

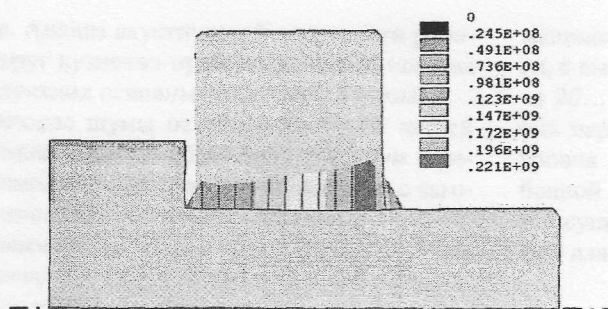


Рис. 17. Контактное давление в соединении (Па)
(конусность выполнена на валу влево)

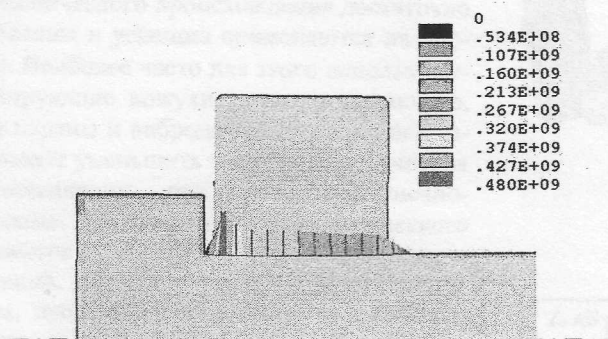


Рис. 18. Контактное давление (Па)
(конусность выполнена на валу вправо)

Список литературы

1. Гречищев, Е. С. Соединения с натягом: Расчеты, проектирование, изготовление / Е. С. Гречищев, А. А. Ильяшенко. – М.: Машиностроение, 1981. – 247 с.: ил.
2. Тарабасов, Н. Д. Расчеты напряженных посадок в машиностроении. – М.: МАШГИЗ, 1961. – 266 с.
3. Зенкин, А. С. Технологическое обеспечение точности сборки соединений с натягом осуществляемых с термовоздействием / А. С. Зенкин, Б. М. Арпентьев // Вестник машиностроения. – 1988. – № 4.
4. Сегерлинд, Л. Применение метода конечных элементов. – М.: Мир, 1979. – 380 с.
5. Зенкевич, О. Конечные элементы и аппроксимация / О. Зенкевич, К. Морган. – М.: Мир, 1986. – 310 с.
6. Панин, С. Д. Особенности решения осесимметрично нелинейной нестационарной задачи теплопроводности с подвижной границей методом конечных элементов / С. Д. Панин, А. В. Астрахов // Высокие технологии: Международный форум. – Ижевск: Изд-во ИжГТУ, 2004.
7. Зенкин, А. С. Оценка и прогнозирование напряженно-деформированного состояния соединений с натягом при термических методах сборки / А. С. Зенкин, Н. А. Зубарецкая // Сборка в машиностроении, приборостроении. – 2003. – № 6. – С. 9–12.
8. Занкин, А. С. Технологическое обеспечение точности сборки соединений с натягом, осуществляемых с термовоздействием // Вестник машиностроения. – 1988. – № 4.
9. Турыгин, Ю. В. Разработка метода расчета соединений с автофретированными охватывающими деталями для условий переменного нагружения: дис. ... канд. техн. наук. – Ижевск, 1983.

R. F. Gaffanov, A. V. Shchenyatskiy

The Shrink Fit Pressure Coupling Process Control

The shrink fit process study has shown that of all examined design and technological methods of part location error control the most effective is the application of discretely varied tightness obtained by the bushing surface geometric singularity.

УДК 621.73.006.3

Ю. В. Иванов, кандидат технических наук
Ижевский государственный технический университет

МЕТОДИКА РАСЧЕТА И КОНСТРУИРОВАНИЯ ГЛУШИТЕЛЕЙ АЭРОДИНАМИЧЕСКОГО ШУМА ПНЕВМОМЕХАНИЗМОВ СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ КУЗНЕЧНО-ПРЕССОВЫМИ МАШИНАМИ

Представлена методика расчета и принципы конструирования глушителей аэродинамического шума пневмомеханизмов кузнечно-прессовых машин.

Кузнечно-штамповочное производство традиционно считается самым травмоопасным. Оно сопровождается наличием многочисленных опасных и вредных производственных факторов, из которых шумы и вибрации наиболее актуальны. Существующий уровень шумов и вибраций значительно превышает санитарные нормы, что негативно влияет на производственный персонал.

