

УДК 629.7.054

В.В. КАРАЧУН, В.Н. МЕЛЬНИК, И.А. БУРТНАЯ

*Национальный технический университет Украины "КПИ", Украина***ПАССИВНЫЕ МЕТОДЫ УМЕНЬШЕНИЯ ВЛИЯНИЯ
ВОЛНОВОГО СОВПАДЕНИЯ**

Проводится обзор и систематизация известных и новейших методов пассивной звуко- и виброизоляции. Даются рекомендации целесообразности использований тех или иных решений в двигателестроении.

вибро- и звукоизоляция, ограждающие конструкции, волновое совпадение, резонаторы, изоляционные экраны, звуковой мостик, конструкционное демпфирование, формы колебаний, аэродинамический шум, нейросети

Введение

Постановка проблемы и ее связь с научно-практическими задачами. Пассивные методы борьбы с шумом и вибрацией, в отличие от активных, предусматривающих создание специальными генераторами дополнительного поля той же физической природы, что и возмущение, и с заданной амплитудно-фазовой характеристикой, имеют более длительную историю развития.

Рассматривая вопросы звуко- и виброизоляционных ограждающих конструкций, как правило, придерживаются следующей логической последовательности: от механической модели к математической, от приближенной (имитационной) – к уточненной.

Имитационное моделирование заключается в создании модели, имитирующей объекты и процессы по нужным, но неполным показателям. Именно неполнота описания, например, звукоограждающей конструкции, делает имитационную модель принципиально отличной от математической в традиционном понимании. Конечно, оптимального решения здесь не может быть найдено. Вместе с тем, имитационные модели дают возможность в реальное время получить с помощью ЭВМ приемлемые варианты решения поставленной задачи. Представленная авторами систематизация и анализ не только из-

вестных, но и малоизвестных методов борьбы с шумом и вибрацией, а также новых, оригинальных разработок, создает необходимые предпосылки для выбора наилучшего технического решения шумоизоляции в двигателестроении. Вместе с тем, здесь не ставится задача анализа причин возникновения аэродинамического шума и количественной оценки инжекции звукового излучения.

Обзор публикаций и выделение нерешенных задач. В задачах виброизоляции существенны не столько перемещения защищаемого объекта, сколько динамическое усилие, передаваемое основанию. Механическая модель защищаемых объектов при расчете виброизоляции может быть представлена в виде одной, двух или трех сосредоточенных масс, связанных между собой упругими, безынерционными связями. Силы здесь носят сосредоточенный характер, тонкостенная панель представляется в виде системы с одной степенью свободы, а цилиндрическая круговая оболочка, возбуждаемая системой распределенных по поверхности сил, – одномассовой колебательной системой [1].

Вопросы виброизоляции встали перед исследователями значительно раньше, чем звукоизоляции. Поэтому они уже достаточно полно освещены в научной литературе [2 – 5]. Методы борьбы с акустическим излучением, в частности, в двигателестрое-

нии, освещены гораздо меньше [6, 7]. Акустические поля имеют пространственный характер и требуют построения иных расчетных моделей при анализе степени их влияния. Генерируемая в механических системах двигателей акустическая вибрация, особенно в сочетании с кинематическим возмущением, может привести к принципиально новым, качественно отличным явлениям. Поэтому очень важно провести сопоставительный анализ методов борьбы с этими факторами с целью их обоснованного выбора для тех или иных условий эксплуатации.

Постановка задачи данного исследования. Во многих случаях в области частот, лежащих ниже граничной, условия закрепления не оказывают влияния на динамику плоской преграды и, не нарушая картины прохождения звука, можно считать ее неограниченной по протяженности [8]. Такое упрощение допустимо, например, при шарнирном соединении пластинчатых элементов двигателей с другими узлами, а также при значительной цилиндрической жесткости сопряженных элементов [9]. При этих условиях звуковая энергия полностью поглощается плоской преградой за счет внутреннего трения в материале, и поэтому ее имитационную модель можно рассматривать как бесконечную по протяженности.

Пассивные методы борьбы с шумом и вибрацией – это методы конструкторско-технологических усовершенствований, позволяющих уменьшить влияние звука (а раз так, то и возникновение волнового совпадения) и вибрации без дополнительных источников энергии и не требующие информации о характере возмущающего поля. Охарактеризуем наиболее перспективные из них.

