

РАСЧЕТ И СНИЖЕНИЕ ВНУТРЕННЕГО ШУМА И ВИБРАЦИИ АВТОМОБИЛЕЙ

© 2004 А.В. Васильев

Тольяттинский государственный университет

Рассмотрены различные методы расчета внутреннего шума и вибрации автомобилей. Предложена методика экспериментальных исследований внутреннего шума. Описываются разработанная автором экспериментальная установка и результаты экспериментов. Достигнуты хорошие результаты снижения внутреннего шума.

Все многообразие видов расчета шума, генерируемого ДВС, можно свести к двум основным видам: расчет внешнего и внутреннего шума. Внутренний шум транспортного средства, генерируемый при работе двигателя внутреннего сгорания (ДВС), складывается из передаваемого по воздуху и структурного.

Вклад структурного шума наиболее значительный в легковых автомобилях, микроавтобусах и грузопассажирских автомобилях, где применяются неуравновешенные поршневые двигатели.

Особенность распространения звука по наружным ограждениям кабины от внешнего источника состоит в затухании и диффрактировании звука по наружным ограждающим конструкциям. Учитывая, что реальные кабины имеют неравномерную звукоизоляцию ограждающих конструкций, а также наличие в этих конструкциях открытых проемов, щелей, отверстий, нельзя ограничиваться расчетом только проникновения звука через близкорасположенную к источнику конструкцию. В то же время звуковая энергия неравномерно распределяется по элементам кабины, что также необходимо учитывать при расчете [1].

Шум двигателя, непосредственно проникающий на рабочее место оператора транспортного средства, можно описать следующим образом:

$$L_{\text{Драб}} = L_{\text{ВД}} - a_2 - x \pm L_{\text{АС}}, \quad (1)$$

где $L_{\text{ВД}}$ – спектр звуковой мощности двигателя, дБ;

$$a_2 = k_1 \lg R_{\text{Д}} / r_{\text{Д}};$$

k_1 – коэффициент, принимаемый в зависимости от расстояния между корпусом двигателя и рабочим местом;

$R_{\text{Д}}$ – рабочее место, м;

$r_{\text{Д}}$ – расстояние от двигателя до панели капота, м.

Особенность вычисления структурных компонентов шума – это гармоническое добавление интенсивностей звуковой энергии (с учетом расстояний), излучаемой переменным числом $S_{\text{var}}(t)$ излучателей звука (дискретных узлов модели), наблюдаемых с места водителя в воздушном объеме. Линии распределения звукового давления во внутреннем объеме могут быть получены путем решения проблемы нестационарной статической нагрузки:

$$[K] \cdot \{\Delta(t)\} = \{0\}, \quad (2)$$

где $[K]$ – матрица жесткости внутреннего объема;

$\{\Delta(t)\}$ – вектор формирования вибродеформации панелей в пределах ограниченного пространства;

$\{0\}$ – вектор нагрузок, равных нулю.

Виброскорости панели определяются путем решения проблемы динамической нагрузки, когда переменные вектора виброускорений A_x, A_y, A_z используются вдоль направлений линейных степеней свободы кинематических узлов (присоединений панели к корпусу автомобиля).

Комплексное снижение шума ДВС (в том числе и внутреннего) может быть достигнуто при условии использования эффективных средств снижения шума в области низких частот, одним из которых является активное шумоглушение, позволяющее достичь снижения шума двигателя в пассажирском салоне при одновременном снижении веса автомобиля. При расчете активного снижения шума в пассажирском салоне можно использовать как измеренные ранее характеристики ДВС, так и имитационные методы. При этом весьма важно ограничить в разумных пределах интенсивность активного излучения, чтобы избежать нелинейного искажения в громкоговорителях.

В последние годы широкое распространение в акустике получило использование численных методов (конечных элементов, граничных элементов и их сочетания), в том числе для автомобильных ДВС. В настоящее время имеется ряд коммерчески доступных пакетов программного обеспечения, основанных на численных методах. 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 программа "SYSNOISE", разработанная компанией "Numerical Integration Technologies".

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 вариационной 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.

