

УДК 629.113.01

DOI: 10.46960/1816-210X\_2022\_2\_84

## ИССЛЕДОВАНИЕ ВИБРОЗАЩИТНЫХ СВОЙСТВ ПОДВЕСКИ СИДЕНЬЯ ЛЕГКОГО КОММЕРЧЕСКОГО АВТОМОБИЛЯ

**В.Н. Кравец**ORCID: 0000-0001-6429-2928 e-mail: [vnkravets@yandex.ru](mailto:vnkravets@yandex.ru)Нижегородский государственный технический университет им. П.Е. Алексеева  
*Нижний Новгород, Россия***Р.А. Мусарский**ORCID: 0000-0003-0828-7758 e-mail: [musarsky@list.ru](mailto:musarsky@list.ru)Нижегородский государственный технический университет им. П.Е. Алексеева  
*Нижний Новгород, Россия***А.В. Тумасов**ORCID: 0000-0002-3766-4615 e-mail: [anton.tumasov@nntu.ru](mailto:anton.tumasov@nntu.ru)Нижегородский государственный технический университет им. П.Е. Алексеева  
*Нижний Новгород, Россия***В.Ф. Кулепов**ORCID: 0000-0002-8319-3973 e-mail: [kulepov@dpingtu.ru](mailto:kulepov@dpingtu.ru)Нижегородский государственный технический университет им. П.Е. Алексеева  
*Нижний Новгород, Россия***Л.Н. Орлов**ORCID: 0000-0003-4852-1174 e-mail: [lev.n.orlov@mail.ru](mailto:lev.n.orlov@mail.ru)Нижегородский государственный технический университет им. П.Е. Алексеева  
*Нижний Новгород, Россия*

Анализируются виброзащитные свойства сиденья легкого коммерческого автомобиля: жесткость, демпфирование и распределение интенсивности вертикальных ускорений вдоль длины салона. Разработана математическая модель, включающая подвески поддрессоренной и неподдрессоренных масс и сиденья. Средствами программного комплекса Matlab вычислена спектральная плотность и среднеквадратические значения (СКЗ) вертикальных ускорений пассажира на сиденье. Это позволило исследовать влияние жесткости и демпфирования подвески сидений и влияние размещения сиденья вдоль салона автобуса на СКЗ вертикальных ускорений. Выявлено, что спектральная плотность ускорений имеет два пика, связанные с собственными колебаниями поддрессоренной и неподдрессоренных масс и человека на поддрессоренном сиденье. Вид спектральной плотности зависит от места положения сиденья вдоль салона. Наиболее комфортабельное место находится вблизи центра поддрессоренной массы. Определены нормируемые величины СКЗ вертикальных ускорений, попадающих на октавные полосы частот.

**Ключевые слова:** автомобиль Комби, подвеска сиденья, виброзащита, среднеквадратические значения вертикальных ускорений колебаний.

**ДЛЯ ЦИТИРОВАНИЯ:** Кравец, В.Н. Исследование виброзащитных свойств подвески сиденья легкого коммерческого автомобиля / В.Н. Кравец, Р.А. Мусарский, А.В. Тумасов, В.Ф. Кулепов, Л.Н. Орлов // Труды НГТУ им. П.Е. Алексеева. 2022. № 2. С. 84-93. DOI: 10.46960/1816-210X\_2022\_2\_84

## RESEARCH OF VIBRATION-PROOF PROPERTIES OF A LIGHT COMMERCIAL VEHICLE SEAT SUSPENSION

**V.N. Kravets**

ORCID: **0000-0001-6429-2928** e-mail: **vnkravets@yandex.ru**  
Nizhny Novgorod state technical university n.a. R.E. Alekseev  
*Nizhny Novgorod, Russia*

**R.A. Musarskiy**

ORCID: **0000-0003-0828-7758** e-mail: **musarsky@list.ru**  
Nizhny Novgorod state technical university n.a. R.E. Alekseev  
*Nizhny Novgorod, Russia*

**A.V. Tumasov**

ORCID: **0000-0002-3766-4615** e-mail: **anton.tumasov@nntu.ru**  
Nizhny Novgorod state technical university n.a. R.E. Alekseev  
*Nizhny Novgorod, Russia*

**V.F. Kulepov**

ORCID: **0000-0002-8319-3973** e-mail: **kulepov@dpingtu.ru**  
Nizhny Novgorod state technical university n.a. R.E. Alekseev  
*Nizhny Novgorod, Russia*

**L.N. Orlov**

ORCID: **0000-0003-4852-1174** e-mail: **lev.n.orlov@mail.ru**  
Nizhny Novgorod state technical university n.a. R.E. Alekseev  
*Nizhny Novgorod, Russia*

**Abstract.** Vibration-proof properties of a light commercial vehicle seat are analyzed: stiffness, damping, and distribution of intensity of vertical accelerations along the passenger compartment length. Mathematical model is developed that includes suspensions of sprung and unsprung masses and seats. By means of the Matlab software package, the spectral density and root-mean-square values (RMS) of the vertical accelerations of a passenger in the seat were calculated. This made it possible to research the effect of stiffness and damping of the seat suspension and the effect of seat arrangement along a bus passenger compartment on vertical accelerations RMS. It is revealed that the spectral density of accelerations has two peaks associated with the natural oscillations of sprung and unsprung masses and a person in a sprung seat. Type of spectral density depends on position of a seat along the passenger compartment. The most comfortable place is located near the sprung mass center. Normalized values of vertical accelerations RMS falling on octave frequency bands, are determined.