Изложение основного материала с обоснованием полученных научных результатов

Метод равночастотной системы виброизоляции. Эффективно понижает уровень вибрации при

моно- и полигармоническом, а также случайном характере многорежимного воздействия прямолинейных и угловых форм колебаний. Равенство собственных частот возможно при использовании равножестких виброизоляторов и реализации соотношений:

$$\sum_{i=1}^n c_i b_{ix}^2 = \rho_x^2 \sum_{i=1}^n c_i ;$$

$$\sum_{i=1}^n c_i b_{iy}^2 = \rho_y^2 \sum_{i=1}^n c_i ;$$

$$\sum_{i=1}^n c_i b_{iz}^2 = \rho_z^2 \sum_{i=1}^n c_i ,$$

где c_i – жесткость i -го изолятора; b_{ij} – расстояние от изолятора до соответствующей оси; ρ – радиусы инерции изолируемого объекта.

Метод волнового отвода. Состоит в поглощении энергии колебаний на пути ее распространения от источника вибрации. Для повышения эффективности волновод соединяют с конструкцией без скачка механического импеданса между ними. Поглощение обеспечивается формой волновода в виде сужающейся по толщине на клин полосы, клиновидная часть которой покрывается слоем вибропоглотителя и сворачивается в спираль. Метод позволяет разрабатывать нерезонансные конструкции.

Метод конструкционного демпфирования. Позволяет на порядок увеличить коэффициент потерь несущей системы в высокочастотном диапазоне путем ввода специальных демпфирующих устройств, повышающих цикловые потери на внутреннее трение в неподвижных стыках.

Метод упругих связей. Состоит в установке объекта на упругих связях с параметрами, обеспечивающими отсутствие энергообмена при колебательном процессе.

Метод схемных решений. Состоит в автоматическом регулировании осевого натяга радиально-упорных подшипников с помощью обратной связи по радиальному отжатию ротора и амплитуде коле-

баний, обусловленных дебалансом устройства и износом опор, а также характером и значениями внешних нагрузок.

Метод оптимизации режимов движения. Состоит в оптимизации режимов движения с помощью комплексного критерия, учитывающего энергетические затраты, действующие динамические нагрузки и интенсивность их изменения, а также кинематические характеристики путем введения весового коэффициента.

Метод звукоизолирующих мостиков. Суть его состоит в демпфировании колебаний в соединительных элементах (по контуру). Мостики могут быть инерционными, упругими (из мягкой резиновой прокладки) и комбинированными (сочетание первых двух).

Метод оптимальных гасителей вибрации. Основан на применении демпфирующих устройств для оптимального (когда не возникает отраженная волна) гашения изгибных колебаний элементов конструкций. Оптимальное демпфирование продольных колебаний, например, балочного типа, осуществляется демпфером с коэффициентом вязкости $b = F(E\rho)^{1/2}$ (F – площадь поперечного сечения балки, E – модуль Юнга, ρ – плотность). Изгибные колебания гасятся двумя демпферами – на поперечное смещение и угловое. Оптимальные параметры коэффициентов вязкости:

$$b_1 = \omega^{-1} k^{-1} (\omega^2 - \omega_1^2) F \rho;$$

$$b_2 = \omega^{-1} k I E,$$

где ω – частота вибрации; k – волновое число;

$$\omega_1 = [h(F\rho)^{-1}]^{1/2};$$

h – коэффициент жесткости; I – момент инерции балки.

Метод статической стабилизации. Состоит в формировании в одной из рабочих камер постоянно действующей силы сжатого воздуха.

Метод вибропоглощающих теплоизолирующих материалов. Основан на применении различного

типа высокорастяжимых текстурированных (*textura*, *лат.*) нитей.

Метод звукоограждающих конструкций [8]. Состоит в использовании для подавления аэродинамического шума звукоограждающих конструкций – плоских (изотропных, пористых), плоскопараллельных с упругой прослойкой, экранов (в том числе перфорированных и с резонаторами Гельмгольца) [10 – 14]. Основан на использовании нелинейностей и резонансных эффектов.

В условиях повышенных уровней звукового давления (выше 150 дБ) эффективным изолятором представляется конструкция в виде двух коаксиальных цилиндров [10]. Наружный имеет равное количество продольных (на боковой) и радиальных (на торцевой поверхности) сквозных прорезей заданных типоразмеров. Оба цилиндра разделены воздушным пространством. В месте крепления к основанию между ними устанавливается прокладка с большим внутренним поглощением, например, резиновая, позволяющая исключить взаимное влияние поверхностей.