Метод граничных элементов предполагает выражение физических процессов распространения акустических волн (давление, скорость, усилие) только по ее границе. Он имеет то важное преимущество, что число степеней свободы значительно меньше, чем в случае метода конечных элементов. С другой стороны, метод граничных элементов еще не так детально разработан, как метод конечных элементов.

Рассмотрим тело с граничной поверхностью S , помещённое в бесконечную акустическую среду с средней плотностью ρ_0 и скоростью звука c . Тело может быть вибрирующим с целью проблемы излучения или субъектом потенциала φ , скорости падающей волны для проблемы рассеивания. В линейной акустике с временным гармоническим возбуждением угловой частоты ω скорость частицы v и звуковое давление p связаны с потенциалом скорости с помощью соотношений:

$$\begin{aligned} v &= -\nabla\varphi, \\ p &= i\cdot k\cdot Z_0\cdot\varphi, \end{aligned} \quad (3)$$

где $i = \sqrt{-1}$, $k = \omega/c$, $Z_0 = \rho_0\cdot c$.

Численное решение уравнения интеграла Гельмгольца может быть достигнуто путем дискретизации граничной поверхности S в число поверхностных элементов и узлов. Квадратичные изопараметрические элементы (шестиузловые треугольники и восьмиузловые квадраты) широко используются в последние годы, и с их помощью могут моделироваться более тщательно как акустические переменные, так и граничная геометрия. Общие координаты X_i ($i=1, 2, 3, \dots$) какой-либо точ-

ки на элементе принимаются как связанные с узловыми координатами $X_{i\alpha}$ путем:

$$X_i(\xi) = \sum_{\alpha} N_{\alpha}(\xi) X_{i\alpha},$$

при $\alpha = 1, \dots, 6$ или 8 , (4)

где N_{α} – функции второго порядка местных координат (ξ, η) .

Нормальная скорость $\partial\phi/\partial n$ на каждом элементе получается путем точно такой же интерполяции узловых величин $\partial\phi/\partial n$. Вектор нормали n определяется как единичная нормаль на S , направленная от акустической среды Ω .

Помещая точку P в каждый узел, получаем следующую систему уравнений:

$$[C] \{x\} = \{b\}, \quad (5)$$

где $[C]$ – квадратичная матрица коэффициентов;

$\{b\}$ – вектор правосторонний;

$\{x\}$ – неизвестные величины (ϕ или $\partial\phi/\partial n$) на границе S .

Для многочисленных проблем акустического дизайна ДВС области и границы до-

вольно сложны. С другой стороны, многомерная модель граничных элементов может помочь инженеру-акустику определить эффект снижения шума при использовании тех или иных звукопоглощающих материалов и выбрать наиболее оптимальное решение для снижения внутреннего шума автомобиля. Метод также 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 государственного университета разработан ряд математических моделей и основанное на них программное обеспечение по виброакустическому дизайну внутреннего шума автомобилей с использованием численных методов. В качестве примера на рис. 1 показан

