

К ВОПРОСУ ОБ ОБЕСПЕЧЕНИИ ШУМОВОЙ И ВИБРАЦИОННОЙ БЕЗОПАСНОСТИ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ МАШИН И УСТАНОВОК

© 2010 А.В. Васильев

Тольяттинский государственный университет

Поступила в редакцию 14.12.2010

Рассматриваются энергетические машины и установки как основные источники шума и вибрации. Предлагаются подходы к обеспечению шумовой и вибрационной безопасности энергетических машин и установок, в том числе на основе разработанных автором конструктивных решений.

Ключевые слова: шум, вибрация, безопасность, расчет, снижение, энергетические машины, энергетические установки

1. ВВЕДЕНИЕ

В условиях современного города на человека и окружающую среду воздействует ряд негативных факторов. Среди них – шум и вибрация.

Уровень шума в городах возрастает ежегодно в среднем на 0,5-1,0 дБА в год, при этом негативному шумовому воздействию в условиях современного города подвергается каждый второй горожанин [5]. Эта тенденция сохраняется, несмотря на ужесточение норм по шуму. Через волокна слуховых нервов раздражение шумом передается в центральную и вегетативную нервные системы, а через них воздействует на внутренние органы, приводя к значительным изменениям в функциональном состоянии организма, влияет на психическое состояние человека, вызывая чувство беспокойства и раздражения, повышенную психическую утомляемость, вызывая тем самым ухудшение здоровья человека.

Не менее опасно негативное воздействие вибрации, вызывающей профессиональное заболевание (виброблезнь) и оказывающей существенное влияние на надежность, долговечность, производительность и другие параметры при эксплуатации машин, технологического оборудования и присоединенных механических систем.

В целом можно говорить о проблеме обеспечения шумовой и вибрационной безопасности урбанизированных территорий.

Анализ существующей литературы и научных статей [3-6], а также собственные исследования автора [1, 2, 7 и др.] позволяют утверждать, что в настоящее время стационарные и передвижные энергетические машины и установки являются основным источником виброакустического неблагополучия городов. Так, интенсивное акустическое излучение создают энергетические установки, выбрасывающие в окружающую

среду газоздушные смеси: силовые установки автотранспортных средств, компрессорные установки, воздухоудвки, стационарные двигатели внутреннего сгорания, системы вентиляции и др.. Воздействие вибрации на энергетические установки и присоединенные трубопроводные системы может вызвать целый ряд негативных последствий: разрушение деталей и узлов энергетических установок и трубопроводов, соединений трубопроводов и аппаратов, нарушение герметичности уплотнений и др. Следует отметить, что аварии, связанные с разрушением трубопроводов энергетических установок, имеют тенденцию к росту и вызывают другие опасные последствия, например, пожары, аварийные разливы нефти и др.

В настоящей работе рассматриваются вопросы обеспечения шумовой и вибрационной безопасности при проектировании и эксплуатации энергетических машин и установок.

2. МОДЕЛИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ ШУМА И ВИБРАЦИИ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ МАШИН И УСТАНОВОК

Основные методы моделирования и расчета шума и вибрации энергетических установок можно свести к следующим: численные, аналитические, статистический анализ энергии.

Возможности **численных методов** (метод конечных элементов, метод граничных элементов, их комбинация и др.), несомненно, велики. Алгоритмы, базирующиеся на методах гибридных решений, как, например, комбинации конечных элементов и граничных элементов и позволяют осуществлять очень эффективное и точное численное прогнозирование электроакустических преобразователей, а также акустического излучения и проблем рассеивания. Наиболее известным коммерческим программным обеспечением, базирующимся на численных методах, является программное обеспечение "SYSNOISE", разработан-

Андрей Витальевич Васильев, доктор технических наук, профессор, директор института химии и инженерной экологии. Email: avassil62@mail.ru

ное компанией "Numerical Integration Technologies". Его использование позволяет осуществлять виброакустический дизайн самых разнообразных конструкций систем, включая также гасители колебаний энергетических установок. Однако такое моделирование и программное обеспечение довольно дорогостояще и зачастую недоступно. Поэтому они используются только для таких конструкций энергетических машин и установок, где доминирует трехмерное представление.

Метод конечных элементов является наиболее широко используемым. Высокая "технологичность" метода позволила создать на его основе ряд промышленных систем стандартных программ решения краевых задач, в частности задач теории упругости. При использовании таких систем не требуется знание теории численных методов и тонкостей программирования. Для моделирования распространения акустических волн имеются стандартные методы конечных элементов, при использовании которых моделируемая структура разделяется на конечное число дискретных элементов простой геометрической формы (например, шестиугольник или тетраэдр). В пределах этих конечных элементов потенциальное поле скорости вычисляется интерполяцией от потенциала скорости на "вершинах", так называемых "узлах". Объединение этого подхода с вариаци-

онной формулировкой основополагающего частного дифференциального уравнения даёт систему обычных дифференциальных уравнений, которая, в свою очередь, приводит к линейной алгебраической системе уравнений. Для моделирования безграничных областей разработаны так называемые бесконечные элементы.

Для многочисленных проблем акустического дизайна энергетических машин и установок области и границы довольно сложны. С другой стороны, многомодовая модель граничных элементов может помочь определить эффект снижения шума и вибрации при использовании тех или иных звуко- и вибропоглощающих материалов и выбрать наиболее оптимальное решение для снижения шума и вибрации. Например, метод граничных элементов позволяет определить размеры и расположение отверстий в моторном отсеке ДВС (в том числе при наличии активного источника), оценить и оптимизировать акустическое излучение в пространстве моторного отсека. Таким образом, метод граничных элементов может использоваться для эффективного решения как внутренних, так и внешних акустических проблем ДВС.

В научно-исследовательской лаборатории "Виброакустика, экология и безопасность жизнедеятельности" Тольяттинского государствен-

