит. Максимальное давление воздуха между плитами при их смыкании зависит от высоты, с которой падает верхняя плита, т.е. от величины ее относительной скорости (рисунок 3.13).

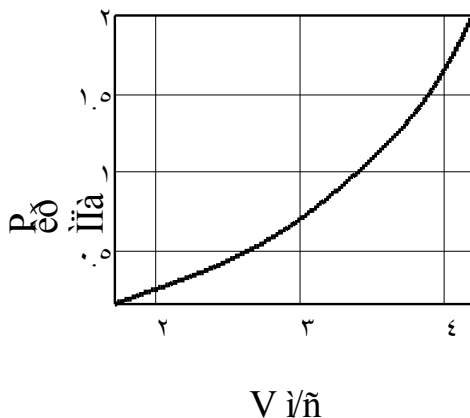


Рисунок 3.13 - Давление на краю плиты от скорости смыкания плит

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 (рисунок 3.14).

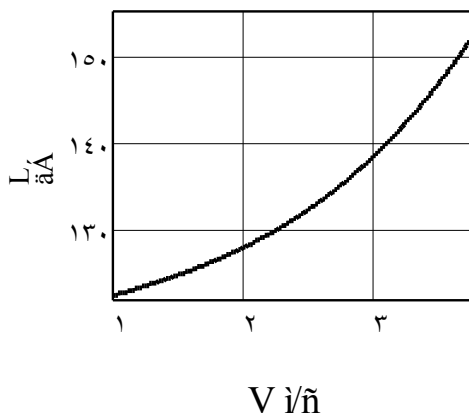


Рисунок 3.14 - Уровень шума от скорости смыкания плит

Это связано с тем, что интенсивность аэродинамического шума струи с большими дозвуковыми и звуковыми скоростями зависит больше всего от скорости истечения струи в восьмой степени [78]. Таким образом, как показывают расчеты, чем больше скорость к моменту смыкания плит, тем раньше и устойчивее устанавливается режим критического истечения струи воздуха из межштампового объема и тем больше будет давление между плитами (рисунок 2.18) и, как следствие, больше максимальное значение аэродинамического

шума [56]. Величина максимального значения аэродинамического шума, зафиксированная на различных расстояниях от смыкающихся плит, уменьшается по мере увеличения расстояния L от края плит до микрофона на 10 – 12 дБ, что связано с рассеиванием энергии волны возмущения при ее свободном расширении в неограниченном пространстве (рисунок 3.15).

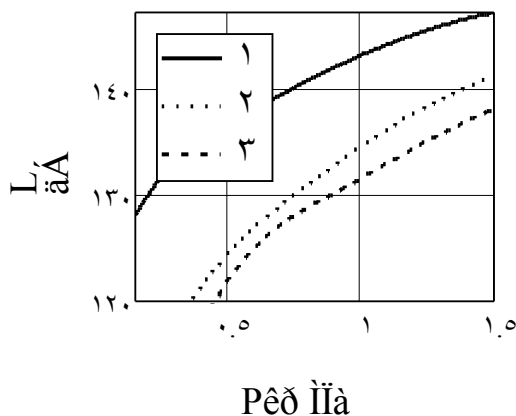


Рисунок 3.15 -Уровень шума от давления на краю плиты при смыкании плит и при измерении шума на расстоянии: 1 – 0,4 м; 2 – 0,8 м; 3 – 1,2 м

Для оценки рассеяния величин уровня аэродинамического шума в зависимости от зазора между плитами, его величина фиксировалась при зазоре, начиная с 0,0045 м (рисунок 3.16). При начальной, большей величине

зазора, как показывают расчеты, давление в межштамповом объеме увеличивается незначительно по сравнению с давлением окружающего штамп пространства, а скорость истечения значительно меньше скорости звука. При достижении в межштамповом пространстве величины давления $p_0 = 0,189$ мПа устанавливается режим критического истечения газового потока (рисунок 3.15), т.е. давление в выходном сечении будет зависеть только от давления в центре межштампового объема, а скорость в выходном сечении достигнет скорости звука (рисунок 3.16). Поэтому с уменьшением зазора между плоскостями плит ΔH , начиная с 0,001 м и менее, резко увеличивается уровень шума.

При осадке поковки на «мягких» ударах [31], уровень звукового давления зависит от формы поковки и от ее радиуса. При осадке поковки сферической формы по сравнению с поковкой цилиндрической формы уровень шума увеличивается за счет увеличения скорости перемещения боковой поверхности сферической поковки, т.е. с увеличением скорости слабой ударной волны.

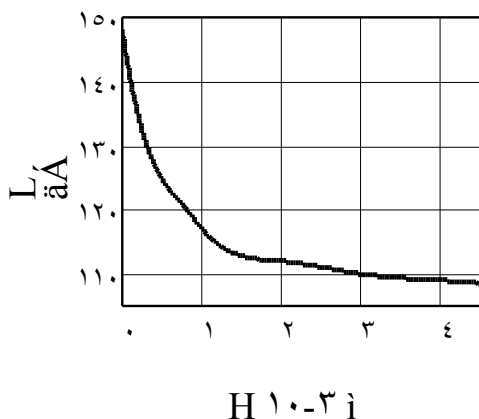


Рисунок 3.16 - Уровень шума от величины конечного зазора H между смыкающимися плитами

Таким образом, вышеуказанные результаты позволяют сделать вывод, что в кузнечных машинах ударного действия вместе с механическим шумом генерируется аэродинамический шум при импульсном смыкании штампов, за счет ускорения истечения газовой струи в канавках гравюры последних. При этом уровень данного шума весьма значителен и сравним с величиной механического шума, что требует дополнительных мероприятий по его снижению.

Газовые сопла, как насадки, используются в различных пневмомеханиках КШМ для формирования газового потока сдувки окалины, деталей и технологической смазки. Для экспериментальной отработки выбрана конструкция газового

сопла с перфорацией сквозных каналов на выпускной поверхности. В процессе исследований на экспериментальном стенде определялось влияние конструктивных параметров сопла на величину давления в расширительной камере и величину аэродинамического шума:

А) Влияние относительной площади перфорации выходных каналов

Исходя из результатов теоретических расчетов гл.2 для экспериментальной проверки выбрано сопло D_{y8} с относительной площадью прохода выпускных каналов $S_{пр} = S_2/S_1 = 0,1 - 0,16$ и величиной относительной площади расширительной камеры $S_p = D_p/d_1 = 2$

Экспериментальные исследования конструкции сопла пневмомеханизма показали, что результаты теоретических расчетов изменения давления в камере сопла по времени истечения энергоносителя удовлетворительно согласуются с результатами эксперимента (рисунок 3.17). Уточненная величина коэффициента расхода потока через выпускные каналы сопла составит $K = 0,81$.

Б) Влияние геометрии перфорации выпускного канала

Как показывает анализ основным источником шума струи, истекающей из отверстия, является зона турбулентного перемешивания истекающего потока с окружающей средой.

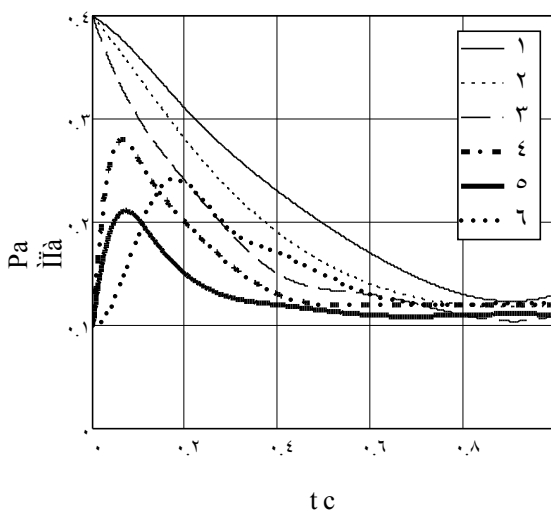


Рисунок 3.17 - Изменение давления по времени истечения энергоносителя из сопла: ресивер – 1 эксперимент; 2,3 расчет $K = 0,7$; 1; камера сопла – 4,5 расчет $K = 1$; 0,7; 6 – эксперимент соответственно

В случае соосных струй дополнительный шум возникает при турбулентном взаимодействии соосных струй потока. Для снижения шума выпускного канала сопла следует обеспечить многоструйный выпуск потока, при этом необходимо исключить турбулентное взаимодействие соседних струек. Как показали результаты экспериментов (рисунок 3.18), существуют конструктивные соотношения параметров выпускных каналов, при которых наблюдается относительное снижение шума. Для исключения взаимодействия соседних

струек потока необходимо выбирать расстояние между соседними отверстиями не менее 3 диаметров [36,78]. Таким образом, удается разместить на выпускной поверхности сопла 16 отверстий с общей площадью 0,15 от S_1 и диаметром 0,1 от d_1 .

