

## СНИЖЕНИЕ НИЗКОЧАСТОТНОГО ШУМА И ВИБРАЦИИ СИЛОВЫХ И ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК

© 2003 А.В. Васильев

Тольяттинский государственный университет

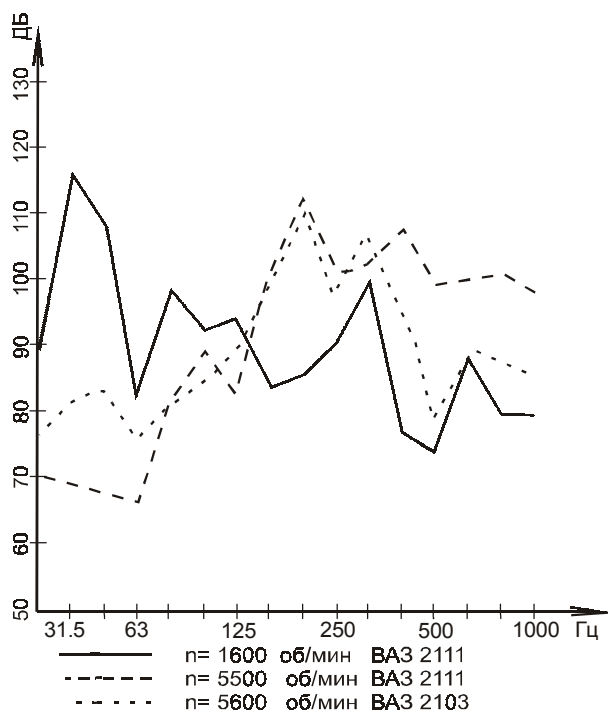
Рассматриваются силовые и энергетические установки как основные источники низкочастотного шума и вибрации. Наиболее распространенным средством борьбы с низкочастотным шумом является использование глушителей, а вибрации – гасителей пульсаций. Описываются разработанные автором конструкции активных глушителей и адаптивных гасителей.

В условиях городской среды наблюдается воздействие самых различных источников шума и вибрации как биотического, так и абиотического характера. При этом наиболее существенное воздействие оказывают антропогенные источники шума и вибрации. Важным фактором виброакустического воздействия на окружающую среду и жилые массивы в условиях современного промышленного города являются производственные предприятия машиностроения, химической промышленности, объекты энергетики и др. Интенсивное акустическое излучение создают силовые и энергетические установки, выбрасывающие в окружающую среду газовоздушные смеси: силовые установки транспортных средств, низкооборотные компрессорные установки, воздуходувки, стационарные двигатели внутреннего сгорания, системы вентиляции и пр. [1, 2, 5, 7, 10]. Особенно серьезную проблему представляет борьба с низкочастотными шумами и вибрациями поршневых машин, широко используемых на транспорте и в различных отраслях промышленности. Если высокочастотный шум быстро затухает по мере распространения, то низкочастотный распространяется без особого поглощения на значительное расстояние (в том числе, и в жилые кварталы), являясь источником дискомфорта для городского населения. Так, участились жалобы населения Нидерландов на низкочастотный шум, источники которого часто остаются неизвестными (обычно это установленные в помещениях системы кондиционирования, венти-

ляторы, расположенные недалеко заводы и др.), [7]. Измерения шумомером со стандартной коррекцией А не позволяют выявить вклад низкочастотного шума.

Серьезную опасность представляет воздействие на человека общей и комбинированной вибрации в частотном диапазоне 4 - 30 Гц (т.е. в низкочастотном диапазоне), что объясняется возможностью совпадения собственных частот колебаний органов и частей тела с частотой виброколебаний. Другое опасное последствие воздействия низкочастотной вибрации - это возможное разрушение соединений трубопроводов и аппаратов, результатом которого может стать серьезная экологическая авария. С точки зрения разрушения трубопроводов и аппаратов наиболее опасна именно вибрация в низкочастотном диапазоне.

