

## ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ ПНЕВМАТИЧЕСКОЙ ПОДВЕСКИ АВТОБУСА

**А.Ф. Дубровский**, [duanf@mail.ru](mailto:duanf@mail.ru)

**Р.А. Закиров**, [zakirovra@susu.ru](mailto:zakirovra@susu.ru)

**С.В. Косолапов**, [street.park23@yandex.ru](mailto:street.park23@yandex.ru)

**А.А. Абызов**, [abyzovaa@susu.ru](mailto:abyzovaa@susu.ru)

**С.Г. Некрасов**, [nekrasovsg@susu.ru](mailto:nekrasovsg@susu.ru)

*Южно-Уральский государственный университет, Челябинск, Россия*

**Аннотация.** При проектировании транспортных средств, предназначенных для перевозки пассажиров, значительное внимание уделяется повышению комфортабельности, в частности, снижению вибронгруженности элементов салона. В статье приведен обзор различных подходов к решению этой задачи: использование активных систем поддрессоривания, применение пневмогидравлических рессор, амортизаторов с изменяемыми характеристиками, пневматических систем поддрессоривания.

В статье рассмотрена система поддрессоривания автобуса на базе полноприводного автомобиля «Урал». Отличительной особенностью подвески этой машины является использование пневматических рессор РОСТАР. При этом продольные направляющие рычаги расположены встречно. Предложенная схема пневматической подвески позволила использовать в ходовой части автомобиля широкопрофильные шины увеличенных размеров без увеличения габаритов.

С целью проверки эффективности рассматриваемой системы поддрессоривания были проведены ходовые испытания. Автобус двигался по грунтовой дороге 4–5-й категории, имеющей выбоины, со скоростью 20 км/час. На корпусе и элементах ходовой системы были установлены датчики-акселерометры. В статье приводится информация об их расположении и особенностях обработки сигналов, а также о других условиях испытаний.

По результатам предварительных испытаний выбран диапазон частот для исследований. В результате дальнейших испытаний для сигналов всех датчиков получены средние квадратические значения виброускорений в стандартных октавных и третьоктавных полосах.

Анализ эффективности системы поддрессоривания выполнен на основе сравнения виброускорений на неподдрессоренных массах с виброускорениями в салоне и на рабочем месте водителя. Результаты испытаний подтвердили высокую эффективность предлагаемой системы поддрессоривания. Определены диапазоны частот, в которых регистрируются повышенные виброускорения. Предложены мероприятия по их снижению. Разработанная конструктивная схема признана эффективной и рекомендована к использованию в системах поддрессоривания автобусов.

**Ключевые слова:** пневматическая подвеска, функция спектральной плотности, виброускорения

**Благодарности.** Работа выполнялась при финансовой поддержке Минобрнауки России в рамках проекта «Создание высокотехнологичного производства унифицированного семейства транспортных средств «Арктический автобус» для организации безопасной перевозки пассажиров и мобильных пунктов социальной сферы в районах Крайнего Севера в условиях низких температур (до минус 50 °С) для обеспечения связанности территорий Арктической зоны Российской Федерации» по Соглашению № 075-11-2021-058 от 25.06.2021 г. (Идентификатор государственного контракта 000000S407521QLY0002).

**Для цитирования:** Оценка эффективности пневматической подвески автобуса / А.Ф. Дубровский, Р.А. Закиров, С.В. Косолапов и др. // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». 2024. Т. 24, № 3. С. 75–85. DOI: 10.14529/engin240307

## EVALUATION OF THE EFFECTIVENESS OF THE AIR SUSPENSION OF THE BUS

**A.F. Dubrovskiy**, *duanf@mail.ru*

**R.A. Zakirov**, *zakirovra@susu.ru*

**S.V. Kosolapov**, *street.park23@yandex.ru*

**A.A. Abyzov**, *abyzovaa@susu.ru*

**S.G. Nekrasov**, *nekrasovsg@susu.ru*

*South Ural State University, Chelyabinsk, Russia*

**Abstract.** When designing vehicles intended for passenger transportation, considerable attention is paid to increasing comfort, in particular, reducing vibration loading of interior elements. The article provides an overview of various approaches to solving this problem: using active suspension systems, applying pneumatic-hydraulic springs, shock absorbers with variable characteristics, pneumatic suspension systems.

The article examines the suspension system of a bus based on the Ural all-wheel drive vehicle. A distinctive feature of this vehicle's suspension is the use of ROSTAR air springs. The longitudinal guide levers are located opposite each other. The proposed air suspension scheme allowed the use of wide-profile tires of larger sizes in the vehicle's chassis without increasing the dimensions.

In order to check the efficiency of the suspension system under consideration, running tests were conducted. The bus moved along a dirt road of category 4–5, with potholes, at a speed of 20 km/h. Accelerometer sensors were installed on the body and elements of the chassis. The article provides information on their location and signal processing features, as well as other test conditions.

Based on the results of the preliminary tests, the frequency range for the studies was selected. As a result of further tests, the root-mean-square values of vibration accelerations in standard octave and one-third octave bands were obtained for the signals of all sensors. The analysis of the effectiveness of the suspension system was performed based on a comparison of vibration accelerations on unsprung masses with vibration accelerations in the passenger compartment and at the driver's workplace.