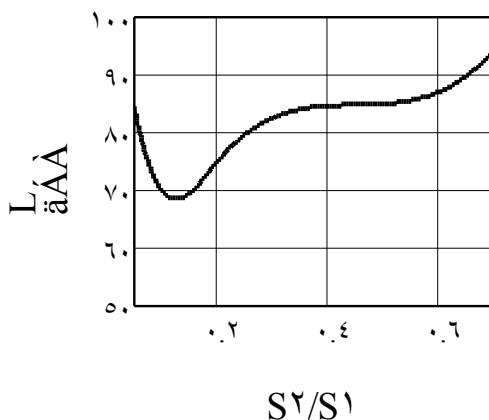


Рисунок 3.18 - Спектр уровня шума сопла пневмомеханизма с выбранными параметрами от отношения площадей проходных сечений

Экспериментальные исследования механизма сдувки на стенде показали, что при использовании пневматического насадка в виде сопла с указанными параметрами и разделением потока на мелкие струйки удается существенно снизить шум насадка. Величина аэродинамического шума

газовой струи в этом случае при соответствующих давлениях уменьшается до уровня допусковых значений (рисунок 3.19)

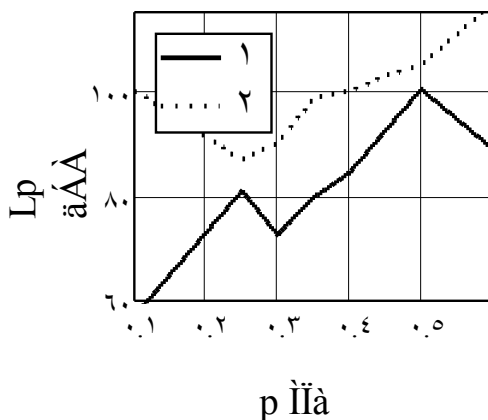


Рисунок 3.19 - Уровень шума сопла с разделением потока от давления энергоносителя: 1 – сопло; 2 – отверстие без сопла

При соответствующей настройке дискретной величины давления энергоносителя в данной конструкции сопла пневмомеханизма возможно получить газовую струю с малой величиной уровня шума, но с достаточной энергией для выполнения технологических операций сдува или технологической смазки. Данная конструкция сопла пригодна для использования в различных пневмомеханизмах КШМ.

Глава 4. РАЗРАБОТКА МЕТОДИК РАСЧЕТА СИСТЕМ ЗАЩИТЫ ОТ ШУМА КУЗНЕЧНО-ПРЕССОВЫХ МАШИН

4.1. Методика расчета глушителей шума пневмоагрегатов кузнечно-прессовых машин

Цель, которую необходимо достигнуть при расчете глушителя шума, состоит в том, чтобы создать конструкцию, которая обеспечит функционирование пневмоагрегата, допускающее рациональное сочетание шума в источнике с санитарными нормами. Размерный ряд глушителей шума, разработанный автором для всей гаммы кузнечно-прессовых машин представим в виде (рисунок 4.1).



**Рисунок 4.1 - Размерный ряд глушителей шума для
кузнечно-прессовых машин**

Решение задачи расчета глушителя шума включает следующие этапы:

1. Определение уровня допустимого шума.

2. Расчет шума в точке наблюдения без глушителя по известной акустической характеристике источника, шум которого необходимо снизить.

3. Определение необходимой величины снижения уровня акустической мощности источника, исходя из величин, полученных в п. 1,2.

4. Выбор необходимых параметров и элементов глушителя.

5. Акустический и гидравлический расчет глушителя.

Приступая к расчету параметров глушителя, следует принять ряд допущений, которые позволяют упростить расчет, при этом, не допуская значительных отклонений от истинных значений:

1) давление в звуковой волне пренебрежительно мало по сравнению со статическим давлением среды, т.е. возникающие деформации среды являются малыми и связь между деформацией и напряжением выражается в форме прямой пропорциональности;

2) трубопровод, в котором распространяется звуковой поток, предполагается бесконечно протяженным, и поэтому отраженной волной пренебрегают;

3) стенки глушителя не проводят и не передают звуковые волны;

4) рассматриваются только плоские волны звукового давления;

5) влиянием вязкости среды можно пренебречь.

Для определения составляющих газодинамического расчета глушителя шума, схему акустического тракта представим в виде двухкамерного глушителя сочлененного с пневмораспределителем через переходник коробчатой или трубчатой конструкции.

Определение допустимого уровня шума кузнечно-прессовых машин

Значения предельных шумовых характеристик кузнечно - прессовых машин приведены в руководящих технических материалах [112] для промышленных предприятий. Используя указанный источник, возможно выбрать нужную, допустимую, шумовую характеристику [L] в соответствии с типом оборудования.

Расчет шума струи пневмоагрегата

Для определения шума струи пневмоагрегата кузнечно-штамповочной машины, например пневмораспределителя, функционирующего без глушителя, возможно использовать следующую практическую зависимость уровня звуковой мощности струи от параметров [100] в дБ

$$L_p = 17 \lg q + 50 \lg T - 5, \quad (4.1)$$

где q - расход энергоносителя, т / час;

T - абсолютная температура энергоносителя, °С.

Тогда требуемая величина снижения уровня звукового давления струи в глушителе определяется по формуле

$$\Delta L_p = L_p [-L] - 2\theta \lg \cdot r - L_a \Delta 10 - \Delta g, \quad (4.2)$$

где L_p - уровень акустической мощности источника;

$[-L]$ - допустимый уровень шума;

r - расстояние от источника до точки наблюдения;

ΔL_a - снижение уровня шума в атмосфере;

Q - пространственный угол излучения, в стерadiansах.

Исходные данные для проектирования

Для расчета и проектирования конструкций глушителей шума пневмоагрегатов должны быть представлены следующие исходные данные:

давление потока выпуска энергоносителя из пневмораспределителя – p ;

расход потока на выходе из пневмоагрегата – Q_0 ;

скорость потока выпуска энергоносителя – V_0 ;

диаметр выпускных отверстий пневмораспределителя – d_0 ;

площадь выпускного канала пневмораспределителя – F_0 .

Расчет параметров глушителей

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 отверстия входа в глушитель $d_1 \approx d_0$, соответственно $S_1 \approx S_0$.