При воздействии интенсивного звукового давления на наружный цилиндр, около 5 ... 7 % энергии акустического излучения (в зависимости от суммарной площади прорезей и частоты падающей волны) проходит в межцилиндровую резонансную полость и падает на внутренний цилиндр. Часть энергии передается далее внутрь, другая, отражаясь, попадает на внутреннюю поверхность наружного цилиндра, создавая тем самым противодействие аэродинамическому шуму. Наружный цилиндр, таким образом, 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.

Предлагаемая техническая реализация не исключает комплексного подхода в сочетании с другими методами изоляции – активными и компенсационными.

Выводы

С точки зрения простоты конструкции и технической реализации, равно как и экономических затрат, пассивные методы борьбы с шумом и вибрацией имеют неоспоримое преимущество перед активными методами и компенсационными. Вместе с тем решение каждой задачи изоляции может идти своим путем, с привлечением тех или иных методов и средств.

Перспективным направлением дальнейших исследований, по мнению авторов, является использование нелинейных эффектов, в том числе и резонансных, с привлечением нейросетей. Это позволит создавать ограждающие системы более гибкими по своим качествам и условиям эксплуатации.

Литература

1. Шубов Н.Г. Шум и вибрация электрических машин. – Л.: Энергоатомиздат, 1986. – 208 с.
2. Борьба с шумом на производстве: Справочник / Е.Я. Юдин, Л.А. Борисов, Н.В. Горенштейн и др.; под общ. ред. Е.Я. Юдина. – М.: Машиностроение, 1985. – 400 с.
3. Вайнберг Д.В. Справочник по прочности, устойчивости и колебаниям пластин. – К.: Будивельник, 1973. – 488 с.
4. Заборов В.И. Теория звукоизоляции ограждающих конструкций. – М.: Стройиздат, 1969. – 179 с.
5. Справочник по динамике сооружений / Под ред. Б.Г. Коренева и И.М. Рабиновича. – М.: Стройиздат, 1972. – 512 с.
6. Карачун В.В. О колебаниях пластин при акустическом нагружении // Прикл. механика. – 1988. – Т. 24, № 11. – С. 84 – 91.
7. Cremer L., Heckl M. Körperschall. – Springer – Verlag, 1967. – 498 p.
8. Дидковский В.С., Карачун В.В., Заборов В.И. Проектирование ограждающих конструкций с оптимальными звуко- и виброизоляционными свойствами. – К.: Будивельник, 1991. – 121 с.
9. Heckl. Die Gchaalldammung von homogenen einfachwänden endlicher Flanch // Acustica. – 1960. – 10. – S. 2.
10. Патент 39599А, Україна, G10К 11/16. Шумозахисний кожух / В.В. Карачун, М.С. Тривайло, В.М. Мельник. – 2000116168. – Заявл. 01.11.2000. Опубл. 15.06.2001. – Бюл. № 5. – 1 с.
11. Патент 39600А, Україна, G10К 11/00. Шумозахисний екран / В.В. Карачун, М.С. Тривайло, В.М. Мельник. – 2000116170. – Заявл. 01.11.2000. Опубл. 15.06.2001. – Бюл. № 5. – 1 с.
12. Патент 40306А, Україна, G10К 11/00. Шумозахисний екран / В.В. Карачун, М.С. Тривайло, В.М. Мельник. – 2000116809. – Заявл. 29.11.2000. Опубл. 16.07.2001. – Бюл. № 6. – 1 с.
13. Патент 39653А, Україна, G10К 11/00. Глушник шуму газового струменя / В.В. Карачун, М.С. Тривайло, В.М. Мельник. – 2000116810. – Заявл. 29.11.2000. Опубл. 15.06.2001. – Бюл. № 5. – 1 с.
14. Патент 50624А, Україна, МПК5 G10К 11/16. Шумозахисний екран / М.С. Тривайло, В.В. Карачун, О.В. Петрик. – 2002031935. – Заявл. 11.03.2002. Опубл. 15.10.2002. – Бюл. № 10. – 1 с.

Поступила в редакцию 30.05.2005

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Л.М. Рьжков, Национальный технический университет Украины "КПИ", Киев.