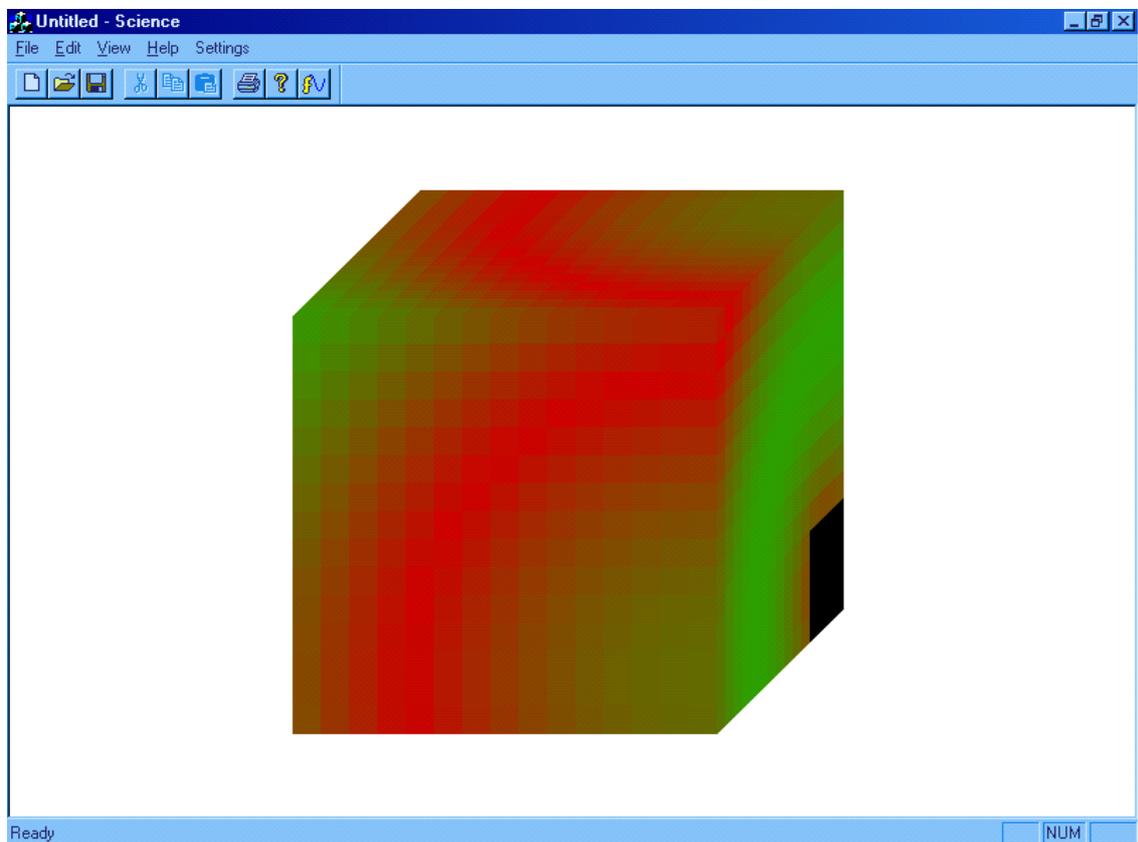


Рис. 1. Пример расчета звукового поля в емкости моторного отсека ДВС с использованием метода граничных элементов

ного университета разработан ряд математических моделей и основанное на них программное обеспечение по виброакустическому дизайну энергетических машин и установок с использованием численных методов. В качестве примера на рис. 1 показан разработанный с помощью метода граничных элементов тестовый вариант программы расчета звукового поля в закрытом кубе со стороной 1,5 метра, имитирующем емкость моторного отсека ДВС, при расчете для основной частоты 100 Гц.

Метод совместного использования конечных и граничных элементов позволяет значительно расширить возможности численных методов для моделирования и расчета шума и вибрации энергетических машин и установок. Так, при раздельном использовании методов конечных и граничных элементов принято, что они моделируют только акустическую среду. В этом случае звуковые волны главным образом вызваны поверхностью вибрирующей структуры, на которую не воздействует присутствие среды (несоединенное вычисление). Во многих случаях, однако, структурным взаимодействием среды (например, при гибких структурах) нельзя пренебрегать. В этом случае должно быть произведено совместное вычисление, при котором механическая и акустическая проблемы должны изучаться совместно путем одновременного решения структурных и акустических уравнений.

Передача и излучение колебаний давления в газодинамических системах энергетических установок (например, систем впуска и выпуска ДВС) в низкочастотном диапазоне, а также параметры гасителей пульсаций могут быть эффективно описаны с помощью **аналитической** одномерной (линейной) модели, основанной на методе электроакустических аналогий и использовании матричной системы четырехполюсников.

Расчет газодинамических колебаний давления в газопередающих системах энергетических установок сводится к решению уравнений неустановившегося движения газа в прямой трубе постоянного сечения. Аналитическое исследование процессов в подобных системах оказывается не только сложным, но и трудоемким, поэтому целесообразно использование теории подобия и моделирования.

Для области низкочастотного звука и вибрации во многих случаях достаточным оказывается одномерное аналитическое моделирование, что делает разработку моделей и последующий анализ достаточно простыми и в то же время эффективными. Однако следует иметь в виду, что такой подход применим не во всех случаях. Кроме того, в ряде случаев необходимо учитывать свойства реальных газов.

Проведем оценку амплитуд и частот колебаний газа в газодинамической системе энергетической установки (на примере газообмена ДВС). Время присоединения цилиндра ДВС к газоводу (впускному коллектору или выпускной трубе) зависит от отношения давления в цилиндре (ε), но всегда меньше половины периода колебаний (время одного оборота вала для цилиндра простого действия). При $\varepsilon = 4$ время присоединения цилиндра к газоводу (продолжительность открытия клапана) не превышает 40% периода. Скорость газа в граничном с цилиндром сечении газовода без учета влияния работы клапанов и газовой полости меняется по закону:

$$\omega(t,0) = \frac{F_n}{S} R_K \omega \left(\sin \omega t + \frac{\lambda_K}{2} \sin 2\omega t \right), \quad (1)$$

где F_n – площадь поршня;
 S – площадь трубы;
 R_K – радиус кривошипа;
 ω – круговая частота;
 λ_K – отношение длины шатуна к радиусу кривошипа;
 t_0 – момент открытия клапана;
 t_3 – момент закрытия клапана;
 $t - t_0 \leq t \leq t_3$.

При разложении в ряд Фурье этого импульса величины начальных гармонических составляющих колебаний и средней составляющей скорости оказываются одного порядка. В случае резонанса и резкого увеличения интенсивности колебаний амплитуда динамической составляющей скорости оказывается больше средней. Такие условия могут возникать и при сложении амплитуд нескольких гармоник. Поэтому в отдельные моменты времени на некоторых участках системы газообмена направление движения потока может меняться.

Относительную амплитуду колебаний давления газа в системе газообмена на основании экспериментальных данных, полученных в ряде работ (например, 48, 50 и др.), принимаем равной:

$$A_p = \frac{P}{p_0} = 0,01 \div 0,25, \quad (2)$$

Если, значительно занижая амплитуды колебаний скорости, использовать для определения параметров колебаний потока линейную модель $p = \rho \cdot c \cdot \omega$, то:

$$A_\omega = \frac{\omega}{c} = \frac{P}{K p_0} = 0,01 \div 1,13, \quad (3)$$

где K – показатель амплитуды,
 c – скорость звука.

При $A_\omega \geq 0,01$ амплитуды колебания газа считаются большими и на распространение волн

существенное влияние оказывают нелинейные диссипативные и конвективные члены в уравнении движения. Если же $A_\omega \leq 0,01$, то амплитуды колебаний малы, и колебания можно считать акустическими.