Тогда, используя полученные экспериментально значения площадей перфорации, назначим 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 отверстий 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 $L \geq 5d_0$, при этом не забывая,

$$L \leq \frac{\lambda}{4}$$

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:

$$L_p = 218.77 - 76.81 \cdot (S_2 / S_1) - 85.21 \cdot (S_3 / S_2) + 15.19 \cdot (S_2 / S_1)^2 + 28.79 \cdot (S_2 / S_1) \cdot (S_3 / S_2) + 16.55 \cdot (S_3 / S_2)^2. \quad (4.3)$$

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

Соответственно давления в камерах глушителя составят следующие величины:

$$P_1 = 5.84 + 11.86 \cdot (S_2 / S_1) + 6.41 \cdot (S_3 / S_2) - 4.08 \cdot (S_2 / S_1)^2 - 3.35 \cdot (S_2 / S_1) \cdot (S_3 / S_2) - 1.09 \cdot (S_3 / S_2)^2 \quad (4.4)$$

$$P_2 = 1.55 + 4.41 \cdot (S_2 / S_1) + 3.31 \cdot (S_3 / S_2) - 0.9 \cdot (S_2 / S_1)^2 - 2.35 \cdot (S_2 / S_1) \cdot (S_3 / S_2) - 0.52 \cdot (S_3 / S_2)^2 \quad (4.5)$$

Конструируя обечайки, толщину стенок следует выбирать не менее $5h$ щели. В этом случае, истекающая струя, на выходе из щели, будет находиться за пределами ядра потока, что снижает шум. При этом материал конструкции выбираем из условия прочности цилиндра при внутреннем давлении P_1, P_2 из следующего ряда: винипласт, полиамид и литевой алюминиевый сплав. Причем, в соответствии с работой [90], закладывая 10-ти летний срок эксплуатации глушителя, следует для надежности повысить начальные нагрузки на 30%, при этом, имея в виду, что в конце срока эксплуатации произойдет уменьшение прочностных свойств поверхностных слоев материала на указанную величину. Примем величины внутреннего давления равные $1,3P_1$ и $1,3P_2$. Последующие размеры элементов глушителя определяются конструкторской проработкой изделия.

Для расширения использования конструкций пневмоагрегатов всех кузнечно-штамповочных машин унифицированные щелевые глушители шума возможно представить двумя группами: I гр. с величинами условного диаметра на входе – $2\frac{1}{2}''$, $2''$, $1,5''$; II гр. – $1''$, $\frac{1}{2}''$, $\frac{1}{4}''$.

Остаточный уровень шума после глушителя, возможно определить используя основное положение закона Вебера - Фехнера [102], связывающее посредством логарифмической

зависимости величину негативного воздействия с ощущением отклика.

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

$$L_p = 70 + 55 \cdot \lg p/p_0 + 10 \cdot \lg S_2/S_1 + 15 \cdot \lg S_3/S_1 \quad (4.6)$$

где p_0 – абсолютное давление атмосферного воздуха.

Величину уровня шума после глушителей II группы определяем по следующей формуле

$$L_p = 50 + 55 \cdot \lg p/p_0 + 10 \cdot \lg S_2/S_1 + 15 \cdot \lg S_3/S_1 \quad (4.7)$$

Отклонение расчетных данных уровней шума глушителей по вышеприведенным формулам от фактических значений составляет до 7%, что позволяет достаточно точно прогнозировать уровень шума после глушителя при проектировании.

4.2. Методика расчета газовых сопел

пневмомеханизмов кузнечно-прессовых машин

При создании конструкции газовых сопел следует обеспечить сочетание эффективного выполнения основной функции вспомогательного пневмомеханизма – сдува окалины, деталей или технологической смазки, при этом генерировать допустимую величину шума, безопасную для персонала. Технологические особенности пневмомеханизмов

для сдувки окалины или деталей предполагают возможность использования конструкции сопла с разделением газового потока на струйки в выпускном канале.

Разработана серия газовых сопел с малым уровнем шума вспомогательных пневмомеханизмов сдувки окалины и деталей для кузнечно-прессовых машин рисунок 4.2.



Рисунок 4.2 - Серия газовых сопел для пневмомеханизмов сдувки кузнечно-прессовых машин

Для механизма технологической смазки в конструкции сопла разделение на струйки в выходном канале приведет к

закупорке выпускных отверстий насадка распыляемой смазкой, поэтому следует использовать сопло со смешанным потоком, обеспечивающим снижение шума.

Схему сопла с разделением выпускного потока струи энергоносителя на струйки, следует представить в виде трех элементов: входного канала, камеры расширения и выпускного канала.

Данные элементы газового сопла имеют размеры, связанные между собой. В качестве исходных данных используются давление в выпускной магистрали p и диаметр выходного канала пневмоклапана $d_{\text{вых}}$.

Тогда основные необходимые конструктивные соотношения параметров сопла с разделением потока по предложению автора следующие:

Диаметр входного канала $d_1 = d_{\text{вых}}$;

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 $L_3 = 5d_3$;

Число каналов на выпускной поверхности сопла $n = 16$;

Размер диаметра, на котором размещены равномерно отстоящие друг от друга отверстия выпускных каналов

$$d_4 = 1,5d_1.$$

Зависимость, определяющая уровень шума, излучаемого соплом с данными параметрами по предложению автора, имеет вид

$$L_p = 67 + 55 \lg \frac{p}{p_0} + 10 \lg \frac{S_3}{S_1} + 1,5 \lg \frac{d_2}{d_1} \quad (4.8)$$

где p_0 – абсолютное давление атмосферного воздуха.

Отклонение расчетных данных уровней шума сопел пневмомеханизмов с разделением потока по вышеприведенным формулам от фактических значений составляет до 3%, что позволяет достаточно точно прогнозировать уровень шума конструкций сопел при проектировании.

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

при $d_1 = 0,008\text{м}$, $p = 0,2$ МПа

уровень шума составил $L_p = 75$ дБА

при $p = 0,5$ МПа уровень шума составил $L_p = 82$ дБА

Исходный уровень шума без сопла равен $L_p = 100 - 105$ дБА.

Глава 5. РЕЗУЛЬТАТЫ РАЗРАБОТКИ СИСТЕМ ЗАЩИТЫ ОТ ШУМА КУЗНЕЧНО-ПРЕССОВЫХ МАШИН

Актуальность разработки новых конструкций глушителей шума пневмоагрегатов КПМ вызвана частыми отказами глушителей отечественных производителей и зарубежных фирм в условиях современных кузнечных цехов, вследствие засорения акустического элемента частицами масла и конденсатом, в составе энергоносителя, окалиной и пылью, находящейся в воздушной среде внутреннего пространства кузнечных цехов.

Для выполнения работ по модернизации оборудования на одном из предприятий использована следующая регулирующая аппаратура пневмоагрегатов кузнечно-прессовых машин:

Пневмораспределитель У7112 с двумя выходными отверстиями $d = 34$ мм, устанавливаемый на тормозе и муфте обрезных прессов. В качестве штатного глушителя используются пластины из металлокерамики, устанавливаемые на выходное сечение ПР и закрепляемые рамкой с винтами.

Пневмораспределители фирмы “ROSS” следующих типоразмеров выходного отверстия: 2”; 1 1/4”; 1”; 1/2” устанавливаемых на муфте, тормозе, выталкивателе и станции технологической смазки КГШП «Шмераль – 4000». Зависимость уровня аэродинамического шума ПР от давления в поршневой полости для этих ПР представлена на рисунке 5.1. Из графиков следует, что уровень аэродинамического шума увеличивается с увеличением как давления в поршневой полости, так и площади выходного сечения ПР, что связано с увеличением скорости истечения и секундного расхода энергоносителя в выходном сечении ПР.

Проведены сравнительные испытания следующих зарубежных глушителей:

1. Модель 1 для ПР “ROSS” D3573D7005, $d_{\text{вых}} = 2$ ". Глушитель “Herion – 20” представляет собой камеру, образованную полым цилиндром из пористого материала, установленного в цилиндр из перфорированной металлической ленты. Элементы конструкции скреплены шпильками.
2. Модель 2 для ПР “ROSS” D3573D5005” с $d_{\text{вых}} = 1 1/4$ ". Глушитель “Herion – 12” представляет собой аналогичную схему.

3. Модель 3 для ПР “ROSS” D3573D5001 с $d_{\text{вых}} = 1\ 1/4"$. Глушитель фирмы “ROSS” включает в себя расширительную камеру, образованную металлическим корпусом со щелевыми отверстиями шириной 2 мм, переходник и акустический фильтр, выполненный в виде полого цилиндра из латунной проволоки в несколько рядов с толщиной стенки 4 мм.
4. Модель 4 для ПР “ROSS” D2773D6001 с $d_{\text{вых}} = 1"$. Глушитель фирмы “ROSS” представляет собой аналогичную конструкцию, что и модель 3, только меньшей длины и диаметра.

