

УДК 629.33

DOI: 10.46960/1816-210X\_2022\_1\_148

## СНИЖЕНИЕ ВИБРОНАГРУЖЕННОСТИ КОММЕРЧЕСКИХ АВТОМОБИЛЕЙ ЗА СЧЕТ ПРИМЕНЕНИЯ УПРУГОДЕМПФИРУЮЩИХ УСТРОЙСТВ ПОДВЕСКИ НА ОСНОВЕ ЭЛАСТОМЕРНЫХ МАТЕРИАЛОВ

**Е.В. Степанов**ORCID: 0000-0003-4894-3473 e-mail: [evgeniystepanov1991@nntu.ru](mailto:evgeniystepanov1991@nntu.ru)Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева  
*Нижний Новгород, Россия*

Представлена конструкция упругодемпфирующего устройства подвески автомобиля на основе эластомерных материалов и математическая модель эластомерного элемента. Предложена методика расчета упругодемпфирующих устройств на основе эластомерных материалов. При оценке эффективности их применения в системе поддресоривания легкого коммерческого и грузового автомобилей по критериям вибронгруженности использовались расчетные модели автомобилей и результаты натурных испытаний. Критерием вибронгруженности является среднеквадратические величины вертикальных ускорений на поддресоренной и неподдресоренной части автомобиля. Результаты экспериментальных и расчетных исследований показывают возможность снижения среднеквадратических величин вертикальных ускорений в диапазоне от 5,1 до 34,3 % для рассматриваемых автомобилей в выбранных условиях движения. При этом максимальное относительное отклонение результатов испытаний и моделирования не превышает 14,9 %.

**Ключевые слова:** подвеска, эластомер, математическая модель, плавность хода, вибронгруженность, имитационное моделирование, верификация, коммерческий автомобиль, испытания.

**ДЛЯ ЦИТИРОВАНИЯ:** Степанов, Е.В. Снижение вибронгруженности коммерческих автомобилей за счет применения упругодемпфирующих устройств подвески на основе эластомерных материалов // Труды НГТУ им. Р.Е. Алексеева. 2022. №1. 148-163. DOI: 10.46960/1816-210X\_2022\_1\_148

## REDUCTION OF VIBRATION LOAD OF COMMERCIAL VEHICLES DUE TO THE USE OF ELASTIC DAMPING SUSPENSION DEVICES BASED ON ELASTOMERIC MATERIALS

**E.V. Stepanov**ORCID: 0000-0003-4894-3473 e-mail: [evgeniystepanov1991@nntu.ru](mailto:evgeniystepanov1991@nntu.ru)Nizhny Novgorod state technical university n.a. R.E. Alekseev  
*Nizhny Novgorod, Russia*

**Abstract.** Structure of an elastic damping device of a vehicle suspension based on elastomeric materials, and a mathematical model of elastomeric element are presented. Method for calculation of elastic damping devices based on elastomeric materials, is proposed. When evaluating the effectiveness of use of elastomeric materials in springing systems of light commercial and commercial vehicles according to the criteria of vibration load, computational models of vehicles and the results of field tests were used. Criteria for vibration load are the RMS values of vertical accelerations on sprung and unsprung parts of a vehicle. Results of experimental and computational studies show the possibility of reduction of vertical acceleration RMS values in the range from 5.1 to 34.3 % for the vehicles under consideration in selected driving conditions. At the same time, the maximum relative deviation of the test and simulation results does not exceed 14.9 %.

**Key words:** suspension, elastomer, mathematical model, smooth running, vibration load, simulation, verification, commercial vehicle, testing.

**FOR CITATION:** E.V. Stepanov. reduction of vibration load of commercial vehicles due to the use of elastic damping suspension devices based on elastomeric materials. Transactions of NNSTU n.a. R.E. Alekseev. 2022. №1. С. 148-163. DOI: 10.46960/1816-210X\_2022\_1\_148

## 1. Введение

Автомобиль – сложная колебательная система, которая находится в контакте с поверхностью дороги. Колебания автомобиля оказывают влияние не только на людей и перевозимые грузы, но и на ресурс узлов и деталей его конструкции [1]. Подвеска способствует уменьшению негативных воздействий колебаний и необходима для повышения плавности и безопасности движения автомобиля. Высокая конкуренция и рост требований заставляют производителей автомобилей уделять особое внимание комфортабельности и безопасности, в частности, показателям плавности хода. Основными элементами подвески автомобилей, определяющими плавность движения, являются упругий и демпфирующий элемент [2, 3]. Снижение уровня вибронегруженности при различных эксплуатационных условиях возможно за счет оптимального выбора упругой характеристики подвески и снижения неподрессоренной массы автомобиля.

Применение эластомерных материалов в качестве упругого элемента подвески при выполнении известных требований к упругой характеристике является актуальной задачей, так как обеспечивает существенное снижение массы неподрессоренных частей автомобиля и прогрессивную упругую характеристику [4], и, как следствие, повышение плавности движения. Кроме этого, неметаллический конструкционный материал не имеет коррозионного износа и обладает простой геометрической формой, получаемой элементарными операциями в изготовлении, что определяет меньшую стоимость подобной конструкции.

В данной работе объектами исследования являются легкий коммерческий автомобиль снаряженной массой 2700 кг и грузовой автомобиль полной массой 8700 кг. Для легкого коммерческого автомобиля рассматривается передняя независимая подвеска на двойных поперечных рычагах. У грузового автомобиля исследуется задняя зависимая подвеска на многолистовых полуэллиптических рессорах с подрессорником.

Цель данной статьи – подтвердить возможность снижения вибронегруженности коммерческих автомобилей путем применения упругодемпфирующих устройств подвески на основе эластомерных материалов.

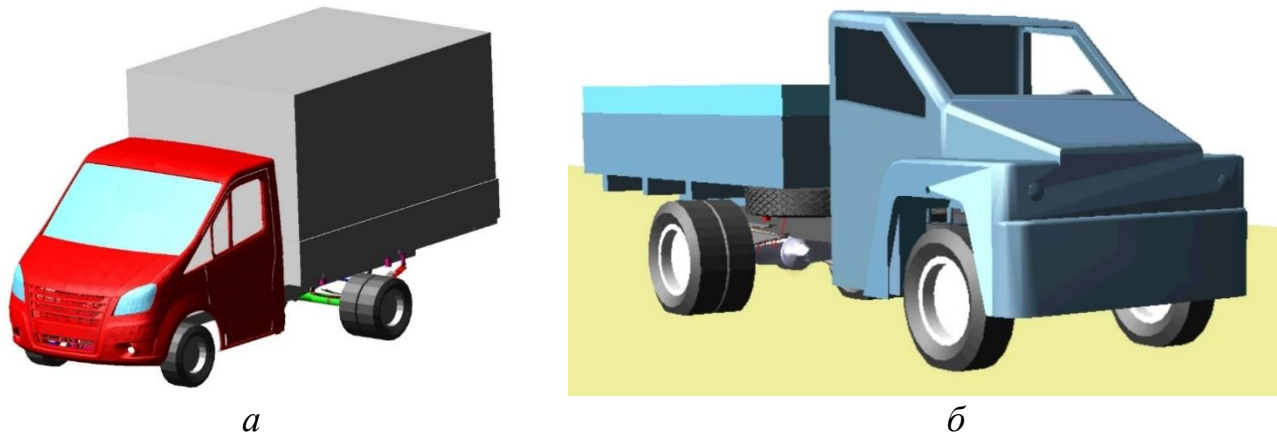
## 2. Методы исследования

Данный раздел посвящен обзору методов моделирования динамики подвески автомобиля, разработке математических моделей динамики легкого коммерческого и грузового автомобиля с различными типами подвесок. Представлено описание конструкции эластомерного упругодемпфирующего устройства, его математической модели и методики расчета упругодемпфирующих устройств подвески на основе эластомерных материалов. Также описан способ моделирования возмущающего воздействия дорожного полотна, основанный на принципе суперпозиций гармонических компонент микропрофиля.