Анализ существующей литературы и научных статей, а также собственные экспериментальные и расчетные исследования автора [1, 2, 7-10] позволяют с уверенностью утверждать, что наиболее интенсивными источниками низкочастотного виброакустического загрязнения окружающей среды являются силовые установки транспортных средств, использующие в качестве рабочего тела для своих двигателей газовую смесь, а также вентиляторы, воздуходувки, стационарные двигатели внутреннего сгорания, и пр. Так, шум автомобильного транспорта вызывает от 70 до 90% жалоб в городах. Из анализа спектра звуковой энергии, излучаемой автомобилями в окружающую среду (рис. 1) [1, 16,



**Рис. 1.** 1/3-октавный спектр уровня звукового давления двигателей ВАЗ (внешняя скоростная характеристика), измеренный в 0,06 м (ВАЗ 2111) и 0,10 м (ВАЗ 2103) от среза воздухозаборника

18], можно заключить, что они являются преимущественно источниками низкочастотного шума, обладающего высокой проникающей способностью.

В настоящее время классификация методов снижения шума и вибрации 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, которые можно подразделить на:

- снижающие шум в источнике образования;
- снижающие шум по пути от источника шума к точке наблюдения или расчётной точке.

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

- снижением силового воздействия;
- уменьшением звукоизлучающей способности элементов источника.

В работе [1] отмечается, что всё многообразие рассмотренных 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 в 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 дешевый 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 распространенным 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 двигателей внутреннего сгорания в частности. Они являются обязательным штатным средством, устанавливаемом в газовых выпускных трактах 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 ско-

рости потока, температуры, давления и других параметров потока газа, снижая генерируемую потоком звуковую энергию (скорость газового потока свыше 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. Простейшими реактивными глушителями являются 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 облицова-

на 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. Если в пространстве (на поверхности) распространяются две волны, то в каждой точке результирующее колебание представляет собой геометрическую сумму колебаний, соответствующих каждой из складывающихся волн (принцип суперпозиции). При направлении звуковых волн в противофазе ( $\varphi = 180^\circ$ ) и равенстве амплитуд  $A_1 = A_2$  суммарная амплитуда  $A_2 = 0$ . Впервые система активного подавления шума была предложена П. Луэгом в 1933 г.

Типичная конструкция системы активного снижения низкочастотного шума, создаваемого системой впуска ДВС, показана на рис. 2. Собственно устройство активного шумоподавления содержит 4 компонента – сигнальный микрофон, цифровой контроллер, громкоговоритель и микрофон погрешности. Во время работы контроллер сначала измеряет передаточные функции между входами/выходами громкоговорителя и сигнальным микрофоном, между сигнальным микрофоном и микрофоном погрешности и между громкоговорителем и микрофоном по-

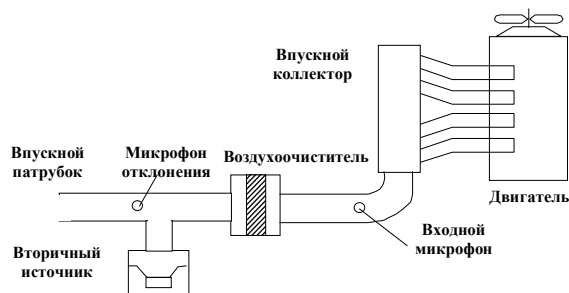


Рис. 2. Активное снижение шума системы впуска ДВС

грешности. Эти передаточные функции, полностью описывающие физическую систему, моделируются в цифровые фильтры так, чтобы контроллер содержал цифровую модель физической системы между микрофонами. Модель постоянно меняет данные во время работы.

Наряду с особенностью формирования виброакустических полей самой разнообразной формы с необходимыми для компенсации амплитудно-фазовыми характеристиками и эффективного гашения низкочастотного шума, можно отметить следующие достоинства активных систем:

- малые габариты, вес и удобность компоновки;

- ослабление звука в каналах достигается без добавочного обратного давления, которое может привести к неэффективной работе оборудования;

- не требуются звукопоглощающие материалы с сопутствующими им недостатками;

- активные системы хорошо совместимы с пассивными металлическими конструкциями, что обеспечивает хороший заглушающий эффект на всем частотном диапазоне;

- возможность избирательного заглушения шума (например, пропускание щебета птиц и одновременное снижение транспортного шума для жилого помещения).

В то же время активная шумозащита сложна в эксплуатации, сравнительно дорога. Значительным фактором, сдерживающим промышленное применение систем активной компенсации, является воздействие внешних источников на ее работу (маскирующих помех посторонних акустических источников, термо-пыле-вибронагруженности 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.