The test results confirmed the high effectiveness of the proposed suspension system. The frequency ranges in which increased vibration accelerations are recorded were determined. Measures for their reduction were proposed. The developed design scheme was recognized as effective and recommended for use in suspension systems of buses.

**Keywords:** air suspension, spectral density function, vibration acceleration

**Acknowledgments.** The work was carried out with the financial support of the Ministry of Education and Science of the Russian Federation within the framework of the project “Creation of high-tech production of a unified family of vehicles “Arctic Bus” for organizing the safe transportation of passengers and mobile social service points in the regions of the Far North in low temperatures (up to minus 50 °C) to ensure the connectivity of the territories of the Arctic zone of the Russian Federation” under Agreement No. 075-11-2021-058 dated June 25, 2021 (State contract ID 000000S407521QLY0002).

**For citation:** Dubrovskiy A.F., Zakirov R.A., Kosolapov S.V., Abyzov A.A., Nekrasov S.G. Evaluation of the effectiveness of the air suspension of the bus. *Bulletin of the South Ural State University. Ser. Mechanical Engineering Industry*, 2024:24(3):75–85. (In Russ.) DOI: 10.14529/engin240307

### Введение

В настоящее время при создании новых моделей транспортных средств большое внимание уделяется обеспечению комфортных условий на месте водителя и в пассажирском салоне. В частности, вибрационная нагруженность должна быть минимальной и соответствовать требованиям нормативных документов [1]. В отличие от рабочего места водителя, в пассажирском салоне невозможно использовать специальные виброзащитные сиденья. В связи с этим в таких машинах необходимо использовать совершенную систему поддрессирования, обеспечивающую необходимый низкий уровень вибраций.

Проектирование традиционных систем поддрессоривания, включающих гидравлические амортизаторы и упругие элементы в виде рессор или пружин, хорошо освещены в многочисленных литературных источниках [2–5]. Однако выбор характеристик таких систем всегда является компромиссным и часто не обеспечивает требуемую плавность хода транспортного средства. В связи с этим в настоящее время находят применение более сложные системы, включающие управляемые упругие или демпфирующие элементы.

В ряде работ [6–8] предложено использовать амортизаторы с несколькими характеристиками, переключаемыми в соответствии со специальным алгоритмом в процессе движения. Для управления усилиями, создаваемыми гидроамортизаторами, может, в частности, использоваться магнитная жидкость [9].

Использование гидропневматических систем поддрессоривания [10, 11] позволяет существенно снизить колебания корпуса. Однако существенными недостатками подобных систем являются высокая сложность, низкая надежность и высокая стоимость.

Использование активных систем поддрессоривания, включающих специальные приводы в подвесках, позволяет практически полностью исключить колебания корпуса [12–15]. Недостатком таких систем является высокая сложность и стоимость, а также высокое потребление энергии при работе приводов.

Перечисленные выше активные и регулируемые системы поддрессоривания вследствие своих недостатков применяются достаточно ограниченно. В то же время получают распространение более простые системы с пневматической рессорой в качестве упругого элемента [16–19]. Такая подвеска по сравнению с традиционной обеспечивает лучшую плавность хода и путем изменения количества воздуха в рессоре позволяет оперативно изменять положение корпуса машины.

Данная статья посвящена результатам ходовых испытаний автобуса на базе полноприводного автомобиля «Урал» с пневматической рессорой в подвеске (рис. 1).



Рис. 1. Общий вид автобуса на базе автомобиля «Урал»  
Fig. 1. General view of the bus based on the URAL vehicle

Автобус построен на базе автомобиля «Урал», имеющего колесную формулу 6×6. Для переднего моста использована штатная подвеска. Поддрессоривание среднего 4 и заднего 3 мостов изменено по сравнению со штатным (рис. 2). В качестве упругих элементов использованы пневматические рессоры РОСТАР 6 и 10, вертикальный ход которых ограничен тросами 5 и 9. Мосты крепятся на лонжеронах 2 и 8 с помощью расположенных встречно продольных рычагов 7 и 11, которые жестко связаны поперечными рычагами 1 и 14.

При проектировании машины предполагалось, что использование описанной системы поддрессоривания позволит как снизить вибрационную нагруженность в пассажирском салоне и на рабочем месте водителя, так и использовать колеса и шины увеличенных размеров.