### 2.1 Математическая модель автомобиля и эластомерного устройства подвески

Общий вид моделей легкого коммерческого и грузового автомобилей, реализованный в программном комплексе MSC.ADAMS для получения расчетных показателей вибронегруженности, представлен на рис. 1. Легкий коммерческий автомобиль с колесной формулой 4x2 и снаряженной массой 2 790 кг имеет независимую переднюю подвеску на поперечных рычагах и заднюю рессорную зависимую подвеску. Грузовой автомобиль имеет переднюю и заднюю рессорные зависимые подвески, полная масса составляет 8 700 кг. При разработке данных моделей были приняты следующие допущения: рама, кабина, кузов, силовой агрегат, рычаги передней подвески, передний и задний мосты являются абсолютно твердыми телами; пружины подвески, амортизаторы и рессоры имеют характеристики, соответствующие конструкторской документации; сайлентблоки и резиновые опоры имеют линейные характери-

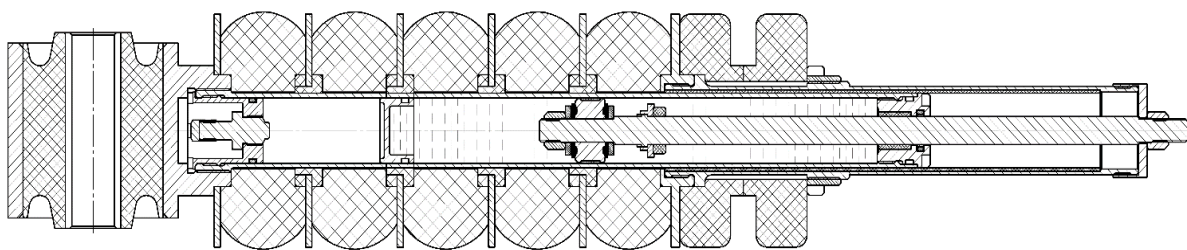
стики жесткости; пневматические шины имеют линейные характеристики жесткости в вертикальном и боковом направлении, а также демпфирующие свойства с постоянным коэффициентом затухания; дорожная поверхность является недеформируемой; влияние трансмиссии не учитывается. Модели достаточно подробно воспроизводят геометрию подвесок реальных транспортных средств со всеми степенями свободы, а также кинематическими и силовыми связями [5, 6].



**Рис. 1. Общий вид моделей автомобилей в программном комплексе MSC.ADAMS:**  
*a* – легкий коммерческий автомобиль; *б* – грузовой автомобиль

**Fig. 1. General view of car models in the MSC.ADAMS software package:**  
*a* – light commercial vehicle; *b* – truck

Для возможности анализа эффективности внедрения эластомерных материалов в систему поддрессирования была предложена конструкция упругодемпфирующего устройства подвески являющегося комбинацией гидравлического амортизатора и пакета эластомерных элементов, имеющих оригинальную геометрическую форму [7]. На рис. 2 представлен вид в разрезе предлагаемого устройства.



**Рис. 2. Вид в разрезе конструкции упругодемпфирующего устройства**

**Fig. 2. Cross-sectional view of elastic damping device structure**

Математическое описание динамического поведения упругодемпфирующего устройства подвески, учитывающее влияние упругих и демпфирующих характеристик агрегата, может быть охарактеризовано следующим уравнением (1):

$$F_0 = F_y + F_d + F_T, \quad (1)$$

где  $F_0$  – суммарная сила устройства;  $F_y$  – упругая сила;  $F_d$  – демпфирующая сила;  $F_T$  – сила трения.

$$F_y = F_{\text{ЭП}} + F_{\Gamma}, \quad (2)$$

$$F_{\Gamma} = p_{CT} S_{\Pi} \left( \frac{V_{CT}}{V_{CT} - S_{\Pi} \cdot \Delta} \right)^n, \quad (3)$$

$$F_{Д} = \dot{\Delta} (k_A + k_{Э}), \quad (4)$$

$$F_{T} = \begin{cases} F_C \operatorname{sign}(\dot{\Delta}), \text{ при } |\dot{\Delta}| \geq \dot{\Delta}_0 \\ \frac{F_C}{\dot{\Delta}_0} \dot{\Delta}, \text{ при } |\dot{\Delta}| < \dot{\Delta}_0 \end{cases}, \quad (5)$$

где  $F_{ЭП}$  – сила, развиваемая эластомерным пакетом, Н;  $F_{\Gamma}$  – упругая сила, создаваемая газовой камерой амортизатора, Н;  $p_{CT}$  – статическое давление в газовой камере амортизатора, Па;  $S_{\Pi}$  – площадь газового поршня амортизатора, м<sup>2</sup>;  $V_{CT}$  – статический объем газовой камеры амортизатора, м<sup>3</sup>;  $\Delta$  – деформация упругодемпфирующего устройства, м;  $\dot{\Delta}$  – скорость деформации упругодемпфирующего устройства, м/с;  $k_A$  – коэффициент демпфирования амортизатора (зависит от  $\dot{\Delta}$ ), Н·с/м;  $k_{Э}$  – условный коэффициент демпфирования эластомерного пакета, Н·с/м;  $n$  – показатель политропы;  $F_C$  – кулоновская сила трения (сила сухого трения в уплотнениях амортизатора), Н;  $\dot{\Delta}_0$  – граница участка вязкого сопротивления, м/с.

Основной сложностью при расчете силы, развиваемой эластомерным пакетом, является определение жесткости эластомерных элементов в зависимости от их деформации [8,9]. В работе выявлена связь величины деформации упругого элемента от изменения площади рабочего поперечного сечения эластомера, и для проектных расчетов предлагается использовать следующую формулу жесткости элемента, имеющего размеры, представленные на рис. 3 (б):

$$C(\Delta) = \frac{2(1 + \mu) \cdot G \cdot K \cdot \pi \cdot (R_0 + \Delta)^2 \cdot (1 - p^2)}{H - \Delta}, \quad (6)$$

где  $\mu$  – коэффициент Пуассона;  $G$  – модуль сдвига, Па;  $K = \frac{D}{d} \cdot \frac{R_0}{H}$  – коэффициент повышения жесткости;  $R_0 = \sqrt{R^2 - \frac{H^2}{4}} - R + \frac{D}{2}$  – эффективный наружный радиус эластомера, м;  $\Delta$  – деформация эластомера, м;  $p = \frac{d}{2(R_0 + \Delta)}$  – геометрический параметр формы эластомера (при  $2R > D$ ).

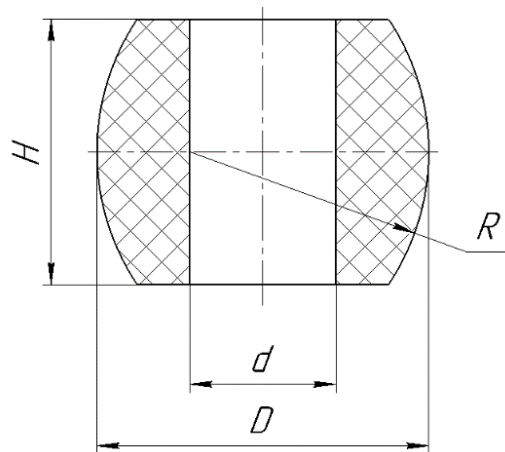


Рис. 3. Расчетная схема эластомерного элемента подвески

Fig. 3. Computational scheme of suspension elastomeric element

В результате анализа и обобщения подходов к проектным расчетам параметров упругих и демпфирующих элементов подвески, а также способов расчета упругой характеристики эластомерного элемента с определенной геометрией была разработана методика расчета

упругодемпфирующих устройств подвески автомобиля на основе эластомерных материалов (рис. 4).

Предлагаемая методика содержит следующие основные этапы:

- формирование перечня исходных данных о параметрах автомобиля и особенностях его конструкции (в большей степени важна информация о подвеске);
- сбор информации о статистических характеристиках микропрофиля дорог (спектральная плотность), на которых предполагается эксплуатация автомобиля [10];
- выбор проектных значений ключевых параметров подвески;
- расчет рациональных упругих и демпфирующих характеристик подвески с использованием упрощенной модели колебаний автомобиля;
- формирование характеристик упругого и демпфирующего элемента подвески;
- расчет конструктивных параметров эластомерных элементов и гидравлического телескопического амортизатора;
- разработка конструкции комбинированного упругодемпфирующего устройства с учетом возможности интеграции в подвеску автомобиля.

