

III Всероссийская научно-практическая конференция с международным участием



«Защита населения от повышенного шумового воздействия»

СБОРНИК ДОКЛАДОВ

**22-24 марта 2011 г.
Санкт-Петербург**

МЕТОДЫ И СРЕДСТВА УЛУЧШЕНИЯ АКУСТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК КУЗНЕЧНО-ПРЕССОВЫХ МАШИН И МЕХАНИЗМОВ

Иванов Ю.В.

НПО «Средства охраны труда», Ижевск, Россия

Кузнечно-прессовые машины представляют весьма значительную часть среди парка металлообрабатывающего оборудования, составляя основу заготовительного производства машиностроения. Многообразие технологических операций предопределяет использование многочисленных, различных типов машин и механизмов, как в составе базовых конструкций, так и при использовании средств механизации и автоматизации. Существующий парк кузнечно-прессового оборудования возможно представить машинами ударного действия в виде кузнечных штамповочных и ковочных молотов, а также машинами квазистатического действия, значительную часть которых составляют многочисленные конструкции прессов. Эксплуатация указанных машин сопровождается генерацией технологических, импульсных, ударных и квазистатических нагрузок на заготовку, что приводит к возникновению шумов и вибраций, существующий уровень которых значительно превышает санитарные нормы. В современных условиях предъявляются высокие требования к конкурентоспособности, промышленной безопасности кузнечно-прессовых машин и превышение действующих значений шумов и вибраций негативно отражается на состоянии здоровья персонала, препятствуя привлечению новых кадров.

Кузнечные молоты традиционно являются источниками импульсного шума, с уровнем звукового давления 120-140 дБА, что на 40-60 дБ превышает существующие санитарные нормы. Прессовое оборудование генерирует шумы несколько меньшего уровня составляющие 115-120 дБА, что тоже превышает нормативные значения.

По результатам анализа установлено, что в структуре шумовых воздействий молотов присутствуют составляющие механических шумов от соударения базовых деталей молота и определенный вклад вносят аэродинамические шумы от воздействия воздушной струи при соударении штампов.

Экспериментальные исследования структуры шумов показали, что максимальные значения уровня импульсного шума возникают раньше, чем произошло смыкание штампов при «жестких» ударах молота. Скорость движения акустического возмущения оказывается больше, чем скорость звука в среде, в которой распространяется акустическая волна, вызванная движениями частей молота, таким образом акустическое возмущение среды возникает раньше, чем произошел технологический удар от соударения штампов. Воздушный выхлоп

из межштампового пространства в момент удара создает скачек давления, воспринимаемый как ударная волна. Шум, создаваемый волной сжатого воздуха, кратковременный, однако его интенсивность достигает более 140 дБА. Указанное явление является самостоятельным, дополнительным источником генерации шума кузнечным молотом.

Аналогичный результат зафиксирован в работе Гумберта [1], где отмечено, что вытекающий из межштампового объема сжатый воздух на расстоянии 0,5 м от молота создает величину звукового давления до 160 дБА. Импульсный шум такой интенсивности оказывает серьезное болевое воздействие на персонал обслуживающий молот.

Мероприятия по снижению механических шумов известны и широко применяются в промышленности для защиты персонала [2]. Реализация технических решений сводится к уменьшению скоростей соударения сопрягаемых деталей путем использования звукопоглощающих покрытий и кожухов.

При разработке мер снижения аэродинамических шумов следует учитывать тот факт, что источником данных шумов является турбулентное движение импульсной, газовой струи. При проектировании устройств, снижающих шум, следует использовать теорию газовой динамики, учитывающую поведение газовых струй, знать форму, размеры струи и изменение ее параметров во времени.

Для уменьшения аэродинамического шума необходимые технические решения следует реализовывать по двум направлениям: активное и пассивное снижение шума. Первое направление реализуется в устройствах, воздействующих на воздушную струю и снижающих ее скорость при сближении штампов. Конструктивно данное техническое решение может быть реализовано в виде дополнительных замкнутых канавок, выполненных на свободной от гравюры поверхности зеркала половин штампа (рис.1).