Теплообмен с окружающей средой может оказывать заметное влияние на амплитуды колебаний и при более точном расчете колебательных газодинамических процессов в газодинамических системах энергетических установок необходимо оценивать это влияние.

Для оценки частоты колебаний при наличии тепловых взаимодействий используется модифицированный критерий Био, согласно которому в качестве характерного размера принято отношение скорости a_ω распространения возмущения в металле к круговой частоте ω .

Если принять коэффициент теплопроводности материала труб $\lambda_\omega = 40...70$ Вт/мК, коэффициент теплопередачи $a = 100...200$ Вт/мК, $a_\omega = 5100$ м²/с и $\omega = 40...300$ с⁻¹, то

$$Bi^* = \frac{a}{\lambda_\omega} \sqrt{\frac{a_\omega}{\omega}} = 0,2 \div 0,6. \quad (4)$$

Если $Bi^* = 0,01$, то колебания газа являются низкочастотными, а колебания температуры теплообменной поверхности и среды будут синхронными.

Таким образом, при точном расчете газодинамических колебательных процессов в системах газообмена энергетических установок необходимо учитывать, что относительные амплитуды возмущения скорости не малы, наличие средней составляющей приводит к турбулизации всего потока, газ не является идеальным, а теплообменом можно приводить к существенному изменению параметров колебаний.

3. КЛАССИФИКАЦИЯ МЕТОДОВ И СРЕДСТВ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ШУМОВОЙ И ВИБРАЦИОННОЙ БЕЗОПАСНОСТИ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ МАШИН И УСТАНОВОК

Классификация методов и средств обеспечения шумовой и вибрационной безопасности при проектировании и эксплуатации энергетических машин и установок является достаточно разветвленной и многообразной. Так, по отношению к защищаемому объекту все средства подразделяются на средства индивидуальной и средства коллективной защиты. Основным является использование коллективных средств защиты от шума и вибрации, которые можно подразделить на:

- снижающие шум и вибрацию в источнике образования;
- снижающие шум и вибрацию по пути от

источника к точке наблюдения или расчётной точке.

В свою очередь, снизить шум и вибрацию в источнике можно двумя основными способами:

- 1) снижением силового воздействия;
- 2) уменьшением звукоизлучающей (виброактивной) способности элементов источника.

В работе [1] отмечается, что всё многообразие средств защиты от шума (кроме применяемых для снижения шума в источнике образования) основано на очень простых принципах: поглощение звука (звуковой вибрации), отражение или комбинации этих двух принципов, а зависимости от принципа действия методы защиты от шума и звуковой вибрации делятся на следующие: звукоизоляция, звукопоглощение, виброизоляция, вибропоглощение, глушители шума.

Широкое использование звукоизолирующих конструкций связано со следующими обстоятельствами. Первое – звукоизоляция едва не самый дешёвый из всех видов шумозащиты. Второе – звукоизолирующие конструкции очень эффективны в высоко- и среднечастотном диапазоне. Однако для снижения низкочастотного шума, как показано в ряде работ, использование звукоизолирующих конструкций зачастую недостаточно. Наиболее распространённым средством борьбы с низкочастотным шумом является использование глушителей.

Глушители шума играют важную роль как в снижении внешнего шума силовых и энергетических установок вообще, так и автомобильных ДВС в частности. Они являются обязательным штатным средством, устанавливаемым в газо-выпускных трактах двигателей внутреннего сгорания (ДВС). Широко применяются глушители в системах вентиляции, на всасывании ДВС и компрессоров, в системах выпуска пневмоинструмента и промышленных установок с пневмосистемами, в воздухозаборном и выпускном тракте газотурбинных установок и пр. Насчитываются десятки типов конструкций глушителей шума.

В зависимости от характера среды в глушителях их можно условно подразделить на два больших класса, конструкции в каждом из которых имеют принципиальное отличие, [1]:

1) собственно глушители (акустические фильтры) – устройства, которые снижают энергию звука путём его отражения, поглощения или интерференции (скорость газового потока не превышает 60 м/с);

2) гасители энергии газового потока (глушители потока газов), обеспечивающие снижение энергии звука путём уменьшения скорости потока, температуры, давления и других параметров потока газа, снижая генерируемую потоком звуковую энергию (скорость газового потока выше 60 м/с).

Глушители шума подразделяются по принципу действия на диссипативные, реактивные, комбинированные, активные и гибридные.

Наибольшую известность получили диссипативные глушители (трубчатые или пластинчатые), содержащие каналы, облицованные звукопоглощающим материалом. Это глушители абсорбционного типа, где звуковая энергия превращается в тепло в слое звукопоглощающего материала. Внутренняя труба у таких глушителей изготавливается из перфорированного листового материала. Применение таких глушителей ограничено высокой стоимостью набивки, ее засоряемостью и выгоранием в процессе эксплуатации и пр.

Реактивные глушители отражают звук за счет образования “волновой пробки”, затрудняющей передачу акустических колебаний, [2]. Они делятся на камерные, резонаторные, интерференционные и др. В реактивных глушителях эффект заглушения достигается преимущественно за счет отражения звуковой энергии обратно к источнику. Они эффективны для снижения шума в узких частотных полосах и на тональных составляющих. Простейшие реактивные глушители – это глушители типа расширительных камер и резонансные глушители в виде камер или в виде узких отростков, длина которых равна $1/4$ длины волны заглушаемого звука. Такие глушители, настроенные на частоты наиболее интенсивных составляющих путем соответствующего расчета размеров элементов глушителей (объема камер, площади отверстий и т. д.), обеспечивают значительное снижение шума (до 30 дБА).

В комбинированных глушителях используются как свойство звукопоглощения, так и свойство отражения звуковой энергии. Примером комбинированного глушителя может служить камерный глушитель, внутренняя поверхность стенок которого облицована звукопоглощающим материалом.

В последнее время все большее применение получают активные глушители шума, принцип действия которых заключается в формировании звукового сигнала той же амплитуды и частоты, что и нежелательный звук, но противоположного по фазе, и гибридные (активно-пассивные). Активная компенсация основана на принципах суперпозиции и интерференции - наложения в пространстве (на поверхности) двух или нескольких звуковых (вибрационных) волн, при котором в разных точках пространства (поверхности) получается ослабление результирующей волны.

Активная компенсация звука и вибрации обладает рядом достоинств, но в то же время сложна в эксплуатации, сравнительно дорога. Значи-

тельным фактором, сдерживающим промышленное применение систем активной компенсации, является воздействие внешних источников на ее работу (маскирующих помех посторонних акустических источников, термо-пыле-вибронгруженности внешней среды, повышенное статическое и динамическое давление и пр.), что отражается на надежности и долговечности их работы.