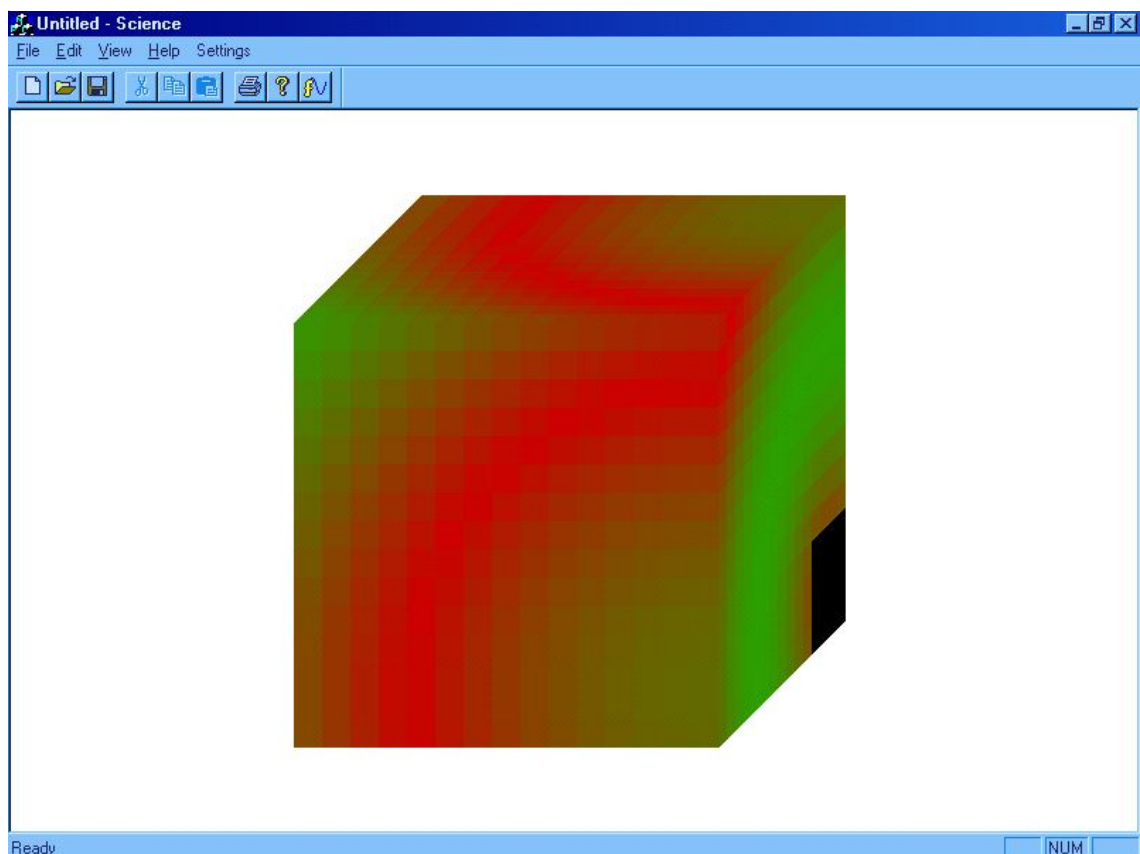


Рис. 1. Пример расчета звукового поля в емкости моторного отсека ДВС с использованием метода граничных элементов

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 акустического дизайна ДВС. 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.

Наряду с расчетными методами проектирования глушителей шума на практике широкое распространение получили экспериментальные методы исследования. С помощью этих методов могут быть получены акустические характеристики применяемых в глушителях звукопоглощающих материалов, исследованы физические процессы, происходящие в глушителях, оценено влияние различных факторов, например газового потока, на акустические характеристики глушителя, проверена адекватность разработанных математических моделей.

Большое значение имеют стендовые испытания глушителей шума, которые можно разделить на моторные и безмоторные. Безмоторные методы испытаний важны на ранних этапах проектирования глушителя, когда определяются исходные данные для расчетов, характеристики отдельных элементов, некоторые эмпирические зависимости. Экспериментальная установка для исследования акустических характеристик может быть разработана в зависимости от целей исследова-

ний (в нашем случае - исследование шума, передающегося в салон).

При проведении экспериментальных исследований по комплексному снижению шума автотранспортного средства необходимо также обеспечение эффекта снижения шума по широкому диапазону спектра шума. По мнению автора, наиболее перспективным для снижения шума в области низких частот является использование метода активной компенсации.

Следующий этап экспериментальных исследований - моторные стендовые испытания акустических характеристик ДВС. При этом акустические измерения проводятся в свободном или диффузном звуковом поле.

Наконец, заключительный этап экспериментальных исследований - это полномасштабные исследования внутреннего шума транспортных средств в реальных дорожных условиях. Например, измерение шума в пассажирском салоне автомобиля целесообразно производить при резком разгоне до скорости 120 км/ч. Измерение производится у сидения водителя и у сидений пассажиров. Микрофон устанавливается на высоте 0,6 м над серединой сидения. Измеряемые акустические характеристики регистрируются по максимальным показателям шумомера в режиме работы "Быстро".

