

А. В. Васильев

*Тольяттинский государственный университет
кафедра "Промышленная безопасность и экология"
Россия, 445667, г. Тольятти, ул. Белорусская, 14, e-mail avassil@infopac.ru*

О снижении низкочастотного шума автомобиля путем комплексного использования активного шумоподавления

Получена 17.06.2002, опубликована 30.09.2002

Рассматриваются вопросы исследования снижения низкочастотного шума автомобилей с поршневым двигателем внутреннего сгорания путем использования метода активного шумоглушения. Описываются экспериментальная установка, методика проведения эксперимента, конструкции устройств активного шумоподавления с улучшенной помехозащищенностью и др.

Важным этапом создания современных автотранспортных средств с улучшенными экологическими и потребительскими качествами является совершенствование их виброакустических характеристик. Серьезную проблему представляет борьба с низкочастотными шумами, распространяющимися без особого поглощения на значительные расстояния [1, 2]. Низкочастотные вибрации, передающиеся в пассажирский салон транспортного средства, генерируют звуковые колебания, являющиеся источником дискомфорта.

Для автомобилей, оснащенных поршневыми двигателями внутреннего сгорания, формирование внешнего шума, особенно в низкочастотном диапазоне, определяющим образом связано с шумами всасывания воздуха и выхлопа отработавших газов [2]. При этом низкочастотный диапазон шума определяется газодинамическими пульсациями давления во впускном и выпускном тракте. Решение проблемы акустического дискомфорта в пассажирском салоне автотранспортного средства также в значительной мере связано с подавлением низкочастотных «гуловых» шумов, основным источником которых служит вибрация, передающаяся от двигателя через опоры на переднюю панель. Весьма перспективным именно в низкочастотном диапазоне является метод активного шумоподавления, широко используемый в настоящее время рядом компаний и исследователей.

Анализ научных работ и конструктивных решений в области активного глушения шума транспортных средств [3–8 и др.] позволяет заключить, что характерным для исследователей является дифференцированный подход к проблемам снижения внешнего шума, излучаемого свободными срезами воздухозаборного и выпускного патрубков двигателя, и к проблемам подавления низкочастотных шумов в салоне

транспортного средства. К недостаткам такого дифференцированного подхода можно отнести то, что не учитывается взаимосвязь акустических полей моторного отсека и пассажирского салона автотранспортного средства. Необходимо также принимать во внимание когерентность излучения низкочастотного шума свободными срезами воздухозаборного патрубка воздухоочистителя и хвостовой трубы глушителя системы выхлопа. Для автотранспортного средства, оснащенного, например, поршневым двигателем внутреннего сгорания, формирование как внешнего, так и внутреннего шума в значительной мере обусловлено работой двигателя (шум впуска и выхлопа, вибрирующая передняя панель пассажирского салона, и др.). Таким образом, представляются целесообразными исследования комплексного активного подавления низкочастотных составляющих внешнего шума и внутренних виброакустических полей автотранспортного средства, генерируемых двигателем, некоторые результаты которых приводятся в настоящей статье.

Предварительная оценка необходимых параметров исследуемой экспериментальной системы осуществлялась с использованием компьютерной программы «Антишум», в которой системы газообмена автомобильного поршневого двигателя внутреннего сгорания при расчете шума условно подразделяются на три вида элементов: источники шума, излучатели шума и элементы, передающие звуковую энергию от источников к излучателям. В качестве переменных при моделировании используются обобщенные акустические токи и напряжения. Активные источники задаются путем использования дополнительных источников объемного расхода, при этом величина необходимой амплитуды задается элементами матрицы описания, а значение фазы выбирается из расчета противофазности по отношению к заглушаемому шуму. Программа построена по модульно-процедурному принципу, подразумевающему вызов подпрограммы из основной программы. Структурно программа состоит из блока ввода аргументов, блока расчета шумовых характеристик, блока вывода результатов. Программа реализована на простых алгоритмических языках.