Гибридные глушители шума объединяют как активные, так и пассивные методы.

Выбор того или иного типа глушителя определяется рядом факторов, и прежде всего характером генерируемого шума. Так, для снижения шума всасывания компрессоров ротационного действия, носящего высокочастотный характер, целесообразно использовать абсорбционные глушители, так как звукопоглощающие материалы наиболее эффективны в высокочастотном диапазоне. Применение таких глушителей во всасывающем тракте поршневых машин будет уже малоэффективным и неэкономичным ввиду быстрого разрушения звукопоглощающего материала под действием пульсирующего потока газа. Для снижения средне- и высокочастотного шума компрессорных и вентиляционных установок широко используют глушители реактивного и комбинированного типа. Что касается низкочастотных шумов, то здесь использование реактивных глушителей не всегда возможно ввиду необходимых их больших габаритов. Так, для низкооборотных поршневых компрессоров реактивный глушитель шума, настроенный на подавление тактовой частоты, должен достигать размеров, превышающих габариты самого компрессора. Это побудило исследователей к поиску конструкций небольших по габаритам, но достаточно эффективных для подавления низкочастотных составляющих шума.

Следует отметить, что снижение низкочастотного шума и вибрации энергетических машин и установок традиционно является трудной и дорогостоящей задачей и во многих случаях неосуществимо ввиду наличия длинных акустических волн. Если рассматриваются только средства пассивного подавления, то эти длинные волны обуславливают необходимость использовать большие глушители и тяжелые ограждения для снижения шума, а также очень мягкие системы изоляции и/или дорогостоящие методы структурного гашения (включая использование вибропоглотителей) для снижения вибрации. Все это заставляет исследователей и практиков искать и внедрять другие подходы к снижению низкочастотного шума и вибрации. В настоящее время к одним из наиболее перспективных относится метод активной компенсации шума и вибрации.

Таблица 1. Методологические основы классификации методов снижения вибрации энергетических установок присоединенных механических систем

№	Критерии классификации	Типы классификации	Примеры
1.	Общий подход к снижению вибрации энергетических установок	Снижение в источнике возникновения Снижение на путях распространения Индивидуальные средства защиты	Гасители пульсаций шума Виброзащитные покрытия Виброзащитные перчатки
2.	Пространственная разновидность снижения вибрации энергетических установок	1.1. Одномерное распространение вибрации; 1.2. Двухмерное распространение вибрации 1.3. Трехмерное распространение вибрации 1.3.1. Снижение внутри огражденного объема; 1.3.2. Снижение на открытом пространстве	Гасители вибрации трубопроводов компрессоров Снижение вибрации на поверхности энергетической установки или фундамента помещения Снижение вибрации, генерируемой ДВС, внутри пассажирского салона автомобиля Снижение вибрации энергетических установок на открытом пространстве урбанизированной территории
3.	Периодичность генерации вибрации энергетических установок	Периодическая Непериодическая	Глушители шума впуска и выпуска поршневых машин Акустическое экранирование низкочастотного транспортного шума
4.	Энергетический критерий	Пассивные Активные (адаптивные и неадаптивные) Гибридные (активно-пассивные)	Виброизоляция Активные виброизолирующие опоры Гибридный резонатор Гельмгольца
5.	Комплексность снижения вибрации энергетических установок от различных источников	Снижение вибрации одиночного источника Снижение вибрации нескольких источников Комплексное снижение вибрации	Глушитель шума выпуска автомобильного ДВС Глушитель шума выпуска и впуска автомобильного ДВС Устройства комплексного снижения вибрации автомобильного ДВС
6.	Разновидность спектра источника вибрации	Широкополосная вибрация Узкополосная (тональная) вибрация	Демпферы вибрации Резонаторы
7.	Вид энергетической установки	Энергетические установки отдельных транспортных средств Вибрация стационарных энергетических установок Низкочастотная вибрация трубопроводных систем энергетических установок	Снижение низкочастотного звука и вибрации в кабине водителя и пассажирском салоне транспортного средства Виброизолирующие опоры Гасители пульсаций давления газового потока, виброгасящие опоры

Таблица 2. Методологические основы классификации методов снижения низкочастотного звука энергетических машин и установок на основе активной и гибридной компенсации

№	Критерии классификации	Типы классификации	Примеры
1	2	3	4
1.	Общий подход к снижению низкочастотного звука энергетических машин и установок	Снижение в источнике возникновения Снижение на путях распространения Индивидуальные средства защиты	Глушители шума Акустические экраны Электродинамические активные наушники
2.	Пространственная разновидность снижения низкочастотного звука энергетических машин и установок	1.1. Одномерное распространение звука (газоводы); 1.2. Двухмерное распространение звука (плоские поверхности) 1.3. Трехмерное распространение звука 1.3.1. Снижение внутри огражденного объема; 1.3.2. Снижение на открытом пространстве	Активные и гибридные системы компенсации низкочастотного звука в каналах вентиляционных систем Активная компенсация низкочастотного звука, распространяющегося через окна внутрь помещений Активная компенсация низкочастотного звука, генерируемого ДВС, внутри пассажирского салона автомобиля Снижение низкочастотного звука энергетических машин и установок на открытом пространстве урбанизированной территории с использованием гибридных шумозащитных экранов
3.	Периодичность генерации низкочастотного звука энергетических машин и установок	Периодические Непериодические	Активные глушители шума выпуска и выпуска поршневых машин Акустическое экранирование низкочастотного транспортного шума
4.	Энергетический критерий	Пассивные Активные (адаптивные и неадаптивные) Гибридные (активно-пассивные)	Звукоизоляция Активные глушители Гибридный глушитель шума выпуска автомобильного ДВС
5.	Комплексность снижения звука энергетических машин и установок от различных источников	Снижение низкочастотного звука одиночного источника Снижение низкочастотного звука нескольких источников Комплексное снижение низкочастотного звука	Активный глушитель шума выпуска автомобильного ДВС Активный глушитель шума выпуска и выпуска автомобильного ДВС Устройства комплексного снижения низко-частотного звука автомобильного ДВС на основе активной и гибридной компенсации

Таблица 2. Методологические основы классификации методов снижения низкочастотного звука энергетических машин и установок на основе активной и гибридной компенсации (окончание)

1	2	3	4
6.	Разновидность спектра источника низкочастотного звука и вибрации	Широкополосный шум Узкополосный (тональный) шум	Снижение шума внутри зданий путем использования источников активной компенсации в сочетании со звуко-изоляцией и звуко-поглощением Активные глушители шума основной частоты и максимальных кратных гармоник спектра шума систем выпуска и выпуска автомобильных ДВС
7.	Вид энергетической установки	Энергетические установки отдельных транспортных средств Низкочастотный шум транспортных потоков Низкочастотный звук стационарных энергетических установок	Активная компенсация низкочастотного звука в кабине водителя и пассажирском салоне транспортного средства Активные глушители аэродинамического шума энергетических установок Активные и гибридные системы компенсации низкочастотного звука в каналах вентиляционных систем

Методологические основы классификации методов снижения вибрации энергетических установок присоединенных механических систем систематизированы в табл. 1, методологические основы классификации методов снижения низкочастотного звука энергетических машин и установок на основе методов активной и гибридной компенсации – в табл. 2.