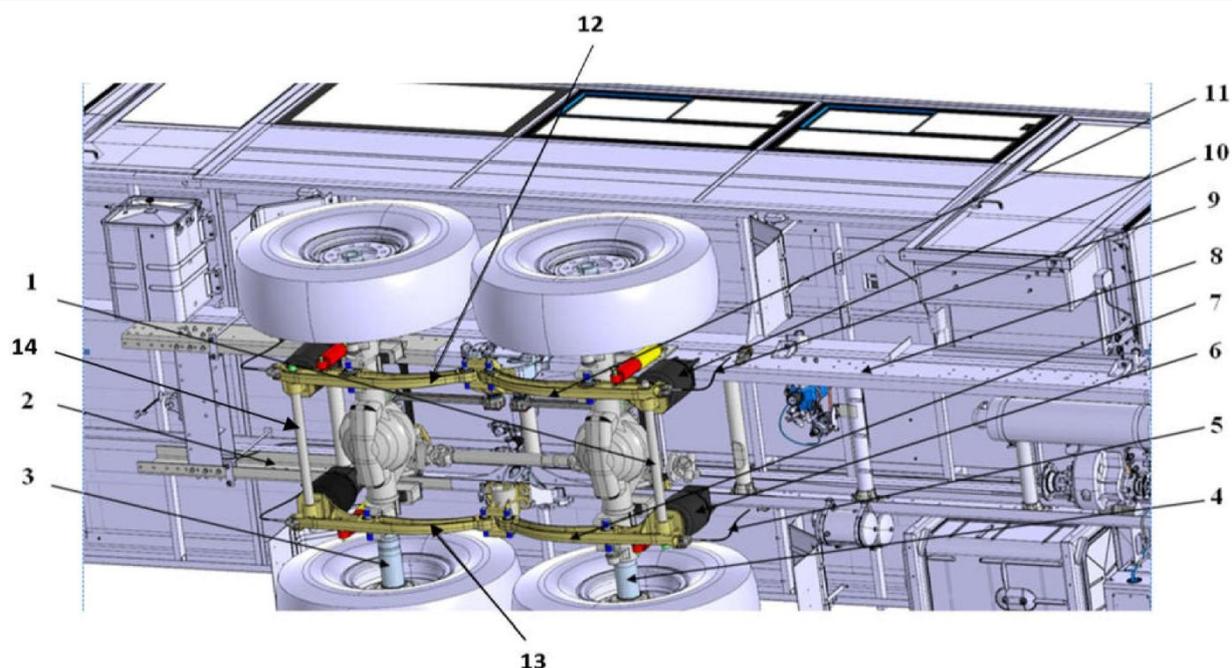


Рис. 2. Система поддрессоривания среднего и заднего мостов с встречным расположением направляющих рычагов и пневматическими упругими элементами

Fig. 2. Suspension system of the middle and rear axles with opposite arrangement of guide levers and pneumatic elastic elements

Для проверки эффективности поддрессоривания в соответствии с «Программой и методиками исследовательских испытаний автобуса» были проведены ходовые испытания. При испытаниях автобус двигался по грунтовым дорогам 4–5-й категорий, имеющим выбоины, со скоростью 20 км/ч. Для каждого заезда использовались участки длиной 800 м.

#### Материалы и методы

Оценка вибронегруженности кузова, пассажирского салона и рабочего места водителя автобуса проводилась по уровню виброускорений в вертикальном направлении. На рабочем месте водителя также измерялись виброускорения в продольном и поперечном направлениях; эти виброускорения сравнивались с виброускорениями неподдрессоренных масс. Было использовано 8 датчиков-акселерометров.

Датчик Д1 установлен на переднем мосту; датчик Д2 – на лонжероне над передним мостом; датчик Д3 – на полу кабины под сиденьем водителя; датчик Д4 – на неподдрессоренных массах левого борта среднего моста. Датчик Д5 установлен на лонжероне (в зоне среднего моста, вдоль левого борта) и контролирует уровень виброускорений в пассажирском салоне. Датчики Д6, Д7, Д8 установлены на сиденье водителя в регистрируют виброускорения в в продольном, поперечном и вертикальном направлениях соответственно.

При регистрации данных и их обработке использовались следующие параметры: время преобразования АЦП (шаг по времени)  $\Delta t = 0,0009375$  с; число отсчётов  $N = 2^{16} = 65536$ ; длина интервала наблюдения  $T = 61,44$  с. Фрагменты осциллограмм сигналов в качестве примера приведены на рис. 3.

На первом этапе исследований регистрировались широкополостные сигналы виброускорений с трёх датчиков – Д4, Д5 и Д8. Зарегистрированные сигналы были обработаны и получен амплитудный спектр в диапазоне частот до 200 Гц с постоянной абсолютной шириной полосы  $\Delta f = 1,042$  Гц. Анализ спектра позволил установить, что наиболее интенсивные составляющие виброускорений сосредоточены в диапазоне частот 0–64 Гц.

Дальнейший более подробный анализ сигналов датчиков Д4, Д5 и Д8 проводился в этом диапазоне частот. Получены амплитудные спектры виброускорений с постоянной абсолютной шириной полосы  $\Delta f = 1,042$  Гц, а также  $\Delta f = 0,016$  Гц (рис. 4). При дальнейшей обработке этих спектров [20] получены средние квадратические значения (СКЗ) сигналов в указанном диапазоне

частот, а также СКЗ виброускорений в стандартных октавных и третьоктавных полосах для диапазонов частот 0–64 Гц и 0–80 Гц.

Для оценки эффективности гашения колебаний были получены отношения СКЗ виброускорений в третьоктавных полосах на кузове (в пассажирском салоне) автобуса и в зоне лонжерона над левым колесом среднего моста к соответствующим СКЗ виброускорений на неподрессоренных массах.