Для экспериментальных исследований активного подавления низкочастотного шума, создаваемого при работе поршневых автомобильных двигателей, была разработана экспериментальная установка, общая схема которой показана на рис. 1.

Используемые при проведении экспериментальных исследований источники звука можно разделить на пассивные (имитирующие заглушаемый шум) и активные. Излучающие срезы воздухозаборного патрубка воздухоочистителя и выхлопной трубы имитируются при помощи монополярных источников звука (громкоговорителей) с необходимыми низкочастотными характеристиками.

Практическое использование систем активного шумоподавления существенным образом ограничивается воздействием внешних факторов (маскирующих помех посторонних акустических источников, термо-пыле-вибронагруженность внешней среды и пр.), что отражается на надежности и долговечности их работы. Поэтому существенное внимание уделяется повышению помехозащищенности устройств активного шумоподавления.

звука. В результате интерференции достигается эффективное подавление шума системы впуска.

Колебания давления в камере воздухоочистителя, обусловленные работой впускного клапана, вызывают колебания массы газа в канале воздухозаборного патрубка, скорость которых пропорциональна интегралу давления:

$$v = \frac{F_{nam}}{l_{nam}} \int_0^t p \cdot dt, \quad (1)$$

где F_{nam} — площадь среза воздухозаборного патрубка, m^2 , l_{nam} — длина воздухозаборного патрубка, м.

В результате этих колебаний происходит излучение звука на свободном срезе воздухозаборного патрубка:

$$p_1 \cong AvF_{nam}, \quad (2)$$

где p_1 — звуковое давление излучаемого звука на срезе воздухозаборного патрубка, A — коэффициент пропорциональности.

С другой стороны, колебания давления в камере воздухоочистителя вызывают колебания напряжения на выходе микрофона:

$$U_1 \cong Ep, \quad (3)$$

где E — коэффициент пропорциональности, p — колебания звукового давления газа в камере воздухоочистителя

Заданные колебания величины p могут устанавливаться с помощью усилителя мощности за счет их увеличения в K раз, причем абсолютная величина напряжения U_1 эквивалентна по значению величине p_1 колебаний звукового давления на свободном срезе воздухозаборного патрубка, а фаза φ_2 колебаний напряжения противоположна фазе φ_1 заглушаемого звукового давления:

$$U_2 \cong -KU_1 \cong -KEp. \quad (4)$$

Электрические колебания напряжения вызывают колебания тока в электрическом контуре, образованном громкоговорителем и элементом адаптивного управления. Для случая, когда элемент адаптивного управления выполнен в виде индуктивности, можно записать выражение

$$i_2 = \frac{1}{L_\Sigma} \int_0^t U_2 dt, \quad (5)$$

где $L_\Sigma = L + L_{эке}$ — суммарная электромеханическая индуктивность контура, Гн, L — индуктивность катушки, Гн, $L_{эке}$ — эквивалентная индуктивность контура динамика, Гн.

Колебания тока в электрическом контуре вызывают соответствующие колебания мембраны громкоговорителя со скоростью $v_{i\dot{o}} \cong B \cdot i_2$, где B — коэффициент пропорциональности.

В результате излучается звук в зону среза воздухозаборного патрубка, звуковое давление которого характеризуется следующим соотношением:

$$p_2 = Av_{i\dot{o}}F_i, \quad (6)$$

где F_i — площадь поверхности мембраны громкоговорителя, м².