На этапе расчета рациональных упругих и демпфирующих характеристик подвески автомобиля возникает конфликт между плавностью хода и безопасностью движения. Критерием оценки плавности хода и вибронегруженности автомобиля при движении по стохастическим профилям дорог является значение средних квадратических величин (СКВ) вертикальных ускорений  $\sigma_z$  подрессоренной массы, а критерием оценки безопасности движения может являться значение СКВ деформации упругого элемента подвески  $\sigma_f$ . Проведение предварительной оценки динамики движения автомобиля и расчетов упругих и демпфирующих характеристик подвески по данным критериям весьма трудоемко, если использовать подробную математическую модель автомобиля. Гораздо эффективнее проводить предварительные расчеты, используя простую плоскую трехмассовую модель, достаточно хорошо описывающую колебания автомобиля (рис. 5).

Колебания подрессоренных и неподрессоренных масс трехмассовой модели описываются системой дифференциальных уравнений:

$$\begin{cases} M\ddot{z} + C_{p1}(z + \theta L_1 - \xi_1) + C_{p2}(z + \theta L_2 - \xi_2) + K_{a1}(\dot{z} + \dot{\theta}L_1 - \dot{\xi}_1) + K_{a2}(\dot{z} + \dot{\theta}L_2 - \dot{\xi}_2) = 0 \\ I\ddot{\theta} + C_{p1}L_1(z + \theta L_1 - \xi_1) - C_{p2}L_2(z - \theta L_2 - \xi_2) + K_{a1}L_1(\dot{z} + \dot{\theta}L_1 - \dot{\xi}_1) - K_{a2}L_2(\dot{z} - \dot{\theta}L_2 - \dot{\xi}_2) = 0 \\ m_1\ddot{\xi}_1 - C_{p1}(z + \theta L_1 - \xi_1) + C_{m1}(\xi_1 - q_1) - K_{a1}(\dot{z} + \dot{\theta}L_1 - \dot{\xi}_1) + K_{m1}(\dot{\xi}_1 - \dot{q}_1) = 0 \\ m_2\ddot{\xi}_2 - C_{p2}(z - \theta L_2 - \xi_2) + C_{m2}(\xi_2 - q_2) - K_{a2}(\dot{z} - \dot{\theta}L_2 - \dot{\xi}_2) + K_{m2}(\dot{\xi}_2 - \dot{q}_2) = 0. \end{cases} \quad (7)$$

где  $M$  – подрессоренная масса,  $m_1, m_2$  – соответственно неподрессоренные массы передней и задней осей,  $I$  – момент инерции подрессоренной массы относительно поперечной оси,  $K_{a1}, K_{a2}$ , – приведенные коэффициенты сопротивления амортизаторов передней и задней подвесок,  $C_{p1}, C_{p2}$  – приведенные жесткости передней и задней подвесок,  $K_{m1}, K_{m2}$  – коэффициенты сопротивления шин передней и задней осей,  $C_{m1}, C_{m2}$  – жесткости шин передней и задней осей,  $L_1, L_2$  – расстояния от центра масс автомобиля до передней и задней осей,  $z, \dot{z}, \ddot{z}$  – соответственно перемещение, скорость и ускорение подрессоренной массы,  $\xi_{1,2}, \dot{\xi}_{1,2}, \ddot{\xi}_{1,2}$  – соответственно перемещения, скорости и ускорения неподрессоренных масс передней и задней осей,  $q_1, q_2$  – ординаты микропрофиля под передней и задней осями.

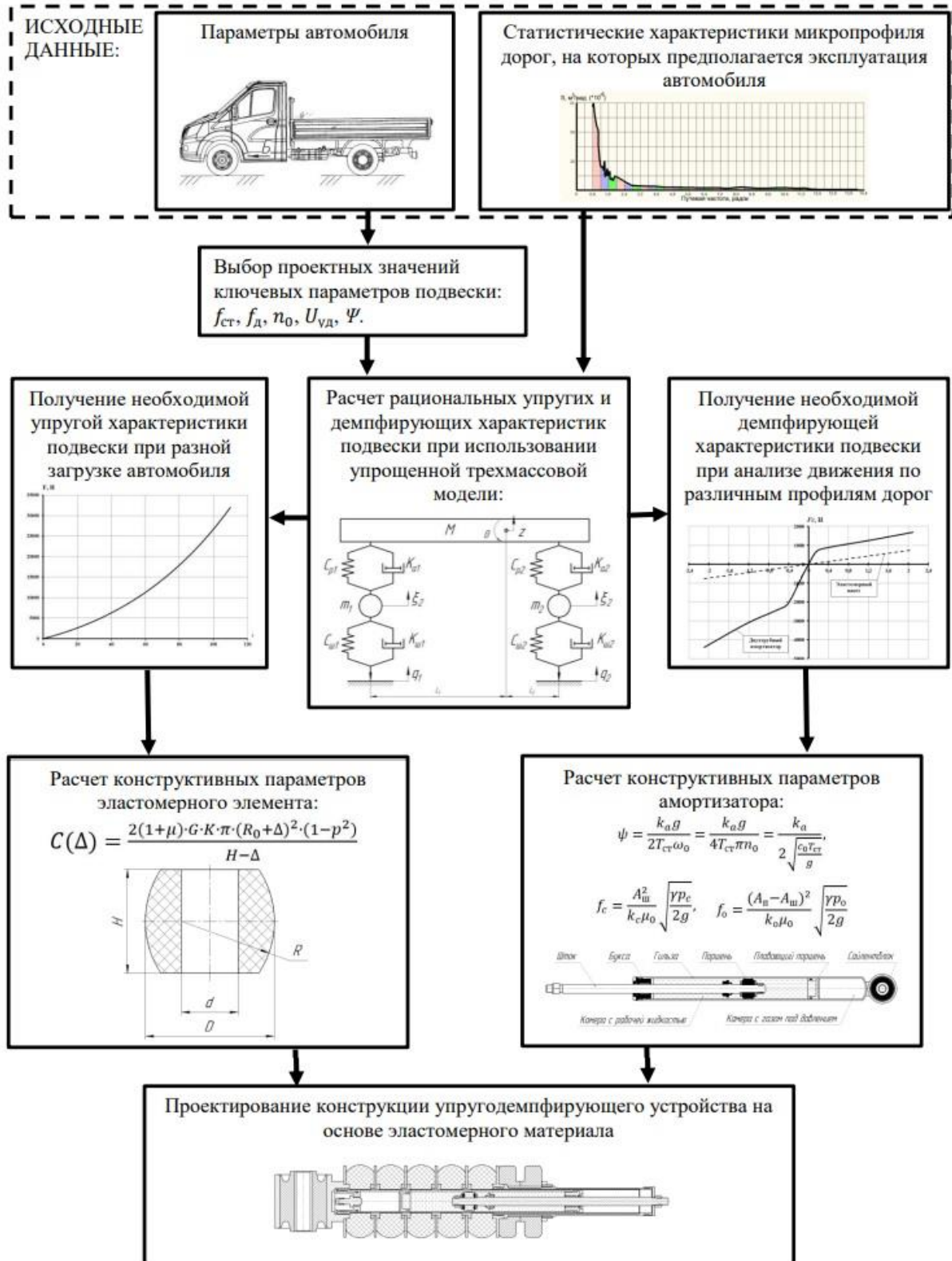


Рис. 4. Методика расчета упругодемпфирующих устройств подвески на основе эластомерных материалов

Fig. 4. Method of calculation of suspension elastic damping devices based on elastomeric materials