**Key words:** Combi car, seat suspension, vibration protection, RMS values of vertical accelerations of vibrations.

**FOR CITATION:** V.N. Kravets, R.A. Musarskiy, A.V. Tumasov, V.F. Kulepov, L.N. Orlov. research of vibration-proof properties of a light commercial vehicle seat suspension. Transactions of NNSTU n.a. R.E. Alekseev. 2022. № 2. Pp. 84-93. DOI: 10.46960/1816-210X\_2022\_2\_

### Введение

Автомобили ГАЗ-А32Р32 Комби широко используются в различных, порой неблагоприятных условиях работы. Водитель и пассажиры подвергаются интенсивным колебаниям, иногда превышающими установленные нормы [1-3]. Для их уменьшения необходима система виброзащиты сиденья, а также оптимизация ее параметров: жесткости и демпфирования. Актуальным является также исследование влияния размещения сиденья вдоль длины салона и детального распределения СКЗ вертикальных ускорений по октавным полосам частот.

### Методика выполнения работы

На рис. 1 дана математическая модель исследуемой системы виброзащиты.

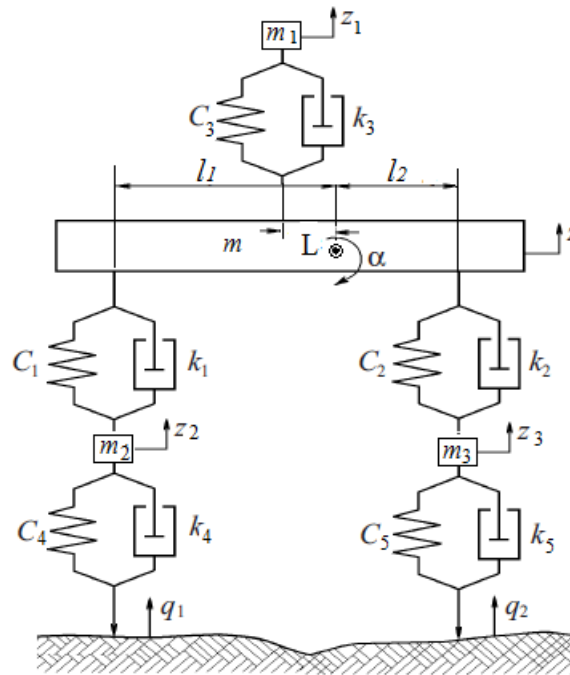


Рис. 1. Математическая модель исследования виброзащитных свойств сиденья экипажа

Fig. 1. Mathematical model for the study of vibration-proof properties of crew seat

Уравнения колебаний экипажа записываются:

$$\begin{aligned}
 m_1 \ddot{z}_1 + k_3 (\dot{z}_1 - \dot{z} - L\dot{\alpha}) + c_3 (z_1 - z - L\alpha) &= 0, \\
 m \ddot{z} - k_3 (\dot{z}_1 - \dot{z} - L\dot{\alpha}) - c_3 (z_1 - z - L\alpha) + \\
 k_1 (\dot{z} + l_1 \dot{\alpha} - \dot{z}_2) + k_2 (\dot{z} - l_2 \dot{\alpha} - \dot{z}_3) + c_1 (z + l_1 \alpha - z_2) + c_2 (z - l_2 \alpha - z_3) &= 0, \\
 m \rho^2 \ddot{\alpha} + k_1 l_1 (\dot{z} + l_1 \dot{\alpha} - \dot{z}_2) - k_2 l_2 (\dot{z} - l_2 \dot{\alpha} - \dot{z}_3) + c_1 l_1 (z + l_1 \alpha - z_2) - c_2 l_2 (z - l_2 \alpha - z_3) - k_3 L (\dot{z}_1 - \dot{z} - L\dot{\alpha}) - c_3 L (z_1 - z - L\alpha) &= 0 \\
 m_2 \ddot{z}_2 + k_4 (\dot{z}_2 - \dot{q}_1) + c_4 (z_2 - q_1) - k_1 (\dot{z} + l_1 \dot{\alpha} - \dot{z}_2) - c_1 (z + l_1 \alpha - z_2) &= 0, \\
 m_3 \ddot{z}_3 + k_5 (\dot{z}_3 - \dot{q}_2) + c_5 (z_3 - q_2) - k_2 (\dot{z} - l_2 \dot{\alpha} - \dot{z}_3) - c_2 (z - l_2 \alpha - z_3) &= 0.
 \end{aligned} \tag{1}$$