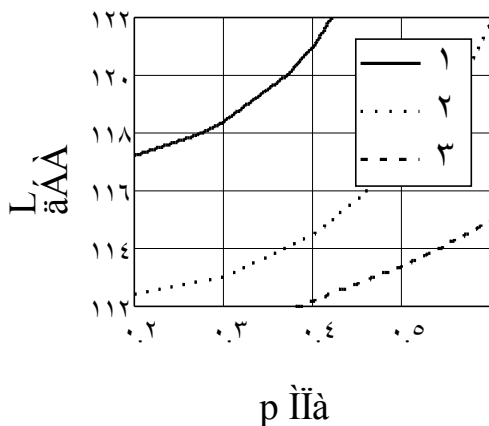


Рисунок 5.1 - Зависимость аэродинамического шума выпуска от давления в заглушаемой полости

пневмораспределителей ROSS с диаметрами выходного отверстия: 1 - 2"; 2 - 1 1/4"; 3 - 1" соответственно

Сравнение технических и эксплуатационных качеств фирменных и предлагаемых щелевых глушителей проводилось по следующим параметрам:

1. Время опорожнения контрольной емкости (ресивера) с установленными на ней ПР с $d_{\text{вых}} = 1 \frac{1}{4}$ " и разработанными глушителями.
2. Максимальное давление в камере глушителей.
3. Величина уровня снижаемого шума.
4. Частотный состав шума.

Изменение давления в ресивере по времени истечения энергоносителя через глушитель, для вышеуказанных конструкций (рисунок 5.2) показало, что значение времени опорожнения ресивера практически одинаково для всех конструкций исследуемых глушителей. Следовательно, можно полагать, что гидравлическое сопротивление акустических трактов существующих и разработанных глушителей не отличается друг от друга.

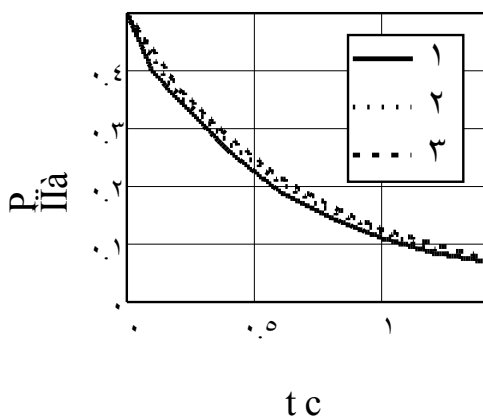


Рисунок 5.2 - Изменение давления в ресивере от времени истечения энергоносителя через конструкции глушителей:
 1 – ресивер без глушителя ; 2 – щелевой глушитель;
 3 – глушитель Herion - 12

Сравнение частотного спектра аэродинамического шума выпуска существующего металлокерамического глушителя для ПР типа У7112 и разработанного глушителя представлено на рисунке 5.3. Из графиков следует, что штатный новый глушитель в интервале частот 1000 – 4000 Гц, наиболее воспринимаемых человеком, снижает шум ПР на 18 – 20 дБ, а предлагаемый глушитель 20 – 22 дБ, что характеризует его большую эффективность уже в начале эксплуатации.

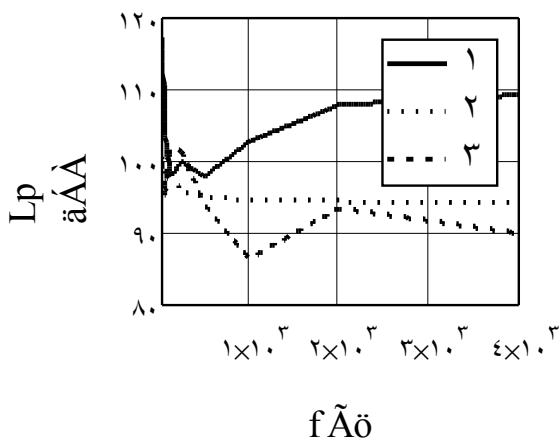


Рисунок 5.3 - Изменение частотного спектра аэродинамического шума выпуска для ПР с глушителями:
 1 – без глушителя; 2 – металлокерамический глушитель;
 3 – щелевой глушитель

Сравнение частотного спектра шума глушителей (рисунок 5.4) показывает, что уровень аэродинамического шума предлагаемого щелевого глушителя в значимых октавных полосах ниже, чем у существующих фирменных глушителей. В глушителе “Herion – 12” снижение шума происходит только за счет расширения потока энергоносителя в камере глушителя без изменения направления скорости. В предлагаемых глушителях снижение шума достигается как за счет расширения потока в камерах глушителя, при котором происходит торможение потока и уменьшение его скорости, так и за счет поворота потока при перетекании его из камеры

в камеру. В камерах глушителя решетки выходных щелевых пазов смещены относительно друг друга на угловой шаг, что также снижает скорость потока и вихревой шум.

Глушитель фирмы “ROSS” D3573D5001 имеет близкий частотный спектр шума с предлагаемыми глушителями, т.к. в акустическом элементе этого глушителя происходит снижение вихревого шума потока энергоносителя.

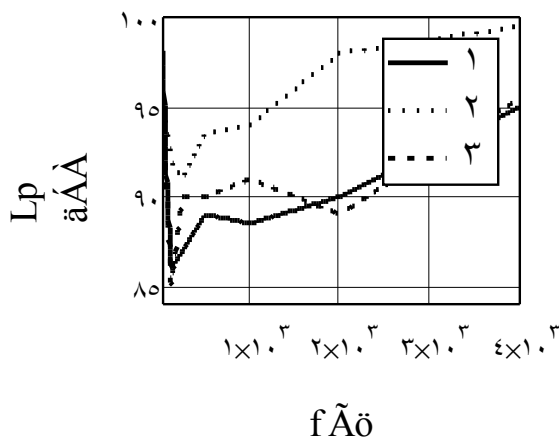


Рисунок 5.4 - Спектры аэродинамического шума серии глушителей: 1 – щелевой глушитель; 2 – глушитель Herion - 12; 3 – глушитель Ross

Однако многослойная латунная сетка акустического элемента глушителя при эксплуатации засоряется, что

приводит к снижению эффективности глушителя по сравнению с разработанными конструкциями.

Результаты стендовых испытаний конструкций глушителей (таблица 5.1) 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.

Таблица 5.1 - Результаты сравнительных стендовых испытаний глушителей “ROSS” и щелевых глушителей шума

| № п/п | Параметр | Значение параметра | | |
|-------|---|--------------------------|--------------------------|--------------------------|
| 1 | Тип пресса | «Шмераль – 4000» | | |
| 2 | Тип ПР | ROSS D 3573 D 7005 | ROSS D 3573 D 5005 | ROSS D 2773 D 6001 |
| 3 | Диаметр резьбы выходного отверстия ПР, дюйм | К _{тр} 2” | К _{тр} 1 1/4” | К _{тр} 1” |
| 4 | Давление в ресивере, МПа | 0,54 | 0,54 | 0,54 |
| 5 | Уровень шума ПР без глушителя, дБА | 117 | 118,7 | 118 |
| 6 | Уровень шума ПР с | 103 | 104 | 103 |

| | | | | |
|----|---|-------|-------|-------|
| | фирменными глушителями, дБА | | | |
| 7 | Снижение шума ПР фирменными глушителями, дБ | 14 | 14,7 | 15 |
| 8 | Диаметр условного прохода щелевого глушителя, м | 0,048 | 0,026 | 0,022 |
| 9 | Уровень шума со щелевыми глушителями, дБА | 101 | 101,5 | 102 |
| 10 | Снижение шума ПР щелевыми глушителями, дБ | 16 | 16,5 | 16 |

Таблица 5.2 - Результаты сравнительных стендовых испытаний щелевых глушителей и с металлокерамическими элементами

| № п/п | Параметр | Размерность | Значение параметра |
|-------|-------------------------------|-------------|-------------------------------|
| 1 | Тип прессы | - | Модель К90-3, усилием 6300 кН |
| 2 | Тип ПР | - | У7112 |
| 3 | Диаметр входа | м | Два отв. Ø 0,034 |
| 4 | Давление в ресивере | МПа | 0,56 |
| 5 | Уровень шума ПР без глушителя | дБА | 126 |

| | | | |
|----|--|-----|-------------|
| 6 | Уровень шума ПР с глушителем в виде одной металлокерамической пластиной | дБА | 112 |
| 7 | Величина снижения шума | дБА | 14 |
| 8 | Уровень шума ПР с глушителем в виде двух металлокерамических пластин | дБА | 103 |
| 9 | Величина снижения шума | дБА | 23 |
| 10 | Величина снижения уровня шума ПР, сочлененного с разработанным глушителем через переходник | дБА | 23 |
| 11 | Максимальное давление сжатого воздуха в тракте глушителя | МПа | 0,12 – 0,14 |

Стендовые испытания разработанных глушителей в сравнении с конструкцией глушителя на основе металлокерамического акустического элемента также показали положительные результаты (таблица 5.2).