Кузнечно-прессовые машины составляют значительную часть парка заготовительного, металлообра-

батывающего оборудования и обеспечивают получение большей части поковок и штамповок при технологических операциях. Многочисленные конструкции кузнечно-прессового оборудования предполагают наличие импульсного взаимодействия различных элементов и комплектующих частей станины, механизмов системы управления, элементов механизации и автоматизации технологического процесса. Указанные взаимодействия создают неоднородную акустическую картину вокруг рабочего мес-

ж. "Вестник ИжГТУ", № 3, 2008, с. 13–16.

та персонала. Анализ акустической активности рабочей зоны вокруг кузнечно-прессовых машин показал наличие следующих основных источников шума:

- механические шумы от взаимодействия частей станины, а также из зоны обработки, т. е. шум в результате взаимодействия штамповой оснастки с заготовкой в процессе рабочего хода машины;
- аэродинамические шумы от находящихся на кузнечно-прессовом оборудовании пневмомеханизмов, включающих пневмораспределители муфты, тормоза, системы смазки и приводов средств автоматизации и механизации.

Для повышения безопасности труда меры борьбы с шумами механического происхождения достаточно полно разработаны и успешно применяются на производстве [1]. Наиболее часто для этого используются звукоизолирующие кожухи, звукопоглощающие, акустические экраны и вибродемпфирующие покрытия, что позволяет уменьшить уровень механических шумов, возникающих при работе кузнечно-прессовых машин. Для снижения аэродинамического шума традиционно используются глушители различных конструкций. Штатные глушители аэродинамического шума, представляющие собой металлокерамические, пористые элементы различной конфигурации и используемые в пневмомеханизмах кузнечно-прессовых машин, эффективно работают несколько месяцев. Далее поры акустических элементов закупориваются маслом в составе сжатого воздуха, частицами пыли, окалины и при возникающем повышенном противодавлении разрушаются, генерируя импульсный шум с уровнем звука 120...126 дБА. Проблема прочности акустического элемента осложняется необходимостью иметь минимальное гидравлическое сопротивление тракта глушителя, т. к. при увеличении последнего возникает аварийный режим работы кузнечно-прессовой машины, а именно: сдвигание ходов, что вызывает травмирование обслуживающего персонала.

Анализ аэродинамических шумов, возникающих в кузнечно-прессовом оборудовании, показал [2], что это шум свободно истекающих струй при критическом и сверхкритическом отношении давлений в полости истечения к внешней среде. Скорость истекающей струи может быть как большой дозвуковой, так и звуковой. Шум струи обусловлен вихреобразованием за счет перемешивания частиц газа, имеющих большую скорость истечения с частицами неподвижного окружающего воздуха и создающих турбулентные пульсации давления.

При анализе источников аэродинамического шума кузнечно-прессовых машин традиционно используются элементы линейной теории акустики, реализующей различные элементы расчета звуковых колебаний. Данный подход не позволяет отследить поведение струи газа в акустическом тракте глушителя. Более точно определить структуру и трансформацию газовой струи возможно при использовании теории газовой динамики. Указанный подход [3] реализован в разработке гаммы конструкций глушителей аэродинамического шума в кузнечно-прессовых

машинах (рис. 1), превосходящих зарубежные аналоги, с высокой эффективностью снижая уровень шума на 20...25 дБА, работая без обслуживания и изменения параметров более 15 лет. Спектральный анализ уровня шума после глушителя (в сравнении со свободной струей пневмораспределителя У7124) показал существенное снижение его в наиболее актуальном для человека диапазоне частот 1...4 кГц (рис. 2).