4. ТЕХНИЧЕСКИЕ РЕШЕНИЯ ПО СНИЖЕНИЮ ШУМА И ВИБРАЦИИ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ МАШИН И УСТАНОВОК

Пассивная компенсация шума и вибрации

Для снижения шума энергетических машин и установок, в том числе в низкочастотном диапазоне, с использованием пассивной компенсации настоящее время всё еще предпринимаются значительные усилия. При этом одни исследователи используют новые материалы, а другие используют традиционные материалы более эффективным путём, например, чтобы поглощать энергию более эффективно. Например, на международном симпозиуме “Шум и вибрация на транспорте”, г. Санкт-Петербург, 2004 г. И.И. Боголепов вернулся к вопросу использования вакуумной

звукоизоляции, которая долгие годы считалась недостаточно эффективной. Он представил результаты исследований, проведенных с использованием технологий изготовления вакуумных конструкций, контроля вакуума и электронных средств измерения звукоизоляции. В области низких частот вакуум даже при наличии мощного звукового мостика по контуру панели увеличил звукоизоляцию массивной конструкции на 6-12 дБ. Звукоизоляция на самых низких частотах стала больше, чем на самых высоких частотах. Этот результат дал импульс для разработки конструкций с большой звукоизоляцией в области низких частот за счет увеличения их жесткости, а не массы, как это делалось традиционно ранее.

Для снижения вибрации энергетических машин и установок под руководством автора разработана и апробирована универсальная виброизолирующая опора с регулируемыми параметрами гашения вибраций, такими как степень виброизоляции опоры и максимальная статическая нагрузка, удовлетворяющая всем требованиям виброизоляции. Общий вид разработанной конструкции универсальной виброизолирующей опоры показан на рис. 2.

Спроектированная конструкция виброизолирующей опоры обладает следующими параметрами:

- Рекомендуемая максимальная статическая нагрузка: $F_{10\%} = 2200 \text{ Н}$;
- Рекомендуемая минимальная статическая нагрузка: $F_{10\%} = 1000 \text{ Н}$;
- Максимальная динамическая нагрузка при максимальной статической нагрузке: $F_{20\%} = 4300 \text{ Н}$;
- Максимальная динамическая нагрузка при минимальной статической нагрузке: $F_{20\%} = 2500 \text{ Н}$;
- Статическая деформация рабочего тела: $s=3,7-7 \text{ мм}$;
- Длина рабочего тела: $h=37-70 \text{ мм}$;
- Частота колебаний изолируемого объекта при степени изоляции более 50%: 600-4000 1/мин.

Уникальность данной опоры состоит в том, что ее конструкция позволяет регулировать степень демпфирования, максимальную рабочую нагрузку и статическую деформацию виброизолирующей опоры благодаря регулировочной гайке, которая, выкручиваясь, изменяет рабочую поверхность демпфера (в нашем случае изготовленную из акрилонитрилбутадиенкаучука (NBR)), в результате чего изменяются вышеперечисленные параметры.

Разработанная конструкция виброизолирующей опоры обеспечивает высокую степень виброизоляции, что позволяет снизить влияние вибрации на энергетическую установку и повысить надежность и долговечность ее эксплуатации, а также производительность работы.

Вторая разработанная конструкция виброизолирующей опоры показана на рис. 3. Здесь синим цветом, обозначен каучук, серым – стальной сердечник-валик, красной стрелкой обозна-

чены, залитые в резине, стальные стаканчики. Желтым цветом обозначен корпус из стали, который прессуется из трубы и приваривается к основанию.

Активная и гибридная компенсация шума и вибрации

Автором разработан ряд компактных помехозащищенных устройств активной компенсации шума и вибрации энергетических машин и установок, использование которых может быть эффективным средством борьбы с низкочастотными шумами и вибрациями. Промышленное применение разработанных конструкций возможно в самых различных отраслях: машиностроение, энергетика, химическая промышленность и др., в частности, в силовых установках, пневмосистемах промышленных предприятий, в двигателях внутреннего сгорания и др.

Помехозащищённая конструкция активного компенсирующего источника, выполненного в виде громкоговорителя, в газовой системе вентиляционной установки показана на рис. 4. Для защиты от воздействия внешних факторов громкоговоритель помещён в помехозащищённый корпус 8. Основным фактором, воздействующим на мембрану громкоговорителя в рассматриваемой системе, будем считать воздействие повышенных уровней статического и динамического давления. Последствием такого воздействия может быть разрыв мембраны и выход из строя громкоговорителя. Для защиты от воздействий повышенных статических давлений в системе предусмотрена дроссельная заслонка 13,