Исследование этой системы уравнений проведено с помощью программного комплекса МАТЛАБ. Исходные данные для расчета:  $m = 3.5$  – подрессоренная масса [кН\*с<sup>2</sup>/м];  $m_1 = 0.07$  – масса пассажира на сидении [кН\*с<sup>2</sup>/м];  $m_2 = 0.44$  – передняя неподдресоренная масса [кН\*с<sup>2</sup>/м];  $m_3 = 0.65$  – задняя неподдресоренная масса [кН\*с<sup>2</sup>/м];  $k_1 = 16.4$  – коэффициент демпфирования передней подвески [кН с/м];  $k_2 = 16.6$  – коэффициент демпфирования задней подвески [кН с/м];  $k_3 = 0.5$  – коэффициент демпфирования подвески сиденья [кН с/м];  $k_4 = 1.8$  – коэффициент демпфирования переднего колеса [кН с/м];  $k_5 = 1.8$  – коэффициент демпфирования заднего колеса [кН с/м];  $c_1 = 170.4$  – коэффициент упругости передней подвески [кН/м];  $c_2 = 161.7$  – коэффициент упругости задней подвески [кН/м];  $c_3 = 10.0$  – коэффициент упругости подвески сиденья [кН/м];  $c_4 = 1500$  – коэффициент упругости переднего колеса [кН/м];  $c_5 = 2500.0$  – коэффициент упругости заднего колеса [кН/м];  $l_1 = 2.81$  – расстояние от центра тяжести подрессоренной массы до передней подвески [м];  $l_2 = 1.54$  – расстояние от центра тяжести подрессоренной массы до задней подвески [м];  $L = 1.8$  – расстояние от центра тяжести подрессоренной массы до сиденья водителя [м];  $V = 10$  – скорость движения [м/с];  $a_1 = 0.22$  – параметр микропрофиля дороги [1/с];  $bet_1 = 0.44$ ; – параметр микропрофиля дороги

[1/с];  $\sigma=0.012$  – среднеквадратическое значение микропрофиля дороги [м];  $r_0=0.1$  – радиус инерции поддрессоренной массы [м].

Будем считать, что микропрофиль дороги под задними колесами не зависит от микропрофиля под передними колесами и описывается спектральной плотностью, соответствующей экспоненциально-косинусной корреляционной функции [4,5]:

$$S_q(\omega) = \frac{\alpha\sigma^2}{\pi} \frac{\omega^2 + \alpha^2 + \beta^2}{(\omega^2 + \alpha^2 - \beta^2)^2 + 4\alpha^2\beta^2} \quad (2)$$

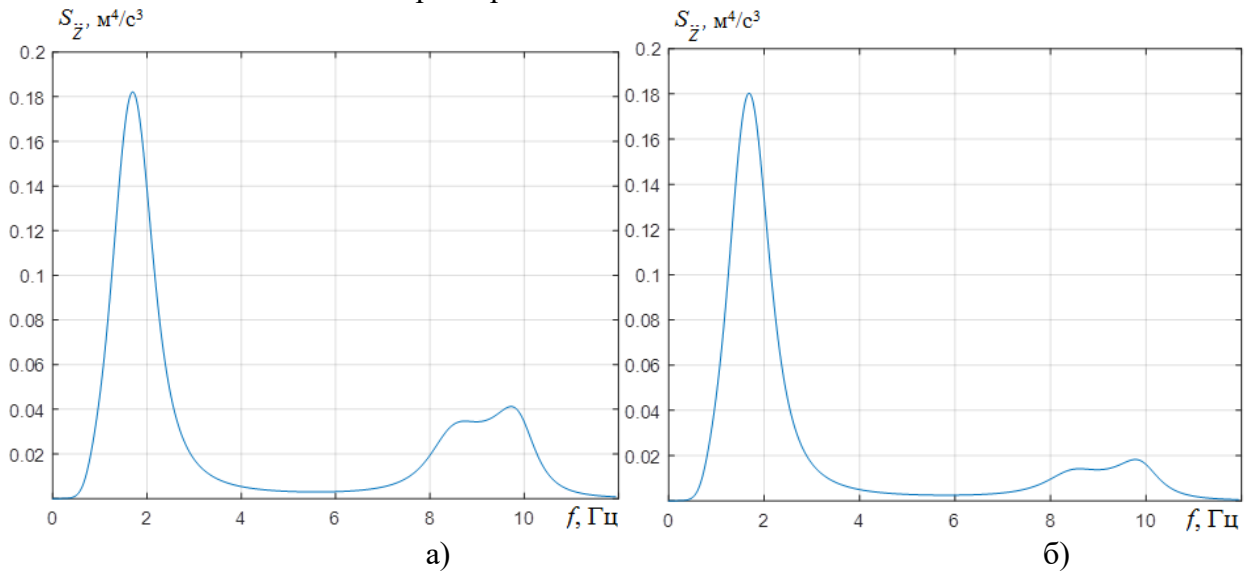
Проведем исследования при постоянной скорости 10 м/с. Спектральная плотность вертикальных ускорений  $S_{z_3}(\omega)$  вычисляется с помощью формулы Винера-Хинчина [5].