Следует также учитывать генерируемые в салоне и кабине автомобиля вибрации. На грузовом автомобиле при частотах 1-3 Гц возбуждаются колебания поддрессоренной массы, 6-20 Гц - колебания силового агрегата, кабины, мостов (как твердых тел). При частоте 7-11 Гц проявляются первые формы изгибных и крутильных колебаний рамы длиннобазного грузового автомобиля. При частотах свыше 30 Гц выявляются формы изгибных колебаний рамы грузового автомобиля с большим числом узлов и пучностей. На легковом автомобиле при частотах 25-30 Гц проявляются первые формы изгибных и крутильных колебаний кузова, собственные колебания рулевого колеса и др.

Эксперименты, приведенные в ряде работ [1-4, 6], показывают, что наибольшая звуковая энергия в спектре внутреннего шума сосредоточена в области инфразвуковых и

низких звуковых частот и вызывается кинематическим возбуждением автомобиля. При этом интенсивность инфразвука в кабине или кузове существенно повышается при движении автомобиля по дорогам с неровным покрытием, а также при совпадении частоты вращения колес с частотами собственных колебаний неподрессоренных масс и частотами первых форм изгибных колебаний кузова или рамы автомобиля.

Трудность исследования низкочастотного звукового и инфразвукового поля в автомобиле обусловлена в том числе и тем фактом, что обычная акустическая аппаратура позволяет регистрировать только скалярную величину: уровень звукового давления и непригодна для исследования инфразвука, когда замкнутый объем кузова мал по сравнению с длиной плоской волны.

Следует также учитывать, что характер звуковой вибрации панелей кузова и кабины автомобиля довольно сложен. Например, для легкового автомобиля при частоте 100 Гц на панели заднего пола кузова наблюдается одна область повышенной вибрации, а при 150 Гц – уже три таких области. При более высоких частотах характер вибрации еще более усложняется. При этом основные частоты изгибных колебаний панелей кузова легкового автомобиля (70-190 Гц) располагаются в зоне частот вынужденных колебаний четырехцилиндрового ДВС. В связи с этим при экспериментальных исследованиях шумовых характеристик автомобиля, оснащенного ДВС, необходимо оценить значение входной подвижности кузова в местах передачи виброакустических возмущений от ДВС.

Активная компенсация звука в локальном участке вокруг головы слушателя впервые была впервые исследована Олсоном и Мэем [5]. Здесь задача компенсации сводилась к снижению уровня звукового давления в позиции одиночного контрольного микрофона. При условии, что микрофон расположен близко от активного громкоговорителя, для достижения существенного эффекта компенсации не требуется использования сложной системы управления и не будет наблюдаться эффект значительного увеличения звукового давления в местах, удаленных от

этой локальной системы активной компенсации (например, на других местах пассажиров в салоне автомобиля). В области, близкой к активному громкоговорителю, будет установлена система пространственной интерференции между первоначальным звуковым полем, создаваемым при работе ДВС, и полем активного компенсирующего источника. Эта система точно определяет основные частотные характеристики системы локальной активной компенсации и может быть исследована путем вычисления распределения давления ввиду чистого тона первоначального звукового поля и громкоговорителя, приводимого в действие на той же самой частоте и используемого для компенсации давления в местоположении контрольного микрофона. Область, для которой первичное давление снижается более чем на 10 дБ, принято называть термином “зона тишины” [4]. Под понятием “контрольный микрофон” здесь подразумевается микрофон, непосредственно измеряющий звуковое давление, по которому судят об эффекте заглушения.

При проведении комплексных экспериментальных исследований ДВС с использованием активной компенсации важным моментом является учет структурных путей передачи шума. Первичный источник (двигатель) генерирует шум и вибрацию, передающуюся в ограниченном пространстве через ограниченное число структурных путей. Таким образом, становится возможным снизить шум внутри ограниченного пространства с помощью активной компенсации шума и вибрации, передаваемых через эти пути. Сложность этой стратегии активной компенсации будет зависеть от природы структурных путей, формы волны и частотного диапазона источника дискомфорта. Шум и вибрация автомобильного двигателя являются периодическими. Если шум ДВС передается в пассажирский салон путем распространения акустических волн в стержневой структуре, то проблема в определенной мере аналогична активной компенсации звука в каналах. Одно существенное отличие состоит в том, что скорость распространения структурных волн может быть намного больше, чем для акустического случая, особенно для компресси-

онных волн, поэтому зачастую трудно изготовить контроллер для практического использования активной компенсации. При изгибных волнах в структурах скорость распространения увеличивается с частотой, при этом имеется кратковременный компонент для волнового движения, который необходимо учитывать на низких частотах.