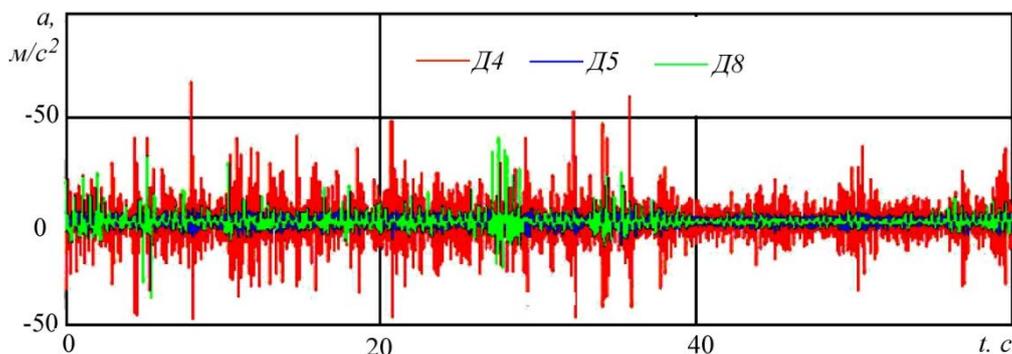


Рис. 3. Фрагменты осциллограмм ускорений (датчики Д4, Д5, Д8)  
Fig. 3. Fragments of acceleration oscillograms (sensors D4, D5, D8)

### Результаты и обсуждения

Анализ полученных результатов показал высокую эффективность гашения колебаний. Например, СКЗ вертикальных виброускорений в салоне автобуса (сигнал датчика Д5) во всем рассматриваемом диапазоне частот уменьшен по сравнению с уровнем вибраций на неподрессоренных массах (сигнал датчика Д4) в  $9,35/1,64 = 5,7$  раза (табл. 1). Однако полученный результат недостаточно информативен, поскольку не позволяет проанализировать влияние отдельных резонансов механической системы. Более информативные результаты можно получить при анализе амплитудных спектров.

СКЗ виброускорений в стандартных третьоктавных полосах для диапазона частот 0–64 Гц представлены на рис. 4 и 5. Эта же информация, а также граничные и среднегеометрические частоты рассматриваемых полос представлены в табл. 2. Анализ этих данных показывает, что виброускорения на кузове (датчик Д5) существенно ниже виброускорений неподрессоренных масс (датчик Д4), что свидетельствует об эффективном гашении колебаний.

Средние квадратические значения ускорений в диапазоне частот до 64 Гц

Таблица 1

Root mean square acceleration values in the frequency range up to 64 Hz

Table 1

Частота, Гц	СКЗ Д4, м/с <sup>2</sup>	СКЗ Д5, м/с <sup>2</sup>	СКЗ Д6, м/с <sup>2</sup>
0...1	0,129	0,081	0,162
0...64	9,35	1,64	3,04

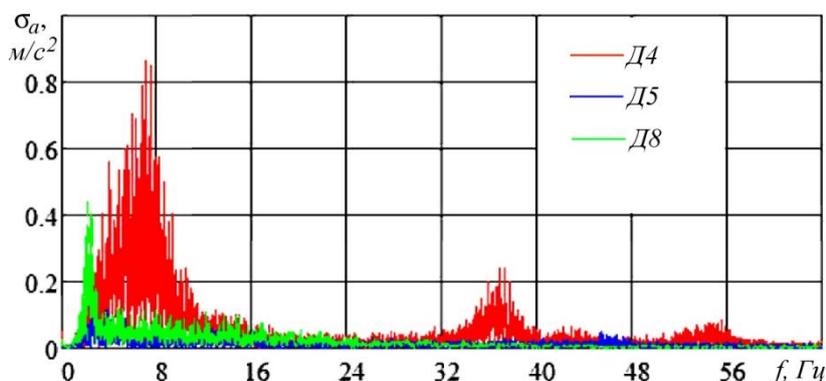


Рис. 4. Амплитудный спектр вибросигналов в диапазоне до 64 Гц (датчики Д4, Д5, Д8)  
Fig. 4 Amplitude spectrum of vibration signals in the range up to 64 Hz (sensors D4, D5, D8)

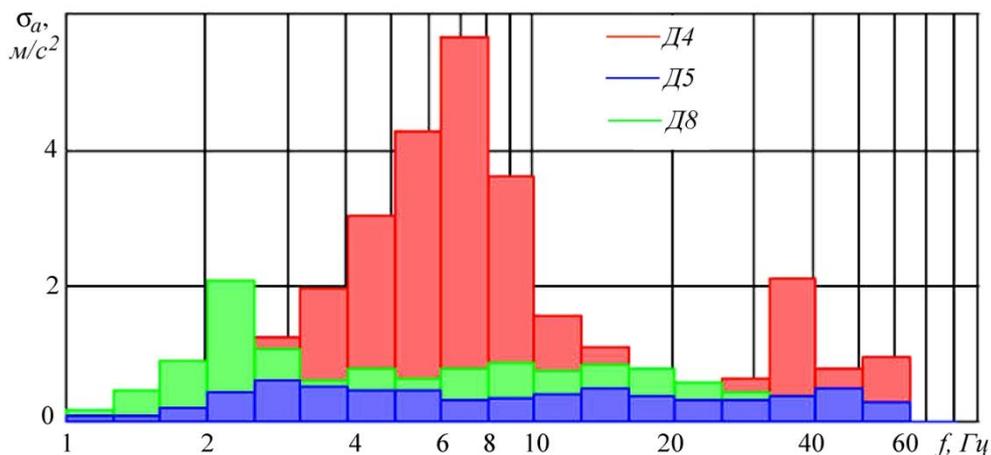


Рис. 5. СКЗ сигналов датчиков Д4, Д5, Д8 в третьоктавных полосах  
Fig. 5 RMS signals of sensors D4, D5, D8 in one-third octave bands