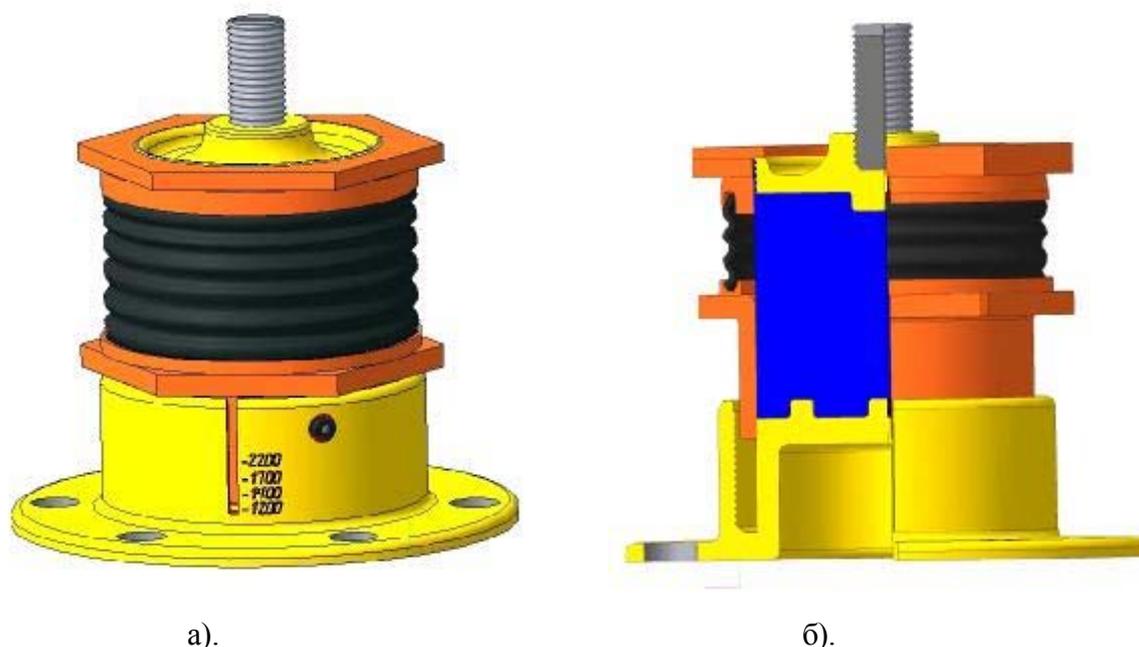


Рис. 2. Общий вид разработанной конструкции универсальной виброизолирующей опоры

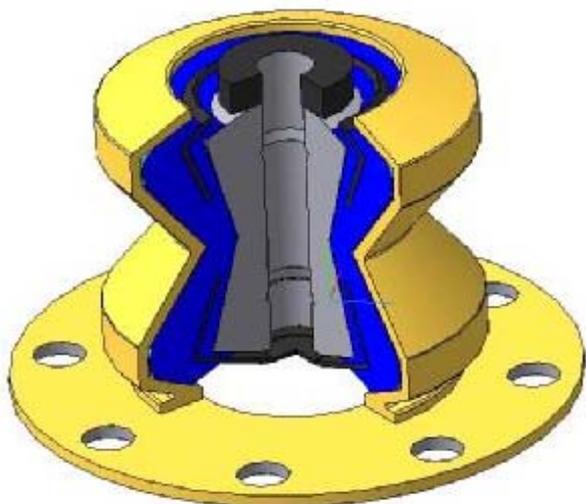


Рис. 3. Общий вид разработанной виброизолирующей опоры с корпусом, привариваемым к основанию

герметично закрывающая сечение газовода, по которому распространяется газовый поток. Для защиты от динамического давления система снабжена датчиком входного сигнала 3, который в случае выхода значений давления газового потока за допустимый верхний предел посылает сигнал на контрольный узел 4, приводящий в действие сервомеханизм 5, шатун которого 6 сдвигает верхнюю пластину металлического защитного слоя. Это приводит к тому, что отверстия 12 верхней пластины сдвигаются относительно нижней, и доступ повышенного давления к мембране и другим элементам громкоговорителя прекращается. Такая конструкция громкоговорителя позволяет снизить воздействие и других факторов рабочей среды (температура,

влажность и др.). Для повышения эффективности при многофункциональной защите система может быть снабжена дополнительными датчиками входного сигнала.

Сущность разработанной автором системы активной компенсации низкочастотного звука в системах газообмена ДВС, содержащей промежуточный патрубок, патент РФ № 2096651 С1, 1997, заключается в том, что формирование компенсирующего сигнала осуществляется через блок управления генератором звука, анализирующий сигнал датчика частоты двигателя. Компенсирующий сигнал необходимой амплитуды и фазы передается через генератор к источнику активной компенсации, выполненному в виде громкоговорителя, который излучает звук в зону среза воздухозаборного патрубка.

Громкоговоритель соединен с зоной излучения у среза воздухозаборного патрубка при помощи дополнительной трубы, для которой выполняется соотношение:

$$l_0 = 0,8 \div 1,2 l_{\text{пром}}, \quad (5)$$

где l_0 – длина дополнительной трубы;
 $l_{\text{пром}}$ – средняя эффективная длина соединительного патрубка между воздухоочистителем и клапаном двигателя:

$$l_{\text{пром}} = \frac{l_1 + l_2 + l_3 + l_4}{4} + l_{\text{общ}}, \quad (6)$$

где $l_{\text{общ}}$ – длина промежуточного патрубка.

Громкоговоритель излучает активный компенсирующий звук в зону, близкую к срезу, охватывающую пространство, радиус которого составляет не более двух-трех диаметров воздухо-

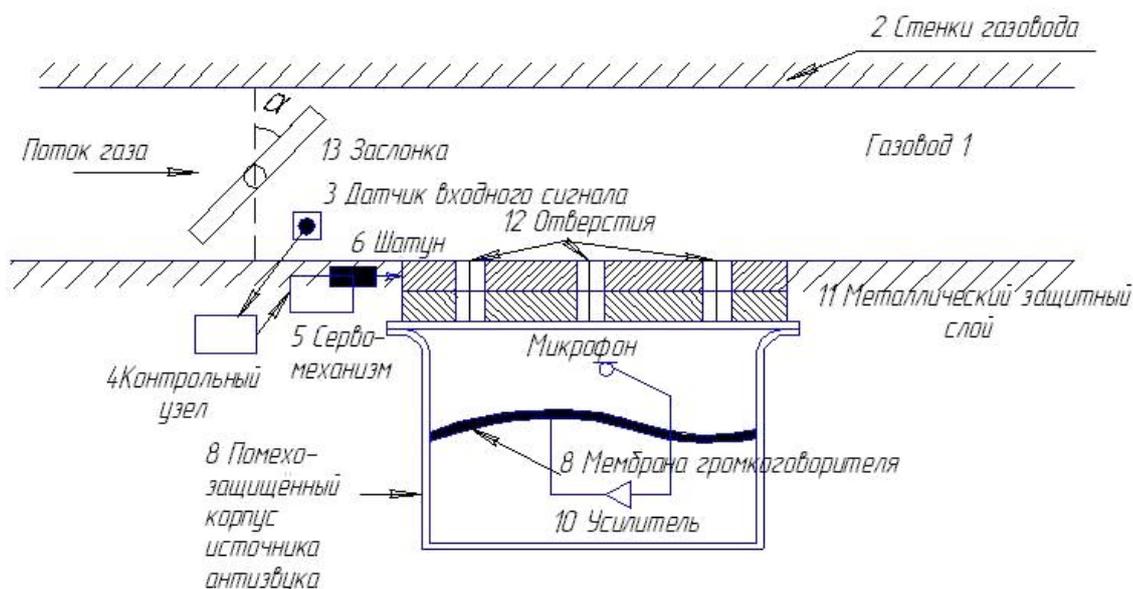


Рис. 4. Устройство помехозащищённой конструкции активного громкоговорителя в газовой системе вентиляционной установки

заборного патрубка или не более $1/12$ от λ , где λ - длина волны заглушаемого звука. При этом мощность звукового генератора будет минимальной, так как уровни звукового сигнала у среза значительно ниже уровней звукового сигнала системы. Конструкция позволяет автоматически следить за физическими характеристиками поступающего в систему воздуха, а частотная зависимость патрубка между микрофоном и излучающим срезом повторяет частотную зависимость коэффициента передачи промежуточного патрубка.