Для автомобильных двигателей шум, излучаемый от системы впуска, является вторым по интенсивности после шума выпуска. Однако проблема его уменьшения стоит даже более остро, так как требования к потерям напора воздушного потока в системе впуска чрезвычайно жесткие [2]. Для снижения шума впуска автомобильных ДВС основной проблемой является снижение низкочастотного излучения. Определяющий вклад в его формирование вносят пульсации давления газа, возникающие во впускном тракте при переменном всасывании газа в цилиндры.

Наиболее традиционным путем снижения уровня излучаемого низкочастотного шума впуска автомобильного ДВС является использование воздухоочистителя как заглушающей камеры. При удачном его проектировании и при использовании хорошо спроектированных впускного и промежуточного патрубков его заглушение можно приближенно оценить по формуле:

$$\Delta L \approx 10 \lg \left( 1 + \frac{Q_c^2}{4} \right), \quad (1)$$

где

$$Q_c = \frac{\omega I_c}{c}, \quad (2)$$

$$I_c = \frac{V}{\sqrt{F_1 F_2}}, \quad (3)$$

$V$  - объём камеры воздухоочистителя,  $F_1$  и  $F_2$  - площади впускного и промежуточного патрубков.

С ростом частоты заглушение камеры воздухоочистителя увеличивается на 6 дБ на октаву (в области высших гармоник – 4 дБ на октаву) [2, 7]. При этом подавлять низкие частоты наиболее сложно. Это и обуславливает тот факт, что при потенциально равных в дБА уровнях излучения шума в атмосферу наибольшие проблемы возникают при подавлении первых гармоник шума всасывания. Эффект их заглушения непосредственно зависит от величины объема применяемых заглушающих камер (камеры воздухоочистителя, камеры дополнительного глушителя). Однако ввиду ряда объективных ограничений (габариты, масса и др.) увеличение объема таких заглушающих камер имеет свой предел.

Автором разработан ряд конструкций компактных и помехозащищенных устройств активного подавления шума систем газообмена ДВС, [3, 8, 10].

Устройство согласно [3] содержит динамик и систему формирования компенсирующего сигнала, снабженную генератором звука с блоком управления. Блок управления связан с датчиками частоты работы двигателя и угла открытия дроссельной заслонки, а генератор звука с динамиком, излучающим звук в зону среза впускного патрубка. Амплитуда и фаза электрического сигнала, подаваемого на динамик, подбираются экспериментально для различных режимов работы двигателя и вводятся в блок управления формирования компенсирующего сигнала.

Устройство рассчитано на подавление шума основной гармоники.

Устройство согласно [8] содержит возбудитель пульсаций, выполненный в виде впускного клапана, помещенный в замкнутую область возбуждения, выполненную в виде воздухоочистителя, открытый срез воздухозаборного патрубка, граничащий с областью компенсации, в которой размещен источник компенсирующих колебаний, выполненный в виде громкоговорителя с подвижной магнитной системой, а также приемник звукового давления (микрофон), усилитель мощности колебаний и элемент адаптивного управления, который может быть выполнен в виде операционного усилителя, индуктивности и др.

Устройство по заявке № 2002107739/20(008031) содержит систему впуска воздуха, систему выхлопа отработавших газов и систему формирования компенсирующего сигнала, включающую двунаправленный источник звука, излучающий звук в акустический волновод, соединенный с впускным патрубком; и в акустический волновод, соединенный с выхлопной трубой. Источник звука соединен с блоком управления, связанным с датчиком частоты работы двигателя.

Общий принцип работы вышеприведенных устройств следующий. Переменная составляющая объемного расхода воздуха, обусловленная изменением объемов цилиндров при открытых впускных клапанах, ослабляется в воздухоочистителе и излучается через открытый срез впускного патрубка. Звуковое излучение от газового потока, проходящего во время фазы выхлопа по выхлопной трубе, ослабляется в глушителе шума системы выхлопа и излучается через открытый срез выхлопной трубы. В спектре излучения шума впуска и выхлопа четырехтактного двигателя наиболее сильными, как правило, являются амплитуда первой гармоники на основной частоте  $f = n/30$ , Гц, где  $n$  - число оборотов коленчатого вала двигателя в минуту, и амплитуды некоторых кратных ей гармоник. Ослабление уровня шума систем газообмена первой гармоники, которое обеспечивают предлагаемые устройства,

обуславливает, таким образом, значительное снижение уровня шума систем газообмена ДВС в области низких частот ( $f = 100 - 300$  Гц), обладающего наибольшей проникающей способностью.

