

## Резиновые виброизоляторы. Модель неупругого сопротивления и её оценка в расчетах колебаний автомобиля

С.П. Рыков<sup>a</sup>, О.А.Рыкова<sup>b</sup>, В.В. Мазур<sup>c</sup>

Братский государственный университет, Макаренко, 40, Братск, Россия

<sup>a</sup> rsp7-8-48@rambler.ru, <sup>b</sup> olga.tonoyn@mail.ru, <sup>c</sup> mazurvv@yandex.ru

<sup>a</sup> <https://orcid.org/0000-000109986-1641>, <sup>b</sup> <https://orcid.org/0000-0002-2723-2544>,

<sup>c</sup> <https://orcid.org/0000-0001-9487-3280>

Статья поступила 11.05.2021, принята 15.05.2021

*Одной из выходных характеристик резиновых и резинометаллических элементов виброзащиты является характеристика упругости, которая представляет собой графическое изображение в координатах «сила-деформация» функциональной зависимости нагрузки, действующей на элемент, от вызванной ею деформации при изменении нагрузки как на ходе нагружения элемента, так и на ходе его разгружения. Характеристика в явном виде (в виде площади замкнутой петли) отражает энергию, теряемую при деформировании элемента от действия сил неупругого сопротивления (демпфирующая способность), а наклон средней линии характеристики отражает упругие свойства элемента. Модель демпфирующей способности резинового или резинометаллического элемента виброзащиты строится по аналогии с эллиптической-степенной моделью, поглощающей способности пневматической шины. Для оценки предложенной модели была выбрана эквивалентная «плоскому» автомобилю колебательная система с установленной массой двигателя. Для решения системы дифференциальных уравнений, описывающих вертикальные колебания масс автомобиля, был выбран численный метод Рунге-Кутты. Решение уравнений с колебательными параметрами легкового автомобиля ГАЗ-3102 и виброизолятора (подушки двигателя) показало, что ввод в уравнения движения масс эллиптической-степенной модели виброизолятора приводит к уменьшению амплитуд колебаний в зоне низкочастотного резонанса и, следовательно, снижает уровень виброн нагруженности двигателя от внешних воздействий (неровной дороги).*

**Ключевые слова:** виброизолятор, колебательная система, автомобиль, двигатель, эллиптической-степенная модель, вязкое сопротивление, демпфирование.

## Rubber vibration isolators. Model of inelastic resistance and its evaluation in calculations of vehicle vibrations

S.P. Rykov<sup>a</sup>, O.A. Rykova<sup>b</sup>, V.V. Mazur<sup>c</sup>

Bratsk State University; 40, Makarenko St., Bratsk, Russia

<sup>a</sup> rsp7-8-48@rambler.ru, <sup>b</sup> olga.tonoyn@mail.ru, <sup>c</sup> mazurvv@yandex.ru

<sup>a</sup> <https://orcid.org/0000-000109986-1641>, <sup>b</sup> <https://orcid.org/0000-0002-2723-2544>,

<sup>c</sup> <https://orcid.org/0000-0001-9487-3280>

Received 11.05.2021, accepted 15.05.2021

*One of the output characteristics of rubber and rubber-metal vibration protection elements is the elasticity characteristic, which is a graphical representation in the "force-strain" coordinates of the functional dependence of the load acting on the element on the deformation caused by it when the load changes, both during the loading of the element and during its unloading. The characteristic explicitly (in the form of the area of a closed loop) reflects the energy lost during the deformation of the element from the action of inelastic resistance forces (damping ability), and the slope of the midline of the characteristic reflects the elastic properties of the element. The model of the damping capacity of a rubber or rubber-metal vibration protection element is constructed by analogy with the elliptical-power model of the absorbing capacity of a pneumatic tire. To evaluate the proposed model, an oscillatory system equivalent to a "flat" car with an installed engine mass was selected. The Runge-Kutta numerical method was chosen to solve the system of differential equations describing the vertical mass fluctuations of the car. The solution of the equations with the vibrational parameters of the GAZ-3102 passenger car and the vibration isolator (engine cushion) showed that the introduction of an elliptical power model of the vibration isolator into the mass motion equations leads to a decrease in the vibration amplitudes in the low-frequency resonance zone and, consequently, reduces the level of vibration load of the engine from external influences (uneven roads).*