Подача компенсирующего сигнала в зону среза воздухозаборного патрубка осуществляется в зависимости от механического положения дроссельной заслонки двигателя, характеризующегося углом открытия дроссельной заслонки α и уровнем звука у среза впускного патрубка, в частности, при полностью либо почти полностью открытой дроссельной заслонке.

На рис. 5 представлена конструктивная схема предлагаемой системы и показаны соединительные патрубки между воздухоочистителем и клапанами двигателя.

Система впуска ДВС содержит клапана 1-4, соединенные с помощью соединительных патрубков 5-8 и промежуточного патрубка 9 с воздухоочистителем 10 и впускным патрубком 11. Компенсирующий сигнал, излучаемый в зону среза 12 воздухозаборного патрубка, вырабатывается с помощью системы, содержащей трубу 13, громкоговоритель 14, датчик частоты 15 двигателя, дроссельную заслонку 16 с углом открытия α , датчик отключения 17 дроссельной заслонки, и блок управления 18 генератора 19. В систему также могут входить датчик положения 20 дроссельной заслонки 16 и микрофон 21, установленный в зоне среза 12 впускного патрубка 11.

Система работает следующим образом. Переменная составляющая объемного расхода воздуха, обусловленная изменением объемов цилиндров при открытых впускных клапанах 1-4, ослабляется в воздухоочистителе и излучается через срез впускного патрубка 11.

В общем спектре излучения шума впуска четырехтактного двигателя наиболее сильной, как правило, является амплитуда первой гармоники на частоте $f_1 = \frac{n}{30}$, где n - число оборотов коленчатого вала двигателя в минуту. Ослабление уровня звука первой гармоники на впуске, которое обеспечивает предлагаемая система, обуславливает, таким образом, значительное снижение уровня шума впуска в области низких частот ($f = 200 \div 300$ Гц), обладающего наибольшей проникающей способностью.

Для достижения эффекта ослабления необходимо, чтобы амплитуда A_2 компенсирующего сигнала была эквивалентна амплитуде A_1 заглушаемого шума впуска первой гармоники, а фаза φ_2 была противоположной фазе φ_1 . Амплитуда A_2 и фаза φ_2 электрического сигнала, подаваемого на громкоговоритель 14, подбираются экспериментально для различных режимов работы двигателя, т.е. для различных значений частоты f , и вводятся в систему задания сигнала генератора 19. При работе двигателя информация о значении частоты первой гармоники шума впуска поступает от датчика частоты 15 (это может быть датчик частоты оборотов коленчатого вала двигателя либо датчик частоты ходов всасывания и т.д.) на блок управления 18 генератора 19. Генератором задается электрический сигнал с требуемыми для данного значения частоты f амплитудой и фазой, который излучается громкоговорителем 14 через трубу 13 в зону среза 12 впускного патрубка 11. В результате достигается значительный эффект ослабления шума впуска.

Известно, что уровни звука на впуске особенно высоки на режиме разгона, при большом угле открытия дроссельной заслонки двигателя. Поэтому блок управления генератором описываемой системы также связан с дроссельной заслон-

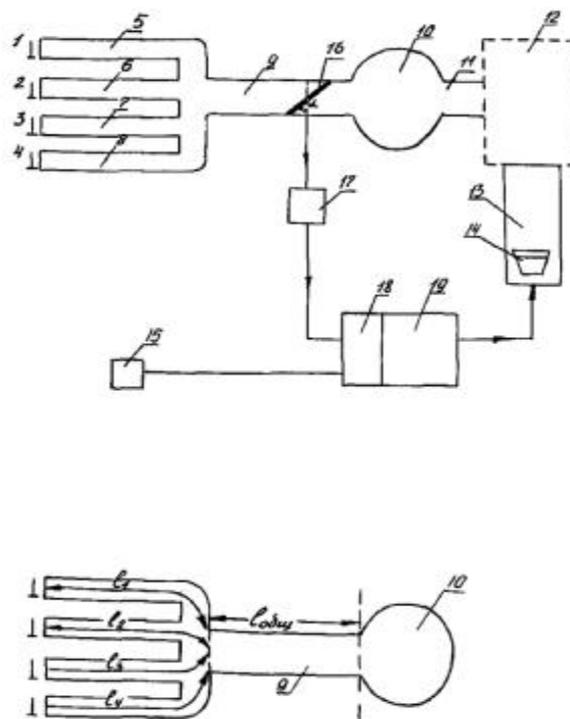


Рис. 5. Конструктивная схема активной компенсации низкочастотного звука в системах газообмена ДВС, содержащая промежуточный патрубок и схема расположения соединительных патрубков между воздухоочистителем и клапанами двигателя

кой 16 через датчик отключения 17 (см. рис. 5). При полностью или почти полностью открытой дроссельной заслонке система работает, при меньших значениях срабатывает датчик отключения, и формирования компенсирующего сигнала не происходит (точное значение угла α может устанавливаться в зависимости от акустических особенностей двигателя). Тем самым значительно повышается экономичность работы системы.

Зависимость от механического положения дроссельной заслонки может использоваться и более широким образом. На рис. 6 показана система формирования компенсирующего сигнала, содержащая датчик положения 20 дроссельной заслонки и микрофон 21, установленный в зоне среза впускного патрубка, передающие информацию об угле открытия дроссельной заслонки и о силе звука в зоне среза в блок управления генератором наряду с сигналом датчика частоты, что позволяет повысить надежность формирования компенсирующего сигнала с требуемыми акустическими характеристиками.

Для защиты от воздействия факторов рабочей среды микрофон может быть установлен в зоне наименьших помех в воздухоочистителе. Конструктивная схема системы активной компенсации шума впуска ДВС, содержащей микрофон, установленный в воздухоочистителе, показана на рис. 7. Здесь: 1-4 – возбудители пульсаций (клапана двигателя); 5-8 – подводящие к цилиндрам патрубки; 9 – промежуточный патрубок; 10 – воздухоочиститель; 11 – воздухозаборный патрубок; 12 – зона компенсации; 13 – приемник звукового давления (микрофон); 14 – инвертирующий усилитель; 15 – адаптивный блок управления формированием компенсиру-

ющего сигнала; 16 – громкоговоритель; 17 – мембрана громкоговорителя; 18 – дополнительный патрубок; 19 – датчик частоты работы двигателя; 20 – дроссельная заслонка; 21 – датчик отключения дроссельной заслонки.

Разработан также ряд других устройств, в том числе активные виброизолирующие опоры.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В представленной работе комплексно рассмотрены проблемы обеспечения шумовой и вибрационной безопасности энергетических машин и установок, включая моделирование и расчетом шума и вибрации, классификацией методов и средств обеспечения шумовой и вибрационной безопасности при проектировании и эксплуатации энергетических машин и установок. Описаны разработанные автором технические решения по снижению шума и вибрации энергетических машин и установок: пассивные, активные и гибридные.

