Hexagon+Pentagon konfiguratsiyasi uchun bog‘lanish energiyasi 0,002817 eVga teng bo‘lib, bu qiymat nolga juda yaqin. Ushbu holat konfiguratsiyaning deyarli energetik neytral ekanini bildiradi. Ya’ni, bu holatda kuchli barqaror bog‘lanish ham, keskin beqarorlik ham kuzatilmaydi. Pick konfiguratsiyasida barcha tizimlar uchun bog‘lanish energiyasi 0,011350 eVni tashkil etadi. Musbat qiymat Pick konfiguratsiyasida molekulalararo o‘zaro ta’sir energetik jihatdan barqaror emasligini ko‘rsatadi. Kremniy atomining mavjudligi bu konfiguratsiyada ham sezilarli barqarorlik bermaydi.

**Xulosa (Conclusion).** Olingan natijalarga ko‘ra, 120 ga normallashtirilgan bog‘lanish energiyalari barcha konfiguratsiyalarda $C_{60}$+$C_{60}$, $C_{60}$+Si@$C_{60}$ va Si@$C_{60}$+Si@$C_{60}$ tizimlari uchun bir xil qiymatlarga ega. Bu holat tanlangan masshtabda molekulalararo o‘zaro ta’sir konfiguratsiyaga ko‘proq bog‘liq bo‘lib, tarkibiy farqning (Si atomining kiritilishi) ta’siri deyarli sezilmasligini ko‘rsatadi.Bridge1 va Bridge2 konfiguratsiyalarida zaif manfiy qiymatlar kuzatilib, juda kuchsiz bog‘lanish mavjudligi aniqlanadi. Hexagon, Pentagon va Pick konfiguratsiyalarida musbat qiymatlar qayd etilib, bu holatlar energetik jihatdan barqaror emas deb baholanadi. Hexagon + Pentagon konfiguratsiyasi esa deyarli neytral bo‘lib, kuchli barqaror kompleks hosil qilmaydi.

**Foydalanilgan adabiyotlar ro‘yxati:**


[1]. Kroto H.W., et al. Nature, 1985.

[2]. Dresselhaus M.S., et al. Science of Fullerenes and Carbon Nanotubes, 1996.

[3]. Hirsch A. The Chemistry of the Fullerenes, 1994.

[4]. Rao C N.R., et al. Fullerenes and Nanotubes: A Review, Acc. Chem. Res., 2002.

[5]. Iijima S. Carbon Nanostructures, Nature, 1991.

[6]. Yamaguchi T. et al. Fullerene Clusters: Structures and Properties, J Phys. Chem., 2007.

[7]. Balaban A.T. Fullerene Clusters and Nanostructures, Chem. Rev., 2006.

[8]. Shinohara H. Endohedral Metallofullerenes, Rep. Prog. Phys., 2000.

[9]. Popov A.A., et al. Endohedral Fullerenes, Chem. Rev., 2013.

[10]. Stevenson, S. et al. Endohedral Metallofullerenes: Formation and Properties, Nature, 1999.

[11]. Bohayra Mortazavi. Structural, electronic, thermal and mechanical properties of C60-based fullerene two-dimensional networks explored by first-principles and machine learning, Carbon, 2023.

[12]. Ceulemans A., et al. Electronic Properties of Endohedral Fullerenes, Chem. Phys. Lett., 2006.

[13]. Rapaport D.C. The Art of Molecular Dynamics Simulation, 2004.

[14]. Allen M.P., Tildesley D.J. Computer Simulation of Liquids, 2017.

[15]. Frenkel D., Smit B. Understanding Molecular Simulation, 2001.

[16]. Brenner D.W. Empirical Potential for Hydrocarbons for Use in Simulating Carbon Materials, Phys. Rev. 1990.

[17]. Guo T., et al. Metallofullerene Stability and Dynamics, Science, 1992.