**Keywords:** vibration isolator, oscillatory system, car, engine, elliptical-power model, viscous resistance, damping.

**Введение.** Снижение уровня шума и вибрации двигателя, агрегатов трансмиссии и несущей конструкции автомобиля является по-прежнему актуальной задачей. Для ее решения на автомобилях устанавливаются различные резиновые и резинометаллические элементы виброзащиты. С целью повышения эффективности применения подобных элементов необходимо теоретически обосновать выбор параметров, определяющих их упругодемпфирующие свойства. А для этого требуется построить модель для оценки, в первую очередь, неупругого сопротивления в элементах виброзащиты при их деформировании в процессе движения автомобиля и её влияния на колебания масс и степень нагруженности силовой конструкции. Как следует из анализа литературных источников [1,4,7,8,9,11], одной из основных выходных характеристик резиновых и резинометаллических элементов виброзащиты является характеристика упругости, которая представляет собой графическое изображение в координатах «сила - деформация» функциональной зависимости нагрузки, действующей на элемент, от вызванной ею деформации при изменении нагрузки как на ходе нагружения элемента, так и на ходе его разгружения. Характеристика в явном виде (в виде площади замкнутой петли) отражает энергию, теряемую при деформировании элемента от действия сил неупругого сопротивления (демпфирующая способность), а наклон средней линии характеристики отражает упругие свойства элемента.

**Модель неупругого сопротивления в виброизоляторе.** Модель демпфирующей способности резинового или резинометаллического элемента виброзащиты строится по аналогии с эллиптическо-степенной моделью, поглощающей способности пневматической шины [2, 5, 6, 9, 10].

Характер изменения характеристик упругости, получаемых как в квазистатическом непрерывном, так и динамическом режимах нагружения виброзащитного элемента на различных стендах [3], дает основание аппроксимировать их уравнением эллипса с большим эксцентриситетом вида

$$F_{\varepsilon} = \pm F_{\text{за}} \sqrt{1 - (\delta/\delta_a)^2}, \quad (1)$$

где  $F_{\varepsilon}$ ,  $F_{\text{за}}$  – текущее и амплитудное значения силы неупругого сопротивления в элементе;  $\delta$ ,  $\delta_a$  – текущее и амплитудное значения деформации элемента.

Второе уравнение модели неупругого сопротивления в резиновых элементах представляется степенной зависимостью между амплитудными значениями силы трения и деформации вида

$$F_{\text{за}} = H_{\varepsilon} \delta_a^{\nu}, \quad (2)$$

где коэффициент пропорциональности  $H_{\varepsilon}$  и показатель степени являются параметрами модели и отражают степень проявления демпфирующих свойств элемента.

Обобщая уравнения (1) и (2), получим математическое описание модели неупругого сопротивления в

резиновых и резинометаллических элементах виброзащиты автомобилей в виде уравнения

$$F = H_{\varepsilon} \delta_a^{\nu} \sqrt{1 - (\delta/\delta_a)^2} \text{sign} \dot{\delta}, \quad (3)$$

где  $\text{sign} \dot{\delta}$  – функция «знак  $\dot{\delta}$ ».

Чтобы упростить ввод уравнений модели (1), (2), (3) в дифференциальные уравнения движения колебательных систем, эквивалентных автомобилю, воспользуемся методами линеаризации и энергетического баланса.

В результате теоретических исследований получены выражения:

- эквивалентного коэффициента и силы вязкого сопротивления

$$\eta_{\text{вз}} = \frac{2H_{\varepsilon}}{\nu+1} \cdot \frac{1}{\delta_{\text{ст}}^{1-\nu} f}; \quad F_{\text{в}} = \frac{2H_{\varepsilon}}{\nu+1} \cdot \frac{1}{\delta_{\text{ст}}^{1-\nu}} \dot{\delta}. \quad (4)$$

- эквивалентного коэффициента и силы позиционного трения

$$\eta_{\text{п}}' = \frac{\pi H_{\varepsilon}}{\nu+1} \cdot \frac{1}{\delta_{\text{ст}}^{1-\nu} f}; \quad F_{\text{п}} = \frac{\pi H_{\varepsilon}}{\nu+1} \cdot \frac{1}{\delta_{\text{ст}}^{1-\nu}} \delta, \quad (5)$$

где  $\delta_{\text{ст}}$  – статическая деформация элемента под действием массы агрегата;

$f$  – круговая частота колебаний агрегата на элементе.

Ранее проведенные экспериментальные исследования [4,7,9] показали, что коэффициент пропорциональности изменяется с изменением частоты колебания нагрузки. Была выявлена зависимость вида

$$H_{\varepsilon} = H_0 e^{mf}, \quad (6)$$

где  $H_0$  – начальное значение коэффициента пропорциональности при  $f=0$ ;

$m$  – показатель степени.

Выведенные соотношения (4) и (5) позволяют рассчитывать колебания эквивалентных систем автомобиля с учетом демпфирующей способности виброизоляторов. Необходимо учитывать ряд особенностей.

1. Для расчетов линейных колебательных систем любого порядка с помощью методов операционного исчисления, например преобразования Лапласа, можно использовать любую эквивалентную силу сопротивления, поскольку интеграл Лапласа от выражений (4) и (5) с нулевыми начальными условиями различается только постоянными множителями при изображениях функции деформации виброизолятора  $\delta_a(s)$ .

