

УДК 629.7.054

В.Н. МЕЛЬНИК, Е.А. КЛАДУН, В.В. КАРАЧУН, О.Я. КОВАЛЕЦ

*Национальный технический университет Украины «КПИ», Киев, Украина***ПАССИВНАЯ ИЗОЛЯЦИЯ АКУСТИЧЕСКОГО ИЗЛУЧЕНИЯ**

Излагаются преимущества методов и средств пассивной звукоизоляции, технической основой которых могут быть различные явления, в том числе резонансного типа. Приводимые результаты полунатурных стендовых испытаний некоторых типов ограждающих конструкций доказывают эффективность, а поэтому и целесообразность, решения задач шумогашения на основе различных типов конструктивных нелинейностей, позволяющих проводить также выборочную частотную изоляцию. Проводится краткий анализ перспективных адаптивных методов и возможность их сочетания с пассивными, активными, компенсационными.

**пассивная изоляция, акустическое излучение, конструкционная нелинейность, резонансные полости, шумогашение, перфорированный экран**

**Введение**

**Постановка проблемы и ее связь с научно-техническими задачами.** Пассивные методы борьбы с шумом имеют более длительную историю развития, чем, например, автокомпенсационные и существенно изменились в сторону повышения эффективности подавления внешнего возмущающего воздействия. Находясь в неизменном диалектическом единстве, мощные двигательные установки и средства борьбы с генерируемым ими шумом претерпели ряд принципиальных и конструкторских изменений.

Инженерная практика шумоизоляции в настоящее время состоит в следующем:

- подавление шума в его источнике;
- подавление шума на пути трансляции его к объекту;
- подавление шума непосредственно на объекте;
- комбинированные методы шумогашения.

Проанализируем более подробно третью позицию.

**Обзор публикаций и выделение нерешенных задач.** Наиболее широкое применение в технике получили шумопоглощающие мастики. Так, некоторые их разновидности, например, мастика фирмы «Феникс», понижают уровень звукового давления

внутри ограниченного объема с 163 до 130 дБ. Не менее эффективными являются резонаторы Гельмгольца и щелевые [1]. К ним можно отнести и «акустические полы» (резонансные панели) [2].

Практика этих исследований показывает, что наиболее существенным фактором является именно тот, с какой стороны ограждения, по отношению к источнику звука, необходимо понижать уровень звукового давления. Так, резонаторы Гельмгольца и щелевые, будучи эффективными изоляторами со стороны падающей волны, практически теряют свои свойства подавления шума в другом полупространстве.

Основным недостатком шумопоглощающих мастик является их недолговечность. Высокие температуры, равно как и их перепад в сочетании с вибрацией приводят к необратимой полимеризации вещества и, естественно, к потере необходимых качеств.

Относительно щелевых резонаторов, то изготовление типового ряда таких технических решений позволит, преимущественно на резонансных частотах, поглощать звуковую энергию в сообщающихся со щелями жесткостенных полостей.

Поиск необходимых эффективных средств пассивной звукоизоляции, имеющий в основе своей дешевизну и простоту изготовления, неизменно находится в поле зрения специалистов.

**Постановка задачи данного исследования.**

Проанализируем эффективность метода звукоограждающих конструкций в виде замкнутых полостей. Не претендуя на исключительность, предлагаемый метод имеет право на существование в той его реализации, которая прошла успешные стендовые испытания на установке “Сирена” Института проблем прочности НАН Украины им. Г.С. Писаренко.

Вместе с тем, эффективно снижает уровень вибрации при моно- и полигармоническом, а также случайном характере многорежимного воздействия прямолинейных и угловых форм колебаний, метод равночастотной системы изоляции, метод волнового отвода, метод конструкционного демпфирования, метод упругих связей, метод схемных решений, метод оптимизации режимов движения, метод звукоизолирующих мостиков (инерционных, упругих, комбинированных), метод оптимальных гасителей вибрации и многие другие.

### Изложение основного материала с обоснованием полученных научных результатов

Рассмотрим изолирующий экран в виде двух коаксиальных цилиндров [4]. Такая конструкция высокоэффективна в условиях повышенных уровней звукового давления (выше 150 дБ).

Устройство содержит коаксиально расположенные цилиндры: внутренний и наружный. Последний имеет равное количество продольных (на боковой) и радиальных (на торцевой поверхности) сквозных прорезей заданных типоразмеров (рис. 1). Оба цилиндра разделены воздушным пространством. В месте крепления к основанию между ними установлена прокладка с большим внутренним поглощением, например резиновая, позволяющая исключить взаимное кинематическое влияние поверхностей ограждения.