Из результатов испытаний следует, что разработанная конструкция глушителя шума не уступает по эффективности снижения шума в сравнении с традиционным изделием на основе металлокерамического элемента.

Таким образом, из таблиц 5.1 и 5.2 по своим техническим параметрам при стендовых испытаниях

разработанные глушители по эффективности не уступают аналогичным показателям, как отечественных глушителей, так и глушителей зарубежных стран. Спектральный анализ уровня шума одной из разработанных конструкций глушителя шума (D_y10), установленного на пневмораспределитель ROSS показал (рисунок 5.5), что данное устройство эффективно снижает шум на 10 – 15 дБ в частотном диапазоне 1000 – 4000 Гц, как наиболее чувствительном для человека.

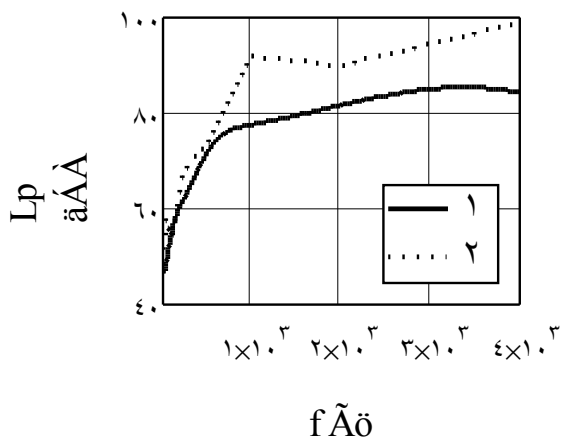


Рисунок 5.5 - Частотный спектр шума пневмораспределителя ROSS $D_y 10$: 1 – с глушителем; 2 – без глушителя

При этом, как подтверждают производственные испытания, не требуется какое – либо обслуживание и не

наблюдается изменение эффективности функционирования в течение длительного времени, составляющего более 15 лет.

Таким образом, реализуя конструкцию глушителя аэродинамического шума, по вышеуказанной методике, удастся обеспечить снижение шума выпуска энергоносителя для всей гаммы пневмоагрегатов систем управления КШМ и привести его уровень в соответствии с допускаемыми значениями.

Для снижения шума пневмораспределителей КПМ рекомендуются следующие виды глушителей. Для диаметров резьбы - 1/4", 1/2", 3/4" глушители D30. Для диаметров резьбы – 1", 1 1/4", 1 1/2" глушители D110. Для диаметров резьбы – 2", M80, 2 1/2" глушители D160.

Сопла пневмомеханизмов находят широкое применение в кузнечно-прессовом машиностроении. Технологическая необходимость применения вспомогательных механизмов сдувки окаины, деталей и смазки штампов предопределяет использование различных профилей насадков в пневмомеханизмах для снижения генерируемого шума.

Как показывают результаты экспериментов, насадки в данных механизмах генерируют шум с уровнем до 100 – 103 дБА, оказывая негативное воздействие на персонал (рисунок 5.6)



Рисунок 5.6 - Спектры уровней шума пневматических насадок: 1 – сдувка окалины на КГШП; 2 – устройство технологической смазки штампов молота; 3 – сдувка окалины на молоте

На основе использования результатов теоретических расчетов и экспериментальных данных выбраны параметры газового сопла, обеспечивающие эффективное снижение аэродинамического шума механизмов сдува. Спектральный

анализ одной из конструкций сопла ($D_y 8$) пневмомеханизма показал (рисунок 5.7), что данное устройство эффективно снижает шум на 20 – 25 дБ в частотном диапазоне 1000 – 4000 Гц, как наиболее чувствительном для человека. Производственные испытания показывают, что устройство эффективно работает и обеспечивает снижение шума на рабочем месте штамповщика.

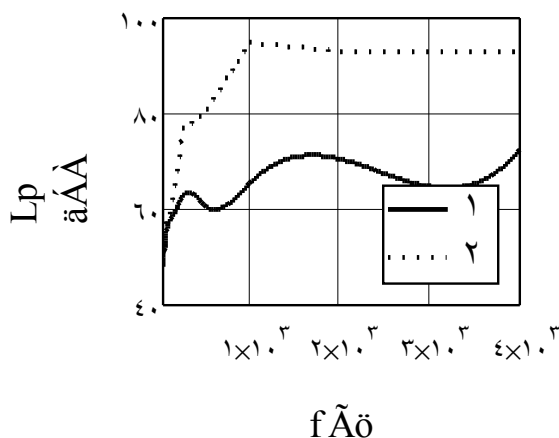


Рисунок 5.7 - Частотный спектр сопла механизма сдува окалины: 1 – с насадком; 2 – без насадка

Таким образом, 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 допускаемыми нормами.

Для снижения шума газовых струй пневмомеханизмов КПМ рекомендуется следующий размерный ряд газовых сопел с диаметрами входа: М8, М10, М12.

Резюмируя, следует отметить, что предложенные научно-технические решения по снижению акустических потоков уменьшают уровень шума кузнечно-штамповочных машин при использовании щелевых глушителей на 20 – 25 дБ; сопел пневмомеханизмов на 18 – 28 дБ. Профилирование зеркала гравюры штампов дополнительно снижает аэродинамический шум на 10 дБ.

Таким образом, разработанные научно-технические решения особенно при комплексном использовании позволяют существенно повысить уровень технологической безопасности КПМ и агрегатов, без оказания негативного воздействия на персонал.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Подводя итоги многолетней работы, представленные в этой монографии хотелось бы обратить внимание читателя на следующее.

В настоящее время многочисленные машины ударного и квазистатического действия генерируют при своей эксплуатации импульсные шумы, уровень которых обычно превышает нормативные значения и негативно действует на персонал. Существующие средства защиты и локализации шума в источнике весьма не долговечны и по мере выхода из строя не испытывают внеплановой замены. Средства индивидуальной защиты имеют ряд недостатков, что определяет отсутствие их постоянного применения персоналом. Установленные закономерности проектирования устройств защиты от импульсного шума позволяют утверждать, что реализация предложенных конструкций позволяет повысить уровень акустической защиты и существенно увеличить период эффективной эксплуатации изделий без обслуживания.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Абрамович Г.Н. Прикладная газовая динамика. – М.: Наука, 1976. – 888с.
2. Абрамович Г.Н. Теория турбулентных струй. – М.: Физматгиз, 1960. – 715с.
3. Авиационная акустика / под ред. А.Г. Мунина. – М.: Машиностроение, 1986. – Ч.1. – 248с.; Ч.2. – 264с.
4. А.с. 334388 СССР. Глушитель шума / П.В. Малыгин, Р.В. Соловьев (СССР). – 1459495 / 25 – 28; Заявл. 03.07.70. Оpubл. 1979. Бюл. 48.
5. А.с. 706609 СССР. Глушитель шума выпуска / А.Ф. Кулецов, В.Г. Нестеров, Н.А. Пронин, Н.Ф. Полуянов, И.Е. Смирнов (СССР). – 1409112 / 24 – 06; Заявл. 27.11.70. Оpubл. 1972. Бюл. 12.
6. А.с. 732566 СССР. Глушитель шума / А.Ф. Козьяков, В.В. Тупов, А.Д. Мирианашвили, А.Е. Понфилов (СССР). – 2671080 / 25 – 06; Заявл. 05.10.79. Оpubл. 1980. Бюл.17.
7. А.с. 996029 СССР. Станина штамповочного молота / А.И. Храмой, М.С. Коган, Ю.В. Иванов (СССР). – 3312534/25-27; Заявл. 06.07.81; Оpubл. 1983. Бюл. 6.