Спектральные плотности  $S_{z_3}(\omega)$  и  $S_q(\omega)$  связаны следующей зависимостью:

$$S_{z_3}(\omega) = |W_{z_3}(i\omega)|^2 S_q(\omega), \quad (3)$$

где  $W_{z_3}(i\omega)$  – передаточная функция от ординат микропрофиля к вертикальным ускорениям человека на сидении,  $\omega$  – круговая частота.

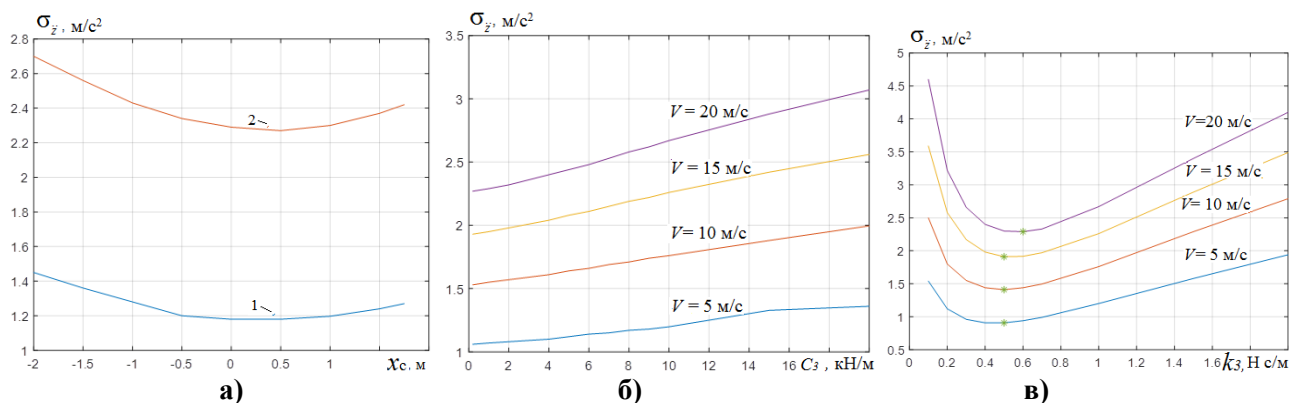
На рис. 2 приведена спектральная плотность вертикальных ускорений водителя или пассажира на сиденье. Видно, что спектральная плотность водителя или пассажира имеет два максимальных значения – при низкой частоте в области 1 Гц, связанной с собственными частотами подвески автомобиля и подвески сиденья, и при высокой частоте 9 Гц, связанной с собственными частотами неподдрессоренных масс.



**Рис. 2. Спектральная плотность вертикальных ускорений пассажира на сиденье**  
*а) водителя и пассажира на переднем ряду, б) пассажира на заднем ряду*

**Fig. 2. Spectral density of vertical accelerations of a passenger in the seat**  
*a) driver and passenger in the front row, b) passenger in the back row*

Из рис. 2 видно, что низкочастотная составляющая ускорений в районе 1 Гц имеет одинаковую интенсивность как для сидений в первом ряду, так и для сидений во втором ряду. Высокочастотная составляющая в районе 9 Гц ниже для сидений во втором ряду. На рис. 3а показано распределение среднеквадратических вертикальных ускорений вдоль длины салона при движении по асфальтовой – 1 и по изношенной дороге – 2.



**Рис. 3. Результаты расчетов:**

- а) распределение среднеквадратических ускорений вдоль длины салона в зависимости от расстояния до центра масс: 1 – асфальтовая дорога, 2 – изношенная дорога,  
 б) зависимость среднеквадратических ускорений от жесткости сиденья для скоростей 5, 10, 15, 20 м/с;  
 в) изменение среднеквадратического значения вертикальных ускорений ( $\text{м/с}^2$ ) пассажира или водителя на месте сиденья в зависимости от изменения коэффициента демпфирования сиденья  $\text{кН с/м}$  при скоростях движения  $V = 5 \text{ м/с}$ ,  $10 \text{ м/с}$ ,  $15 \text{ м/с}$ ,  $20 \text{ м/с}$