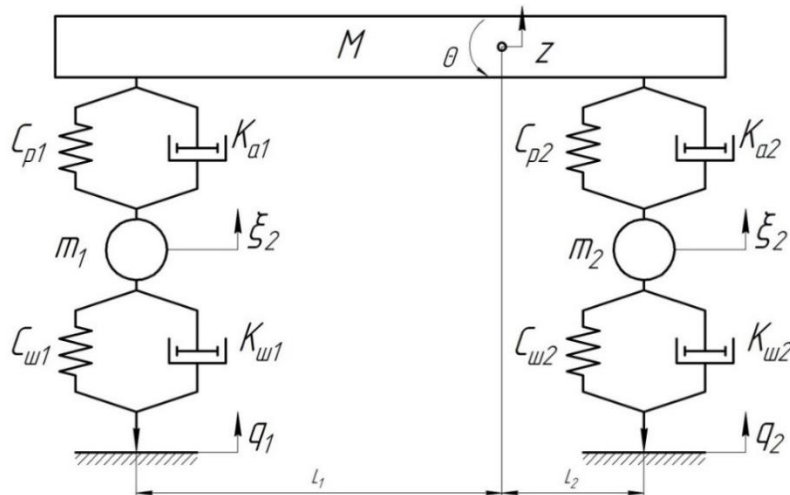


Рис. 5. Трехмассовая расчетная модель автомобиля

Fig. 5. Three-mass computational model of the vehicle

Особое внимание уделяется формированию возмущения от дорожной поверхности. В работе предлагается использовать для оценки вибронгруженности автомобиля реальные спектральные характеристики дорог. Формирование случайного возмущения микропрофиля предлагается реализовать с использованием суммы гармонических составляющих, с частотой и амплитудой, выбираемых из определенных соображений [11]. В настоящей работе предлагается учитывать корреляцию амплитуд волн дорожных неровностей с их длинами, выявляемую с помощью характеристики спектральной плотности дисперсии микропрофиля. На рис. 6 показана схема формирования возмущения от микропрофиля дорожной поверхности с использованием метода суммирования гармонических составляющих процесса. График характеристики дисперсии ординат микропрофиля как функции длины волны (неровности) разбивается на составляющие с кратными интервалами путевой частоты или длины волны (рис. 7). Частота каждого из выделенных интервалов соответствует частоте одной из гармонических составляющих. Текущие значения ординат гармонической составляющей возмущения могут задаваться с помощью аналитического выражения функции микропрофиля характерной синусоидальной формы (8):

$$q = q_0 \left( 1 - \cos \frac{2\pi}{S_0} s \right) = q_0 \left( 1 - \cos \frac{2\pi v}{S_0} t \right), \quad (8)$$

где  $S_0$  – максимальная длина неровности (волны),  $q_0$  – амплитуда синусоиды ( $2q_0$  – размах синусоиды),  $q$  – текущее значение высоты неровности,  $s$  – текущее значение длины неровности.

Дисперсия, соответствующая гармоническому процессу со средней частотой интервала  $\{\theta_j, \theta_{j+1}\}$ , равна площади, ограниченной кривой функции в пределах заданного частотного интервала (9):

$$D_j = \frac{S_q(\theta_{j+1}) + S_q(\theta_j)}{2} (\theta_{j+1} - \theta_j), \quad (9)$$

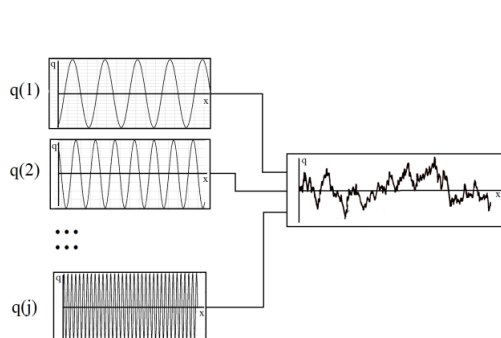
где  $D_j$  – дисперсия функции спектральной плотности микропрофиля для интервала путевой частоты  $\{\theta_j, \theta_{j+1}\}$ ;  $S_q(\theta_j)$ ,  $S_q(\theta_{j+1})$  – значения, спектральной функции при путевых частотах, равных  $\theta_j$ ,  $\theta_{j+1}$ .

Среднее значение частоты интервала (10):

$$\theta_{jcp} = \frac{\theta_j + \theta_{j+1}}{2}, \quad (10)$$

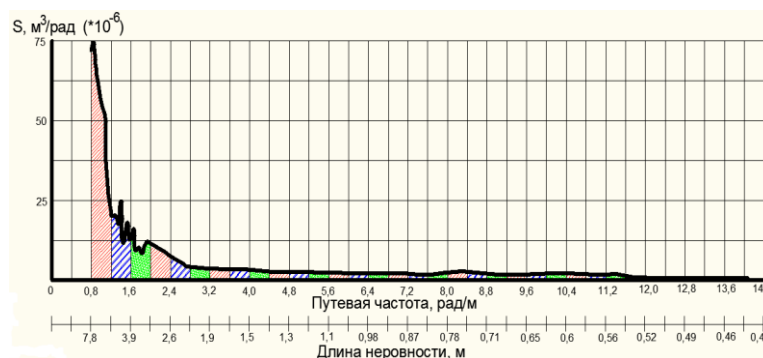
где  $\theta_{jcp}$  – средняя путевая частота интервала  $\{\theta_j, \theta_{j+1}\}$ .

Алгоритм моделирования процессов предусматривает варьирование частоты возмущающего воздействия микропрофиля дороги при различных (постоянных) скоростях движения. Реализация указанной задачи может выполняться с использованием программных средств. Разработка трехмассовой расчетной модели автомобиля, формирование процесса возмущения микропрофиля и расчет характеристик динамических процессов автомобиля были выполнены в рамках данной работы программном пакете MatLab/Simulink.



**Рис. 6. Схема моделирования возмущения микропрофиля**

**Fig. 6. Microprofile perturbation modeling scheme**



**Рис. 7. Спектральная плотность булыжной дороги ровного замощения**

**Fig. 7. Spectral density of a smooth paved cobblestone road**

## 2.2 Экспериментальные исследования

Этот раздел посвящен экспериментальным исследованиям характеристик эластомерных элементов, пневматических шин и натурным испытаниям стандартной и эластомерной подвесок легкого коммерческого автомобиля. Для определения упругих и демпфирующих свойств эластомерного элемента была осуществлена специальная серия лабораторных исследований, которая позволила выяснить реальные свойства эластомеров. С целью получения качественных значений жесткости и демпфирующих характеристик был разработан и изготовлен специальный направляющий аппарат для эластомерного пакета, обеспечивающий центрирование элементов вдоль единой оси и минимизирующий влияние трения направляющего аппарата за счет применения материалов с низким коэффициентом трения и высококачественной обработки рабочих поверхностей. На рис. 8 представлен внешний вид стендовой установки для получения упругой характеристики пакета эластомерных элементов при сжатии (нагрузении) и разгрузке.

Для определения демпфирующих свойств эластомера был поставлен эксперимент, позволяющий рассчитать логарифмический декремент затухания колебательного процесса в эластомере и величину «условного» коэффициента демпфирования в результате сброса маятникового копра (рис. 9). Полученные эмпирические данные об упругодемпфирующих свойствах эластомерных элементов позволяют провести статистический анализ по определению средних арифметических значений жесткости  $v$  и «условного» коэффициента демпфирования. Аналогичные стендовые испытания были осуществлены с целью определения вертикальной жесткости и коэффициента демпфирования пневматических шин автомобиля. Для проверки адекватности предложенной методики расчета упругодемпфирующих устройств подвески, а также разработанных математических моделей автомобиля проводилась серия натурных испытаний легкого коммерческого автомобиля с двумя типами подвесок. При испытаниях использовались два участка испытательных дорог с твердым покрытием: динамометрическая и булыжная дорога ровного замощения, а также была осуществлена серия испытаний по преодолению волнообразной единичной неровности в соответствии с ГОСТ Р



52605-2006 на различных скоростях движения. В процессе испытаний проводились измерения вертикальных составляющих ускорений, действующих на лонжероне рамы над левым колесом автомобиля и на нижнем рычаге подвески, а также деформация упругого элемента подвески. Внешний вид подвески со схемой установки датчиков на автомобиль представлен на рис. 10. Фрагмент испытаний автомобиля при преодолении искусственной единичной неровности представлен на рис. 11.