[18]. Sandia National Laboratories, Large-scale Atomic/Molecular Massively Parallel Simulator (LAMMPS), 2023, https://www.lammps.org/

[19]. Java. Jmol, 2023, http://www.jmol.org/

[20]. D.J.King, P.C.Frangou, S.D.Kenny. Interaction of C60 molecules on Si(100), Surface science, Vol. 603, pp. 676-682, 2009. http://dx.doi.org/10.1016/j.susc.2008.12.035



**Тешаев Мухсин Худойбердиевич (Бухарское отделение института Математики им. В.И.Романовского, Бухара, Узбекистан),**

**Аблокулов Шерзоджон Зокир угли, Бутунов Жахонгир Рузикулович, Юлдошева Озода Олимжоновна (Ташкентский химико-технологический институт, Ташкент, Узбекистан)**


## СОБСТВЕННЫЕ И ВЫНУЖДЕННЫЕ КОЛЕБАНИЯ МНОГОМАСООВЫХ ВЯЗКОУПРУГРХ СИСТЕМ С КОНЕЧНЫМ ЧИСЛОМ СТЕПЕНЕЙ СВОБОДЫ


***Аннотация.*** *В работе рассматриваются собственные и вынужденные колебания многомассовых вязкоупругих систем с конечным числом степеней свободы. В качестве примера рассматриваются сложные много-массовые колебательные системы "автомобиль – амортизируемое изделие". На основе уравнений Лагранжа второго рода получена системы интегро-дифференциальных уравнений. Приведена методика расчета собственных и вынужденных колебаний механических систем на основе метода Мюллера и Гаусса. Полечены численные результаты и их анализ.*



***Ключевые слова:*** *собственные колебания, вязкоупругая система с конечным числом степеней свободы, уравнение Лагранжа, операторные жесткости.*

## ERKINLIK DARAJASI CHEKLI BO‘LGAN KO‘P MASSALI QOVUSHQOQ-ELASTIK SISTEMALARNING ERKIN VA MAJBURIY TEBRANISHLARI

***Annotatsiya.*** *Ushbu maqolada erkinlik darajasi chekli bo‘lgan ko‘p massali qovushqoq-elastik sistemalarning erkin va majburiy tebranishlarini o‘rganamiz. Misol sifatida murakkab ko‘p massali tebranish sistemalari ko‘rib chiqilgan. Ikkinchi tur Lagranj tenglamalari asosida integro-differensial tenglamalar sistemasi hosil qilingan. Mexanik sistemalarning erkin va majburiy tebranishlarini hisoblash uchun Myuller va Gauss usullariga asoslangan hisoblash metodikasi keltirilgan. Sonli natijalar olinib, tahlil qilingan.*

***Kalit so‘zlar:*** *erkin tebranishlar, erkinlik darajasi chekli bo‘lgan qovushqoq-elastik sistema, Lagranj tenglamasi, qattiqlik operatori.*

## FREE AND FORCED VIBRATIONS OF MULTI-MASS VISCOELASTIC SYSTEMS WITH A FINITE NUMBER OF DEGREES OF FREEDOM

***Annotation.*** *This paper investigates the free and forced vibrations of multi-mass viscoelastic systems with a finite number of degrees of freedom. As an illustrative example, complex multi-mass vibratory systems of the type "vehicle – damped (shock-isolated) payload" are considered. Based on the Lagrange equations of the second kind, a system of integro-differential equations is derived. A computational methodology for determining the free and forced vibrations of mechanical systems using the Müller and Gauss methods is presented. Numerical results are obtained and their analysis is provided.*

***Keywords:*** *free vibrations, viscoelastic system with a finite number of degrees of freedom, Lagrange equations, operator stiffnesses.*

**Введение.** Механическая вибрация негативно влияет на механические компоненты, а в худших случаях приводит к серьезным авариям из-за поломки. Были проведены различные исследования. Был выполнен вибрационный анализ с учетом свойств материалов, используемых для виброизоляции [1,2,3]. Кроме того, были изучены различные динамические виброгасители, такие как динамические поглотители на основе демпферов и активные динамические поглотители [4,5]. Эти соображения улучшают не только безопасность, но и долговечность, а также рыночное качество. Поэтому подавление вибрации является важным фактором при проектировании изделий. Причинами вибрации во время работы машины являются вибрационные характеристики самой машины или передача вибраций от других источников с резонансом. Наиболее эффективным решением является блокирование вибрации от источника для уменьшения передачи вибрации на объект. Однако, если источник вибрации не может быть заблокирован, резонанс можно предотвратить, изменив вибрационные характеристики целевой части машины. Для использования этого метода необходимо определить вибрационные характеристики всей машины [6,7]. Кроме того, в последние годы наблюдается быстрый прогресс в разработке технологий активного подавления вибраций, и сообщается, что вибрации можно подавлять с большей эффективностью [8,9]. Однако эти исследования проводились в основном для систем низкого порядка, и лишь немногие исследования были проведены с использованием моделей управления, учитывающих сложные характеристики вибраций многостепенных систем [10,11]. Поэтому мы ставим перед собой цель создать модель управления для сложной системы, которая выражается как многостепенная система, учитывающая характеристики вибраций системы.