Поэтому их всегда можно привести один к другому. Однако с точки зрения традиционных представлений о силе неупругого сопротивления в виброизоляторе целесообразнее использовать эквивалентную силу вязкого сопротивления, т.е. выражение (4).

2. В случае если колебательная система описывается нелинейными дифференциальными уравнениями и единственный путь их решения – применение численных методов, например метода Рунге-Кутты, целесообразно использовать эквивалентную силу позиционного

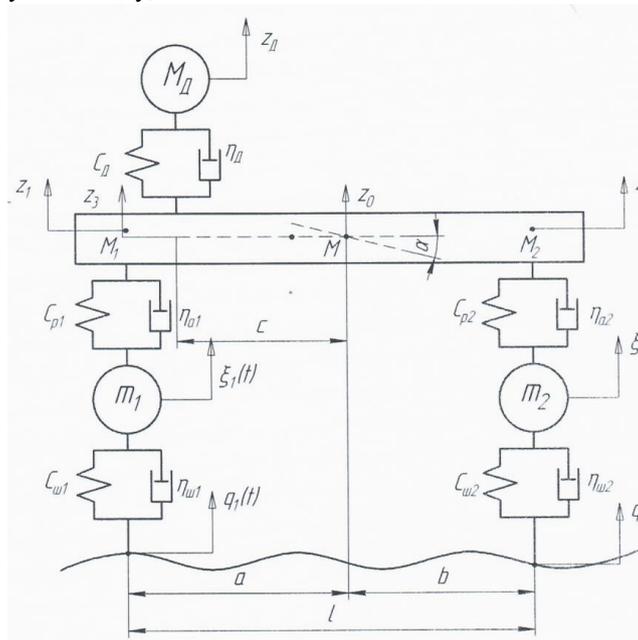
сопротивления (5), поскольку в ее выражении не фигурирует частота.

Таким образом, применение эквивалентных сил сопротивления позволяет разработать методику оценки демпфирующей способности виброизолятора для расчетов как аналитическими, так и численными методами колебаний динамических систем автомобиля любого порядка сложности, которая, с одной стороны, будет не более трудоемкой, чем методика расчета, предполагающая вязкую природу трения, а с другой, будет значительно корректнее отражать действительные процессы поглощения энергии колебаний виброизолятора за счет привлечения параметров эллиптической-степенной модели.

**Оценка модели в расчетах колебаний автомобиля.** Рассмотрим колебательную систему, эквивалент-

ную плоскому автомобилю, с добавлением массы двигателя  $M_d$ . Будем считать, что резинOMETаллические подушки двигателя обладают жесткостью с коэффициентом  $C_d$  и неупругим сопротивлением (демпфированием) с коэффициентом  $\eta_d$ . Согласно эллиптической-степенной теории коэффициент неупругого сопротивления виброизолятора (подушка двигателя) может быть рассчитан как коэффициент, эквивалентный вязкому сопротивлению [4] либо позиционному [5]. Коэффициенты неупругого сопротивления пневматических шин примем как эквивалентные позиционному трению, т.е. не зависящими от частоты колебаний масс автомобиля и, следовательно, упрощающими расчеты.

Функциональная схема колебательной системы представлена на рис.1.



**Рис. 1.** Функциональная схема колебательной системы, эквивалентной автомобилю с добавлением массы двигателя

$m_1$  и  $m_2$  - неподдресоренные массы передней и задней осей соответственно;  $a$  - расстояние от центра тяжести до передней оси;  $b$  - расстояние от центра тяжести до задней оси;  $c$  - расстояние от центра тяжести до двигателя;  $l$  - база автомобиля;  $M$  - поддресоренная масса автомобиля;  $M_1$  и  $M_2$  - поддресоренные массы, приходящиеся на переднюю и заднюю оси соответственно;  $M_d$  - масса двигателя;  $C_{w1}$  и  $C_{w2}$  - коэффициенты жесткости шин передней и задней осей соответственно;  $C_{p1}$  и  $C_{p2}$  - коэффициенты жесткости рессор передней и задней осей соответственно;  $C_d$  - коэффициент жесткости подушки двигателя;  $Z_3$  - вертикальное перемещение кузова в точке установки двигателя;  $Z_d$  - вертикальное перемещение двигателя;  $Z_1$  и  $Z_2$  - вертикальные перемещения поддресоренных масс  $M_1$  и  $M_2$  соответственно;  $\xi_1$  и  $\xi_2$  - вертикальные перемещения неподдресоренных масс  $m_1$  и  $m_2$  соответственно;  $\eta_d$  - коэффициент неупругого сопротивления подушки двигателя;  $\eta_{a1}$  и  $\eta_{a2}$  - коэффициенты неупругого сопротивления амортизаторов передней и задней осей соответственно;  $\eta_{w1}$  и  $\eta_{w2}$  - коэффициенты неупругого сопротивления шин передней и задней осей соответственно;  $q_1(t)$  и  $q_2(t)$  - изменение высоты неровности от времени под колесами передней и задней осей соответственно