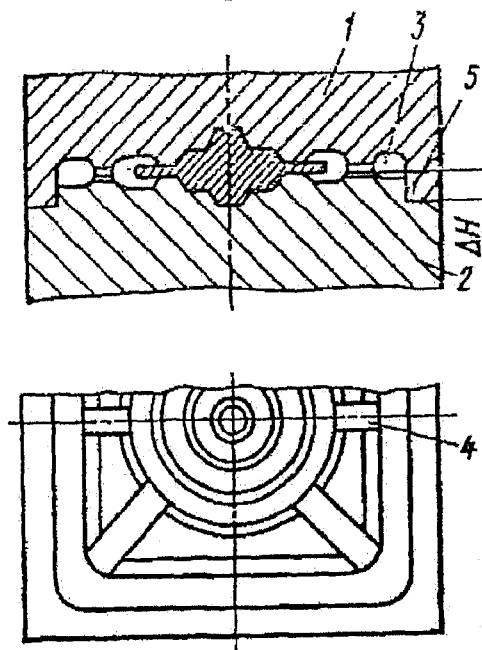


Рис. 1

При смыкании половин штампов 1,2 канавки 3,4 образуют систему замкнутых каналов. При этом воздушный поток распределяется по этим каналам, за счет внезапных расширений и создания встречных потоков, что способствует уменьшению скорости движения струи, соответственно снижается аэродинамический шум. Объем канавок должен быть достаточным для того, чтобы давление сжатого воздуха в межштамповом пространстве, даже после смыкания полостей половин штампа, увеличивалось незначительно по сравнению с давлением окружающей среды.

Устройства пассивного снижения шума, не воздействуя на источник, генерирующий шум, ограничивают распространение звука в изолированной области. К ним относятся экраны (рис.2), турбулизаторы, сетки, установленные вокруг зоны сопряжения штампов под определенным углом к плоскости разреза и на расстоянии не больше, чем длина участка струи, генерирующей шум.

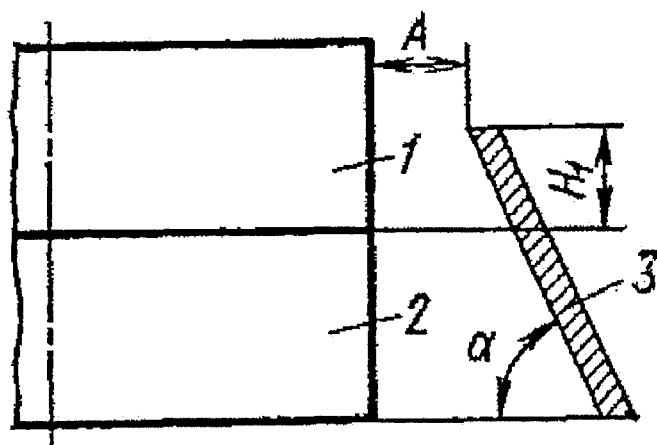


Рис. 2

В противном случае их акустическая эффективность уменьшается.

При проектировании устройства необходимо определить H_1 высоту перекрытия плоскости разреза штампов 1,2 экраном 3.

Конструктивные параметры канавок определяются исходя из закона сохранения энергии приведенного к виду:

$$\frac{dp}{dt} = -\frac{G_c}{W} kRT - k \frac{p}{W} \frac{dW}{dt},$$

где p – давление потока в межштамповом объеме;

W – текущий объем межштампового пространства;

G_c – суммарный текущий расход воздуха, истекающего из межштампового объема;

k – показатель адиабаты воздуха;

R – универсальная газовая постоянная;

T – температура воздуха в межштамповом объеме.

Объем канавок выбирается с учетом обеспечения относительной начальной скорости воздушной струи (число Маха) равной примерно 0,1, т.к. при этой скорости звуковая мощность струи не превышает 100 дБА.

При конструировании акустического экрана его целесообразно располагать на расстоянии $A \leq (5 - 6)\Delta H$ от боковой поверхности штампа под углом α , который варьируется от 60 до 90°. Комплексное применение указанных мероприятий позволяет уменьшить акустическую мощность аэродинамической составляющей структуры шума молота на 30 – 35 дБ. При этом повышается безопасность труда на рабочих местах.

Наряду с основными источниками шума работа кузнечных молотов сопровождается дополнительными источниками шума, генерируемого вспомогательными механизмами сдувки окалины и технологической смазки. Данные механизмы работают в периодическом, импульсном режиме, создавая шум с уровнем звука 96 – 108 дБА, что негативно сказывается на обслуживающем персонале. Существующие конструкции сопел выполняются в виде камерного глушителя с адсорбентом на внутренней поверхности, однако данная конструкция ограничивает эффективность работы механизма сдува.

Аэродинамический шум механизма сдувки представляет из себя шум свободно истекающей газовой струи при критическом и за критическом отношении давлений в полости истечения к внешней среде. Он обусловлен вихреобразованием за счет перемешивания частиц газа, имеющих большую скорость истечения, с частицами неподвижного окружающего воздуха и создающего турбулентные пульсации давления. Для профилирования геометрии необходимых пневматических сопел следует использовать положения газовой динамики из теории взаимодействия газовых струй.