Для обеспечения эффективного подавления шума впуска, излучаемого свободным срезом воздухозаборного патрубка, необходимо, чтобы в зону свободного среза излучалась величина звукового давления p_2 , эквивалентная по амплитуде и противоположная по фазе величине звукового давления p_1 , излучаемого свободным срезом воздухозаборного патрубка:

$$p_2 = -p_1. \quad (7)$$

Таким образом, имеем

$$\frac{K}{L_\Sigma} AEBF_i \int_0^t p dt = \frac{F_{i\dot{o}}}{l_{i\dot{o}}} AEF_{i\dot{o}} \int_0^t p dt. \quad (8)$$

Введём вместо коэффициентов K и B обобщённый коэффициент O , учитывающий размерность и представляющий собой произведение коэффициентов K , B и R (коэффициента размерности):

$$O = KBR. \quad (9)$$

Тогда можно записать следующее уравнение

$$\frac{O}{L_\Sigma} \cdot F_m \cong \frac{F_{nam}^2}{l_{nam}}. \quad (10)$$

Разработаны различные варианты принципиальных схем и конструкций электронного блока формирования необходимых виброакустических характеристик системы активного шумоподавления как для комплексного подавления низкочастотного шума экспериментальной установки, так и для исследования снижения отдельных источников шума. Так, на рис. 2 показана функциональная схема аналоговой системы исследования активного подавления шума впуска.