Для разработки и испытания двигателя с хорошими виброакустическими характеристиками необходимо осуществить компромисс между хорошей виброизоляцией и приемлемой жесткостью установки (последнее условие предполагает, что статическое смещение мало). Этот баланс может в определенной степени быть соблюден путем использования активного генератора звука и вибрации. Для обеспечения эффективной шумовиброизоляции ДВС активными методами в общем случае должны регулироваться шесть компонентов вибрации (3 поступательных и 3 вращательных). Однако, чтобы уменьшить сложность активной компоненты установки, могут быть разработаны пассивные компоненты, позволяющие обеспечить хорошую изоляцию относительно всех вибрационных компонентов. Фирмой Carl Freudenberg был осуществлен проект разработки и испытания гибридной (активно-пассивной) шумовиброизоляции ДВС, основанной на использовании гидроузла в качестве виброизолирующей опоры. Ниже приблизительно 20 Гц эта опора ведет себя как обычный гидроузел, где затухание обеспечивается с помощью жидкости, выталкиваемой назад и вперед между центральной и нижней камерой. Выше этой частоты инерция жидкости в узких соединяющих путях становится достаточно высокой, чтобы блокировать этот поток. Электромагнитный генератор производит движение в металлической диафрагме, которая затем может действовать непосредственно на жидкость в центральной камере, вызывая значительные колебания у основания крепления из-за гидравлического увеличения, собственного опоре. Результаты показывают, что может быть достигнуто значительное снижение вибрации на частоте работы двигателя с помощью системы компенсации, использующей одиночную активную опору двигателя.

С помощью активной компенсации одиночного структурного пути было достигнуто снижение уровня звукового давления до 12 дБ.

Шум двигателя в автомобиле, однако, не полностью вызван передачей вибрации через опоры двигателя. Обычно существуют боковые пути через другие механические присоединения к двигателю и акустическая передача от выхлопа и впуска. Для комплексного снижения шума ДВС необходима компенсация шума и этих путей. Было бы очень трудно использовать активную компенсацию непосредственно всех этих боковых путей, но может быть использована объединенная акустическая и виброакустическая система активной компенсации с активными узлами и внутренними микрофонами, структурными акселерометрами и микрофонами в качестве датчиков погрешности. Такая система будет снижать вибрации от доминирующего пути и акустически регулировать остающийся звук от боковых путей. Такая система использует одиночную активную опору и два внутренних громкоговорителя, регулируемые с использованием алгоритма многократной погрешности по методу наименьших квадратов для минимизации возведенных в квадрат выходных данных от одиночного акселератора и четырех внутренних микрофонов. Измерения суммарного внутреннего шума в салоне показывают, что, хотя громкоговорители дают только небольшие улучшения в снижении шума в передней части салона автомобиля, в задней части улучшение значительное. Другой важный аспект таких объединенных систем компенсации состоит в том, что общие требования к энергии могут быть значительно снижены, так как система компенсации может снижать шум с использованием самых различных генераторов.

Количество активных громкоговорителей, требуемых для достижения полного регулирования звукового поля в огражденном пространстве, возрастает с акустическим модальным совпадением. Поскольку оно возрастает в кубической пропорции к частоте возбуждения в трехмерном огражденном пространстве, то при использовании разумного числа активных громкоговорителей верхний частотный предел, на котором возможна эф-

эффективная компенсация шума, существенно ограничен.

Для генерирования зон тишины вокруг контрольных микрофонов могут быть использованы методы локальной компенсации. Если вторичные громкоговорители близки к этим микрофонам, то звуковое поле, отдаленное от таких локальных систем, не будет значительно изменяться. Зона тишины формирует однородную оболочку вокруг вторичного источника на низких частотах, которая в смешанном звуковом поле распадается, так как длина волны становится сопоставимой с расстоянием от громкоговорителя до микрофона.