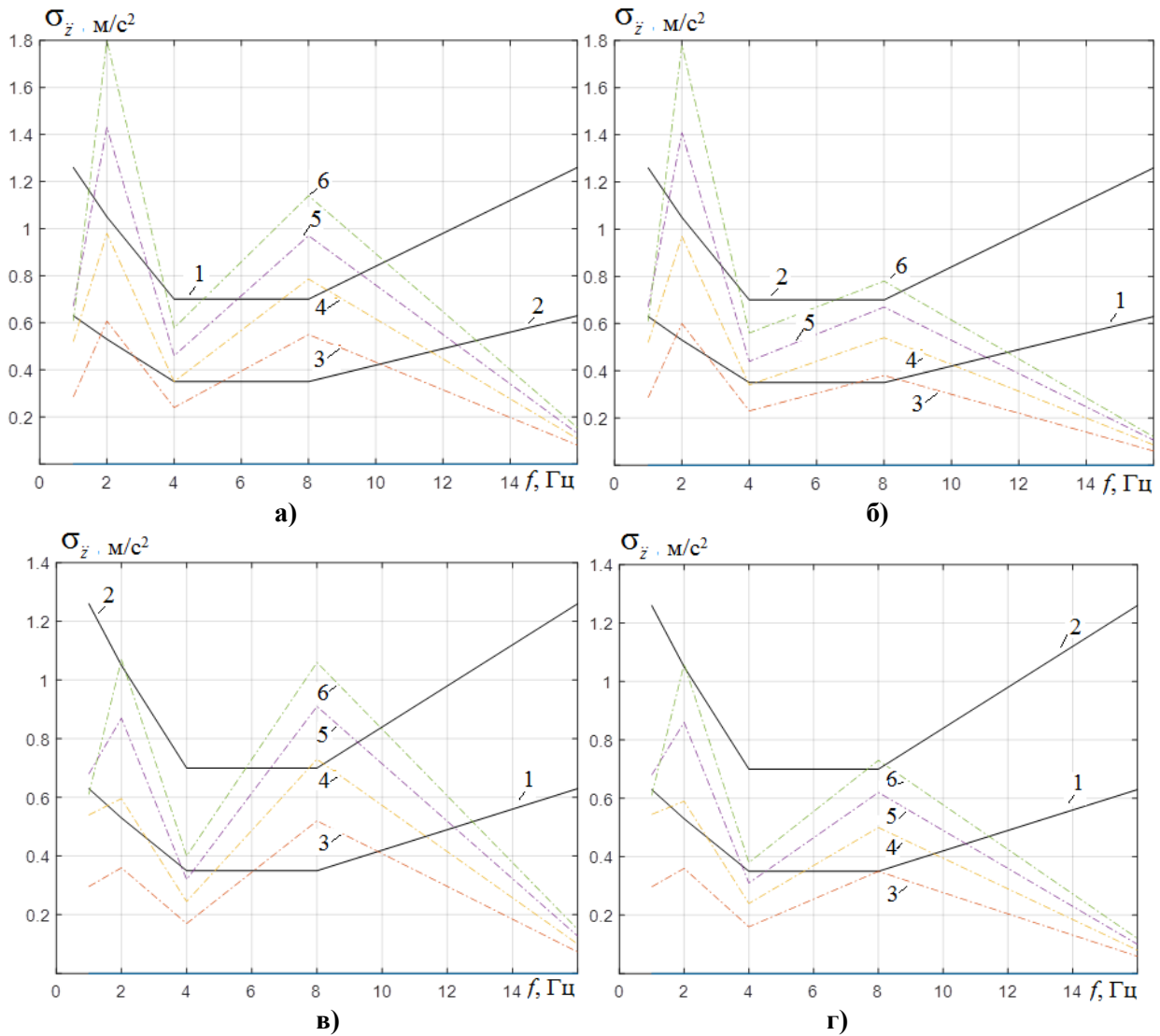
**Fig. 3. Calculation results:**

- а) distribution of rms accelerations along the passenger compartment length,  
 б) depending on the distance to the center of mass: 1 – asphalt road, 2 – worn road,  
 б) dependence of RMS accelerations on the seat stiffness for speeds of 5, 10, 15, 20 m/s;  
 в) change in RMS value of vertical accelerations ( $\text{m/s}^2$ ) of a passenger or a driver in the seat, depending on the change in coefficient of seat damping  $\text{kN cm}$  at driving speeds  $V = 5 \text{ m/s}$ ,  $10 \text{ m/s}$ ,  $15 \text{ m/s}$ ,  $20 \text{ m/s}$

Из рис. 3а видно, что вертикальные ускорения принимают наименьшие значения в районе расположения центра тяжести подрессоренной массы. Исследуем влияние жесткости сиденья на СКЗ вертикальных ускорений пассажира на сиденье (рис. 3б). Видно, что СКЗ ускорений тем меньше, чем меньше жесткость сиденья [6] и в пределе может быть уменьшено применением конструкции подвески почти нулевой жесткости [7]. Однако применение подвесок почти нулевой жесткости требует автоматического изменения положения статического равновесия при изменении статической нагрузки.

Исследуем изменение СКЗ вертикальных ускорений пассажира или водителя на месте сиденья в зависимости от изменения коэффициента демпфирования сиденья при различных скоростях движения  $V = 5 \text{ м/с}$ ,  $10 \text{ м/с}$ ,  $15 \text{ м/с}$ ,  $20 \text{ м/с}$  (рис. 3в). Видно, что изменение СКЗ вертикальных ускорений пассажира или водителя на месте сиденья в зависимости от изменения коэффициента демпфирования сиденья  $\text{кН с/м}$  имеет ярко выраженный минимум при значении  $k_3 = 0,5 \text{ кН с/м}$ . Оценку влияния колебаний на человека и нормирования допустимого уровня вибраций производят в соответствии с международным стандартом МС ИСО 2631-78 и ГОСТ 12,1,012-90, в которых установлено три границы неблагоприятного воздействия вибраций на человека-оператора: 1) «граница снижения производительности труда», 2) «безопасность», или «предел воздействия» 3) «комфорт» или «предел снижения комфорта».