В последнее время для получения вибрационных характеристик конструкций используется множество методов, таких как определение собственных мод конструкций или точек резонанса с помощью прямого численного интегрирования [12,13]. Однако получить моду в случае вынужденных колебаний, когда объект подвергается реальным вибрациям, таким как вибрации во время работы машины или управляющего сигнала, очень сложно. Кроме того, поскольку точка резонанса машины часто находится в частотном диапазоне, который не следует использовать для установившихся режимов работы, машину обычно эксплуатируют, избегая этой точки резонанса. Поэтому, если целью механической конструкции не является увеличение вибрации, достаточно получить точку резонанса конструкции при вынужденных колебаниях. Однако с точки зрения долговечности и повышения качества желательно эксплуатировать машину в условиях, когда амплитуда вибрации меньше амплитуды возбуждения.

**Постановка задачи и методы решения**. Рассматривается механическая система, состоящая из тел с конечным числом степеней свободы, которая изображена на рис.1. На стадии первоначального проектирования изделий транспортируемой радиоэлектронной техники и средств ее защиты от динамических воздействий, как правило, возникает необходимость проведения полигонных испытаний изделий – транспортировки по дорогам с реальным микропрофилем. Вместе с тем, примен-

яя теоретические модели в ряде случаев можно проводить исследования, а в качестве контрольных расчетов колебаний изделий использовать ЭВМ (электронные вычислительные машины). Систему ("автомобиль - амортизируемое изделие") представим в виде упруго вязкой системы (рис. 1), где $m_{p2}$, $M$, $m_1$, $m_2$, $m_3$, – массы изделия подрессоренных и неподрессоренных частей автомобиля, соответственно; $Z_{p2}, \alpha_{p2}, Z, \alpha, x_1, x_2, x_3$, – вертикальные и угловые перемещения центров тяжести изделия подрессоренных и неподрессоренных частей автомобиля, соответственно; $C_{pi}, C_{ni}, C_{mi}, \mu_{pi}, \mu_{ni}, (i = 1,2,3)$ – приведенные коэффициенты жесткости и демпфирования амортизирующих устройств изделия, подвесок и шин автомобиля, соответственно