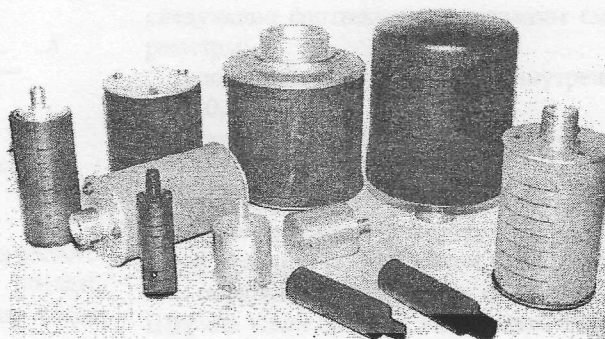


Рис. 1. Модельный ряд глушителей шума

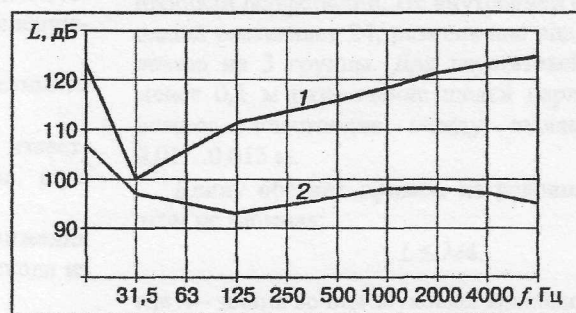


Рис. 2. Частотный спектр пневмораспределителя У7124:
1, 2 – пневмораспределители без глушителя,
с экспериментальным глушителем соответственно

Следует отметить, что структура турбулентной струи содержит три основных участка. На начальном участке происходит постепенное уменьшение сечения ядра постоянной скорости и увеличение сечения зоны смешения. Протяженность начального участка составляет 4...5 калибров. Далее следует переходный участок, где наблюдается исчезновение следа ядра потока и скорость на оси струи быстро падает. Протяженность этого участка составляет также 4...5 калибров. За переходным участком следует область полностью развитого потока, где пограничный слой занимает все сечение струи. Максимальная интенсивность турбулентности наблюдается в центре зоны смешения. Более того, она близка к постоянной вплоть до самой переходной области. Затем в области развитого потока она уменьшается.

Анализ распределения суммарной акустической мощности вдоль ее продольной оси показывает (рис. 3), что наибольший вклад в излучение шума вносит зона смешения в начальном участке, излучающая около 65 % суммарной акустической мощности струи. В любом случае из приведенной зависимости следует, что практически вся акустическая энергия излучается

на протяжении 8...10 калибров в осевом направлении струи. Наибольший вклад в излучение дает участок струи в окрестности точки 6D.



Рис. 3. Распределение акустической мощности, излучаемой струей

Для возможности снижения аэродинамического шума в источнике генерации необходимо создать конструкцию глушителя, которая обеспечит такое функционирование источника звука, чтобы в определенных точках шум был допустимым для персонала и не мешал нормальному течению технологического процесса. Решение задачи включает следующие этапы:

- 1) определение величины уровня допустимого шума;
- 2) расчет уровня шума без глушителя по известной акустической характеристике источника, шум которого необходимо снизить;
- 3) определение необходимой величины снижения уровня акустической мощности источника исходя из полученных вышеуказанных величин;
- 4) выбор необходимых параметров и конструктивных элементов глушителя;
- 5) акустический и гидравлический расчет глушителя.

Значения предельных шумовых характеристик кузнечно-прессовых машин приведены в руководящих технических материалах «Шумовые характеристики кузнечно-прессовых машин. Нормативы и методы определения».

Для определения шума струи пневмораспределителя, функционирующего без глушителя, можно использовать следующую практическую зависимость уровня звуковой мощности струи от параметров [4]:

$$L_p = 17 \lg q + 50 \lg T - 5, \quad (1)$$

где q – расход энергоносителя, т/ч; T – абсолютная температура энергоносителя, °C.

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

- давление потока выпуска энергоносителя из пневмораспределителя – p_0 ;
- расход выпускного потока – Q_0 ;
- скорость потока выпуска энергоносителя – V_0 ;
- диаметр выпускных отверстий пневмораспределителя – d_0 ;
- площадь поперечного сечения выпускной полости пневмораспределителя – F_0 .

По известным исходным параметрам пневмораспределителя, используя значение d_0 , определяем значение площади выпускных отверстий пневмораспределителя S_0 . Далее, используя необходимые соотношения, определяем величины площадей щелей перфорации сопрягаемых 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 следующие соотношения, назовем следующие параметры:

площадь щелей перфорации внутренней обечайки $S_2 = (0,8 - 1,4)S_1$;

площадь щелей перфорации внешней обечайки $S_3 = (0,9 - 1,7)S_2$.

Размещение щелей перфорации происходит согласно определенным схемам, а именно: для глушителей с внешним диаметром более 0,01 м размещение перфорации групповое со сдвигом через 120°. Ширина щели 0,001 м. Количество щелей на наружной обечайке – 18, по 6 в каждой группе. Длина щели определяется расчетом исходя из необходимой площади перфорации. На внутренней обечайке число щелей составляет 24, размещение аналогично разделению на 3 группы. Для глушителей с диаметром менее 0,1 м размещение щелей парное противоположное. Расстояние между щелями составляет 0,01...0,015 м.