В некоторых случаях практического использования систем активной компенсации звук передается во внутреннее пространство автомобиля через ограниченное число структурных путей, и активная компенсация вибрации на каждом из этих путей вполне достижима. Однако следует иметь в виду, что любые боковые пути передачи звука при использовании активных опор для снижения шума внутри автомобилей, первоначально не принятые во внимание, всё же будут возбуждать огражденную конструкцию. В этом случае может быть применена объединенная система активной компенсации, использующая генераторы структурной компенсации и активные громкоговорители.

Существенным моментом, на который следует обратить внимание при проведении экспериментальных исследований, является необходимость достижения эффекта снижения шума в салоне автомобиля для различных режимов работы двигателя и для всех пассажирских сидений. Эксперименты показывают, что наблюдается значительное изменение уровня звука в зависимости от числа оборотов, а также области измерений, например, пассажирских сидений. В результате звук, генерируемый для снижения шума в определенной точке в пассажирском салоне или в кабине автомобиля, может приводить к увеличению уровней звука в других областях.

Таким образом, для эффективного снижения низкочастотного шума ДВС необходи-

ма многоканальная система с микрофонами погрешности, установленными в определенных точках (например, в зоне расположения ушей водителя и пассажиров) и алгоритм, позволяющий избежать того эффекта, что при ослаблении уровня звука одной точки происходит усиление звука в другой точке внутри салона автомобиля. Так как уровень звука в пассажирском салоне изменяется очень быстро в зависимости от скорости двигателя, нагрузки или места размещения пассажира, то любой алгоритм активной компенсации должен быть вычислен достаточно быстро, чтобы учитывать изменение звукового поля.

Рядом ведущих автомобильных компаний (“Lotus Engineering”, “Volkswagen”, “BMW”, “Nissan” и др.) совместно со специализированными консалтинговыми фирмами (“Möller BBM GmbH”, “Sound Attenuators Ltd.”, “Nelson Industries”, “Topexpress Ltd”, “Noise Cancellation Technologies, Inc.”, “Active Noise and Vibration Technologies, Inc” и др.) и научно-исследовательскими учреждениями и университетами (National Research Development, Fraunhofer-Gesellschaft, Southampton University и др.) представлены экспериментальные результаты полномасштабной активной компенсации шума внутри пассажирского салона, а также опытные образцы автомобилей, оснащенных активной компенсацией.

Например, фирма “Lotus Engineering” (Англия) совместно с институтом звука и вибрации при Саусгемптонском университете достигла значительных результатов по снижению внутреннего низкочастотного шума легковых автомобилей различных модификаций. Так для модели “Esprit Turbo” ставилась задача снижения гула в салоне при частоте работы двигателя, соответствующей наибольшим значениям гула. Используемая система включала в себя четыре микрофона на уровне головы пассажира и два 6-дюймовых громкоговорителя. С помощью системы зажигания осуществлялась взаимосвязь сигнала скорости двигателя с микропроцессорным узлом управления, отслеживающим уровень звукового давления на микрофонах и генерирующим необходимый выход на каждый дина-

мик. В результате достигнут эффект снижения в 10 дБ для каждого места внутри салона. Система особенно эффективна для снижения частот ниже 200 Гц. Система активной компенсации, установленная на автомобиле “Toyota-Celica”, дала эффект снижения в 10-15 дБ. На выставке в рамках международного конгресса “Интер-Шум 2000”, проходившего в г. Ницце Франция, фирма “Müller BVM GmbH”, ФРГ совместно с автомобильным концерном “Volkswagen” представили автомобиль “Volkswagen-Beetle”, оснащенный адаптивной системой активной компенсации шума внутри пассажирского салона. Достигался эффект снижения не менее 12 дБ. В течение нескольких лет в Японии продавался автомобиль марки Ниссан “Bluebird”, оснащенный дополнительной системой активной компенсации внутреннего шума. Однако следует отметить, что вышеупомянутые и другие экспериментальные результаты касались раздельного снижения внешнего и внутреннего шума ДВС. Результатов же комплексного снижения шума ДВС пока не было представлено.