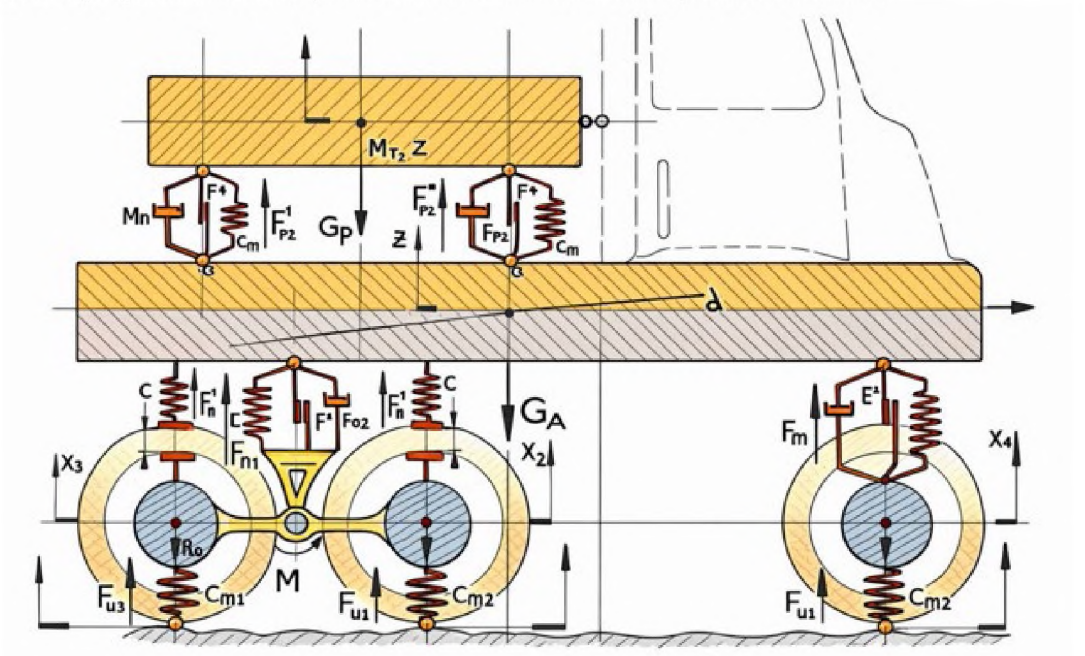



**Рис.1. Расчётная схема.**

$g_1(t), g_2(t), g_3(t)$ - внешние воздействия от микропрофиля дорог.

Рассмотрим конструкцию с конечным числом степеней свободы, состоящую из конечного числа материальных точек и абсолютно твердых тел, соединенных между собой безмассовыми вязкоупругими элементами. Если механическая система, изображенная на рис.1, состоит из $n$ – твёрдых тел, тогда уравнения Лагранжа второго рода для рассматриваемой механической системы имеют вид:

$$\sum_{k=1}^{n}(a_{jk}\ddot{q}_k + \beta_{jk}\dot{q}_k + c_{jk}q_k) = 0, \quad (j = 1,2,3,...n) \tag{1}$$

где $a_{jk}$ – симметричная положительно-определенная матрица обобщенных масс; $q_k$ -обобщенные координаты; $n$ – число степеней свободы; $c_{jk}$ –симметричная матрица, элементы которой являются коэффициентами жесткости, $\beta_{jk}$ –симметричная матрица, элементы которой являются коэффициентами трения.

Представляются оценки максимальных значений ускорений изделия и проверка правильности работы моделей на различных частотах внешнего воздействия $g(t)$. Колебания упруго вязко -упругой механической системы (рис.1) можно описать системой обыкновенных интегро-дифференциальных уравнений:

$$
\begin{cases}
\ddot{z}_{p1} = -Q_{11}\dot{z}_{p1} + Q_{21}\dot{z} - Q_{31}\dot{\alpha} - Q_{41}z_{p1} + Q_{51}z - Q_{61}\dot{\alpha}, \\
\ddot{z}_{p2} = -Q_{12}\dot{z}_{p2} + Q_{22}\dot{z} - Q_{32}\dot{\alpha} - Q_{42}z_{p2} + Q_{52}z - Q_{62}\dot{\alpha}, \\
\ddot{z} = -Q_{13}\dot{z} + Q_{23}\dot{\alpha} + Q_{33}\dot{x}_1 + Q_{43}\dot{x}_2 + Q_{53}\dot{x}_3 + Q_{63}\dot{z}_{p1} + \\
+Q_{73}\dot{z}_{p2} - Q_{83}z + Q_{93}\alpha + Q_{113}x_1 + Q_{133}x_2 + Q_{133}x_3 + \\
+Q_{143}z_{p1} + Q_{153}z_{p2} - -Q_{163}\operatorname{sign}(\dot{x}_1 - \dot{z}) + \\
+Q_{173}\operatorname{sign}\left(\frac{1}{2}(\dot{x}_2 + \dot{x}_3) - \dot{z}\right) + Q_{183}\operatorname{sign}\dot{\alpha}, \\
\ddot{\alpha} = -Q_{14}\dot{\alpha} - Q_{24}\dot{z} - Q_{34}\dot{x}_1 + Q_{44}\dot{x}_2 + Q_{54}\dot{x}_3 - Q_{64}\dot{z}_{p1} + Q_{74}\dot{z}_{p2} - \\
-Q_{84}\alpha + +Q_{94}z - Q_{114}x_1 + Q_{124}x_2 + +Q_{134}x_3 + Q_{144}z_{p1} + Q_{154}z_{p2} - \\
-Q_{164}\operatorname{sign}(\dot{x}_1 - \dot{z}) + Q_{174}\operatorname{sign}\left(\frac{1}{2}(\dot{x}_2 + \dot{x}_3) - \dot{z}\right) - Q_{184}\operatorname{sign}\dot{\alpha}, \\
\ddot{x}_1 = -Q_{17}\dot{x}_1 + Q_{27}\dot{z} - Q_{37}\dot{\alpha} - Q_{47}x_1 + Q_{57}z - Q_{67}\alpha - Q_{77}\operatorname{sign}(\dot{x}_1 - \dot{z}) - \\
-Q_{87}\ell_1\operatorname{sign}\dot{\alpha} + Q_{87}q_1(t), \\
\ddot{x}_2 = -Q_{15}\dot{x}_2 - Q_{25}\dot{x}_3 + Q_{35}\dot{z} + Q_{45}\dot{\alpha} - Q_{55}x_2 - Q_{65}x_3 + Q_{75}z + \\
+Q_{85}\alpha - Q_{95}\operatorname{sign}(\dot{x}_2 - \dot{x}_3) - Q_{115}\operatorname{sign}\left(\frac{1}{2}(\dot{x}_2 + \dot{x}_3) - \dot{z}\right) + \\
+Q_{115}\ell_2\operatorname{sign}\dot{\alpha} + Q_{125}q_2(t), \\
\ddot{x}_3 = -Q_{16}\dot{x}_3 - Q_{26}\dot{x}_2 + Q_{36}\dot{z} + Q_{46}\dot{\alpha} - Q_{56}x_3 - Q_{66}x_2 + Q_{76}z + \\
+Q_{86}\alpha - Q_{96}\operatorname{sign}(\dot{x}_2 - \dot{x}_3) - Q_{116}\operatorname{sign}!\left(\frac{1}{2}(\dot{x}_2 + \dot{x}_3) - \dot{z}\right) + \\
+Q_{116}\ell_2\operatorname{sign}\dot{\alpha} + Q_{126}q_3(t).
\end{cases}
\tag{2}
$$