Разработана гамма конструкций пневматических сопел, в которых использованы основные положения теории газовых струй. Общая схема устройства (рис.3) представлена в виде небольшой камеры расширения с соотношением ее диаметра к диаметру входного канала равным 2. Выходной канал выполняется многоструйным, и содержит 16 отверстий, размещенных концентрично. Протяженность выпускных каналов составляет не менее 5 калибров выпускных струек. Ряд условных диаметров конструкций составляет $(8 - 16) \cdot 10^{-3}$ м. Использование многоструйного пневматического сопла позволяет трансформировать газовую струю, разделить ее на составляющие и при этом уменьшить турбулентность потока при истечении и соответственно шум. Уровень звука указанных конструкций при давлении 0,2 МПа составляет 75 дБА, а при давлении 0,5 МПа – 82 дБА.

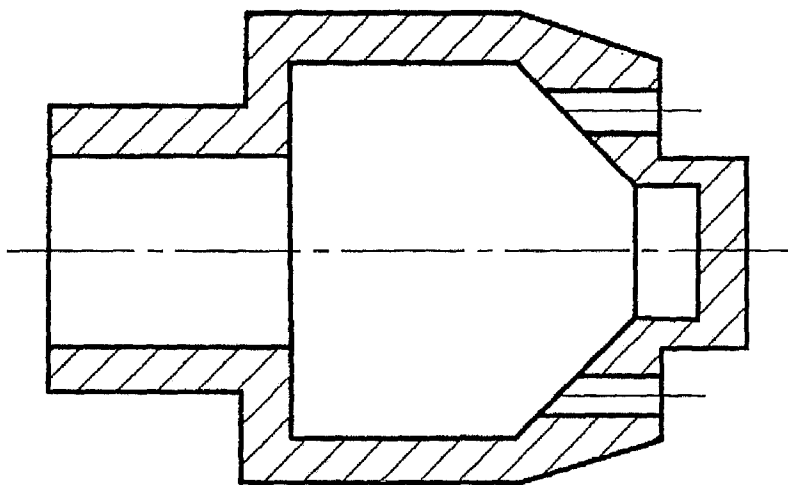


Рис. 3

Многочисленное прессовое оборудование обладает своими источниками, которые генерируют импульсные шумы. Для данного оборудования характерны механические шумы из зоны обработки, особенно при выполнении разделительных операций. Уровень звука при этом составляет 110 – 115 дБА. Типичные методы снижения данного шума включают использование акустического экрана рабочей зоны прессы из волокнистого материала и изменение углов торцевых поверхностей пуансона и матрицы, что уменьшает шум. Наиболее важным источником негативной акустики в прессовом цехе является аэродинамический шум при выпуске сжатого воздуха из пневмораспределителя системы управления прессом. Указанные источники шума характерны для кривошипных горячештамповочных прессов, обрезных прессов, листоштамповочных прессов, гильотинных пресс-ножниц, горизонтально-ковочных машин, составляющих разнообразный и многочисленный парк оборудования.

Существующие конструкции глушителей [3], в которых используются пористые акустические элементы, имеют весьма ограниченный ресурс эффективной работы, вследствие закупорки пор частицами взвеси масла, пыли, конденсата и окалина. Указанное, приводит к повышению давления в заглушаемой полости пневмораспределителя и последующему разрушению акустического элемента. Повышение противодействия в полости увеличивает гидравлическое сопротивление магистрали управления муфтой и тормозом прессы, что приводит к сдвигу ходов прессы и аварийной ситуации с оператором.

Сочетание акустического и газодинамического расчета [4] с использованием теории газовых струй позволило создать конструкцию реактивного глушителя (рис.4) с плоскими щелями на боковой поверхности, обеспечивающего снижение шума на уровне конструкций глушителей ведущих зарубежных фирм (Herion, Ross), но обладающего повышенной долговечностью. Ресурс работы предложенных глушителей составляет более 15 лет без изменения эффективности работы. Основу газодинамического расчета составляют зависимости исходящие из уравнения сохранения энергии и постоянства секундного расхода по

тракту пневмосистемы, которые возможно представить в виде изменения давления и массы энергоносителя в камерах глушителя по времени

$$\begin{cases} \frac{dp_i}{dt} = \frac{kRT_0}{V_i} \cdot (K_{\text{при}} G_{\text{секпри}} - K_{\text{расх}} G_{\text{секрасх}}) \\ \frac{dm_i}{dt} = K_{\text{при}} G_{\text{секпри}} - K_{\text{расх}} G_{\text{секрасх}} \end{cases}$$

где p_i – давление в камерах глушителя;

T_0 – температура в заглушаемой полости пневмораспределителя;

V_i – скорость потока энергоносителя в камерах глушителя;

$K_{\text{при}}$, $K_{\text{расх}}$ – коэффициенты сжатия струи прихода и расхода в камерах глушителя;

$G_{\text{секпри}}$, $G_{\text{секрасх}}$ – расход энергоносителя при входе и выходе из камер глушителя;

m_i – масса энергоносителя в камерах глушителя.