Автором была разработана экспериментальная установка по оценке снижения внутреннего шума автомобиля, в состав которой входят камерные емкости, имитирующие систему “моторный отсек - пассажирский салон” автомобиля, измерительная аппаратура, система формирования антишумовых характеристик, акустические волноводы, источники шума и др. Используемые при проведении экспериментальных исследований источники звука делятся на пассивные (имитирующие заглушаемый шум) и активные. Излучающие срезы воздухозаборного патрубка воздухоочистителя и выхлопной трубы имитируются при помощи монополюсных источников звука (громкоговорителей) с необходимыми низкочастотными характеристиками.

На рис 2 и 3 показана экспериментальная установка комплексного снижения шума автотранспортного средства, оснащенного ДВС, находящаяся в испытательном боксе №8 научно-исследовательской лаборатории “Виброакустика, экология и безопасность жизнедеятельности” Тольяттинского государ-



Рис. 2. Общий вид экспериментальной установки комплексного снижения шума ДВС



Рис. 3. Емкость, имитирующая пассажирский салон и измерительная аппаратура

ственного университета.

Можно выделить следующие основные компоненты экспериментальной установки:

- датчик частоты работы двигателя;
- многоканальная система формирования антишумовых и антивибрационных компенсирующих сигналов;
- акустический волновод, имитирующий воздухозаборный патрубок двигателя внутреннего сгорания;
- акустический волновод, имитирующий выхлопную трубу двигателя внутреннего сгорания;
- акустическая емкость, имитирующая моторный отсек автотранспортного средства;
- акустическая емкость, имитирующая пассажирский салон автотранспортного средства;
- источники шума и вибрации, генерируемые двигателем (пассивные источники);

- источники антишума и антивибрации (активные источники);
- акустический волновод, соединяющий источник антишума с зоной свободного среза воздухозаборного патрубка двигателя;
- акустический волновод, соединяющий источник антишума с зоной свободного среза выхлопной трубы двигателя;
- элементы системы формирования антишумовых характеристик (блок формирования активного шумоподавления, генератор узкополосного шума, фазовращатель, усилители, фильтры низкочастотные, контрольный и измерительный микрофоны и др.);
- съемные звуковибропоглощающие и изолирующие панели в пространствах обеих емкостей;
- измерительная аппаратура (анализатор спектра шума, индикатор шума, измеритель вибрации, осциллограф и др.);
- персональный компьютер для обработки экспериментальных данных.

Разработаны различные варианты принципиальных схем и конструкций электронного блока формирования необходимых виброакустических характеристик системы активного шумоподавления низкочастотного шума экспериментальной установки, так и для исследования снижения отдельных источников шума. Схематический вариант расположения конструктивных элементов блока управления системы формирования компенсирующего

сигнала показан на рис. 4.

Амплитуда A_1 и фаза φ_1 компенсирующего сигнала, подаваемого на источникам антишума или антивибрации, могут подбираться экспериментально для различных режимов работы двигателя, т.е. для различных значений частоты работы двигателя, и вводиться в формирования антишумовых и антивибрационных компенсирующих сигналов.

При формировании компенсирующих антишумовых и антивибрационных сигналов может учитываться угол открытия дроссельной заслонки двигателя. Наиболее интенсивная генерация двигателем внутреннего сгорания нежелательного виброакустического излучения происходит при работе двигателя в режиме разгона при полностью или почти полностью открытой дроссельной заслонке. При этом система формирования компенсирующих сигналов может работать при полностью или почти полностью открытой дроссельной заслонке, а при других условиях отключаться, что позволяет достичь значительной экономии электрической энергии, расходуемой на формирование компенсирующего сигнала.