При нулевых начальных условиях система дифференциальных уравнений, описывающих вертикальные колебания масс автомобиля, имеет вид

$$\left\{ \begin{array}{l} -M_D \cdot \ddot{Z}_D - C_D \cdot (Z_D - Z_3) - \eta_D \cdot (\dot{Z}_D - \dot{Z}_3) = 0, \\ -M \cdot \ddot{Z}_0 - C_{p1} \cdot (Z_1 - \xi_1) - \eta_{a1} \cdot (\dot{Z}_1 - \dot{\xi}_1) - C_{p2} \cdot (Z_2 - \xi_2) - \eta_{a2} \cdot (\dot{Z}_2 - \dot{\xi}_2) + C_D \cdot (Z_D - Z_3) + \\ + \eta_D \cdot (\dot{Z}_D - \dot{Z}_3) = 0, \\ -M \cdot \ddot{\alpha} \cdot \rho_y^2 - a \cdot (C_{p1} \cdot (Z_1 - \xi_1) + \eta_{a1} \cdot (\dot{Z}_1 - \dot{\xi}_1)) + b \cdot (C_{p2} \cdot (Z_2 - \xi_2) + \eta_{a2} \cdot (\dot{Z}_2 - \dot{\xi}_2)) + \\ + c \cdot (C_D \cdot (Z_D - Z_3) + \eta_C \cdot (\dot{Z}_D - \dot{Z}_3)) = 0, \\ -m_1 \cdot \ddot{\xi}_1 + C_{p1} \cdot (Z_1 - \xi_1) + \eta_{a1} \cdot (\dot{Z}_1 - \dot{\xi}_1) - C_{u1} \cdot (\xi_1 - q_1(t)) - \eta_{u1} \cdot (\dot{\xi}_1 - \dot{q}_1(t)) = 0, \\ -m_2 \cdot \ddot{\xi}_2 + C_{p2} \cdot (Z_2 - \xi_2) + \eta_{a2} \cdot (\dot{Z}_2 - \dot{\xi}_2) - C_{u2} \cdot (\xi_2 - q_2(t)) - \eta_{u2} \cdot (\dot{\xi}_2 - \dot{q}_2(t)) = 0 \end{array} \right.$$

где  $\dot{Z}_3$  - скорость вертикального перемещения кузова в точке установки двигателя;  $\ddot{Z}_0$  - вертикальное ускорение поддресоренной массы  $M$ ;  $\ddot{\alpha}$  - угловое ускорение кузова.

Выполнив ряд преобразований, чтобы исключить переменные  $z_3$ ,  $z_0$ ,  $\alpha$  и их производные, а также приняв во внимание, что условная масса инерционной связи

колебаний передней и задней частей поддресоренной массы  $M_3$  очень мала, где

$$M_3 = M \cdot \frac{a \cdot b - \rho_y^2}{l^2},$$

окончательно получим систему дифференциальных уравнений колебаний масс «плоского» автомобиля с дополнительной массой двигателя в виде

$$\left\{ \begin{array}{l} \ddot{Z}_D = \frac{-C_D \cdot (Z_D - (Z_1 \cdot \frac{b+c}{l} + Z_2 \cdot \frac{a-c}{l})) - \eta_D \cdot (\dot{Z}_D - (\dot{Z}_1 \cdot \frac{b+c}{l} + \dot{Z}_2 \cdot \frac{a-c}{l}))}{M_D} \\ \ddot{Z}_1 = (-C_{p1} \cdot (Z_1 - \xi_1) - \eta_{a1} \cdot (\dot{Z}_1 - \dot{\xi}_1) + \frac{b+c}{l} \cdot (C_D \cdot (Z_D - (Z_1 \cdot \frac{b+c}{l} + Z_2 \cdot \frac{a-c}{l})) + \\ + \eta_D \cdot (\dot{Z}_D - (\dot{Z}_1 \cdot \frac{b+c}{l} + \dot{Z}_2 \cdot \frac{a-c}{l}))) / M_1 \\ \ddot{Z}_2 = (-C_{p2} \cdot (Z_2 - \xi_2) - \eta_{a2} \cdot (\dot{Z}_2 - \dot{\xi}_2) + \frac{a-c}{l} \cdot (C_D \cdot (Z_D - (Z_1 \cdot \frac{b+c}{l} + Z_2 \cdot \frac{a-c}{l})) + \\ + \eta_D \cdot (\dot{Z}_D - (\dot{Z}_1 \cdot \frac{b+c}{l} + \dot{Z}_2 \cdot \frac{a-c}{l}))) / M_2 \\ \ddot{\xi}_1 = \frac{C_{p1} \cdot (Z_1 - \xi_1) + \eta_{a1} \cdot (\dot{Z}_1 - \dot{\xi}_1) - C_{u1} \cdot (\xi_1 - q_1(t)) - \eta_{u1} \cdot (\dot{\xi}_1 - \dot{q}_1(t))}{m_1} \\ \ddot{\xi}_2 = \frac{C_{p2} \cdot (Z_2 - \xi_2) + \eta_{a2} \cdot (\dot{Z}_2 - \dot{\xi}_2) - C_{u2} \cdot (\xi_2 - q_2(t)) - \eta_{u2} \cdot (\dot{\xi}_2 - \dot{q}_2(t))}{m_2} \end{array} \right. \quad (8)$$