Для достижения максимального эффекта ослабления необходимо, чтобы амплитуда  $A_1$  компенсирующего сигнала была эквивалентна амплитуде  $A_2$  заглушаемого шума первой гармоники, а фаза  $\varphi_1$  была противоположной фазе  $\varphi_2$ . Амплитуда  $A_1$  и фаза  $\varphi_1$  электрического сигнала, подаваемого на громкоговоритель, могут подбираться экспериментально для различных режимов работы двигателя, т.е. для различных значений частоты  $f$ , и вводиться в систему задания сигнала генератора. При работе двигателя информация о значении частоты первой гармоники шума впуска и выхлопа поступает от датчика частоты (это может быть датчик частоты оборотов распределительного или коленчатого вала двигателя либо датчик частоты ходов всасывания и т.д.) на блок управления системы формирования компенсирующего сигнала. Вырабатывается электрический сигнал с требуемыми для данного значения частоты  $f$  амплитудой и фазой, который излучается источником звука через акустические волноводы и в зоны среза впускного и выхлопного патрубков. В результате достигается значительный эффект ослабления шума систем впуска и выхлопа двигателя внутреннего сгорания.

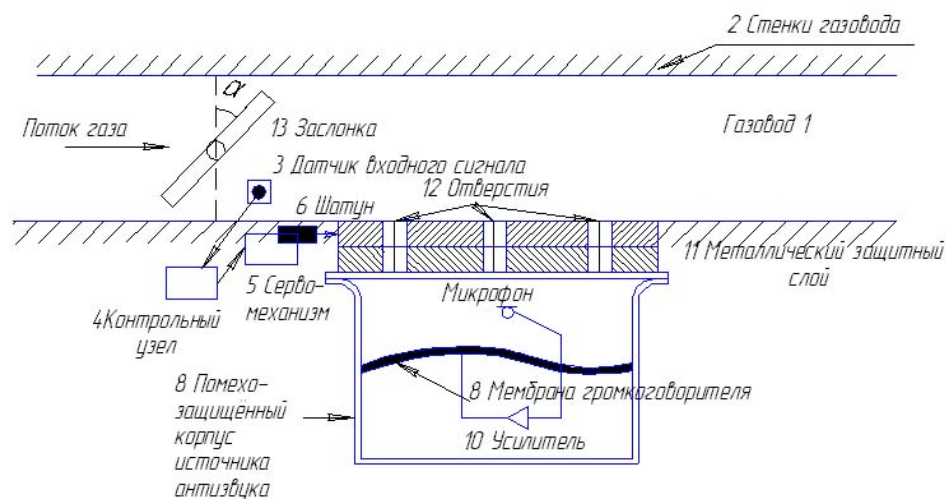
Практическое использование устройств, работа которых основана на активном методе подавления низкочастотного шума, приобретает всё более широкие масштабы. Например, в дымоходах энергоустановок обычно устанавливаются роторные вентиляторы, которые создают довольно сильный раздражающий звук. Этот тональный шум, частота которого приблизительно равна 450 Гц, традиционно гасится с использованием звукопоглощающих конструкций пассивного типа. Однако пассивные глушители обладают рядом недостатков, основным из которых является увеличение обратного давления. Активные системы лишены этого недостатка. Кроме этого, они обладают рядом других пре-

имуществ. Таким образом, для снижения вентиляционного шума можно рекомендовать установку реактивных глушителей шума в воздуховодах вентиляторов [1, 2], а в области низких частот - использование метода активного шумоглушения [5].

Активное ослабление эффективно, когда имеется хорошее соответствие между выходами сигнала и микрофонами погрешности; моды в канале могут быть обнаружены отдельно и индивидуально заглушены. Именно эти требования могут быть достижимы для активного контроля шума в воздуходержащих каналах вентиляционных установок. Особенно эффективны активные системы для подавления чистых звуковых тонов. Эти тона могут быть определены «неакустическим способом» при условии устранения проблем, вызванных обратной связью. Однако следует иметь в виду, что звуковое поле состоит из множества мод распространения волн и требует учета множества вторичных источников звука и погрешности микрофонов.

Обычно в вентиляторе наблюдаются статические и динамические изменения давления. В потере давления газового потока при его распространении в канале вносит свой вклад ряд компонентов, из которых пассивный глушитель с перегородками обычно является наибольшим одиночным компонентом, вызывая десятикратную потерю давления для квадратичной полосы в канале. Потеря давления глушителя зависит от его размеров и расхода потока.