Средние квадратические значения ускорений в октавных и третьоктавных полосах

Таблица 2

Root mean square values of accelerations in octave and one-third octave bands

Table 2

октавная поло- са, Гц	Частота, Гц		СКЗ Д4, м/с <sup>2</sup>	СКЗ Д5, м/с <sup>2</sup>	СКЗ Д6, м/с <sup>2</sup>
	третьоктавная полоса, Гц	среднегеометр. частота, Гц			
1...2	1,000...1,260	1,122	0,242	0,081	0,466
	1,260...1,587	1,414	0,423	0,079	0,889
	1,587...2,000	1,782	0,767	0,189	2,066
2...4	2,000...2,520	2,245	1,231	0,439	1,064
	2,520...3,175	2,828	1,950	0,602	0,607
	3,175...4,00	3,564	3,025	0,521	0,772
4...8	4,000... 5,040	4,490	4,283	0,460	0,635
	5,040... 6,350	5,657	5,645	0,468	0,767
	6,350... 8,000	7,127	3,594	0,327	0,856
8...16	8,000 ...10,08	8,980	1,546	0,336	0,758
	10,08...12,70	11,31	1,085	0,395	0,844
	12,70...16,00	14,25	0,603	0,491	0,769
16...32	16,00...20,16	17,96	0,509	0,385	0,580
	20,16...25,40	22,63	0,636	0,307	0,425
	25,40...32,00	28,51	2,092	0,315	0,332
32...64	32,00...40,32	35,92	0,773	0,363	0,216
	40,32...50,80	45,26	0,956	0,501	0,196
	50,80...64,00	57,02	0,013	0,283	0,012

Спектр виброускорений в салоне автобуса представлен на рис. 6. Как следует из этого графика, наиболее интенсивные составляющие вибраций находятся в полосе со среднегеометрической частотой  $f_c = 2,828$  Гц. Однако даже в этой полосе виброускорения в салоне в 3,24 раза меньше ускорений неподрессоренных масс. Спектр также имеет максимумы в полосах со среднегеометрическими частотами 5,657 и 14,25 Гц. Однако и на этих частотах виброускорения в салоне меньше виброускорений неподрессоренных масс в 12,06 и 1,228 раза соответственно. Отношение СКЗ вертикальных виброускорений в салоне к ускорениям неподрессоренных масс для третьоктавных полос приведено на рис. 7.

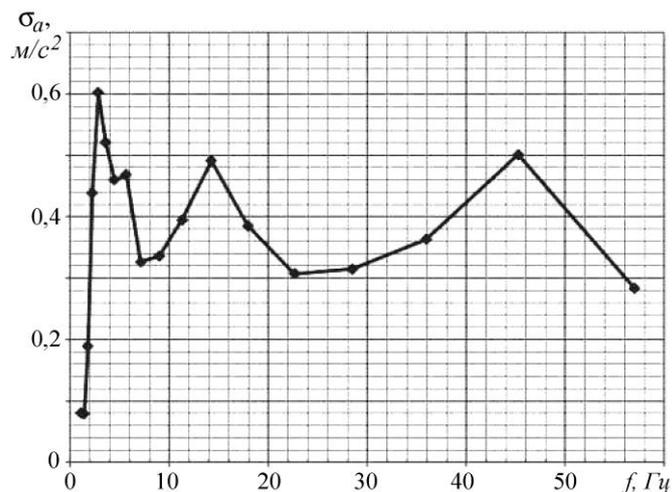


Рис. 6. СКЗ виброускорения в третьоктавных полосах на кузове (лонжерон над левым колесом среднего моста)

Fig. 6. RMS vibration acceleration in one-third octave bands on the body (side member above the left wheel of the middle axle)

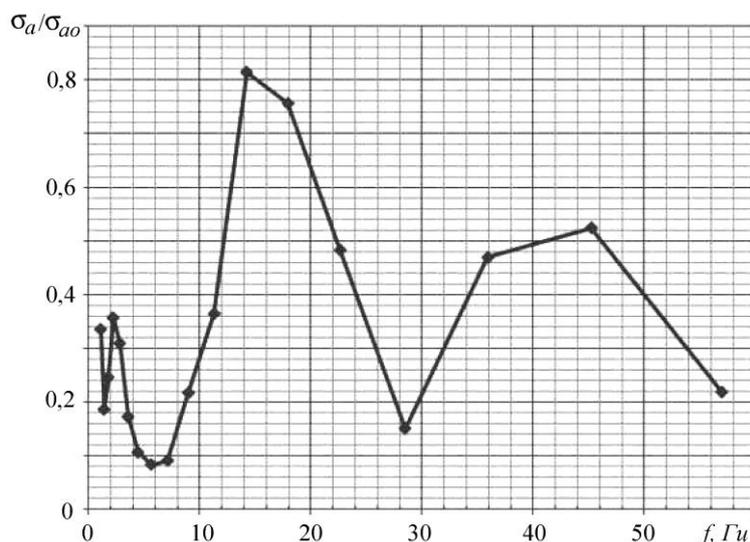


Рис. 7. Относительное снижение виброускорений на кузове

Fig. 7. Relative reduction of vibration acceleration on the body

Вертикальные виброускорения на месте водителя наиболее интенсивны в полосе со среднегеометрической частотой  $f_c = 1,782$  Гц (рис. 8).

#### Заключение

В целом отмечается высокая эффективность использования пневматической подвески с встречным расположением продольных направляющих рычагов для снижения уровня вибраций. Ее использование позволяет существенно снизить вибрации в салоне и на рабочем месте водителя автобуса по сравнению с вибрациями неподрессоренных масс.