Поскольку коэффициент неупругого сопротивления виброизолятора двигателя  $\eta_D$  описывается нелинейным уравнением [4], т.е.

$$\eta_D = \eta_{\text{ЭЭ}} = \frac{2H_3}{\nu+1} \frac{1}{\sigma_{\text{СТ}}^{1-\nu} f'} \quad (9)$$

где  $H_3 = H_0 e^{mf}$ , то решать систему (8) будем численным методом Рунге-Кутты.

Воспользуемся колебательными параметрами, характерными для легкового автомобиля среднего класса типа ГАЗ-3102, которые приведены в табл. 1.

Колебательные параметры подушки двигателя (виброизолятора) приведены в табл. 2.

**Таблица 1.** Колебательные параметры легкового автомобиля ГАЗ-3102

Колебательные параметры автомобиля и их размерности	Принятые обозначения	Численные значения
1	2	3
Поддрессоренная масса при номинальной нагрузке, кг	$M$	1223
Приведенные поддрессоренные массы подвески, кг: передней задней	$M_1$ $M_2$	669 554
Неподдрессоренная масса, кг: передняя задняя	$m_1$ $m_2$	80 150
Масса двигателя	$M_D$	180
Координаты центра тяжести поддрессоренной массы, м	$a$ $b$	1,3 1,5
Расстояние от центра тяжести до двигателя, м	$c$	1,1
Коэффициент нормальной жесткости подвески, Н/м: передней задней	$C_{p1}$ $C_{p2}$	44600 45200
Коэффициент нормальной жесткости шин, Н/м: передних задних	$C_{ш1}$ $C_{ш2}$	440000 400000
Коэффициент нормальной жесткости подушки двигателя, Н/м	$C_D$	320000
Коэффициент неупругого сопротивления в подушке двигателя, Н·с/м	$\eta_D$	1200
Коэффициент неупругого сопротивления в подвеске, Н·с/м: передней задней	$\eta_{a1}$ $\eta_{a2}$	3600 3800
Коэффициент неупругого сопротивления в шинах, Н·с/м: передних задних	$\eta_{ш1}$ $\eta_{ш2}$	2200 2600

**Таблица 2.** Колебательные параметры подушки двигателя автомобиля ГАЗ-3102

Колебательные параметры подушки и их размерности	Принятые обозначения	Численные значения
1	2	3
Статическая деформация элемента под действием массы агрегата, мм	$\delta_{cm}$	2,0
Начальный коэффициент пропорциональности	$H_0$	97,99
Показатель степени	$m$	0,128
Показатель степени	$\nu$	0,91

Приведем все дифференциальные уравнения системы (8) к более удобному виду для составления компьютерной программы метода Рунге-Кутты, используя соотношение  $Z_D = Z_1$ ,  $\dot{Z}_D = Z_2$ ,  $Z_1 = Z_3$ ,  $\dot{Z}_1 = Z_4$ ,  $Z_2 = Z_5$ ,  $\dot{Z}_2 = Z_6$ ,  $\xi_1 = Z_7$ ,  $\dot{\xi}_1 = Z_8$ ,  $\xi_2 = Z_9$ ,  $\dot{\xi}_2 = Z_{10}$ .