При воздействии интенсивного звукового давления на наружный цилиндр, около 5...7% звуковой энергии излучения (в зависимости от суммарной площади

прорезей и частоты падающей волны) проходит сквозь прорези и попадает на поверхность внутреннего цилиндра. Затем часть этой энергии передается внутрь цилиндра, а другая, отражаясь, попадает на внутреннюю поверхность наружного цилиндра, создавая тем самым противодействие интенсивному аэродинамическому шуму.

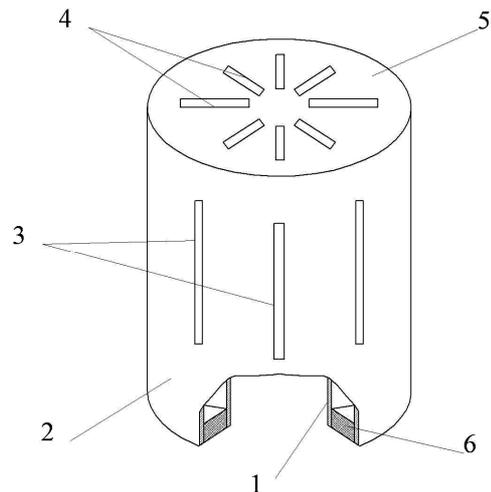


Рис. 1. Ограждающая конструкция для понижения уровня аэродинамического шума:  
1 – внутренний цилиндр; 2 – наружный цилиндр;  
3 – продольные сквозные прорези; 4 – торцевые сквозные прорези; 5 – торцевая поверхность ограждения; 6 – прокладка

Наружный цилиндр с прорезями выполняет роль перфорированного экрана, акустические свойства которого оцениваются его сопротивлением продуванию, имеющему комплексный характер. Для прорезей небольшой ширины действительной частью этого сопротивления можно пренебречь и считать сопротивление экрана мнимой величиной, пропорциональной присоединенной массе воздуха в щелях.

Сопротивление перфорированных экранов с отверстиями сложной конфигурации, в т. ч. в виде прорезей, определяют экспериментально. В первом приближении коэффициент звукопоглощения однослойного экрана для наклонно падающей волны можно оценить по формуле для круглых прорезей [2]

$$\alpha_{\Theta} = 4R\rho_0 c \cos \Theta \left\{ (R \cos \Theta + \rho_0 c)^2 + [m\omega \cos \Theta - \rho_0 c \operatorname{ctg}(kL \cos \Theta)]^2 \right\}^{-1},$$

где  $k = \omega c^{-1}$  – волновое число;

$\rho_0 c$  – удельное акустическое сопротивление воздуха;

$L$  – толщина воздушного промежутка позади экрана;

$R = rSS_1^{-1}$  – активная составляющая сквозного сопротивления;

$S$  – площадь экрана на одну прорезь;

$S_1$  – площадь одной прорези;

$r$  – сопротивление продуванию (для ткани, например,  $r = 0,25\rho_0 c$ );

$m$  – эффективная масса экрана.

Эффективная масса перфорированного экрана (при достаточной массивности его листа) равна присоединенной массе воздуха, которую определяют, например, для перфорированного экрана с отверстиями по формуле

$$m = \rho_0 \left\{ \left[ D(1,13Dd^{-1}) - 1,21 \right] + 1,27LD^2d^{-2} \right\},$$

где  $D$  – шаг перфорации;

$d$  – диаметр отверстия;

$\rho_0$  – плотность свободного воздуха.

Общая эффективная масса экрана

$$m = m_1 m_2 (m_1 + m_2)^{-1},$$

где  $m_1$  – присоединенная масса воздуха экрана;

$m_2 = \rho_l h (1 + S_1 S^{-1})$  – масса единицы площади

листа экрана толщиной  $h$ ;

$\rho_l$  – плотность листа.

Эффективная масса экрана пропорциональна плотности воздуха  $\rho_0$  и с ее увеличением растет по линейному закону. На основании этого можно утверждать, что эффективность такого экрана с увеличением акустического давления будет возрастать. Подтверждением тому служат результаты экспериментальных исследований физической модели рассматриваемого устройства из двух коаксиальных цилиндров. Так, ниже 114 дБ понижение уровня акусти-

ческого давления в данной конструкции невозможно для принятого массогабаритного исполнения (толщина экрана  $4 \cdot 10^{-4}$  м, диаметр наружного цилиндра 0,12 м, высота 0,16 м, число сквозных прорезей восемь – поровну на боковой и торцевой поверхностях), боковые прорези длиной 0,1 м и шириной  $2 \cdot 10^{-4}$  м, торцевые – длиной 0,35 м и шириной  $2 \cdot 10^{-4}$  м, толщина воздушной прослойки между цилиндрами  $2 \cdot 10^{-4}$  м.