Анализ спектров виброускорений позволил выделить три частотные полосы, в которых сосредоточены наиболее интенсивные вибрации в салоне (2,245...2,5 Гц; 5...7,127 Гц; 12,5...14,25 Гц). Однако и в этих полосах виброускорения в салоне автобуса значительно меньше виброускорений неподрессоренных масс.

Наибольших значений на кресле водителя вертикальные ускорения достигают в районе 2,245; 2,5; 5 и 10 Гц. При этом, независимо от профиля дорожного покрытия и скорости движения, максимальная величина ускорений находится в пределах 1,6...2,066 м/с².

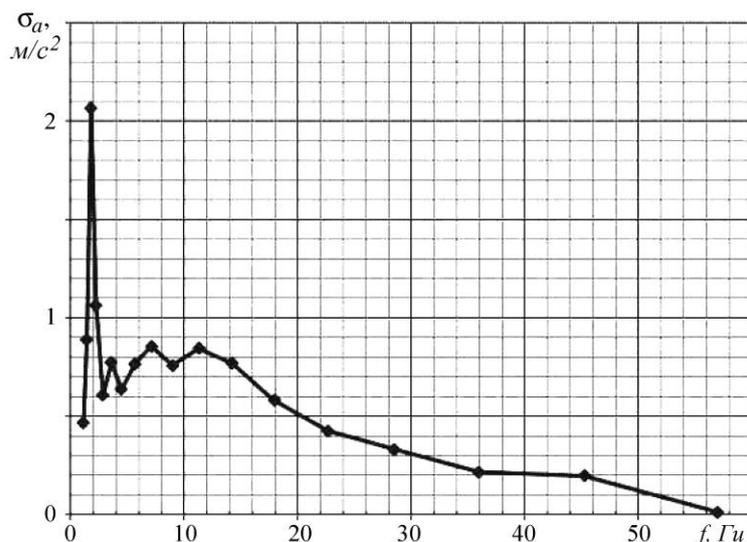


Рис. 8. СКЗ виброускорения кресла водителя (вертикальное направление)  
Fig. 8. RMS vibration acceleration of the driver's seat (vertical direction)

Наиболее интенсивные вибрации в салоне и на месте водителя зарегистрированы в низкочастотной области, вблизи частоты 2,245 Гц. Для их уменьшения необходимо скорректировать параметры подвески машины, изменив рабочие характеристики упругих элементов и диссипативные характеристики амортизаторов. Второй пик виброускорений расположен в диапазоне частот 5...7,127 Гц. Для его уменьшения необходимо скорректировать рабочие характеристики упругих элементов системы поддрессоривания.

Принятая конструктивная схема пневматической подвески позволила «вписывать» в ходовую часть автомобиля широкопрофильные шины увеличенных размеров без соответствующего увеличения габаритов ходовой части. Данное обстоятельство помимо улучшения проходимости по снегу будет способствовать улучшению комфортабельности движения.

Таким образом, принятая конструктивная схема системы поддрессоривания, выполненная на основе использования подвески «с встречным расположением продольных направляющих рычагов» и пневматических рессор, **высокоэффективна** в плане решения задачи снижения уровня вибраций в салоне автомобиля и на водительском месте. В связи с этим её можно рекомендовать к использованию в системах поддрессоривания автобусов.

#### Список литературы

1. СН 2.2.4/2.1.8.566-96 Федеральные санитарные правила, нормы и гигиенические нормативы. Производственная вибрация, вибрация в помещениях жилых и общественных зданий. М.: 1997. 20 с.
2. Reimpell J., Betzler W. Fahrwerktechnik: Grundlagen. Würzburg: Vogel, 1986. 455 p.
3. Ротенберг Р.В Подвеска автомобиля. М.: Машиностроение, 1972. 392 с.
4. Афанасьев Б.А. Бочаров Н.Ф. Жеглов Л.Ф. Проектирование полноприводных колесных машин М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. 432 с.
5. Pareto Optimization of a Half Car Passive Suspension Model Using a Novel Multiobjective Heat Transfer Search Algorithm/ V. Savsani, V.K. Patel, B. Gadhvi, M.Tawhid // Modelling and Simulation in Engineering. 2017. Article ID 2034907. 17 p. <https://doi.org/10.1155/2017/2034907>.
6. Savaresi S., Silani E., Bittanti S. Acceleration-Driven-Damper (ADD): An Optimal Control Algorithm For Comfort-Oriented Semiactive Suspensions // J. Dyn. Sys., Meas., Control. 2005. Vol. 127(2). P. 218–229. <https://doi.org/10.1115/1.1898241>
7. Fialho I., Balas G. Road Adaptive Active Suspension Design Using Linear Parameter-Varying Gain-Scheduling // IEEE Trans. Control Syst. Technol. 2002. Vol. 1063-6536, 10. P. 43–54.
8. Жилейкин М.М., Котиев Г.О., Сарач Е.Б. Методика подбора характеристик управляемой подвески с двумя уровнями демпфирования многоосных колесных машин // Электрон. журн.

«Наука и образование: электронное научно-техническое издание». 2012. Вып. 2 77-30569/293578. URL: <http://technomag.edu.ru/doc/293578.html>, свободный.