В результате решения системы дифференциальных уравнений (10) были получены амплитудно-частотные

характеристики (АЧХ) по ускорению центра масс двигателя (рис. 2) и по ускорению передней поддрессоренной массы в месте установки двигателя (рис. 3). На эти диаграммы также были нанесены АЧХ по ускорению колебаний масс той же колебательной системы, полученные согласно вязкой модели демпфирующей способности виброизолятора двигателя.

$$\left\{ \begin{aligned}
 \ddot{Z}_D &= \frac{-M_D \cdot g - C_D \cdot (Z_1 - (Z_3 \cdot \frac{b+c}{l} + Z_5 \cdot \frac{a-c}{l})) - \frac{2H_0 e^{fm}}{\nu+1} \cdot \frac{1}{\delta_{cm}^{1-\nu} f} \cdot (Z_2 - (Z_4 \cdot \frac{b+c}{l} + Z_6 \cdot \frac{a-c}{l}))}{M_D} \\
 \ddot{Z}_1 &= (-C_{p1} \cdot (Z_3 - Z_7) - \eta_{a1} \cdot (Z_4 - Z_8) + \frac{b+c}{l} \cdot (C_D \cdot (Z_1 - (Z_3 \cdot \frac{b+c}{l} + Z_5 \cdot \frac{a-c}{l}))) + \\
 &+ \frac{2H_0 e^{fm}}{\nu+1} \cdot \frac{1}{\delta_{cm}^{1-\nu} f} \cdot (Z_2 - (Z_4 \cdot \frac{b+c}{l} + Z_6 \cdot \frac{a-c}{l}))) - M_1 \cdot g) / M_1, \\
 \ddot{Z}_2 &= (-C_{p2} \cdot (Z_5 - Z_9) - \eta_{a2} \cdot (Z_6 - Z_{10}) + \frac{a-c}{l} \cdot (C_D \cdot (Z_1 - (Z_3 \cdot \frac{b+c}{l} + Z_5 \cdot \frac{a-c}{l}))) + \\
 &+ \frac{2H_0 e^{fm}}{\nu+1} \cdot \frac{1}{\delta_{cm}^{1-\nu} f} \cdot (Z_2 - (Z_4 \cdot \frac{b+c}{l} + Z_6 \cdot \frac{a-c}{l}))) - M_2 \cdot g) / M_2, \\
 \ddot{Z}_1^* &= \frac{-m_1 \cdot g + C_{p1} \cdot (Z_3 - Z_7) + \eta_{a1} \cdot (Z_4 - Z_8) - C_{u1} \cdot (Z_7 - q_1(t)) - \eta_{u1} \cdot (Z_8 - \dot{q}_1(t))}{m_1} \\
 \ddot{Z}_2^* &= \frac{-m_2 \cdot g + C_{p2} \cdot (Z_5 - Z_9) + \eta_{a2} \cdot (Z_6 - Z_{10}) - C_{u2} \cdot (Z_9 - q_2(t)) - \eta_{u2} \cdot (Z_{10} - \dot{q}_2(t))}{m_2}
 \end{aligned} \right. \quad (10)$$

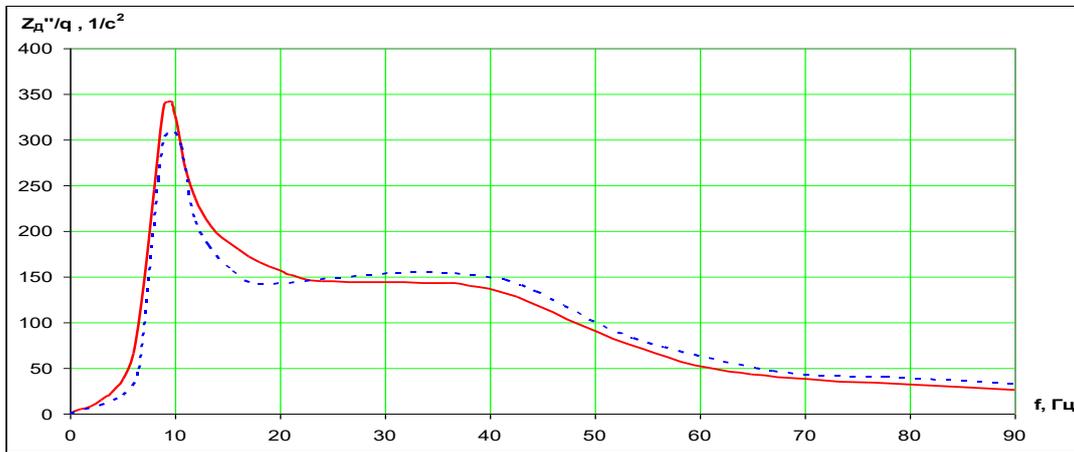


Рис. 2. Амплитудно-частотная характеристика по ускорению центра масс двигателя: сплошная линия – вязкая модель; штриховая линия – эллиптическо-степенная модель демпфирующей способности виброизолятора (подушки двигателя)