Длину обечаек примем из условия $L \geq 5d_0$, при этом не забывая:

$$L \leq \lambda/4,$$

где λ – длина волны звуковых колебаний.

Конструктивно наиболее подходит двухкамерный, реактивный глушитель как самодостаточный для снижения уровня шума. Камеры располагаются последовательно, соосно. Соответственно, назначаем объемы камер глушителя: $V_1 = V_2$, при этом расстояние от источника шума до входа в глушитель должно быть не менее ядра потока ($5d_0$), что обеспечивается дополнительным переходником. Используя полученные регрессионные уравнения, определяем уровень шума на выходе из глушителя при данных параметрах:

$$L = 218,77 - 76,81(S_2/S_1) - 85,21(S_3/S_2) + 15,19(S_2/S_1)^2 + 28,79(S_2/S_1)(S_3/S_2) + 16,55(S_3/S_2)^2. \quad (2)$$

Выполняем сравнение $L \leq [L]$, или $L \leq L_p - 20$, при невыполнении корректируем приведенные выше параметры. Соответственно, давления в камерах глушителя составят следующие величины:

$$P_1 = 5,84 + 11,86(S_2/S_1) + 6,41(S_3/S_2) - 4,08(S_2/S_1)^2 - 3,35(S_2/S_1)(S_3/S_2) - 1,09(S_3/S_2)^2; \quad (3)$$

$$P_2 = 1,55 + 4,41(S_2/S_1) + 3,31(S_3/S_2) - 0,9(S_2/S_1)^2 - 2,35(S_2/S_1)(S_3/S_2) - 0,52(S_3/S_2)^2. \quad (4)$$

Размеры щелей перфорации определяются из вышеуказанных соотношений. Конструктивно ширина щелей принимается равной 0,001 м. Длина щелей определяется из площади перфорации.

При окончательной проработке конструкции глушителя следует учитывать ряд положений, вытекающих из теории турбулентных струй:

1. Струя от сопла до входа в глушитель должна быть подготовлена для уменьшения турбулентности и удаления ядра струи от глушителя. Обязательно для уменьшения шума необходим промежуточный переходник длиной $L \geq 5d$ сопла.

2. Необходимо дробление струи и создание встречных потоков в конструкции глушителя, которые позволяют уменьшить шум более эффективно, чем другие мероприятия.

3. Обязательно разбиение круглых струй на плоские струйки, т. к. у них шумозаглушение выше за счет существенного регулирования протяженности ядра потока при сохранении расхода.

4. Стенки для отражения струи нужно устанавливать на удалении не ближе величины ядра струи $\sim 5d$, что необходимо для уменьшения турбулизации.

5. Толщина стенок обечаек глушителя должна быть не менее $5h$ струйки для уменьшения возбуждения турбулентного вихреобразования.

Все эти положения позволяют за счет компактных деталей значительно снизить скорость струи, не

увеличивая габаритных размеров конструкции глушителя, и устойчиво снизить шум на 20...25 дБА, не используя более дорогие мероприятия. Таким образом, используя вышеуказанную методику расчета и соответствующие теоретические положения, можно создать конструкцию глушителя шума для любого пневмомеханизма при дозвуковых течениях газа. Опыт эксплуатации показывает, что данные конструкции глушителей шума работают без обслуживания весьма длительное время с первоначальной эффективностью и рекомендуются к внедрению в кузнечных цехах.

Список литературы

1. Заборов, В. И. Защита от шума и вибрации в черной металлургии / В. И. Заборов, Л. Н. Клячко, Г. С. Росин. – М. : Металлургия, 1988. – 216 с.
2. Иванов, Ю. В. Анализ шумообразования при работе механических прессов и опыт снижения акустической активности пневмомеханизма системы управления / Ю. В. Иванов, М. С. Коган // Вестник ИжГТУ. – 2006. – № 2. – С. 49–52.
3. Иванов, Ю. В. Снижение уровня аэродинамического шума пневмомеханизма системы управления кривошипным прессом : автореф. ... канд. техн. наук. – Ижевск, 2006. – 24 с.
4. Справочник по технической акустике : пер. с нем. / под ред. М. Хекла и Х. А. Мюллера. – Л. : Судостроение, 1980. – 440 с.

Yu. V. Ivanov

A Method of Calculation and Designing of Pneumatic Mechanism Aerodynamic Noise Mufflers Used in Forge-and-Press Equipment

A method of calculation and principles of designing of the pneumatic mechanism aerodynamic noise mufflers used in forge-and-press equipment are presented.