Диаграмма звукового давления внутри объема физической модели устройства представлена на рис. 2. Максимальное понижение шума в такой конструкции до 114 дБ (за исключением локальных экстремумов – 1). Для сравнения на рисунке изображена кривая распределения давления по частоте внутри звукоизолирующего устройства из двух коаксиальных сплошных цилиндров без прорезей. Очевидно, что выполнение наружного цилиндра с продольными и радиальными сквозными прорезями позволяет существенно снизить уровень интенсивного акустического воздействия внутри заданного объема.

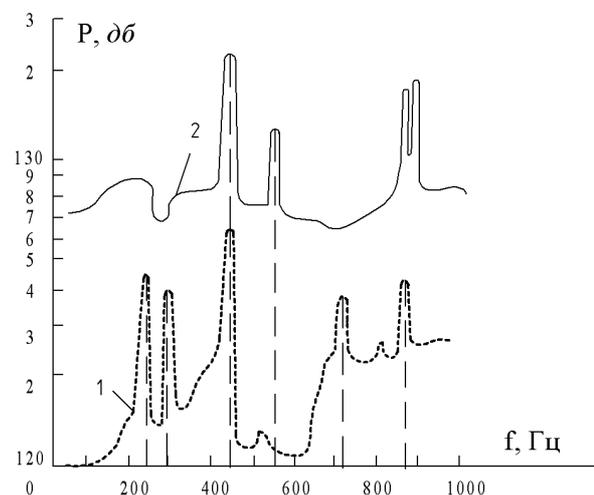


Рис. 2. Диаграмма изменения уровня аэродинамического шума внутри двойного цилиндрического ограждения:

- 1 – наружный цилиндр со сквозными прорезями;
- 2 – наружный цилиндр без прорезей

Увеличение жесткости торцевых поверхностей цилиндров, например, введением ребер жесткости, позволит уменьшить локальные экстремумы на диа-

грамме и одновременно сместить их в желаемую сторону по оси частот. Корректировка геометрических размеров прорезей (например, автоматически), а также частота их нанесения на поверхность экрана позволят сделать это устройство более универсальным и эффективным для различных уровней звукового давления.

### **Выводы и перспективы дальнейших исследований в данном направлении**

Проведенные полунатурные испытания изолирующих конструкций позволяют подтвердить изначальный тезис о целесообразности подавления шума наличием нелинейности конструкции и резонансных полостей.

Перспективными следует считать конструкции, сочетающие в себе не только отмеченные качества, но и другие особенности – конструкционное демпфирование, компенсационные методы и т.п.

Наряду с отмеченным, не исчерпал себя метод адаптации. Сущность его состоит в накоплении системой и немедленном использовании текущей информации об изменяющихся условиях работы для оптимизации избранного показателя качества при помощи корректировки ее структуры.

Информация о системе должна состоять из сведений об объекте защиты (его энергетическом балансе, ограничениях на управляющее и возмущающее воздействия, свойствах измерительного устройства), о цели функционирования и критериях качества, а также об управляющем устройстве.

Степень достоверности информации может быть обусловлена вероятностными отклонениями значений параметров системы и, как следствие, изменениями коэффициентов уравнений движения в рамках закона распределения, а также неточными начальными сведениями об объекте защиты. Целесообразно сочетать начальную имитационную модель с ее способностью к адаптации по заданным критериям.

Алгоритм закона управления состоит из двух частей: первичного рабочего алгоритма, синтезированного по имитационной модели, и алгоритма адаптации, предназначенного для повышения качества действия первичного алгоритма при помощи накопления в процессе работы текущей информации. Таким образом, адаптивная система будет состоять из основного контура и дополнительного (контура самонастройки).

Основной реализуется в соответствии с методом управления по отклонению и включает в себя управляемый объект и автоматическое управляющее устройство.

На объект управления воздействуют координатное  $f_k(t)$  и параметрическое возмущения  $f_n(t)$  с изменяющимся во времени спектральным составом.

### **Литература**

1. Ингерслев Ф. Акустика в современной строительной технике. – М.: Госстройиздат, 1957. – 295 с.
2. Колесников А.Е. Шум и вибрация: Учебник. – Л.: Судостроение, 1988. – 248 с.
3. Мельник В.Н., Карачун В.В. Нелинейные колебания в полиагрегатном подвесе гироскопа: Монография / Нац. техн. у-т Украины «КПИ». – К.: «Корнейчук», 2008. – 104 с.: ил., табл. – Библиогр. С. 80-82.
4. Малюжинец Г.Д. Простейшая модель поглощающей и прозрачной решетки с обратной связью // Сб. научных трудов акустического ин-та. – М.: МАИ, 1971. – Вып. 15. – С. 17-22.

*Поступила в редакцию 12.05.2008*

**Рецензент:** д-р техн. наук, проф. Л.М. Рыжков, Национальный технический университет Украины «КПИ», Киев.