Разработанная автором помехозащищённая конструкция активного громкоговорителя в газовой системе вентиляционной установки показана на рис. 3. 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



**Рис. 3.** Помехозащищённая конструкция активного громкоговорителя в газовой системе вентиляционной установки

давлений в системе предусмотрена дроссельная заслонка 13, 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, штун 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.

Поскольку активные глушители эффективны только в области низких частот, то для достижения хорошего эффекта заглушения в достаточно широком частотном диапазоне необходимо их использование совместно с другими заглушающими конструкциями. В этой связи перспективным является использование гибридных активно-пассивных глушителей. Проблема использования

гибридных глушителей получила свое развитие в ряде научных статей, патентов, например, [5]. Использование гибридного глушителя в системах обогрева, вентиляции и кондиционирования позволяет достичь эффективного заглушения шума в восьми октавах от 31,5 Гц до 4 кГц, в том числе в низкочастотном диапазоне до 90 дБ. Улучшение акустических характеристик среднечастотного диапазона достигается с помощью пассивного поглощения.

При работе компрессорных установок вибрации распространяются по грунту и достигают фундаментов общественных и жилых зданий. Часто вибрации сопровождаются звуковыми колебаниями. Передача вибраций через фундамент и грунт может способствовать их неравномерной осадке, что ведет к разрушению расположенных на них инженерных и строительных конструкций. Кроме того, колебания давления в трубопроводах компрессорных установок, особенно при резонансе, могут вызвать увеличение или уменьшение производительности, повышение затрат мощности в отдельных ступенях, ухудшение работы клапанов, увеличение нагрузки на детали цилиндров и механизм движения, нарушение герметичности предохранительных клапанов, искажение показания расходомеров, манометров и др. (например, [9]). Таким образом, устранение влияния пульсирующего потока газа на работу

компрессора является эффективным средством снижения шума и вибрации, повышает эффективность эксплуатации компрессора. Все это позволяет уменьшить распространение производственного шума в селитебную зону, улучшить условия труда на производстве, увеличить производительность труда, сократить расходы на ремонт и содержание фундаментов и зданий, повысить надежность работы компрессорной установки.

Уровень вибрации трубопроводов силовых и энергетических установок тем выше, чем интенсивнее проходят колебательные газодинамические процессы. Снижение интенсивности этих процессов определяющим образом влияет на общее снижение шума и вибрации. Гасители колебаний давления газа, или иначе гасители газовых пульсаций, представляющие собой, как правило, систему расширительных камер, связанных между собой соединительными трубками, являются, таким образом, одним из наиболее эффективных средств для снижения вибрации в газоваодах силовых установок. Одним из наиболее изученных и широко используемых типов гасителей пульсации давления является пустотелый камерный гаситель, или буферная емкость. Объем, конструкция и место установки емкости в системе выбираются таким образом, чтобы, сдвинув спектр собственных частот колебаний давления газа, не допустить возникновения резонансных колебаний. Уменьшение амплитуды давления в системе происходит также за счет рассеивания энергии колебаний на возбуждение массы газа в объеме гасителя. Кроме того, пустотелый гаситель можно рассматривать и как фильтр, характеризующийся периодически повторяющимися по частоте полосами гашения и пропускания.

Комбинированный гаситель состоит из ряда расширительных камер, сообщающихся между собой посредством прямолинейных труб. Он является фильтром, характеризующимся четко дискретным спектром частот пропускания и гашения. Каждая из расширительных камер работает и как буферная емкость, поэтому часть энергии колебаний расходуется на возбуждение колебаний

массы газа в объеме камер. Комбинированные гасители по сравнению с буферными емкостями более эффективны для гашения низких частот при одинаковых объемах, однако отличаются большей сложностью конструкции.

Другой тип гасителей пульсаций давления представляет плоская диафрагма. Ее действие также основано на рассеивании энергии колебаний и сдвиге собственных частот колебаний газа. Установка диафрагмы создает в системе дополнительное сосредоточенное активное сопротивление, величина которого определяется амплитудой динамической скорости. Поэтому максимальный эффект будет получен при установке диафрагмы в узле давления с максимальной динамической скоростью. Применение диафрагмы как гасителя колебаний давления вызывает не только уменьшение амплитуд пульсации давления газа, но и дополнительные потери статического давления и мощности. Ввиду этого установка диафрагмы оправдана лишь в том случае, когда потери от нее значительно ниже, чем потери от резонансных колебаний.