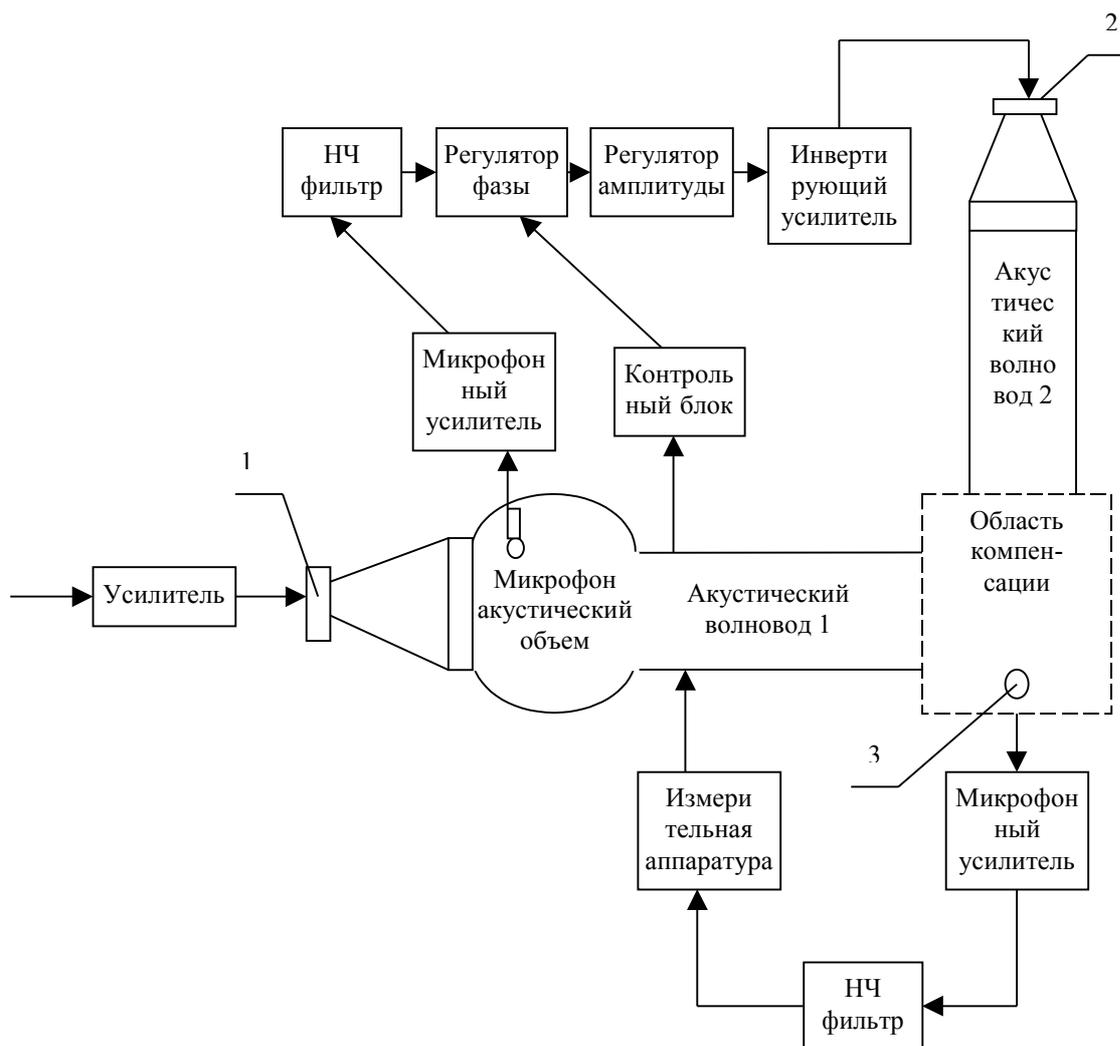


Рис. 2. Функциональная схема аналоговой системы исследования активного подавления шума впуска.

1 – громкоговоритель 1 (источник шума); 2 – громкоговоритель 2 (активный источник); 3 – контрольный микрофон

Разработанная методика проведения исследований включает:

- определение необходимых акустических характеристик, оптимального местоположения и количества источников антизвука;
- оценку влияния различных конструктивных факторов на эффективность шумоподавления:
- отработку конструктивных решений компактных и помехозащищенных устройств активного подавления внешнего шума;
- наличие звукопоглощающих панелей в пространстве моторного отсека;
- учет различной изгибной жесткости стенок акустических емкостей и различных вариантов виброакустической связи между ними;
- разработку блок-схем звукогенерирующих и измеряющих аппаратурных комплексов;

– оценку эффективности снижения низкочастотного звука, передающегося из системы моторный отсек - пассажирский салон:

а) при различном местоположении и количестве активных источников;

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

К предварительным итогам исследований, которые в дальнейшем будут продолжены, можно отнести расчетную оценку необходимых характеристик, разработку экспериментальной установки и методики проведения эксперимента, разработку конструктивных схем помехозащищенных устройств активного шумоподавления и др. Комплексное использование метода активного шумоподавления может явиться полезным вкладом в создание прогрессивных транспортных средств с улучшенными экологическими и потребительскими качествами.

Автор выражает свою благодарность Министерству образования РФ за поддержку работы грантом № 96-10-4.1-32.

ЛИТЕРАТУРА

1. Исакович М. А. Общая акустика. М: Наука, 1973.
2. Луканин В. Н., Гудцов В. И., Бочаров Н. Ф. Снижение шума автомобиля. М.: Машиностроение, 1981.
3. Ломакин А. В., Любашевский Г. С., Орлов А. Н., Тартаковский Б. Д. Устройство для компенсации звукового поля. А.С. СССР N 1067527, МКИ G 10 K 11/00, 1984.
4. Kosaka T., Ishizawa M., Miyano H., Yamada S. Active Reduction of Low Frequency Noise in a Pipe // Proc. of «Inter-Noise 84» Congress, Honolulu, 1984. Vol. 1, pp. 473–476.
5. Elliott S. J., Stothers I. M., Nelson P. A., McDonald A. M. Quinn D. C., Saunders T.: The active control of engine noise inside cars // Proc. «Inter-Noise 88» Congress, 1988, pp. 987–990.
6. McDonald A. M., Elliott S. J., Stokers M. A.: Active noise and vibration control within automobiles. Proc. Int. Symposium on Active Control of Sound and Vibration, Tokyo, 1991, pp. 147–157
7. Uchida H., Nakao N., Butsuen T. High Performance Active Noise Control System for Engine Noise in a Car Cabin. SAE N 940608, Detroit, USA, 1994, P:7.
8. Elliott S. Active Control of Noise and Vibration — State of the Art and Future Prospects // NAM'94, Aarhus, Denmark, 1994, pp. 13–24.
9. Vassiliev A. V. Compact active noise control units for automobile intake low-frequency noise attenuation // Proc. of «ACTIVE 97» Symp., Budapest, Hungary, 1997, pp. 587–594.