9. Josee M., Kazima S., Turabimana P. Review of semi-active suspension based on Magneto-rheological damper // July 2021 Engineering Perspective. 2021. Vol. 4(1). P. 38–51. <https://doi.org/10.29228/eng.pers.50853>

10. Регулируемые пневматические и гидропневматические рессоры подвесок автотранспортных средств: монография / А.В. Поздеев, В.В. Новиков, А.С. Дьяков и др. Волгоград: Изд-во ВолгГТУ, 2013. 267 с.

11. Котиев Г.О., Смирнов А.А., Шилкин В.П. Исследование рабочих процессов в пневмогидравлических устройствах систем подпрессоривания гусеничных машин. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. 80 с.

12. Kemer E., Basak H. Performance analysis of fuzzy-LQR and fuzzy-LQG controllers for active vehicle suspension systems // Research on Engineering Structures and Materials. 2024. No. 1. 13 p. <https://doi.org/10.17515/resm2024.177ce0207rs>

13. Kaleli A., Akolas H. Development of a Machine Learning Based Control System for Vehicle Active Suspension Systems // Bitlis eren university journal of science. 2022. Vol. 11, no. 2. P. 421–428. <https://doi.org/10.17798/bitlisfen.1014488>

14. Управление активной подвеской автомобиля для обеспечения компромисса между степенью демпфирования и управляемостью / М. Алхелу, Я. Вассуф, М.В. Коржуков и др. // Проблемы управления. 2023. № 1. С. 45–58. <https://doi.org/10.25728/ru.2023.1.5>

15. Savaresi S., Siciliani E., Bittanti, S. Acceleration driven damper (ADD): an optimal control algo-rithm for comfort oriented semi-active suspensions // ASME Transactions: Journal of Dynamic Systems, Measurements and Control. 2010. Vol. 127(2). P. 218–229.

16. Новиков В.В., Дьяков А.С., Федоров В.А. Пневморессора с регулируемым по амплитуде и направлению воздушным демпфером // Автомобильная промышленность. 2007. № 10. С. 21–22.

17. Новиков В.Б., Дьяков А.С., Букаев С.О. Совместная работа воздушного демпфера и гидрорамортизатора // Автомобильная промышленность. 2008. № 1. С. 20–22.

18. Adaptive Suspension of Vehicles with Wide Range of Control / A. Dubrovskiy, S. Aliukov, A. Keller, S. Dubrovskiy et al. // SAE Technical Paper, 2016, Vol. 01-8032. <https://doi.org/10.4271/2016-01-8032>.

19. Properties of New Adaptive Suspension of Vehicles/ A. Dubrovskiy, S. Dubrovskiy, S. Aliukov, A. Alyukov // The 25th World Congress on Engineering, 5–7 July 2017, London, UK, P. 900–905.

20. Bendat J., Piersol G. Random data Analysis and Measurement Procedures. John Wiley & Sons, 1986. 560 p.

## References

1. SN 2.2.4/2.1.8.566-96 *Federal'nyye sanitarnyye pravila, normy i gigiyenicheskiye normativy. Proizvodstvennaya vibratsiya, vibratsiya v pomeshcheniyakh zhilykh i obshchestvennykh zdaniy* [Federal sanitary rules, norms and hygienic standards. Industrial vibration, vibration in residential and public buildings]. Moscow, 1997. 20 p.

2. Reimpell J., Betzler W. Fahrwerktechnik: Grundlagen. Wurzburg: Vogel, 1986. 455 p.

3. Rotenberg R.V. *Podveska avtomobilya* [Car suspension]. Moscow, 1972. 392 p.

4. Afanas'ev B.A. Bocharov N.F. Zheglov L.F. *Proyektirovaniye polnoprivodnykh kolesnykh mashin* [Design of all-wheel drive wheeled vehicles]. Moscow, 2008. 432 p.

5. Savsani V., Patel V.K., Gadhvi B., Tawhid M. Pareto Optimization of a Half Car Passive Suspension Model Using a Novel Multiobjective Heat Transfer Search Algorithm. *Modelling and Simulation in Engineering*, 2017; 17 p. Article ID 2034907. <https://doi.org/10.1155/2017/2034907>.

6. Savaresi S., Silani E., Bittanti S. Acceleration-Driven-Damper (ADD): An Optimal Control Algorithm For Comfort-Oriented Semiactive Suspensions. *J. Dyn. Sys., Meas., Control*, 2005; 127(2): 218–229. <https://doi.org/10.1115/1.1898241>

7. Fialho I., Balas G. Road Adaptive Active Suspension Design Using Linear Parameter-Varying Gain-Scheduling. *IEEE Trans. Control Syst. Technol.*, 2002; 10(6): 653–663, no 10: 43–54.

8. Zhilejkin M.M., Kotiev G.O., Sarach E.B. Methodology for selecting characteristics of a controlled suspension with two damping levels for multi-axle wheeled vehicles [Electronic resource].

*Nauka i obrazovanie: elektronnoe nauchno-tehnicheskoe izdanie = Science and education: electronic scientific and technical publication*, 2012; 2 77-30569/293578. <http://technomag.edu.ru/doc/293578.html> (In Russ.)