Приведем пример исследования виброзащитных свойств подвески сиденья автомобиля ГАЗель Некст Комби. Рассмотрим распределение СКЗ ускорений по октавным полосам (рис. 4). 1 – предельные СКЗ по критерию «граница снижения производительности труда», 2 – по критерию «безопасность», 3 – при скорости движения  $V = 5 \text{ м/с}$ , 4 – при скорости движения  $V = 10 \text{ м/с}$ , 5 – при скорости движения  $V = 15 \text{ м/с}$ , 6 – при скорости движения  $V = 20 \text{ м/с}$ .



**Рис. 4. Среднеквадратические значения ускорений**

- а) на месте водителя по октавным полосам при скоростях движения  $V=5, 10, 15$  и  $20$  км/ч и жесткости и демпфировании сиденья  $c_3=10$  кН/м,  $k_3=0,5$  кН/с/м*
- б) на втором ряду сидений по октавным полосам при скоростях движения  $V=5, 10, 15$  и  $20$  км/ч и жесткости и демпфировании сиденья  $c_3=10$  кН/м,  $k_3=0,5$  кН/с/м*
- в) на месте водителя по октавным полосам при скоростях движения  $V=5, 10, 15$  и  $20$  км/ч и жесткости и демпфировании сиденья  $c_3=5$  кН/м,  $k_3=0,5$  кН/с/м*
- г) на втором ряду сидений по октавным полосам при скоростях движения  $V=5, 10, 15$  и  $20$  км/ч и жесткости и демпфировании сиденья  $c_3=5$  кН/м,  $k_3=0,5$  кН/с/м*

**Fig. 4. RMS values of accelerations**

- a) in driver's seat as per octave bands at driving speeds  $V=5, 10, 15$  and  $20$  km/h and seat stiffness and damping  $c_3=10$  kN/m,  $k_3=0.5$  kN/m*
- b) on the second row of seats as per octave bands at driving speeds  $V=5, 10, 15$  and  $20$  km/h and seat stiffness and damping  $c_3=10$  kN/m,  $k_3=0.5$  kN/m*
- c) in driver's seat as per octave bands at driving speeds  $V=5, 10, 15$  and  $20$  km/h and seat stiffness and damping  $c_3=5$  kN/m,  $k_3=0.5$  kN/m*
- d) on the second row of seats as per octave bands at driving speeds  $V=5, 10, 15$  and  $20$  km/h and seat stiffness and damping  $c_3=5$  kN/m,  $k_3=0.5$  kN/m*

Из рис. 4 видно, что санитарные нормы вертикальных ускорений водителя или пассажира на сиденье практически не превышают допустимых значений при скорости движения менее 5 м/с. Сравнение СКЗ ускорений по октавным полосам при жесткости сиденья  $c_3=10$  кН/м (а) и б)) и при жесткости сиденья  $c_3=5$  кН/м (в) и г)) показывает, что уменьшение жесткости позволяет уменьшить СКЗ ускорений во второй октаве до удовлетворения критерия «безопасность» для сиденья на месте водителя, а также на всех октавах для сиденья во втором ряду. Рассмотрим полученные в результате исследований значения жесткости подвески сиденья ( $C_3 = 5$  кН/м) и коэффициента демпфирования сиденья ( $k_3 = 0,5$  кН\*с/м) с точки зрения практической реализации. Это необходимо по причине конструктивных ограничений для размещения элементов подвески сиденья, а также для оценки эргономики размещения и комфорта человека при движении автомобиля.

Основное влияние на комфорт человека при движении на автомобиле оказывает не только вибронегруженность места сиденья, но и величина амплитуды перемещения вдоль вертикали. При значительной величине вертикальных перемещений сиденья вместе с человеком может произойти потеря чувства «связанности» с автомобилем, что однозначно приводит к снижению комфортности передвижения. Для предотвращения подобного явления необходимо ввести критерий, который позволит ограничить деформации подвески сиденья. Таким критерием может выступать статический прогиб подвески сиденья, который связывает упругую характеристику подвески со статической нагрузкой:

$$f_{ст} = \frac{T_{ст}}{C_3}, \quad (4)$$

где  $T_{ст}$  – вертикальная статическая нагрузка (равна весу человека –  $m_1g$ ), приходящаяся на подвеску сиденья;  $C_3$  – жесткость подвески сиденья. При подстановке значений статической нагрузки и жесткости подвески сиденья статический прогиб получается равным  $f_{ст} = 0.14$  м. Очевидно, что это значительная величина хода подвески, и ее необходимо уменьшить по соображениям комфорта человека. В данной работе предлагается опираться на значение статического прогиба  $f_{ст} = 0.035$  м. В таком случае значение жесткости подвески сиденья для дальнейших расчетов принимается  $C_3 = 20$  кН/м.