Будем рассматривать $\dot{x}_1, \dot{x}_2, \dot{x}_3, \dot{z}_{p1}, \dot{z}_{p1}, \dot{z}, \dot{\alpha}$ как самостоятельные переменные, введя дополнительные уравнения:

$$
\begin{cases}
\dot{x}_1 = (\dot{x}_1), \quad \dot{z}_{p2} = (\dot{z}_{p2}), \\
\dot{x}_2 = (\dot{x}_2), \quad \dot{z} = (\dot{z}), \dot{z}_{p1} = (\dot{z}_{p1}), \\
\dot{x}_3 = (\dot{x}_3), \quad \dot{\alpha} = (\dot{\alpha}).
\end{cases}
\tag{3}
$$

Учитывая структуру функций свободных членов (внешнее воздействие типа $g(t) = A_u \sin \upsilon t$ ), частное решение будем искать в виде [14]:

$$
\begin{cases}
x_1 = a_1 \sin \upsilon t + c_1 \cos \upsilon t, \quad z_{p2} = a_s \sin \upsilon t + c_s \cos \upsilon t, \\
x_2 = a_2 \sin \upsilon t + c_2 \cos \upsilon t, \quad z = a_6 \sin \upsilon t + c_6 \cos \upsilon t, \\
x_3 = a_3 \sin \upsilon t + c_3 \cos \upsilon t, \quad \alpha = a_7 \sin \upsilon t + c_7 \cos \upsilon t, \\
z_{p1} = a_4 \sin \upsilon t + c_4 \cos \upsilon t,
\end{cases}
\tag{4}
$$

где $a_i, c_i \ (i = 1, 2 \ldots 7)$.

Подставив (4) в (2), с учетом новых переменных (3), получим систему дифференциальных уравнений, приравнивая к которой коэффициенты при косинусах и синусах $\upsilon t$ , получаем 28 уравнение для определения 14 коэффициентов, из которых первые 14 являются тождествами. Матрицу системы полученных алгебраических уравнений обозначим через $A(\upsilon)$ , а правые части через

$B(v,\upsilon_M)$. Для уравнения $A(\upsilon)\vec{a}=B(v,\upsilon_M)$, (где $\upsilon_M$ – скорость движения автомобиля) на ЭВМ может быть получено решение при различных значениях $v,\upsilon_M$.