9. Josee M., Kazima S., Turabimana P. Review of semi-active suspension based on Magneto-rheological damper. *July 2021 Engineering Perspective*, 2021; 4(1): 38–51. <https://doi.org/10.29228/eng.pers.50853>

10. Pozdeev A.V., Novikov V.V., D'yakov A.S., Ryabov I.M., Chernyshov K.V. *Reguliruyemyye pnevmaticheskiye i gidropnevmaticheskiye resory podvesok avtotransportnykh sredstv* [Adjustable pneumatic and hydropneumatic springs for vehicle suspensions]. Volgograd, 2013. 267 p.

11. Kotiev G.O., Smirnov A.A., Shilkin V.P. *Issledovaniye rabochnik protsessov v pnevmogidravlicheskiykh ustroystvakh sistem podressorivaniya gusenichnykh mashin* [Research of working processes in pneumohydraulic devices of suspension systems of tracked vehicles]. Moscow, 2002. 80 p.

12. Kemer E., Basak H. Performance analysis of fuzzy-LQR and fuzzy-LQG controllers for active vehicle suspension systems. *Research on Engineering Structures and Material*, 2024; no. 1, 13 p. <https://doi.org/10.17515/resm2024.177ce0207rs>

13. Kaleli A., Akolas H. Development of a Machine Learning Based Control System for Vehicle Active Suspension Systems *Bitlis eren university journal of science*, 2022; 11, no. 2: 421–428. <https://doi.org/10.17798/bitlisfen.1014488>

14. Alhelu M., Vassuf Ya., Korzhukov M.V., Lobusov E.S., Serebrennyj V.V. [Active suspension control of the vehicle to provide a compromise between damping and handling]. *Problemy upravleniya = Control Sciences*, 2023; 1: 45–58. <https://doi.org/10.25728/pu.2023.1.5> (In Russ.)

15. Savaresi S., Siciliani E., Bittanti, S. Acceleration driven damper (ADD): an optimal control algo-rithm for comfort oriented semi-active suspensions. *ASME Transactions: Journal of Dynamic Systems, Measurements and Control*, 2010; 127(2): 218–229.

16. Novikov V.V., D'yakov A.S., Fedorov V.A. [Air spring with adjustable amplitude and direction air damper.] *Avtomobil'naya promyshlennost' = Automotive industry*, 2007; 10:21–22 (In Russ.)

17. Novikov V.B., D'yakov A.S., Bukaev S.O. [Joint operation of air damper and hydraulic shock absorber]. *Avtomobil'naya promyshlennost' = Automotive industry*, 2008; 1: 20–22 (In Russ.)

18. Dubrovskiy, A., Aliukov, S., Keller, A., Dubrovskiy, S. et al. Adaptive Suspension of Vehicles with Wide Range of Control // *SAE Technical Paper*, 2016; 01-8032. <https://doi.org/10.4271/2016-01-8032>.

19. Dubrovskiy A., Dubrovskiy S., Aliukov S., Alyukov A. Properties of New Adaptive Suspension of Vehicles. *The 25th World Congress on Engineering, 5–7 July 2017, London, UK*: 900–905.

20. Bendat J., Piersol G. *Random data Analysis and Measurement Procedures*. John Wiley & Sons, 1986. 560 p.

#### **Информация об авторах**

**Дубровский Анатолий Федорович**, доктор технических наук, инженер ОНИЛ автомобильной электроники, Южно-Уральский государственный университет, Челябинск, Россия; [duanf@mail.ru](mailto:duanf@mail.ru)

**Закиров Рамиль Агзамович**, кандидат технических наук, директор Научно-исследовательского института опытного машиностроения, Южно-Уральский государственный университет, Челябинск, Россия; [zakirovra@susu.ru](mailto:zakirovra@susu.ru)

**Косолапов Степан Владимирович**, соискатель кафедры «Автомобильный транспорт», Южно-Уральский государственный университет, Челябинск, Россия; [street.park23@yandex.ru](mailto:street.park23@yandex.ru)

**Абызов Алексей Александрович**, доктор технических наук, профессор кафедры «Техническая механика», Южно-Уральский государственный университет, Челябинск, Россия; [abyzovaa@susu.ru](mailto:abyzovaa@susu.ru)

**Некрасов Сергей Геннадьевич**, доктор технических наук, профессор кафедры «Информационно-измерительная техника», Южно-Уральский государственный университет, Челябинск, Россия; [mukhiddinzodakd@susu.ru](mailto:mukhiddinzodakd@susu.ru)

*Information about the authors*

**Anatoliy F. Dubrovskiy**, Doctor of Technical Sciences, engineer ONIL of automotive electronics, South Ural State University, Chelyabinsk, Russia; dubrovskii@susu.ru

**Ramil A. Zakirov**, Candidate of Technical Sciences, Director of the Institute “Research Institute of Experimental Mechanical Engineering”, South Ural State University, Chelyabinsk, Russia; zakirovra@susu.ru

**Stepan V. Ksolapov**, applicant for the Department “Automobile Transport”, South Ural State University, Chelyabinsk, Russia; street.park23@yandex.ru

**Aleksey A. Abyzov**, Doctor of Technical Sciences, Professor of the Department of Technical Mechanics, South Ural State University, Chelyabinsk, Russia; abyzovaa@susu.ru

**Sergey G. Nekrasov**, Doctor of Technical Sciences, Professor of the Department of Information and Measuring Technology, South Ural State University, Chelyabinsk, Russia; nekrasovsg@susu.ru

*Статья поступила в редакцию 11.09.2024; принята к публикации 12.09.2024.*

*The article was submitted 11.09.2024; accepted for publication 12.09.2024.*