Рис. 8. Стендовая установка для испытаний эластомеров

Fig. 8. Bench installation for elastomers testing

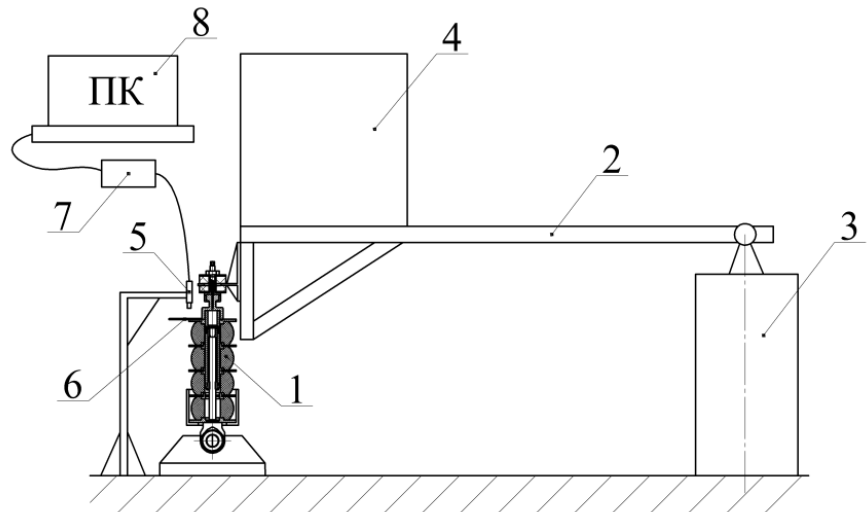


Рис. 9. Стенд для определения собственного коэффициента демпфирования эластомерного пакета

Fig. 9. Bench for determination of intrinsic damping coefficient of an elastomeric package



Рис. 10. Внешний вид подвески автомобиля с эластомерным пакетом и установленными датчиками

Fig. 10. Appearance of the car suspension with elastomeric package and installed sensors



Рис. 11. Фрагмент испытаний подвески при переезде единичной неровности

Fig. 11. Fragment of suspension tests when moving across a single unevenness

### 2.3 Обработка результатов эксперимента и моделирования

В данном разделе представлены результаты стендовых испытаний эластомерных элементов, экспериментального и расчетного исследования вибронгруженности легкого коммерческого автомобиля и оценка адекватности разработанных математических моделей при сравнении с результатами натуральных испытаний. Также осуществлено расчетное исследование вибронгруженности грузового автомобиля с целью прогнозирования эффективности применения эластомерных материалов в подвесках данного типа транспортных средств. При обработке результатов эксперимента использовались методы математической статистики [12, 13]. Результаты данной обработки значений выборок лабораторных исследований упругой характеристики эластомерного пакета и сравнение с результатами математического моделирования представлены на рис. 12.

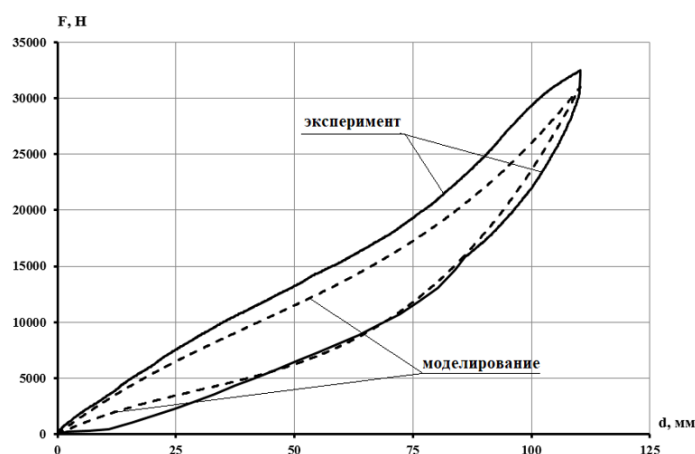


Рис. 12. Сравнение характеристик эластомерного пакета при нагружении и разгрузке

Fig. 12. Comparison of elastomeric package characteristics during loading and unloading

Максимальное относительное отклонение значений усилия в ключевых точках характеристик, полученных в ходе эксперимента и моделирования, не превышает 8 %. После проведения натуральных испытаний подвески автомобиля осуществлялась обработка и проверка однородности результатов экспериментальных заездов на испытательных участках дорог. Затем проводится анализ по выбранным критериям обеспечения плавности хода, вибронгруженности и безопасности движения в диапазоне частот 0,2-80 Гц для стандартной передней подвески легкого коммерческого автомобиля с металлическими упругими элементами и эластомерной подвески. В качестве критериев выступают следующие величины:

- СКВ вертикальных ускорений подрессоренной массы ( $\sigma_{\ddot{z}}$ );
- СКВ вертикальных ускорений неподрессоренной массы ( $\sigma_{\ddot{z}_1}$ );
- СКВ деформаций упругого элемента подвески ( $\sigma_f$ ).

Величина каждого критерия является средним арифметическим значением, полученным в результате серии экспериментальных заездов. При анализе движения автомобиля через единичную неровность на различных скоростях целесообразно рассматривать не СКВ ускорений подрессоренных и неподрессоренных частей автомобиля, а также СКВ деформаций упругого элемента, а максимальные значения рассматриваемых параметров ( $\ddot{z}_{\max}$ ,  $\ddot{z}_1_{\max}$ ,  $f_{\max}$ ). Результаты обработки экспериментальных данных при исследовании движения легкого коммерческого автомобиля по булыжной дороге ровного замощения, динамометрической дороги и преодолении единичной неровности для двух типов подвесок представлены в табл. 1-3.

Таблица 1.

Результаты обработки экспериментальных заездов по булыжной дороге

Table 1.

## Results of processing of experimental runs on a cobblestone road

Параметр	Стандартная подвеска			Эластомерная подвеска			Относительное снижение СКВ		
	$\sigma_{\dot{z}}$ , м/с <sup>2</sup>	$\sigma_{\dot{z}1}$ , м/с <sup>2</sup>	$\sigma_f$ , мм	$\sigma_{\dot{z}}$ , м/с <sup>2</sup>	$\sigma_{\dot{z}1}$ , м/с <sup>2</sup>	$\sigma_f$ , мм	$\delta\sigma_{\dot{z}}$ , %	$\delta\sigma_{\dot{z}1}$ , %	$\delta\sigma_f$ , %
30	11,461	24,521	2,964	7,868	18,139	2,851	31,3	26,0	3,8
40	13,389	28,680	3,543	9,131	20,716	3,564	31,8	27,8	-0,6
50	14,312	31,609	3,836	10,156	23,281	3,967	29,0	26,3	-3,4

Таблица 2.

Результаты обработки экспериментальных заездов по динамометрической дороге

Table 2.

## Results of processing of experimental runs on a dynamometer road

Параметр	Стандартная подвеска			Эластомерная подвеска			Относительное снижение СКВ		
	$\sigma_{\dot{z}}$ , м/с <sup>2</sup>	$\sigma_{\dot{z}1}$ , м/с <sup>2</sup>	$\sigma_f$ , мм	$\sigma_{\dot{z}}$ , м/с <sup>2</sup>	$\sigma_{\dot{z}1}$ , м/с <sup>2</sup>	$\sigma_f$ , мм	$\delta\sigma_{\dot{z}}$ , %	$\delta\sigma_{\dot{z}1}$ , %	$\delta\sigma_f$ , %
50	1,496	3,008	0,610	1,356	2,447	0,421	9,4	18,7	31,0
70	1,760	3,254	0,945	1,642	2,884	0,697	6,7	11,4	26,2
90	2,131	3,548	1,120	2,137	3,518	1,051	-0,3	0,8	6,2

Таблица 3.