Полученные результаты могут быть использованы и применены в организациях, предприятиях и учреждениях, разрабатывающих и эксплуатирующих стационарные и передвижные энергетические установки (двигатели транспортных средств, насосы, компрессоры, вентиляторы, воздухоудовки, теплообменники, стационарные двигатели и пр.), в том числе в различных отраслях производства (машиностроение, энергетика, химическая промышленность и др.), при транспортировке газов и жидкостей по трубопроводным системам, в жилищно-коммунальном хозяйстве, а также в быту для снижения вибрации и механического шума энергетических установок и присоединенных трубопроводных систем.

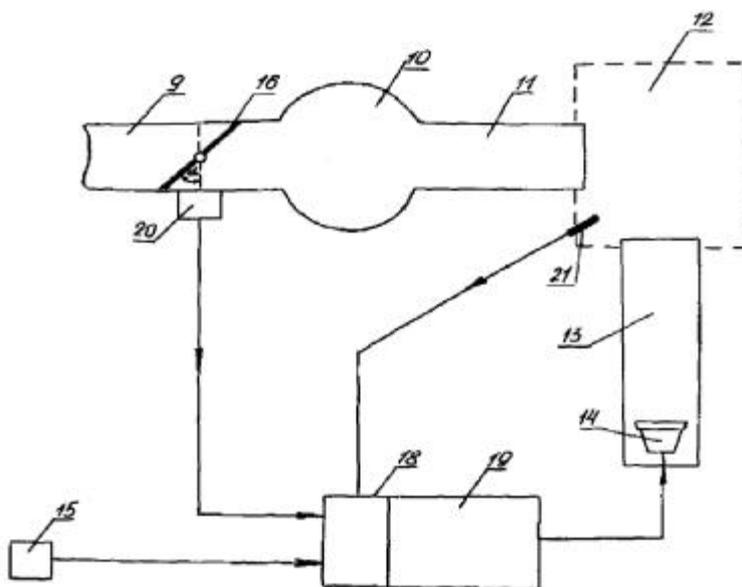


Рис. 6. Система активной компенсации, содержащая микрофон, установленный в зоне среза впускного патрубка воздухоочистителя

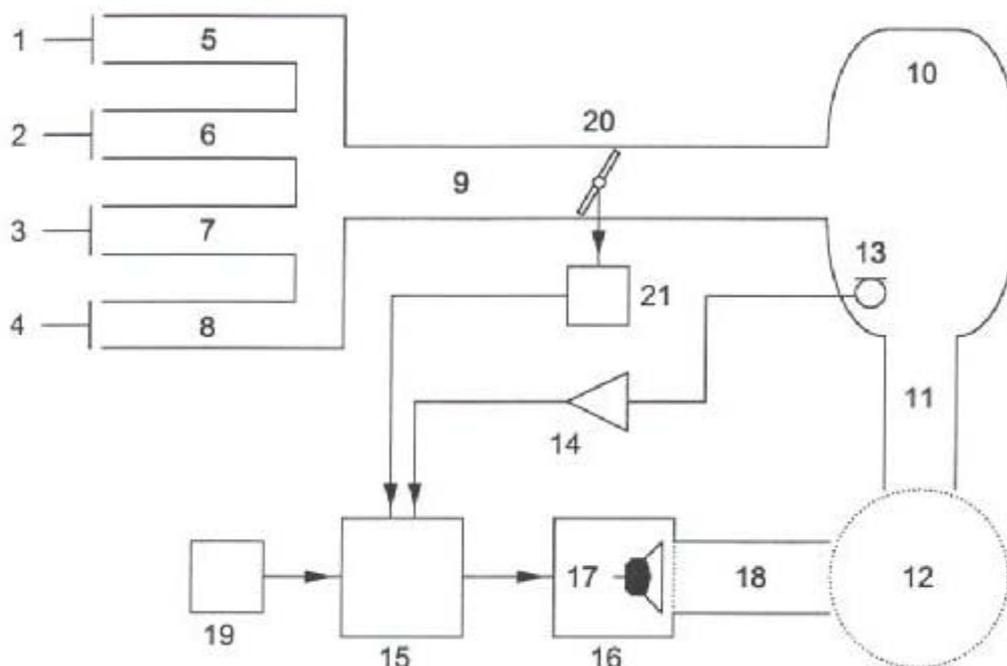


Рис. 7. Система активной компенсации, содержащая микрофон, установленный в зоне наименьших помех в воздухоочистителе

Работа выполнена в рамках мероприятия 1.2.1 “Проведение научных исследований научными группами под руководством докторов наук” направления 1 федеральной целевой программы “Научные и научно-педагогические кадры инновационной России” на 2009 – 2013 годы.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Васильев А.В., Шевченко Д.П. Моделирование, расчет и мониторинг шума транспортных потоков // Известия Самарского научного центра РАН. 2004. Т.6. №2(12). С. 399-407.
2. Васильев А.В. Снижение низкочастотной вибрации трубопроводов энергетических установок // Наука –

- производству. 2004. №8. С. 68-70.
3. Видякин Ю.А., Кондратьева Т.Ф., Петрова Ф.П., Платонов А.Г. Колебания и вибрации в поршневых компрессорах. Л., Машиностроение, 1972. 224 с.
4. Владиславлев А.С., Козобков А.А., Мальшев В.А., Мессерман А.С., Писаревский В.М. Трубопроводы поршневых компрессорных машин. М.: Машиностроение, 1972. 288 с.
5. Иванов Н.И., Никифоров А.С. Основы виброакустики: Учебник для вузов. СПб.: Политехника, 2000. 482 с.: ил.
6. Nelson P.A. and Elliot S.J., 1992, “Active Control of Sound”, Academic Press. London.
7. Vassiliev A.V. Automobile engine low frequency noise reduction by complex using of active noise control method: Proc. of “ISMA 25” the International Noise and Vibration Conference, Leuven, Belgium, September 13-15 2000, Vol.1, pp.37-44.

TO THE QUESTION OF PROVISION OF NOISE AND VIBRATION SAFETY OF ENERGETIC MACHINES AND PLANTS

© 2010 A.V. Vasilyev

Togliatti State University, Russia

Energetic machines and plants are considered as main sources of noise and vibration. Approaches are suggested to achieve noise and vibration safety of energetic machines and plants, including constructive decisions developed by the author of paper.

Key words: noise, vibration, safety, calculation, reduction, energetic machines, energetic plants

Andrey Vasilyev, Doctor of Technical Science, Professor, Director of the Institute of Chemistry and Environmental Engineering. Email: avassil62@mail.ru