Весьма распространенным методом гашения пульсаций является использование резонансных гасителей, принцип действия которых основан на том, что при совпадении собственной частоты гасителя с одной из частот, генерируемых компрессором, происходит обмен колебательной энергией между гасителем и потоком газа, что приводит к уменьшению амплитуд колебаний газа на этой частоте. Такие гасители выполняются в виде расширительной камеры, внутри которой проходит основной трубопровод, соединяющийся с камерой рядом радиальных отверстий или трубопроводом с поперечным разрезом. Изменяя число радиальных отверстий, их диаметр или длину соединительной трубки, можно менять характеристики гасителя, не создавая при этом дополнительных потерь давления в системе. Полоса гашения у резонансного гасителя меньше по частоте, чем у соответствующей буферной емкости или комбинированного гасителя, поэтому его используют в основном для слу-



чаев совпадения одной или двух гармоник в спектре собственных частот трубопроводной системы и в спектре, генерируемым компрессором.

Для гашения колебаний давления может быть использовано также явление интерференции волн. Если две когерентные волны находятся в одной фазе, то их амплитуды суммируются, если же фазы противоположны, то результирующая колебаний равна разности амплитуд. Данный метод реализуется различными способами, например, путем использования отвода на участке трубопровода. При этом длину отвода выбирают равной нечетному числу полуволн. Акустические волны, проходя различные пути по трубопроводу и отводу, встречаются в конце отвода и взаимно ослабляют друг друга. Для интерференционного гасителя с закрытым концом пульсации максимально ослабляются, если длина отвода равна четверти длины волны. Кольцевые гасители с большим отношением длины к диаметру работают также по принципу интерференции волн, но с более широкой полосой гашения. При интерференции потери энергии отсутствуют - происходит лишь ее перераспределение. В этом принципиальное отличие интерференционного метода гашения от активного метода, где для создания компенсирующего сигнала требуется дополнительная энергия. Однако данный метод при всей его экономичности имеет существенный недостаток: он эффективен лишь в узкой полосе частот, при распространении чистых тонов и переменных по времени частот. Это практически недостижимо в реальных производственных условиях. Кроме того, в случае длинных волн, возникающих при низкочастотных пульсациях низкооборотных поршневых компрессоров, требуются весьма громоздкие дополнительные трубы или аппараты.

Во многих степени все эти проблемы устранимы при использовании активного метода, где интерференционная картина создается при помощи дополнительного источника звука, излучающего волны необходимой амплитуды и фазы. Известен целый ряд работ по активной компенсации низкочастот-

ных пульсаций в трубопроводах силовых и энергетических установок [1, 2, 5, 9].

Активные системы виброзащиты по энергетическим признакам подразделяются на три вида:

- системы, в которых работа дополнительных излучателей в непосредственной близости от источника вибрации приводит к изменению нагрузочного импеданса этого источника и уменьшает излучаемую им активную мощность. Поле вибрации в районе источника возрастает;

- системы, в которых в районе расположения дополнительных источников вибрации поле снижается (компенсируется в большей или меньшей степени);

- системы, в которых взаимодействие дополнительных источников с первичным источником приводит к тому, что вибрационное поле в определенном направлении будет минимально.

Перспективным для снижения пульсаций в трубопроводах силовых и энергетических установок также является использование компактных адаптивных гасителей. Объем буферной емкости для снижения низкочастотных пульсаций в компрессоре определяется необходимой степенью снижения амплитуд колебаний газа, а с ними и возбуждающих сил. Для низкооборотных поршневых компрессоров зачастую необходимы очень большие объемы стандартных емкостей. Размеры емкости можно существенно уменьшить, если по меньшей мере одну из ее стенок сделать податливой. Тогда колебательное движение газа будет расширять стенки, и весь переменный расход через компрессор будет оставаться (замыкаться) в емкости. Следовательно, колебания газа за пределы емкости (во всасывающий трубопровод) передаваться не будут. Чем легче материал, из которого выполнены стенки, тем легче стенки будут раскачиваться, увеличивая тем самым эффективность гасителя. Эффективность также будет увеличиваться с ростом площади стенок емкости, т.к. будет увеличиваться объем поглощенного газа. Разработанный автором гаситель колебаний давления системы всасывания поршневой