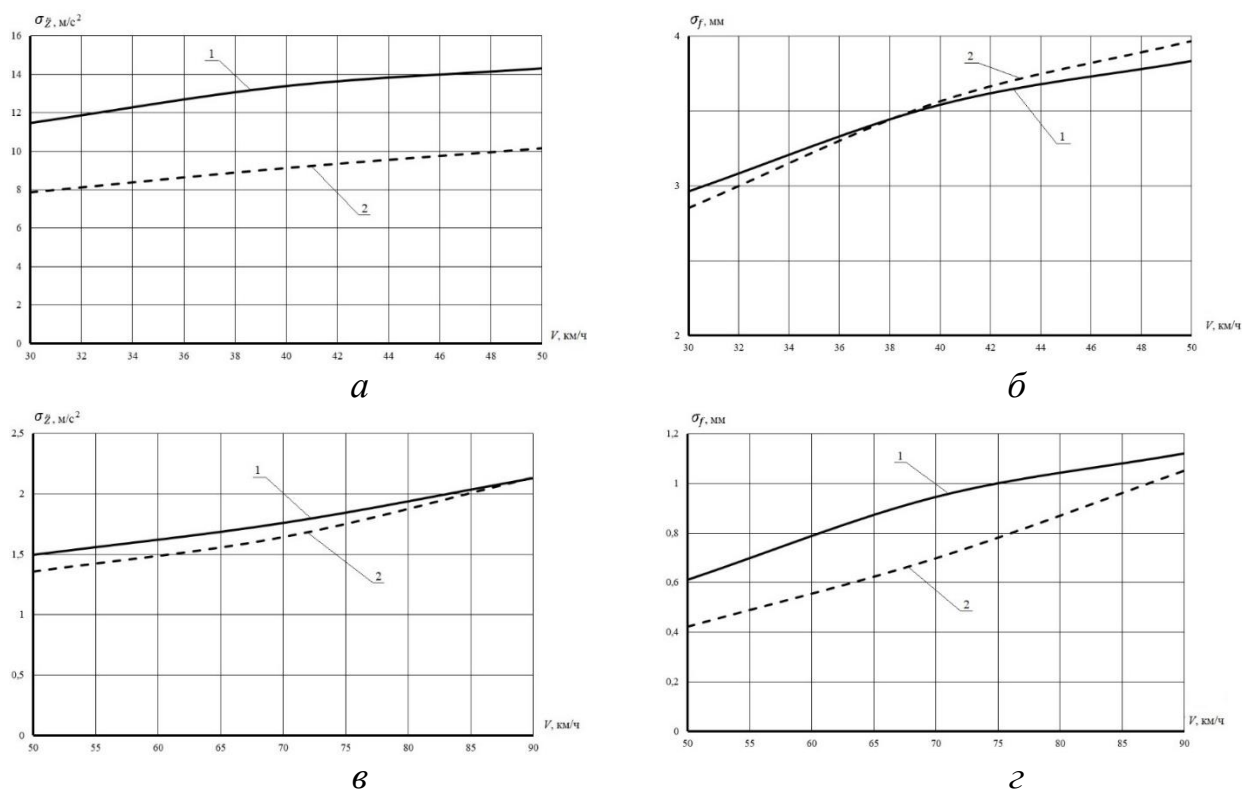
Результаты обработки экспериментальных заездов через единичную неровность

Table 3.

## Results of processing of experimental runs through a single unevenness

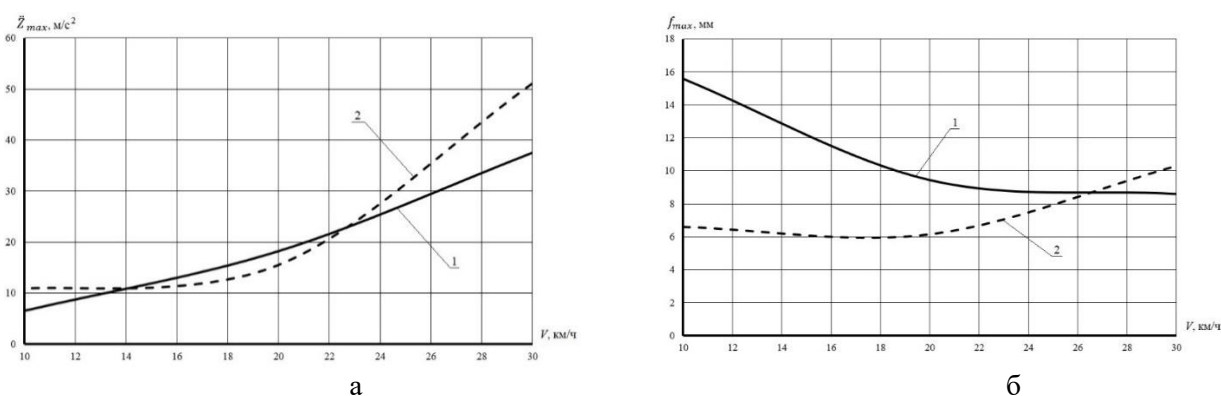
Параметр	Стандартная подвеска			Эластомерная подвеска			Относительное снижение СКВ		
	$\dot{Z}_{max}$ , м/с <sup>2</sup>	$\dot{Z}_{1max}$ , м/с <sup>2</sup>	$f_{max}$ , мм	$\dot{Z}_{max}$ , м/с <sup>2</sup>	$\dot{Z}_{1max}$ , м/с <sup>2</sup>	$f_{max}$ , мм	$\delta\dot{Z}_{max}$ , %	$\delta\dot{Z}_{1max}$ , %	$\delta f_{max}$ , %
10	6,534	31,45	15,59	10,89	20,128	6,596	-66,7	36,0	57,7
20	18,216	50,32	9,445	15,543	37,74	6,146	14,7	25,0	34,9
30	37,491	149,83	8,605	51,139	127,62	10,29	-36,4	14,8	-19,6

Графическая интерпретация полученных данных представлена на рис. 13-14.



**Рис. 13.** СКВ экспериментальных значений вертикального ускорения поддресоренной части автомобиля (*а, в*) и СКВ деформаций упругого элемента подвески (*б, г*) при движении по булыжной дороге (*а, б*) и динамометрической дороге (*в, г*) на различных скоростях: 1 – стандартная подвеска; 2 – эластомерная

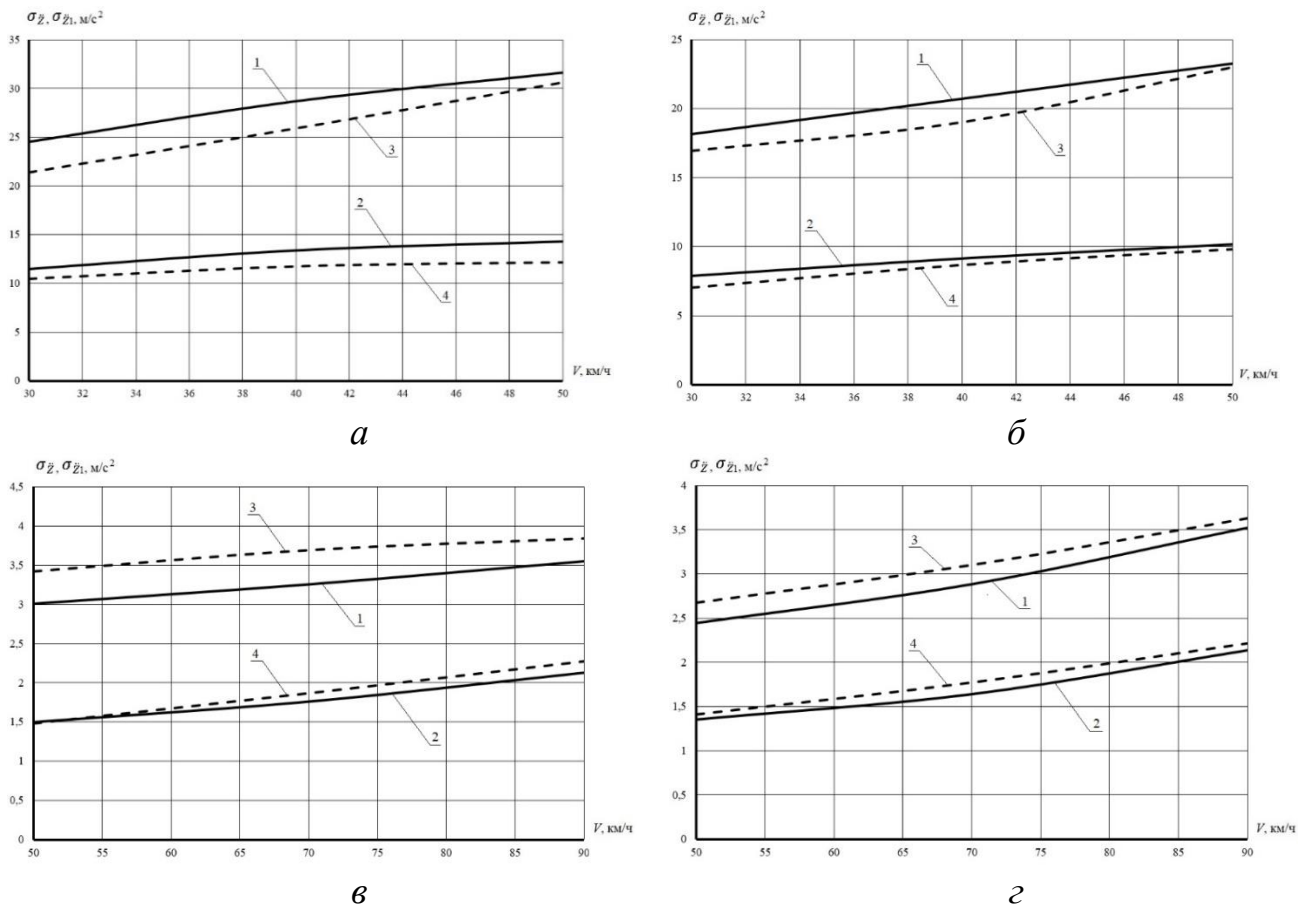
**Fig. 13.** RMS of the car sprung part vertical acceleration experimental values (*a, c*) and RMS of suspension elastic element deformations (*b, d*) during movement on a cobblestone road (*a, b*) and a dynamometer road (*c, d*) at different speeds: 1 – standard suspension; 2 – elastomeric suspension