Характеристическое уравнение системы имеет шесть пар комплексно-сопряженных корней, из которых одна пара чисто мнимая, и два -действительных отрицательных корней. Действительную часть корня обозначим $\mu$, мнимую часть $\nu$. Действительную часть собственного вектора обозначим $\vec{D}$, мнимую - $\vec{g}$. Известно, что в комплексной области решение однородной системы дифференциальных уравнений $\dot{\vec{x}}=A\vec{x}$ имеет вид $\sum b_j\vec{c}_j e^{\lambda_j t}$, где $\lambda_j$ - собственные числа, $b_j$ – произвольные числа, $\vec{c}_j$ – соответствующие $\lambda_j$ собственные вектора матрицы $A$. Каждому действительному корню характеристического уравнения матрицы соответствует частное решение системы, равное $\vec{D}e^{\mu t}$, где $\vec{D}_n$–действительный собственный вектор, соответствующий собственной частоте. В координатной форме $n$-й по счету искомой функции будет соответствовать решение, равное $D_n e^{\mu t}$, где $D_n$, $n$-я координата собственного вектора-столбца. Каждой паре комплексно-сопряженных собственных значений будет соответствовать пара действительных решений, соответственно два постоянных вектора.

Векторы-решения находятся следующим образом.

Пусть $\vec{x}=e^{\lambda t}\vec{f}$ -решение уравнения (2) $\dot{\vec{x}}=A\vec{x}$, где $\vec{f}$ – комплексный вектор, $\lambda$ – комплексное число. Тогда так как матрица $A$ действительная, то $\vec{x}^*=e^{\lambda^* t}\vec{f}^*$ – также решение этого уравнения, (звездочка есть знак комплексного сопряжения). Но тогда $\vec{x}+\vec{x}^*$ и $\vec{x}-\vec{x}^*$ - также решения системы:

$$\begin{aligned}&\vec{x}+\vec{x}^*=e^{\mu t}(\cos\nu t+i\sin\nu t)(\vec{D}+i\vec{g})+\\&+e^{\mu t}(\cos\nu t-i\sin\nu t)(\vec{D}-i\vec{g})=\\&=2e^{\mu t}(\vec{D}\cos\nu t-i\vec{g}\sin\nu t),\\&\vec{x}-\vec{x}^*=2ie^{\mu t}(\vec{D}\sin\nu t+g\cos\nu t)\end{aligned}\qquad(5)$$

Здесь $\vec{f}=\vec{D}+i\vec{g}$; $\vec{D},\vec{g}$ - действительные вектора, $\lambda=\mu+i\nu$; $\mu,\nu$ -действительные числа. Поэтому $e^{\mu t}(\vec{D}\cos\nu t-\vec{g}\sin\nu t)=\dfrac{\vec{x}+\vec{x}^*}{2}$; $e^{\mu t}(\vec{D}\sin\nu t+\vec{g}\cos\nu t)=\dfrac{\vec{x}-\vec{x}^*}{2}$; - искомые решения. $n$ -ые по счету искомые функции будут $\vec{D}$ и $\vec{g}$ ,соответственно. Общее решение исходной системы (2) получается как сумма общего решения однородной системы и какого-либо частного решения неоднородной.

*В* качестве примера использования вышеизложенной методики получено общее решение (2) в виде (4) для изделия с параметрами $\dfrac{\mu_{p1}}{m_{p1}}=20,\quad \dfrac{C_{p1}}{m_{p1}}=100,\quad \dfrac{\mu_{p2}}{m_{p2}}=25,\quad \dfrac{C_{p2}}{m_{p2}}=200,$ транспортного средства (ЗИЛ-I57К) и функции возмущения от микропрофиля дороги:

$$g(t)=A_u\sin\nu(t-\frac{L_i}{\vartheta_M}),\quad L_i=0;L_1;L_2;\nu=5\div105[\frac{1}{сек}],\vartheta_M=2\div50[\frac{км}{час}]\ .$$

Результаты расчетов приведены на рис. 2 и 3.

На рис. 2 приведены амплитудно-частотные характеристики переднего колеса (1 -я кривая) и кузова (2-я кривая).