8. А.с. 1049162 СССР. Станина штамповочного молота / Ю.В. Иванов А.И. Храмой, А.В. Козлов (СССР). – 3450616/25-27; Заявл. 09.06.82; Опубл. 1983. Бюл. 39.
9. Аэроакустика / Под ред. А.В. Римского-Корсакова. – М.: Наука, 1980. – 144с.
10. Аэроакустические взаимодействия / А.С. Гиневский, Е.В. Власов, А.В. Колесников. – М.: Машиностроение, 1978. – 176с.
11. Аэрогидромеханический шум в технике / Пер. с англ.; Под ред. Р. Хиклинга. – М.: Мир, 1980. – 336с.
12. Белов А.И. Затухание звука в трубах с поглощающими стенками // ЖТФ. – 1938. – Т.8. – С. 752-755.
13. Белов С.В. Пористые металлы в машиностроении. - М.: Машиностроение, 1981. – 247с.
14. Бобин Е.В. Борьба с шумом и вибрацией на железнодорожном транспорте. – М.: Транспорт, 1973. – 298с.
15. Борьба с шумом / под ред. Е.Я. Юдина – М.: Стройиздат, 1964. – 701с.
16. Борьба с шумом и вибрацией в машиностроении / С.П. Алексеев, А.М. Козаков, Н.Н. Колотилов. – М.: Машиностроение, 1970. – 208с.

17. Борьба с шумом и вибрацией в промышленности / Е. П. Самойлюк, В.В. Сафонов. – К.: Выща шк., 1990. – 167с.
18. Борьба с шумом на производстве: Справочник / Под ред. Е.Я. Юдина. – М.: Машиностроение, 1985. – 400с.
19. Борьба с шумом при применении сжатого воздуха в производственных процессах. ОИ. – М.: ВЦНИИОТ, 1984. – 52с.
20. Брех Е.Т. Применение измерительных систем фирмы «Брюль и Кьер» для измерений акустического шума. – Дания, 1971. – 224с.
21. Вервейкин Э.Д. Уменьшение шума в штамповочных цехах // Кузнечно-штамповочное производство. – 1974. - № 4. – С. 30-32.
22. Власов В.И. Системы включения кривошипных прессов. – М.: Машиностроение, 1969. – 272с.
23. Власов В.И. Теория и проектирование систем включения кривошипных прессов. Дисс...д-ра техн. наук. – НАМИ, 1968. – 340с.
24. Власов О.Г. и др. О влиянии виброизоляции шаботов кузнечных молотов на К.П.Д. удара.// Кузнечно-штамповочное производство. – 1973. - №4. – С. 22-23.
25. Гинзбург И.П. Аэродинамика. – М.: Высшая школа, 1966. – 403с.

26. Гинзбург В.Л., Пятидверный А.П. Определение характеристик глушителей шума выхлопа пневмоприводов // Вестник машиностроения. – 1983. - № 7. – С. 12 – 14.
27. Голдстейн М.Е. Аэроакустика / Пер. с англ.; Под ред. А.Г. Мунина. – М.: Машиностроение, 1981. – 294с.
28. Горелин С.М. Экспериментальная аэромеханика. – М.: Высшая школа, 1970. – 423с.
29. ГОСТ 12.1.003 – 83. Шум. Общие требования безопасности. – М.: 1983.
30. Григорьян Ф.Е., Перцовский Е.А. Расчет и проектирование глушителей шума энергоустановок.. - Л.: Энергия, 1980. – 120с.
31. Гумберт Г. Исследование шума при работе молотов и мероприятия по его снижению / Экспресс-информация «Технология и оборудование кузнечно-штамповочного производства». – М.: ВИНТИ, 1982. - № 14 - С. 1-27.
32. Гурский Д.А., Турбина Е.С. Вычисления в Mathcad 12. – СПб.: Питер. – 2006. – 544с.
33. Гутин С.М., Гуревич А.И. Глушители шума сварочного оборудования // Машиностроитель. – 1977. - № 6. – С. 36-37.

34. Дрейнер Н., Смит Г. Прикладной регрессионный анализ. Кн. 1. пер. с англ. Ю.П. Адлер, В.Г. Горский. – М.: Финансы и статистика, 1986. – 366с.
35. Душин В.Н. Борьба с шумом и вибрациями на предприятиях по хранению и переработке зерна. – М.: Колос, 1979. – 224с.
36. Защита от шума и вибрации в черной металлургии / Заборов В.И., Клячко Л.Н., Росин Г.С. - М.: Металлургия, 1988. – 216с.
37. Зенкевич О. Метод конечных элементов в технике / пер. с англ. – М.: Мир, 1975. – 541с.
38. Зимин Ю.А. Парк кузнечно-прессового оборудования России // кузнечно-штамповочное производство. Обработка материалов давлением. – 2005. - №6. – С. 38 – 41.
39. Злобинский Б.М. и др. Борьба с шумом в черной металлургии / Б.М. Злобинский, Н.И. Дрейман, Ю.А. Климов. – Киев, Техника, 1973. – 200с.
40. Иванов Н.И. Инженерная акустика. Теория и практика борьбы с шумом: учебник. – М.: Университетская книга, Логос, 2008. – 424с.
41. Иванов Ю.В., Коган М.С. Анализ шумообразования при работе механических прессов и опыт снижения

- акустической активности пневмомеханизма системы управления // Вестник ИжГТУ.– 2006. - № 2. – Ижевск: Изд-во ИжГТУ, 2006. – С. 49 – 52.
42. 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.
43. 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.kampi.ru/sets>. - 2006. - № 6. – 7.
44. Иванов Ю.В., Крамаренко Р.А., Николаева Г.М. Глушители аэродинамического шума для оборудования листоштамповочных цехов // Автомобильная промышленность – 2006. - № 12 – С.33-34.
45. Иванов Ю.В. Снижение уровня аэродинамического шума пневмомеханизма системы управления кривошипным прессом: Автореф. дисс. ... канд. техн. наук. – Ижевск, 2006. – 24с.

46. Иванов Ю.В. Основные меры борьбы с аэродинамическим шумом в кузнечных цехах // Безопасность труда в промышленности. – 2007. – № 2. – С. 74-75.
47. 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.
48. 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.
49. 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.
50. Иванов Ю.В. Пути снижения виброакустической активности оборудования в кузнечных цехах //

Экология и промышленность России. – 2008. - № 3. – С. 26 – 28.

51. Иванов Ю.В. Исследование виброакустической активности оборудования в кузнечных цехах и повышение безопасности труда // *Металлург.* – 2008. - №3. – С.27-29.
52. 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.
53. Иванов Ю.В. Методика расчета и конструирования глушителей аэродинамического шума пневмомеханизмов систем управления кузнечно-прессовыми машинами // *Вестник ИжГТУ.* – 2008. - №3. – С.13-16.
54. Иванов Ю.В. Состояние виброактивности оборудования в кузнечных цехах и средства повышения безопасности условий труда // *Безопасность труда в промышленности.* - 2008. - № 9. – С.52-54.
55. Иванов Ю.В. Улучшение виброакустических параметров металлургических машин и агрегатов ударного действия / Международная конференция

- «ИНТЕХЭКО – 2009»: Материалы конференции – Москва, 2009.-С. 71-73.
56. Иванов Ю.В. Пути снижения аэродинамического шума кузнечных молотов // *Металлург.* – 2009. - №5. – С. 24-26.
57. Иванов Ю.В. Методы и средства улучшения виброакустических параметров металлургических машин и агрегатов / *Безопасность в техносфере.* – Ижевск. – УдГУ. - 2009. - № 5. – С.132 – 136.
58. Иванов Ю.В. Глушитель шума кузнечно-прессовых машин / XIII Московский международный салон изобретений и инновационных технологий «Архимед – 2010»: Материалы салона – Москва, 2010. – С. 80.
59. Иванов Ю.В. Снижение аэродинамического шума пневматических сопел в механизмах кузнечно-прессовых машин // *Металлург.* – 2011. - № 3. – С. 21-23.
60. Иванов Ю.В. Исследование шума пневматических сопел для механизмов кузнечно-прессовых машин // *Технология машиностроения.* – 2011. - № 2. – С. 70 – 71.
61. Ivanov Y.V. Reducing noise and vibration in forging shops // *Metallurgist, USA, v.52, №3-4, 2008, p. 137 – 140.*