**Рис. 14.** Максимальные значения вертикального ускорения поддресоренной части автомобиля (*а*) и деформации упругого элемента подвески (*б*) при переезде через единичную неровность на различных скоростях: 1 – стандартная подвеска; 2 – эластомерная

**Fig. 14.** Car sprung part vertical acceleration maximum values (*a*) and suspension elastic element deformation (*b*) when moving across a single unevenness at various speeds: 1 – standard suspension; 2 – elastomeric suspension

Результаты сравнительного анализа расчетных и экспериментальных данных при исследовании движения легкого коммерческого автомобиля по булыжной дороге ровного замощения и динамометрической дороге для стандартной подвески и эластомерной представлены на рис. 15.



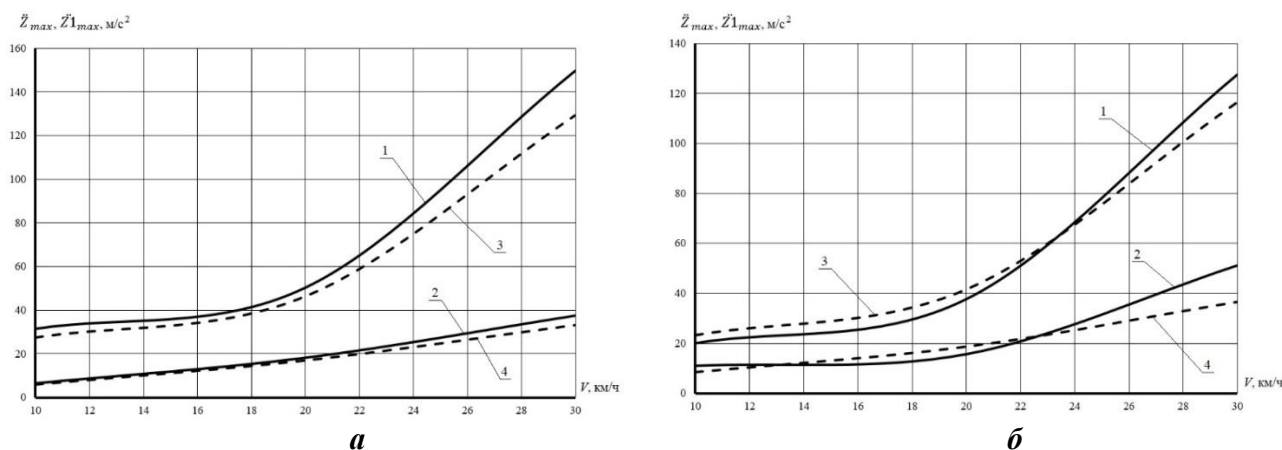
**Рис. 15.** СКВ значений вертикального ускорения поддрессоренной и неподдрессоренной части автомобиля со стандартной подвеской (а, в) и эластомерной (б, г) при движении по булыжной дороге (а, б) и динамометрической (в, г): 1 – экспериментальные значения  $\sigma_{z1}$ ; 2 – экспериментальные значения  $\sigma_z$ ; 3 – расчетные значения  $\sigma_{z1}$ ; 4 – расчетные значения  $\sigma_z$

**Fig. 15.** RMS values of vertical acceleration of the sprung and unsprung parts a car with a standard suspension (a, c) and elastomeric (b, d) when driving on a cobblestone road (a, b) and dynamometric (c, d):

1 – experimental values  $\sigma_{z1}$ ; 2 – experimental values  $\sigma_z$ ;  
3 – computational values  $\sigma_{z1}$ ; 4 – computational values  $\sigma_z$

Результаты сравнительного анализа расчетных и экспериментальных максимальных значений вертикальных ускорений при преодолении единичной неровности представлены на рис. 16. Теоретическая оценка виброн нагруженности грузового автомобиля выполнена на основе сравнения результатов имитационного моделирования задней рессорной подвески с альтернативной конструкцией, использующей эластомерный пакет. Результаты сравнительного анализа расчетных данных при исследовании движения грузового автомобиля по булыжной дороге ровного замощения для рессорной и эластомерной подвесок представлены на рис. 17. Результаты анализа адекватности предлагаемой математической модели легкого коммерческого автомобиля при оценке СКВ и максимальных значений вертикальных ускорений показывают хорошую сходимость экспериментальных и расчетных данных. Максимальная относительная погрешность не превышает по абсолютному значению 14,9 %. При-

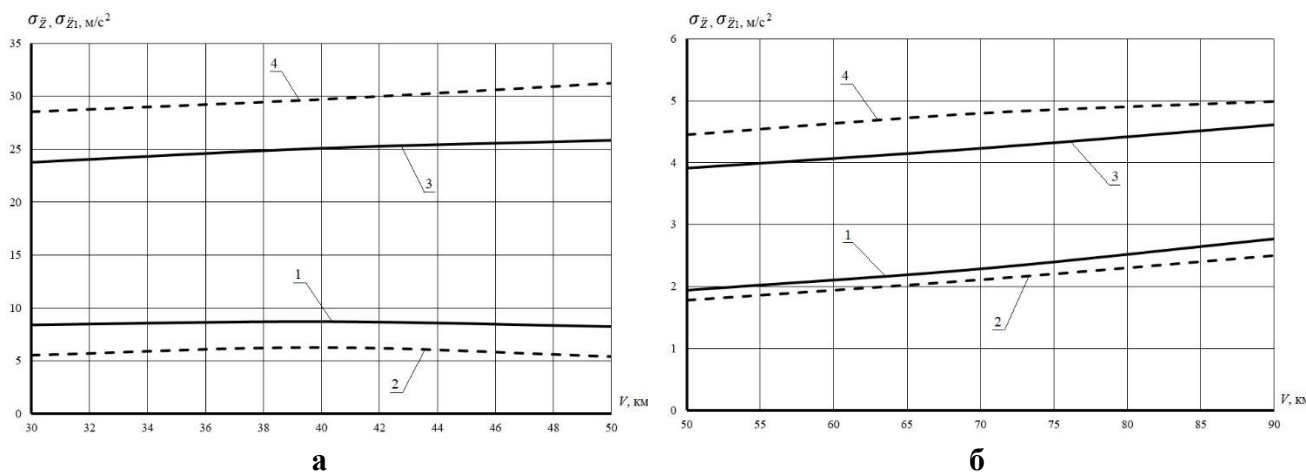
нимая во внимание сложность динамической системы и принимаемых при моделировании допущениях, можно подтвердить адекватность описания поведения реального автомобиля предложенной математической моделью при оценке плавности хода и вибронгруженности. Таким образом, предложенные при моделировании подходы являются приемлемыми, и результаты оценки вибронгруженности грузового автомобиля также могут считаться адекватными.