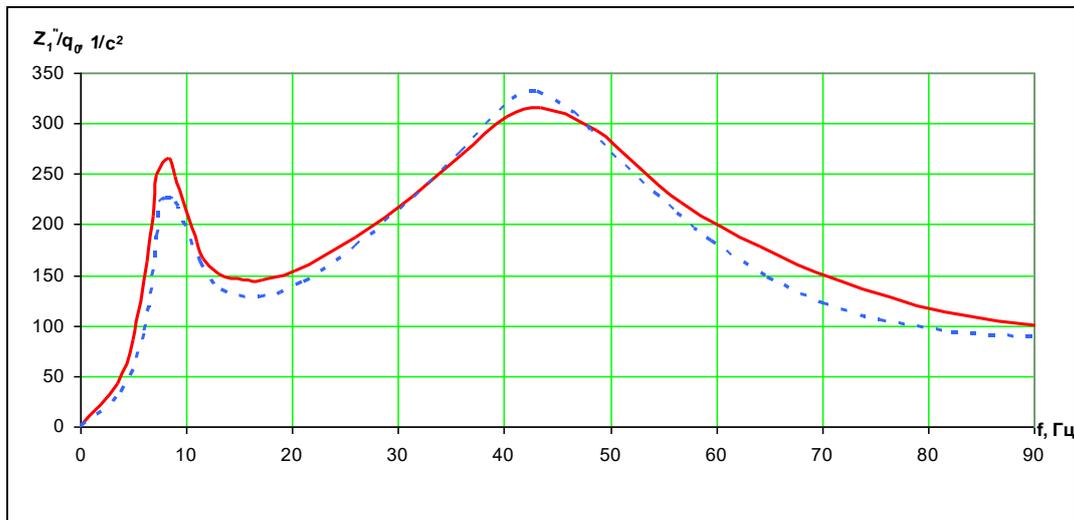


Рис. 3. Амплитудно-частотная характеристика по передней подрессоренной массе автомобиля: сплошная линия – вязкая модель; штриховая линия – эллиптическо-степенная модель демпфирующей способности виброизолятора (подушки двигателя)

**Заключение и выводы.** Результаты проведенных теоретических исследований по оценке эллиптическо-степенной модели (ЭСМ) неупругого сопротивления резинового виброизолятора в расчетах колебаний систем, эквивалентных автомобилю, можно обобщить следующим образом:

1. Ввод эллиптическо-степенной модели демпфирующей способности виброизолятора в математическое описание колебательной системы, эквивалентной автомобилю, приводит к построению нелинейных дифференциальных уравнений.

2. Расчет амплитудно-частотных характеристик с учетом ЭСМ неупругого сопротивления виброизолятора даже простых колебательных систем, например четырехмассовой системы, эквивалентной «плоскому» автомобилю, приводит к значительным вычислительным трудностям.

Применение ЭВМ позволяет использовать численные методы решения дифференциальных уравнений движения масс эквивалентных колебательных систем автомобиля, не снижая при этом точности решения и адекватности представления о влиянии неупругого сопротивления виброизолятора на их колебания и вибронгруженность.

Анализ амплитудно-частотных характеристик колебательной системы, эквивалентной легковому автомобилю среднего класса ГАЗ - 3102, показал, что ввод ЭСМ демпфирующей способности виброизолятора в

систему в виде коэффициента эквивалентного вязкого трения существенно изменяет уровень амплитуд по всем выходам и во всем диапазоне частот воздействия.

Сравнение амплитудно-частотных характеристик колебательной системы по выходу ускорения масс для вязкой и ЭСМ моделей виброизолятора показало, что в зоне низкочастотного резонанса амплитуды колебаний масс уменьшаются, а в зоне высокочастотного резонанса увеличиваются. Например, амплитуды ускорений передней подрессоренной массы  $\ddot{Z}_1$  уменьшаются в зоне низкочастотного резонанса на 12 %, а в зоне высокочастотного резонанса увеличиваются на 4 %; амплитуды ускорений центра масс двигателя уменьшаются в зоне низкочастотного резонанса на 11 %, а в зоне высокочастотного резонанса увеличивается на 6 %.

Это позволяет утверждать, что вибронгруженность двигателя нидается при движении автомобиля по дорогам с неровностями, характерными для дорог Восточно-Сибирского региона. Предложенная модель неупругого сопротивления в резиновых виброизоляторах, включенная в эквивалентную колебательную систему автомобиля, является удовлетворительным отображением процесса поглощения энергии в резиновых виброизоляторах, что позволяет вести целенаправленные действия для снижения уровня колебаний и вибронгруженности агрегатов автомобиля, изменяя конструкцию и параметры элементов виброзащиты.