Также на предварительном этапе выбора основных конструктивных параметров в качестве исходной величины может задаваться собственная парциальная частота колебаний подрессоренных масс сиденья:

$$n_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{C_3 g}{T_{ст}}}, \quad (5)$$

где  $n_0$  – собственная частота колебаний подрессоренных масс сиденья;  $T_{ст}$  – статическая нагрузка на подвеску сиденья.

В зависимости от типа системы подрессоривания сиденья, частота собственных колебаний, при которой человек может ощущать себя комфортно изменяется от 1 до 4 Гц [8]. Меньшее значение частоты обеспечивает более высокие показатели плавности движения. Для автомобилей различного назначения на стадии предварительных расчетов частота собственных колебаний при расчетной статической нагрузке может быть различной. В данном случае расчетное значение собственной частоты составляет  $n_0 = 2.7$  Гц, что соответствует рекомендуемому диапазону. Учитывая тот факт, что для подвески сиденья необходимо реализовать коэффициент демпфирования порядка 0.5 кН с/м, в данном случае есть возможность рассмотреть в качестве упругодемпфирующего устройства сиденья элементы из эластомерных материалов [9]. Таким материалом может являться резина, либо термоэластопласты. При работе подвески сиденья с эластомерным материалом влияние процесса релаксации на упругую характеристику подобного устройства незначительно, и сила эластомерного элемента может принимать вид:

$$F_э = C_3 \Delta(t) \quad (6)$$

Если рассматривать упрощенную форму эластомерного элемента как в работе [10], а именно в виде цилиндра (рис. 5), то можно рассчитать жесткость эластомера по следующей формуле:

$$C = \frac{2(1 + \mu) \cdot G \cdot K \cdot \pi \cdot r_2^2 \cdot (1 - m^2)}{h}, \quad (7)$$

где  $\mu$  – коэффициент Пуассона;  $G$  – модуль сдвига [МПа];  $K$  – коэффициент ужесточения эластомера;  $m = \frac{r_1}{r_2}$  – параметр формы эластомера;  $r_1$  – радиус внутренней цилиндрической поверхности эластомера [м];  $r_2$  – радиус внешней цилиндрической поверхности эластомера [м].

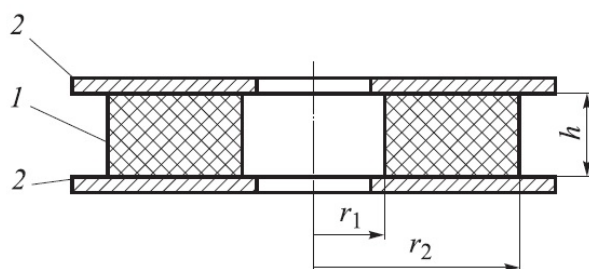


Рис. 5. Цилиндрический эластомерный элемент

Fig. 5. Cylindrical elastomeric element

При рассмотрении конкретной задачи о сжатии цилиндрического эластомера, который является упругодемпфирующим элементом подвески сиденья, было принято допущение, что на торцах эластомера 1, контактирующих с металлическими недеформируемыми пластинами 2, отсутствуют радиальные перемещения (рис. 5). В данном случае жесткость эластомера будет является постоянной величиной, а упругая характеристика выражается линейной зависимостью. Возможная схема установки эластомерных элементов 2 в подвеску сиденья 1 показана на рис. 6.

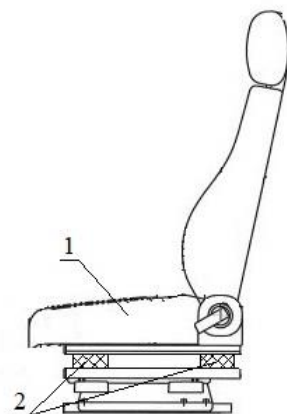


Рис. 6. Установка эластомерных элементов в подвеску сиденья автомобиля

Fig. 6. Installation of elastomeric elements in automobile seat suspension

Выбор достоверных значений коэффициента Пуассона и модуля сдвига играет важную роль при прогнозировании упругих свойств эластомеров. В данном исследовании рассматривался термоэластопласт, для которого  $\mu = 0.46$  и  $G = 0.28$  МПа. Также были выбраны соотношения между геометрическими параметрами эластомера, которые необходимы для расчета радиусов внутренней и внешней цилиндрической поверхности. В частности, параметр формы имеет значение  $m = 0.65$ ,  $K = 1.05$ , а высота цилиндрического элемента принимается равной двойному статическому прогибу подвески сиденья  $h = 2f_{ст} = 0.07$  м. В ре-



зультате проектного расчета геометрических параметров цилиндрического эластомерного элемента для подвески сиденья с жесткостью  $C_3 = 20$  кН/м были получены следующие значения радиусов внутренней и внешней поверхности:  $r_1 = 0.0195$  м;  $r_2 = 0.030$  м. Эти значения доказывают технологическую возможность создания такого рода подвесок с возможностью реализации требуемых показателей виброзащиты водителя и пассажиров.