машины [4] состоит из емкости переменного объема, образованной пространственным каркасом, закрепленным на жестких стенках. Каркас обтянут оболочкой из мягкого неупругого материала, например ткани, с возможностью провисания ее между элементами каркаса, при этом величина изменения объема емкости превышает величину рабочего объема цилиндра поршневой машины. При таком конструктивном исполнении, за счет исключения упругих свойств оболочки, происходит эффективная компенсация импульсов давления в системе всасывания. При этом незначительная масса оболочки (в сравнении с резиновой), обуславливает малую инерционность гасителя, а это повышает чувствительность камеры к отслеживанию импульсов давления системы, что повышает эффективность гашения колебаний при динамических нагрузках.

Область применения гасителя ограничена невысокими избыточными давлениями газа в трубопроводе, на котором он установлен. Как правило, этот гаситель может устанавливаться лишь на всасывающем трубопроводе компрессора. Расширить область применения позволяет конструкция гасителя мембранно-пружинчатого типа, осуществляющего связь с магистралью через герметично подвешенную легкую подвижную мембрану, соединенную с упругим высокоподатливым элементом, например мягкой пружиной сжатия, ограничиваемым сверху мембраной, а снизу - ограничительной поверхностью [9]. Поддержание вблизи рабочего равновесного положения мембраны осуществляется за счет регулирования внешнего поджатия упругого элемента. При таком конструктивном исполнении, за счет колебаний мембраны и пружины, происходит эффективная компенсация импульсов давления в прилегающем трубопроводе. При этом упругие свойства пружины позволяют обеспечить эффективную работу гасителя при более высоких давлениях.

На основании осуществленных исследований можно сделать вывод, что снижение низкочастотного шума и вибрации традиционно является трудной и дорогостоя-

щей 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. Всё 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. Автором предложены компактные помехозащищенные устройства активного шумоподавления, а также адаптивные гасители колебаний давления в газоваодах поршневых машин, использование которых может быть эффективным средством борьбы с низкочастотными шумами и вибрациями. Промышленное применение предлагаемых конструкций глушителей и гасителей возможно в самых различных отраслях машиностроения, в частности, в силовых установках, пневмосистемах промышленных предприятий, в двигателях внутреннего сгорания и др.

Автор выражает свою благодарность Министерству образования РФ за поддержку исследований, описываемых в настоящей статье, грантами NN 96-10-4.1-32 и ТОО-13.0-390.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Иванов Н.И., Никифоров А.С.* Основы виброакустик. СПб.: Политехника, 2000.
2. Борьба с шумом на производстве. Справочник под ред. *Е.Я. Юдина*. М.: Машиностроение, 1985.
3. *Старобинский Р.Н., Васильев А.В., Гордеев В.Н., Васильев В.В.* Система активного подавления шума впуска двигателя внутреннего сгорания. Патент РФ № 2096651 С1, 1997.
4. *Васильев А.В., Старобинский Р.Н. и др.*

- Гаситель колебаний давления системы всасывания поршневой машины. А.С. СССР № 1789748 А1 БИ №3, 1993.
5. *Васильев А.В.* Гибридный гаситель низкочастотных пульсаций в трубопроводах поршневых компрессорных установок. Тольятти, 2000.
  6. *Старобинский Р.Н., Васильев А.В. и др.* Гаситель колебаний давления системы всасывания поршневой машины. Патент России № 2065121 С1, 1996 г.
  7. *Van der Berg G.P., Passchier-Vermeer W.* Assessment of low-frequency noise complaints. Proc. of Inter-Noise 99, Lauderdale, FL, 1999, p. 1993-1999.
  8. *Vasiliev A.V.* Compact active noise control units for automobile intake low-frequency noise attenuation // Proc. of "ACTIVE 97" Symp., Budapest, Hungary, 1997.
  9. *Vasiliev A.V.* Membrane-spring damper of low-frequency gas dynamic pulsation - Proc. of "Transport noise and vibration" International EAA/EEAA Symposium, Tallinn, 1998.
  10. *Vasiliev 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.

## REDUCTION OF LOW FREQUENCY NOISE AND VIBRATION OF POWER PLANTS

© 2003 A.V. Vasiliev

Togliatti State University

Power plants are considered as main sources of low frequency noise and vibration. The most appropriate method of low frequency noise reduction is using of silencers, and vibration reduction - using of pulsations dampers. Constructions of active silencers and adaptive dampers are described.