62. Ivanov Y.V. Ways of reducing aerodynamic noise from forging hammers // Metallurgist, USA, v.53, №5-6, 2009, p. 251 – 254.
63. Ivanov Y.V. Reducing aerodynamic noise of pneumatic mechanisms of forges and presses // Metallurgist, USA, v.55, №3-4, 2011, p. 139 – 142.
64. Каньшин В.Б. Исследование ударных шумов листоштамповочных прессов и пути их снижения // Кузнечно-штамповочное производство. – 1978. - № 6. – С. 31-33.
65. Кетков Ю.Л., Кетков А.Ю., Шульц М.М. MATLAB 6.x: программирование численных методов. – СПб.: БХФ – Петербург, 2004. – 672с.
66. Кирьянов Д.В. Mathcad 12. – СПб.: БХФ – Петербург, 2005. – 576с.
67. Климов И.В., Кошелев В.П., Носов В.С. Виброизоляция штамповочных молотов. – М.: Машиностроение, 1979. – 136с.
68. Клюкин И.И. Борьба с шумом и звуковой вибрацией на судах. – Л.: Судостроение, 1971. - 415с.
69. Козьяков А.Ф. и др. Исследование глушителей шума механических прессов // Труды МВТУ им. Н.Э. Баумана.– 1979. –Вып. 308. – С. 62-73.

70. Колесников А.Е. Шум и вибрация. – Л.: Судостроение, 1988. – 248с.
71. Комкин А.И., Юдин С.И. Камерные глушители шума // Приложение к журналу «Безопасность жизнедеятельности». - 2005. - № 11. – 26с.
72. Кравчун П.Н. Генерация и методы снижения шума и звуковой вибрации. – М.: Изд-во МГУ, 1991. – 184с.
73. Кротов В.П., Парой А.А. Глушители шума пневматических устройств // Автомобильная промышленность. – 1976. - № 5. – С.40 - 41.
74. Кузнецов А.А. Мероприятия по оздоровлению условий труда в кузнечно-прессовом цехе // Кузнечно-штамповочное производство. – 1978. - № 3. – С. 3.
75. Лагунов Л.Ф., Осипов Г.Л. Борьба с шумом в машиностроении. – М.: Машиностроение, 1980. – 150с.
76. Лэмб Г. Динамическая теория звука / Пер. с англ.; Под ред. М.А. Исааковича. – М.: Физматгиз, 1960. – 372с.
77. Меньшов А.А. Влияние производственной вибрации, шума на организм человека. – Киев: Здоровье, 1977. – 128с.
78. Мунин А.Г. и др. Аэродинамические источники шума / А.Г. Мунин, В.М. Кузнецов, В.Е. Леонтьев. – М.: Машиностроение, 1981. – 248с.

79. Мунин А.Г. Связь аэродинамических и акустических параметров дозвуковой газовой струи / Промышленная аэродинамика. – Вып. 23. – М.: Оборонгиз, 1962. – С. 200-214.
80. Мэтьюз Д.Г., Финк К.Д. Численные методы. Использование MATLAB / пер. с англ. – М.: Изд. дом «Вильямс», 2001. – 720с.
81. Некоторые вопросы конструирования шумоглушащих сопел / И.Дж. Ричардс. – В кн.: Проблемы уменьшения шума реактивных двигателей. – М.: ИЛ, 1961. – С. 29-67.
82. О дискретной составляющей частотного спектра шума свободной сверхзвуковой струи / Т.Х. Седельников. – В кн.: Физика аэродинамических шумов. – М.: Наука, 1967. – С. 89-94.
83. Орлов Б.В., Мазинг Г.Ю. Термодинамические и баллистические основы проектирования ракетных двигателей на твердом топливе. – М.: Машиностроение, 1979. – 390с.
84. Осипов Г.Л. Защита зданий от шума. - М.: Стройиздат, 1972. – 216с.
85. Параметрический ряд пневматических сопел // Машиностроитель. – 1990. - № 10. – С.20.
86. Патент на п.м. RU 88391. Глушитель шума кузнечно-прессовых машин /Ю.В. Иванов.– 2009121543/22 Заявл. 05.06.2009; Оpubл. 2009. Бюл. 31.

87. Патент на п.м. RU 94283. Пневматическое сопло кузнечно-прессовых машин / Ю.В. Иванов. – 2009141318/22 Заявл. 09.11.2009; Опубл. 20.05.2010. Бюл. 14.
88. Пневмораспределители трехлинейные сдвоенные с пневматической блокировкой У712А. Руководство по эксплуатации. М. – 1981. – 8с.
89. Пневмораспределители трехлинейные сдвоенные ЗМП. Паспорт. Симферополь. – 1996. – 4с.
90. Порядков В.И. Проектирование малошумных механизмов. – М.: Машиностроение, 1991. – 64с.
91. Рекомендации к внедрению универсального металлокерамического глушителя шума УМКГ // Тр. Росгипрооргсельстрой, 1974. – 13с.
92. Рекомендации RFT. Предназначение и преимущества анализа по времени «Импульс» для практики измерения звукового уровня. VEB RFT, MESSELEKERN, «OTTOSCON», DRESDEN, 1977. – 8с.
93. Серебряков Б.Н. Внутренняя баллистика. – М.: Оборонгиз, 1949. – 670с.
94. Сигаев А.Л. Актуальные проблемы защиты человека – оператора от производственных вибраций и шумов. – Киев, 1981. – 23с.

95. Скучик Е. Основы акустики / Пер. с англ.; Под ред. Л.М. Лямшева. – М.: Мир, 1976. – 520с.
96. Смирнова М.В. и др. Снижение шума пневматических сопел, используемых при технологическом сдуве деталей на прессе // Всесоюзная научно-техническая конференция: Тез. докл. – Л.: Судостроение, 1991. – С.112-118.
97. СН 2.2.4 / 2.1.8.562 – 96. Шум на рабочих местах, в помещениях жилых, общественных зданий и на территории жилой застройки. М.: Минздрав России, 1997.
98. Соловьев Р.В. и др. Полиэтиленовый глушитель шума // Кузнечно-штамповочное производство. – 1973. - № 7. – С.41-42.
99. Справочник по контролю промышленных шумов / Пер. с англ.; Под ред. В.В Клюева. – М.: Машиностроение, 1979. – 447с.
100. Справочник по технической акустике / Пер. с нем.; Под ред. М. Хекла и Х.А. Мюллера. – Л.: Судостроение, 1980. – 440с.
101. Справочник проектировщика. Защита от шума / Под ред. Е.Я. Юдина. М.: Стройиздат, 1974. – 134с.
102. Средства защиты в машиностроении: Расчет и проектирование: Справочник / С.В. Белов, А.Ф. Козьяков,

- О.Ф. Партолин и др.; Под ред. С.В. Белова. – М.: Машиностроение, 1989. – 368с.
103. Станюкович К.П. Неустановившиеся движения сплошной среды. – М.: Наука, 1971. – 856с.
104. Старобинский Р.Н. Глушители шума / Техническая акустика транспортных машин: Справочник. – СПб.: Политехника, 1992. – С.200-265.
105. Суворов Г.А., Лихницкий А.М. Импульсный шум и его влияние на организм человека. – Л.: Медицина, 1975. – 356с.
106. Техника безопасности и производственная санитария в кузнечно-прессовых цехах / С.Л. Злотников, В.Л. Михайлова, П.И. Казакевич, В.В. Буренин. – М.: Машиностроение, 1984. – 256с.
107. Технические нормы шума на оборудовании с пневмоприводом: Отчет о НИР/ВЦНИИОТ; Инв. 02830060621. – М., 1983. – 98с.
108. Тимофеенко Л.П., Усок В.Ф. Снижение шума на промышленных предприятиях. – К.: Техника, 1980. – 144с.
109. Хорошев Г.А. и др. Шум судовых систем вентиляции и кондиционирования воздуха. – Л.: Судостроение, 1974. – 200с.
110. Храмой А.И., Колчин А.П., Тимофеев И.Р. Основные направления борьбы с шумом в кузнечных цехах // Металлург. - 1981. - № 7. - С. 23-25.