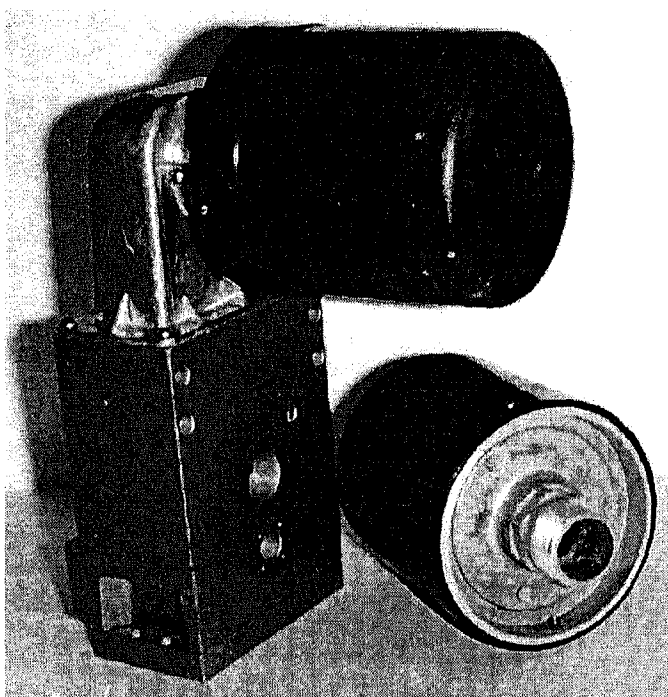


Рис.4

Функционирование данных глушителей связано с трансформацией газового потока, изменения параметров турбулентной струи, уменьшением скорости истечения энергоносителя и аэродинамического шума. При этом турбулентная струя источника шума в камерах глушителя обеспечивает создание встречных потоков, рассеивание их на мелкие струйки, скорость которых на выходе существенно уменьшается. Указанные мероприятия позволяют уменьшить уровень шума на 20 – 25 дБ.

Результаты исследований позволили создать гамму конструкций глушителей шума охватывающих все конструкции пневмораспределителей кузнечно-прессовых машин и механизмов, которые обеспечивают эффективное функционирование без обслуживания в течение длительного срока эксплуатации (рис.5), изготавливаются серийно и могут быть рекомендованы к внедрению в кузнечных цехах.

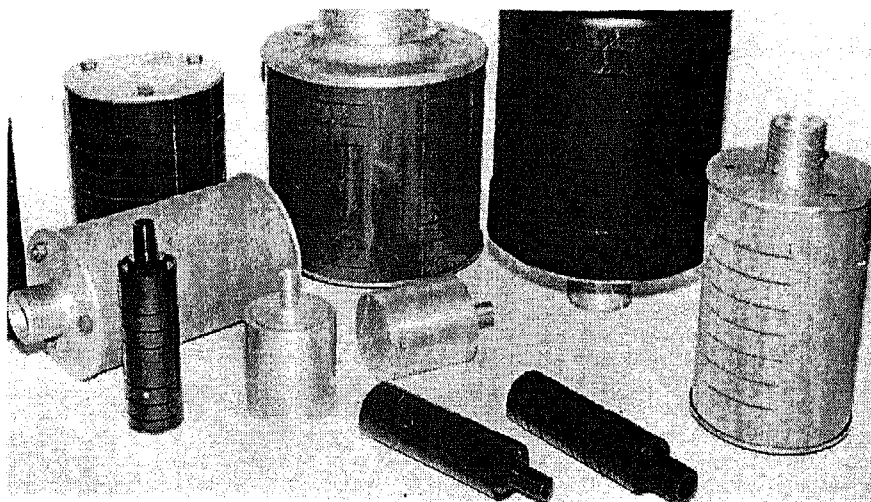


Рис.5

Таким образом, реализация предложенных мероприятий в области снижения аэродинамического шума позволяет привести существующие параметры акустической активности кузнечно-прессовых машин и механизмов в соответствие с санитарными нормами, повысить безопасность труда в кузнечных цехах и обеспечить снижение травматизма и профзаболеваний персонала.

Литература

1. 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.
2. Заборов В.И., Клячко Л.Н., Росин Г.С. Защита от шума и вибрации в черной металлургии. – М.: Металлургия, 1988. – 216с.
3. Белов С.В. Пористые металлы в машиностроении. – М.: Машиностроение, 1981. – 247с.
4. Иванов Ю.В., Коган М.С. Анализ шумообразования при работе механических прессов и опыт снижения акустической активности пневмомеханизмов системы управления // Вестник ИжГТУ.2006.№2.С. 49-52.