В тех случаях, когда уровни нежелательного виброакустического излучения высоки (например, для транспортных средств военной техники, грузовых автомобилей и пр.), для создания компенсирующих сигналов с необходимыми для эффективной компенсации уровнями акустической мощности могут

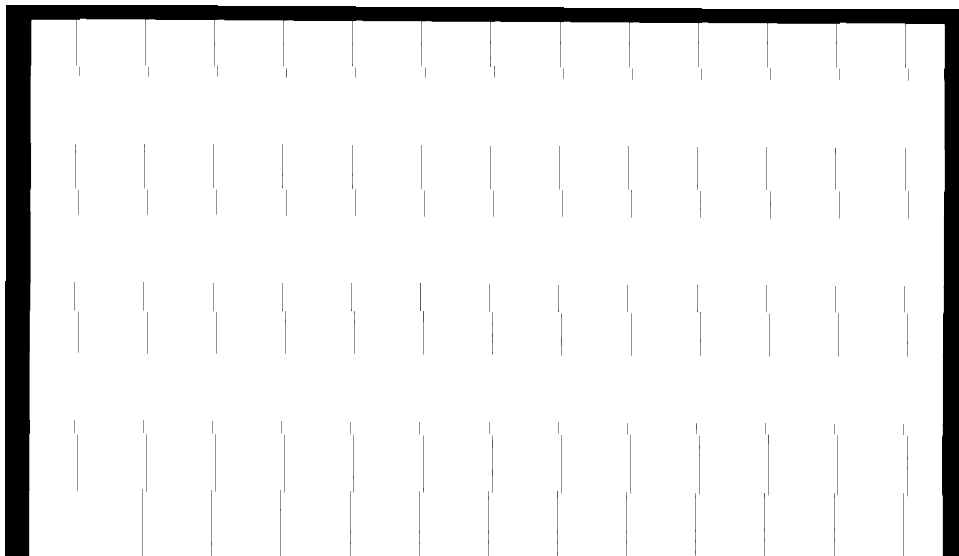


Рис. 4. Схема расположения конструктивных элементов блока управления системы формирования компенсирующего сигнала

дополнительно использоваться генератор (или генераторы) сигналов.

В результате проведенных экспериментов оценивались:

- эффект комплексного снижения шума, излучаемого акустическими волноводами, имитирующими воздухозаборный патрубок и выхлопную трубу двигателя внутреннего сгорания;

- эффект комплексного снижения шума, передающегося в пассажирский салон из емкости моторного отсека и излучения от срезов акустических волноводов;

- эффект снижения низкочастотного шума, передающегося из системы моторный отсек - пассажирский салон в окружающую среду:

- а) при различном местоположении и количестве активных источников;

- б) для акустических емкостей с жесткими, частично податливыми и частично поглощающими стенками, и др.

- величина звукового давления, передающаяся в акустические емкости при различных величинах акустического излучения срезами акустических волноводов, наличии и отсутствии звуковибропоглощающих и изолирующих панелей;

- эффект комплексного снижения шума при различной изгибной жесткости стенок акустических емкостей и различных вариантах виброакустической связи между ними;

- эффект комплексного снижения шума для различных блок-схем звукогенерирующих и измеряющих аппаратурных комплексов и др.

При проведении экспериментальных исследований на разработанной автором установке использовались как адаптивные, так и неадаптивные системы. Достигался эффект комплексного снижения шума до 12 дБА.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Иванов Н.И., Никифоров А.С.* Основы виброакустики: Учебник для вузов. С-Пб.: Политехника, 2000.
2. *Луканин В.Н., Гудцов В.Н., Бочаров Н.Ф.* Снижение шума автомобиля. М.: Машиностроение, 1981.
3. *Луканин В.Н., Алексеев И.В., Шамров М.Г. и др.* Двигатели внутреннего сгорания: Учебник для вузов: В 3 кн. / Под ред. В.Н. Луканина. М.: Высш. шк., 1995.
4. *Nelson P.A. and Elliot S.J.*, 1992, "Active Control of Sound", Academic Press. London.
5. *Olson H.F., May E.G.* Electronic sound absorbers // Journal Acoustic Society America, 1953. 25. №6.
6. *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.

CALCULATION AND REDUCTION OF INTERNAL AUTOMOBILE NOISE AND VIBRATION

© 2004 A.V. Vasiliev

Togliatti State University

Different methods of calculation of automobile internal noise and vibration are considered. Methodic of complex internal automobile noise experimental investigation is proposed. Experimental set-up and results of experiments are described. Good results of internal noise reduction are achieved.