**Рис. 16.** Максимальные значения вертикального ускорения подрессоренной и непрорессоренной части автомобиля со стандартной (а) и эластомерной (б) подвеской при преодолении единичной неровности: 1 – экспериментальные значения  $\ddot{z}_{1max}$ ; 2 – экспериментальные значения  $\ddot{z}_{max}$ ; 3 – расчетные значения  $\ddot{z}_{1max}$ ; 4 – расчетные значения  $\ddot{z}_{max}$

**Fig. 16.** Maximum values of vertical acceleration of sprung and unsprung part of vehicle with standard (a) and elastomeric (b) suspension when moving across a single unevenness:

1 – experimental values  $\ddot{z}_{1max}$ ; 2 – experimental values  $\ddot{z}_{max}$ ;  
3 – computational values  $\ddot{z}_{1max}$ ; 4 – computational values  $\ddot{z}_{max}$



**Рис. 17.** СКВ расчетных значений вертикального ускорения подрессоренной и непрорессоренной части грузового автомобиля при движении по булыжной дороге (а) и динамометрической (б): 1 – расчетные значения  $\sigma_{\ddot{z}}$  для рессорной подвески;

2 – расчетные значения  $\sigma_{\ddot{z}}$  для эластомерной подвески; 3 – расчетные значения  $\sigma_{\ddot{z}_1}$  для рессорной подвески; 4 – расчетные значения  $\sigma_{\ddot{z}_1}$  для эластомерной подвески

**Рис. 17.** RMS computational values of vertical acceleration of sprung and unsprung part of truck when moving along a cobblestone road (a) and dynamometric (b): 1 – computational values  $\sigma_{\ddot{z}}$  for spring suspension; 2 – computational values  $\sigma_{\ddot{z}}$  for elastomeric suspension; 3 – computational values  $\sigma_{\ddot{z}_1}$  for spring suspension; 4 – computational values  $\sigma_{\ddot{z}_1}$  for elastomeric suspension

### 3. Результаты и выводы

Предложена одна из возможных конструкций упругодемпфирующего устройства подвески автомобиля, представляющая собой комбинацию пакета эластомерных элементов с гидравлическим амортизатором. Представлена методика расчета упругодемпфирующих устройств подвески автомобиля на основе эластомерных материалов, включающая математическую модель эластомерного элемента, связывающая геометрические размеры и физико-механические свойства материала с его упругой характеристикой. Для анализа виброн нагруженности разработаны имитационные модели легкого коммерческого автомобиля с передней независимой подвеской на металлических винтовых пружинах, грузового автомобиля с задней многолистовой рессорной подвеской и их аналоги с упругодемпфирующими устройствами на основе эластомерных материалов. Результаты анализа адекватности имитационных моделей показывают хорошую сходимость экспериментальных и расчетных данных при оценке средних квадратических величин и максимальных значений вертикальных ускорений для двух типов подвесок. Максимальная относительная погрешность не превышает по абсолютному значению 14,9 %.



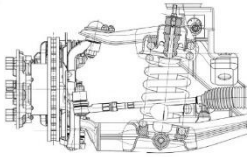
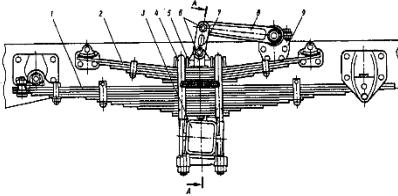
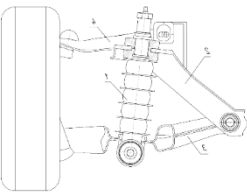
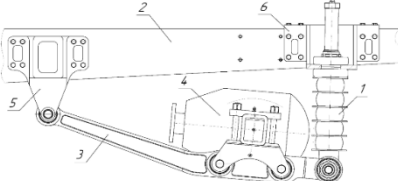
Экспериментальные и расчетные исследования виброн нагруженности легкого коммерческого автомобиля снаряженной массой 2790 кг и грузового автомобиля полной массой 8700 кг при движении по стохастическим профилям со стандартной и эластомерной подвесками подтверждают целесообразность внедрения эластомерных элементов в конструкцию систем поддрессоривания легких коммерческих и грузовых среднетоннажных автомобилей с точки зрения снижения виброн нагруженности в ожидаемом диапазоне от 5,1 до 34,3 %. Кроме этого, на основе проведенных проектных расчетов упругодемпфирующих устройств подвески для легкого коммерческого и грузового автомобилей получены величины их масс (табл. 4).

Таблица 4.

Величины масс элементов серийных и эластомерных подвесок

Table 4.

Mass values of elements of standard and elastomeric suspensions

Легкий коммерческий автомобиль		Грузовой автомобиль		
				
Тип подвески	Общий вид	Масса элементов, кг	Общий вид	Масса элементов, кг
Серийная		9,7		81
Эластомерная		4		34

Для легкого коммерческого автомобиля эластомерное упругодемпфирующее устройство имеет массу 4,0 кг, что в 2,4 раза меньше чем масса металлической винтовой пружины и амортизатора стандартной подвески (9,7 кг). Для грузового автомобиля эластомерное упругодемпфирующее устройство с направляющим аппаратом подвески имеет массу 34 кг, что в 2,4 раза меньше чем масса многolistовой металлической рессоры и подрессорника стандартной подвески (81,0 кг). Таким образом, наблюдается существенное снижение неподрессоренной массы автомобиля, что также является преимуществом предлагаемого решения.

*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) с использованием измерительной аппаратуры Центра коллективного пользования НГТУ «Транспортные системы».*

### Библиографический список

1. **Ротенберг, Р.В.** Подвеска автомобиля. Колебания и плавность хода / Р.В. Ротенберг. – Изд. 3-е, перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1972. – 392 с.
2. **Успенский, И.Н.** Проектирование подвески автомобиля / И.Н. Успенский, А.А. Мельников. – М.: Машиностроение, 1976. – 168 с.
3. **Раймпель, Й.** Шасси автомобиля: Элементы подвески / Й. Раймпель; пер. с нем. А.Л. Карпухина, под ред. Г.Г. Гридасова. – М.: Машиностроение, 1987. – 284 с.
4. **Reichwein, H.G.** Light, strong and economical — epochy fiber-reinforced structures for automotive mass production / H.G. Reichwein, P. Langemeier, T. Hasson, M. Schendzielorz // Automotive Composites Conference & Exhibition. 2010.
5. **Степанов, Е.В.** Оценка адекватности модели легкого коммерческого автомобиля при исследовании плавности хода/ Е.В. Степанов и др./ Труды НГТУ им. Р.Е. Алексеева. – Н. Новгород, 2021. №4(135). С. 110-118, doi: 10.46960/1816-210X\_2021\_4\_110
6. **Васильев, А.А.** Моделирование условий криволинейного движения автопоезда в программном комплексе ADAMS/CAR / А.А. Васильев, С.Ю. Костин, С.А. Сергиевский [и др.] // Труды НГТУ им. Р.Е. Алексеева. 2013. № 5(102). С. 239-245.
7. **Степанов, Е.В.** Оценка плавности хода автомобиля с гидроэластомерной подвеской / Е.В. Степанов, Ю.И. Молев, С.М. Огороднов, А.С. Вашурин / Труды НГТУ им. Р.Е. Алексеева. – Н.Новгород, 2020. №3 (130). С. 120-131, doi: 10.46960/1816-210X\_2020\_3\_120
8. **Лавендел, Э.Э.** Прикладные методы расчета изделий из высокоэластичных материалов / Э.Э. Лавендел. Рига, Зинатне, 1980. 238 с.
9. **Белкин, А.Е.** Расчет эластомерного цилиндрического амортизатора с учетом вязких свойств материала / А.Е. Белкин, Н.Л. Нарская // Известия вузов. Машиностроение. 2015. №8 (665).
10. **Макаров, В.С.** Определение характеристик микропрофиля дорог, предназначенных для движения транспортно-технологических машин / В.С. Макаров, К.О. Гончаров, В.В. Беляков, Д.В. Зезюлин, А.М. Беляев, А.В. Папунин, А.В. Редкозубов // Современные проблемы науки и образования. 2012. № 5.
11. **Малеев, С.И.** Аналитические исследования динамики подвески / С.И. Малеев, С.М. Огороднов, Е.В. Степанов, А.В. Пинчин // Современные наукоемкие технологии. 2019. №6. С. 88-95. DOI: 10.17513/snt.37555
12. **Шведов, А.С.** Теория вероятностей и математическая статистика / А.С. Шведов. – М.: Издат. дом ГУ ВШЭ, 2005. – 252 с.
13. **Адлер, Ю.П.** Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий / Ю.П. Адлер, Е.В. Маркова, Ю.В. Грановский. – М.: Наука, 1976. – 280 с.

**Дата поступления  
в редакцию: 01.12.2021**