### Литература

1. Ляпунов В.Т., Лавендел Э.Э., Шляпочников С.А. Резиновые виброизоляторы: справ. Л.: Судостроение, 1988. 216 с.
2. Бухина М.Ф. Техническая физика эластомеров. М.: Химия, 1984. 224 с.
3. Рыков С.П. Экспериментальные исследования поглощающей и сглаживающей способности пневматических шин. Испытательный комплекс, методики проведения экспериментов и обработки результатов: моногр. Братск: БрГТУ, 2004. 322 с.
4. Рыков С.П. Методы моделирования и оценки поглощающей и сглаживающей способности пневматических шин в расчетах подвески и колебаний колесных машин: автореф. дис. ... на соиск. учен. степ. д-ра техн. наук. М.: ФГУП «НАТИ», 2005. 44 с.
5. Григорьев Е.Т. Расчет и конструирование резиновых амортизаторов. М.: Машиностроение, 1980. 160 с.
6. Давиденков Н.Н. О рассеянии энергии при вибрациях // Журнал технической физики. 1938. Т. VIII. № 6. С. 156-161.
7. Рыков С.П., Зайцев И.С., Коваль В.С. Неупругое сопротивление в резиновых виброизоляторах // Труды Братского гос. ун-та. Сер. Естественные и инженерные науки. Братск, 2019. С. 180-185.
8. Писаренко Г.С. Рассеяние энергии при механических колебаниях. Киев: Изд. АН УССР, 1962. 436 с.
9. Рыков С.П. Основы теории неупругого сопротивления в пневматических шинах с приложениями: моногр. 2-е изд., перераб. и доп. СПб.: Изд-во «Лань», 2017. 440 с.
10. Тольский В.Е., Корчемный Л.В., Латышев Г.В., Минкин М.М. Колебания силового агрегата автомобиля. М.: Машиностроение, 1976. 266 с.

11. Рыков С.П., Мазур В.В. Экспериментальная оценка преобразующих свойств автомобильных шин: моногр. / под общ. ред. С.П. Рыкова. Братск: Изд-во БрГУ, 2019. 270 с.
12. Потураев В.Н., Дырда В.И. Резиновые детали машин. 2-е изд. перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1977. 216 с.
13. Яворский Ю. Резина в автомобилях /пер. с пол. А.М. Спички. Л.: Машиностроение, 1980. 360 с.
14. James D.I. Abrasion of rubber. MacLaren and Sons, London, 1967.
15. Скучик Е. Простые и сложные колебательные системы. М.: Мир, 1971. 560 с.
16. Тольский В.Е. Виброакустика автомобиля. М.: Машиностроение, 1988. 144 с.

### References

1. Lyapunov V.T., Lavendel E.E., SHlyapochnikov S.A. Rubber vibration isolators: sprav. L.: Sudostroenie, 1988. 216 p.
2. Buhina M.F. Technical physics of elastomers. M.: Himiya, 1984. 224 p.
3. Rykov S.P. Experimental studies of the absorbing and smoothing ability of pneumatic tires. Test complex, methods of conducting experiments and processing results: monogr. Bratsk: BrGTU, 2004. 322 p.
4. Rykov S.P. Methods of modeling and evaluation of the absorbing and smoothing ability of pneumatic tires in the calculations of suspension and vibration of wheel machines: avtoref. dis. ... na soisk. uchen. step. d-ra tekhn. nauk. M.: FGUP «NATI», 2005. 44 p.
5. Grigor'ev E.T. Calculation and design of rubber shock absorbers. M.: Mashinostroenie, 1980. 160 p.
6. Davidenkov N.N. On energy scattering under vibrations // Zhurnal tekhnicheskoy fiziki. 1938. V. VIII. № 6. P. 156-161.

7. Rykov S.P., Zajcev I.S., Koval' V.S. Inelastic resistance in rubber vibration isolators // Trudy Bratskogo gos. un-ta. Ser. Estestvennyye i inzhenernyye nauki. Bratsk, 2019. P. 180-185.
8. Pisarenko G.S. Energy scattering under mechanical vibrations. Kiev: Izd. AN USSR, 1962. 436 p.
9. Rykov S.P. Fundamentals of the theory of inelastic resistance in pneumatic tires with applications: monogr. 2-e izd., pererab. i dop. SPb.: Izd-vo «Lan'», 2017. 440 p.
10. Tol'skij V.E., Korchemnyj L.V., Latyshev G.V., Minkin M.M. Vibrations of the power unit of an automobile. M.: Mashinostroenie, 1976. 266 p.
11. Rykov S.P., Mazur V.V. Experimental evaluation of transforming properties of automobile tires: monogr. / pod obshch. red. S.P. Rykova. Bratsk: Izd-vo BrGU, 2019. 270 p.
12. Poturaev V.N., Dyrda V.I. Rubber parts of machines. 2-e izd. pererab. i dop. M.: Mashinostroenie, 1977. 216 p.
13. YAvorskij YU. Rubber in cars /per. s pol. A.M. Spichki. L.: Mashinostroenie, 1980. 360 p.
14. James D.I. Abrasion of rubber. Maclaren and Sons, London, 1967.
15. Skuchik E. Simple and complex oscillatory systems. M.: Mir, 1971. 560 p.
16. Tol'skij V.E. Vibroacoustics of the car. M.: Mashinostroenie, 1988. 144 p.