### Результаты исследования

1. Выявлено, что вид спектральной плотности ускорений вертикальных колебаний пассажира на сиденье имеет два пика при частотах, соответствующих собственным частотам подрессоренной массы и неподрессоренных масс, и зависит от размещения сиденья вдоль длины салона.
2. Показано, что СКЗ ускорений может быть уменьшено конструкцией подвески «почти нулевой» жесткости [7].
3. Показано, что изменение СКЗ вертикальных ускорений пассажира или водителя на месте сиденья в зависимости от изменения коэффициента демпфирования сиденья кН/с/м имеет минимум при значении около 0,5 кН/с/м.
4. Показано, что минимальное значение среднеквадратического вертикальных ускорений пассажира достигается вблизи центра тяжести подрессоренной массы.
5. Показано, что эффективность средств виброзащиты зависит от жесткости и демпфирования подвески сиденья. Для удовлетворения требованиям санитарных норм по критерию «безопасность» необходимо применение подрессоренных сидений малых жесткостей.
6. Предложено использование в качестве упругодемпфирующего устройства подвески сиденья эластомерное устройство, параметры которого могут обеспечить требуемые значения жесткости и коэффициента демпфирования при достаточно простой и технологичной конструкции.

### Выводы

1. Исследование разработанной математической системы позволило дать рекомендации по определению оптимальных параметров подвески пассажира на сиденье: жесткости и демпфирования сиденья.
2. СКЗ вертикальных ускорений имеет локальные минимумы в зависимости от изменения жесткости сиденья и в зависимости от изменения коэффициента демпфирования.
3. Исследование разработанной математической системы позволило определить распределение интенсивности вертикальных колебаний вдоль длины салона и найти оптимальное размещение сиденья.
4. Определены значения СКЗ вертикальных ускорений по октавным полосам частот. Показано, что для удовлетворения требованиям санитарных норм по критерию «безопасность» необходимо применение подрессоренных сидений малых жесткостей.
5. Малые значения жесткости могут привести к снижению комфорта водителя и пассажиров по причине больших ходов деформации подвески и уменьшению собственной частоты колебаний подрессоренной части. Следовательно, окончательный выбор значения жесткости подвески сиденья должен базироваться на компромиссе между снижением вибронагруженности, обеспечением комфорта человека, а также возможности технической реализации.

*Исследования выполнены при финансовой поддержке Минобрнауки России в рамках проекта «Создание высокотехнологичного производства модельного ряда автомобилей ГАЗель Next с новой электронной архитектурой электронных систем» по Соглашению № 075-11-2019-027 от 29.11.2019 (постановление Правительства Российской Федерации от 09 апреля 2010 года № 218).*

**Библиографический список**

1. **ГОСТ 31191.1-2004 (ИСО 2631-1:1997) Вибрация и удар.** Измерение общей вибрации и оценка ее воздействия на человека. Часть 1. Общие требования.
2. **ОСТ 37.001.291-84 Автотранспортные средства.** Технические нормы плавности хода.
3. **Кравец, В.Н.** Теория автомобиля [Текст] / В.Н. Кравец, В.В. Селифонов. – М.: ООО «Гринлайт+», 2011. – 884 с.
4. **Пархиловский, И.Г.** Исследование вероятностных характеристик поверхностей и распространенных типов дорог [Текст] // Автомобильная промышленность. 1968. №8. С. 18-22.
5. **Свешников, А.А.** Прикладные методы теории случайных функций [Текст] / А.А. Свешников. – М.: Наука, 1968. – 460 с.
6. **Синев, А.В.** Исследование активных виброзащитных систем с автоподстройкой частоты [Текст] / А.В. Синев, В.С. Соловьев // В сб. тр. «Виброзащита человека-оператора и колебания в машинах». М.: Наука, 1977. С. 38-40.
7. **Алабужев, П.М.** Виброзащитные системы с квазиулеевой жесткостью [Текст] / П.М. Алабужев, А.А. Гритчин, Л.И. Ким, Г.С. Мигренко, В.Ф. Хон., П.Т. Степанов – Л.: Машиностроение, 1986. – С. 100.
8. **Успенский, И.Н.** Проектирование подвески автомобиля [Текст] / И.Н. Успенский, А.А. Мельников. – М.: Машиностроение, 1976. – 168 с.
9. **Stepanov E.V.** Prospects of Using Hyperelastic Elastomer Materials in Vehicle Suspension Systems / E.V. Stepanov, Y.I. Molev, S.M. Ogorodnov, L.N. Orlov // Trans Tech Publications: Key Engineering Materials. – 2022. – Vol. 909. – pp. 28–37.
10. **Белкин, А.Е.** Расчет эластомерного цилиндрического амортизатора с учетом вязких свойств материала [Текст] / А.Е. Белкин, Н.Л. Нарская // Известия вузов. Машиностроение. 2015. №8 (665). С. 12-18.

*Дата поступления  
в редакцию: 11.01.2022*