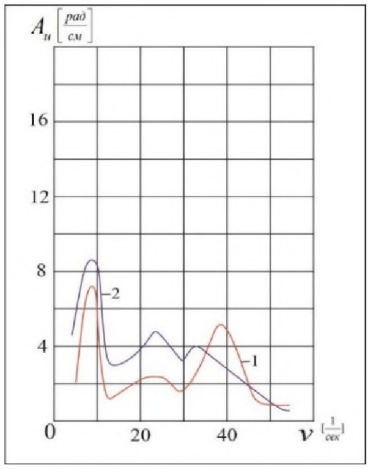



**Рис.2. Амплитудно-частотные характеристики переднего колеса (1-я кривая) и кузова (2-я кривая).**

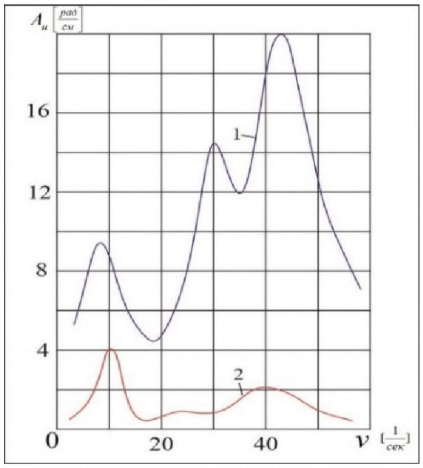



**Рис.3. Амплитудно-частотные характеристики заднего колеса (1,2-кривые).**

Из рис.2 и рис.3 видно, что в передних и задних колесах автомобиля возникают, в основном, два и более резонансных пиков. При частотных возмущениях $\nu > 15 \;\; 1/sek$ задняя часть автомобиля оставалось практически неподвижной.

Иной получилась картина при действии возмущающего момента только на задние колеса (рис. 3). Здесь передняя и задняя части автомобиля колебались практически как одно целое.

Следовательно, необходимо учитывать крутильные и нормальные перемещения грузового автомобиля при движении по неровной дороге.

**Заключения.** Таким образом, в статье разработана методика решения задачи колебаний элементов грузового автомобиля. Разработанная методика с помощью подбора деформируемых элементов позволяет снижать колебательные движения элементов грузового автомобиля.

**Список использованной литературы:**

[1]. Valeev A., Zotov A. Application of complex technology for monitoring and vibration protection of industrial equipment and analysis of its efficiency. Proc. Int. Conf. Dynamics and Vibroacoustics of Machines, Samara, Russia, 16–18 September 2020, pp. 1–6.

[2]. Furinghetti M. Definition and validation of fast design procedures for seismic isolation systems. Vibration 2022, 5, p. 290–305.

[3]. Koszewnik A., Gosiewski Z. Quasi-optimal locations of piezo-elements on a rectangular plate. Eur. Phys. J. Plus 2016, p. 131, 232.

[4]. Koszewnik A., Gosiewski Z. Frequency domain identification of the active 3D mechanical structure for the vibration control system. J.Vibroengineering 2012, 14, p. 451–457.

[5]. Grądzki R., Lindstedt P., Kulesza Z., Bartoszewicz B. Rotor blades diagnosis method based on differences in phase shifts. Shock and Vibration 2018, 2018, 9134607.

[6]. Gradzki R., Kulesza Z., Bartoszewicz B. Method of shaft crack detection based on squared gain of vibration amplitude. Nonlinear Dynamics 2019, 98, p. 671–690.

[7]. Shaw A.D., Hill T.L., Neild S.A., Friswell M.I. Multiharmonic resonance control testing of an internally resonant structure. Vibration, 2020, 3, p. 217–234.

[8]. Yuan M., Jin Y., Liu K., Sadhu A. Optimization of a non-traditional vibration absorber for vibration suppression and energy harvesting. Vibration 2022, 5, p. 383–407.

[9]. Olgac N., Jenkins R. Actively tuned noncollocated vibration absorption: An unexplored venue in vibration science and a benchmark problem. IEEE Trans. Control Syst. Technol. 2020, 29, p. 294–304.

[10]. Ikeda K., Endo A., Minowa R., Kato H., Narita T. A basic study on influence of jerk on riding comfort using active seat suspension for ultra-compact mobility. Int. J. Appl. Electromagn. Mech. 2020, 64, p. 1505–1513.

[11]. Ikeda K., Kuroda J., Uchino D., Ogawa K., Endo A., Kato T., Kato H., Narita T. A study of a ride comfort control system for ultra-compact vehicles using biometric information. Applied Sciences. 2022, 12, 7425.

[12]. Zeng J., Xia W., Xiang X., Long Z. Research on the mechanism and control characteristics of vehicle–track beam coupling vibration for medium-speed maglev vehicle. IEEE Trans. Transp. Electrification. 2022, 8, p. 3236–3246.

[13]. Ren T., Deng Z., Kou L., Li Y., Wang L. Vibration characteristics of HTS maglev system levitated above a Halbach permanent magnet track. IEEE Trans. Appl. Supercond. 2022, 32, 3601605.