111. Шапиро Б.К. Основы расчета глушителей выхлопа. – М.: Оборонгиз, 1943. – 64с.
112. Шумовые характеристики кузнечно-прессовых машин. Нормативы и методы определения. РТМ. Воронеж: ЭНИКМАШ, 1980. – 48с.
113. Щукин А.И., Порядков В.И, Кирилова С.П. Расчет шумности машин текстильной промышленности / Борьба с шумом и звуковой вибрацией. – М.: МДНТН, 1986. – С. 8-10.
114. Air ejection:a rifle,not a shotgun.//Metal Stamp.–1978.– 12.- № 6.– p.12, 31.
115. Becker G. Mabnahmen zur Gerauscheminderung an Blechverarbeitungs maschinen. // Maschinenmarkt. - 1976. – 82. - № 17. – p. 268 – 271.
116. Bengtson Peter, Ekstrom Roger, Elvhammer Hans. Buller vid Kortslagsklippning av tunnplastsdetaljer. Erfarenheter fran bullerdampning av stationar platsax. - // Verkstaderna. - 1975. - 71. - № 8. - p. 27 - 30.
117. Dahlguist C. Ljuddampande flasmunstycke Sunne Gummifabrik A.B. Шведский патент № 381983. Заявл. 05.04.74 7404608 -7, опубл. 12.01.75.
118. Davis D.D., Stokes G.M., Moor H., Stevens G.L. Theoretical and experimental investigation of mufflers with comments on engine exhaust muffler design //NASA

- Report. - № 1192. - 1954. - 48 p.
119. Doege E. Entwicklungsrichtungen im Bau von Unformmaschinen. - // Ind. Anz. - 1979. - 101. - № 1. - p. 27 - 30.
120. Doege E., Humbert G. Möglichkeiten und Grenzen der Lärminderung an Schabottehammren. - // Ind. - Anz.- 1979. - 101. - № 91.- p. 59 - 63.
- 121 Eriksson L. J., Thawani P.T., Hoops R. H. Acoustical design and evaluation of silencers // Sound and Vibration. -1983. - V. 17. - № 27. - p. 20 - 27.
122. Gerauschedampfte Stanzpress. - // Bänder - Bleche Rohre. - 1975. - 16. - № 3. - p. 126.
123. Gueng W. Verbesserung der Umwelt im Bereich von druckluftbetriebenen Maschinen und Anlagen - // Olhydraulik und Pneumatik.-1976.-№ 10. - s.10 - 13.
124. Haering Hans - Ulrich. Gesetzliche Vorschriften und Möglichkeiten zur Lärmuminderung in Schmiedebetrieben. - // Stahl und Eisen.- 1975. - 95. - № 22. - s. 1045 - 1051.

125. Herbert A.G. Noise in press shop-diagnosis and control.
- // Sheet Metall Ind. – 1980. – 57. - № 23. - p.220 -
235.
126. Hodgson D.S., Bowcock J.E. Billet expansion as a
mechanism for noise production in impact forming
machines // Journal of Sound and Vibration. – 1975. –
42(3). – p. 325 – 335.
127. Hoffmann H. Maßnahmen zur Lärminderung an
mechanischen Pressen. – // Blech Rohre Profile. –
1980. – 27. - № 10. - p.691 - 693.
128. Humbert Gustav. Möglichkeiten der
Lärminderung von Schabottehammern und ihre
Grenzen hinsichtlich der Auswirkung auf den
Schmiedevorgang. Diss. Dokt.-Ing. Fak. Maschinen. Univ.
Hannover – 1979. – 182s.
129. Koch H.W., Oelkers H.D. Vergleichende Untersuchungen
an Schmiedehämmern und -pressen hinsichtlich ihrer
Gerausche und Erschütterungen. // Ind. - Anz. - 1972. – 94.
- № 65. - p. 1603 – 1606.

130. Lighthill M.J. On Sound Generated Aerodynamically. I.General Theory. – Proc. Roy. Soc. (London) ser. A211, 1952. - № 1107. - p. 564 - 587.
- 131.Lang Max. Minderung des Larms beim Einsatz von Schneid und Umformwerkzeugen. - "Metallverarbeitung", 1979, 33, № 6, p.173 - 175.
- 132.Langestein H. Gestell eines gerausch gedampften Schmiedehammers Langestein & Schemann AG. Заявка ФПГ № 2707924, заявл. 24.02.77, опубл. 31.08.78.
- 133.Loo M., Rivin E. Noise abatement of sliding chutes for metal stamping production.- "SAS Techn. Pan. Ser.", 1980, № 800493, 8p.
- 134.Lutte contre le bruit dans un atelier de presses industrielles. - "Achats et entret.", 1979,28, № 311, s.141, 143 - 145.
- 135.Massive - Umformpresse. - "Werkstatt und Betr.", 1980, 113, № 2, 120.
- 136.Mintrop H., Schroder P.J. An Gecenk.schmiedehammer den Larm midem durch konstruktive Mabnahmen.-

- "Maschinenmarkt", 1974, 80, №82, 1570- 1580.
137. O'Neill D.B. Hammer foundations and vibration isolation, 1953, vol.47. - p.231 – 243.
138. Petrie A.M. Press noise reduction. - "Inter - Noise 75 Proc. Int. Conf. Noise Contr. Eng. Sendai, 1975" Sendai, 1975, p. 311 - 314.
139. Reducering av ljudalstringen hos bortblasningsutrustningar på excenterpressar. - "IVF - result.", 1974, № 608, s.19.
140. Rivin E., Shmutter S. Metal stamping presses noise investigation and abatement. - "SAE Techn. Pap. Ser.," 1980, № 800495, 18p.
141. Rub Friedmund. Vielsietige Aspekte der Lärmbekämpfung in blechverarbeitenden Betrieben. - "Blech Rohre Profile", 1975, 22, № 4, p. 127- 130.
142. Sadek M.M. Use of sheet lead cladding and polyurethane foam in noise abatement in impact forming machines. Pb. 74. 5th Int. Lead Conf. Paris, 18 – 22 Nov. 1974 Prepr. London, Lead Develop Assoc., s.a. 8 p.
143. Sahlin Svenerik. Ljudreducering vid arbetsoperationer in

- pressar. Del. 2. "Verkstaderma", 1975, 71, № 12, 37 - 40.
- 144.Sato Fumio. Silencing method and silencer device in crank press machine. Patent USA № 4037458.
- 145.Schroder P. J. Larmmindemde. Massnahmen fur Schabottehammer. - "Ind. Anz.", 1974, 96, № 88, s.1995 - 1999.
- 146.Stewart N.D., Bailey I.R., Daggerhart, Study of parameters influencing punch press noise. - "Noise Contr. Eng.", 1975, 5, № 2, p.80 – 86.
- 147.Tomlin G.M. Noise - a pressing problem? "Sheet Metal Ind.", 1978, 55, № 8, p. 900 - 902, 905.

Научное издание

Иванов Юрий Васильевич

Защита от аэродинамического шума кузнечно-прессовых машин

Монография

Авторская редакция

Подписано в печать 20.03.13. Формат 60x84 1/16.

Печать офсетная. Усл.печ. л. 11,51. Уч. Изд. л. 13,07

Тираж 100 экз. Заказ № 783.

Издательство «Удмуртский университет»

426034, г. Ижевск, ул. Университетская, 1, корп. 4.

Тел./факс: +7(3412) 500 – 295 E – mail: editorial@udsu.ru