

УДК 62-752

doi: 10.18698/0536-1044-2021-12-73-82

Анализ работы арочного эластомерного амортизатора при сложном нагружении

В.Б. Синильщиков, К.В. Мелихов, С.А. Кунавич

Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова

Analysis of the Operation of an Arched Elastomeric Shock Absorber Under Two-Axial Loading

V.B. Sinilshchikov, K.V. Melikhov, S.A. Kunavich

Baltic State Technical University VOENMEH named after D.F. Ustinov

Эластомерные амортизаторы находят применение в различных областях техники для защиты оборудования от ударов. Эластомеры, выполненные в арочной форме, имеют сложные нелинейные силовые характеристики, обусловленные большими деформациями с потерей устойчивости рабочих элементов и смыканием поверхностей. В связи с этим получение силовых характеристик арочных эластомерных амортизаторов представляет собой сложную вычислительную задачу. Кроме того, в научной литературе указанные характеристики приведены только для случая продольного сжатия. Однако при оценке возможности применения системы амортизации на базе арочных эластомерных амортизаторов необходимо учитывать их реакцию в поперечном направлении. Задачу определения упругих силовых характеристик амортизатора при одновременной работе в продольном и поперечном направлениях предложено решать в системе конечно-элементного анализа в плоской постановке. Получены аналитические выражения для продольной и поперечной статических реакций амортизатора при одновременном нагружении в соответствующих направлениях. Аналитические выражения можно использовать при имитационном моделировании сложных амортизированных систем с большим количеством подобных амортизаторов.

Ключевые слова: арочный эластомерный амортизатор, силовая характеристика, гиперупругий материал, конечно-элементное моделирование, рабочий элемент

Elastomeric shock absorbers are used in various technical fields to protect equipment from impacts. Elastomers made in an arched shape have complex nonlinear force characteristics due to large deformations, loss of stability of working elements and closing of surfaces. In this regard, obtaining the power characteristics of arched elastomeric shock absorbers is a complex computational problem. It is noteworthy that, in the literature, these characteristics are given only for the case of normal compression. However, when assessing the possibility of using a shock-absorbing system based on arched elastomeric shock absorbers, it is necessary to take into account their lateral force. The study proposes to solve the problem of determining the elastic force characteristics of a shock absorber while operating in the normal and lateral directions in the system of finite element analysis in a flat formulation. Analytical expressions are obtained for the normal and transverse static reactions of the shock absorber under simultaneous loading in the normal and transverse directions. Analytic expressions can be used to simulate complex shock-absorbing systems with a large number of such shock absorbers.

Keywords: arched elastomeric shock absorber, force characteristic, hyperelastic material, finite element modeling, operating element

Арочные эластомерные амортизаторы представляют собой устройства, рабочим элементом которых являются эластомеры, — резиновые материалы на основе натурального или синтетического каучука и упругие пластмассы [1]. Особенностью таких амортизаторов является деформирование с потерей устойчивости его рабочих элементов.

Эластомерные амортизаторы применяют для защиты различного оборудования от вибрации и ударов, в том числе и в аэрокосмической технике [2]. Широкое распространение получили эластомерные опоры. В работах [3, 4] рассмотрены эластомерные опоры, применяемые для мостов и сейсмической защиты сооружений. Упругие свойства различных эластомеров и опор на их основе исследованы в трудах отечественных и зарубежных авторов [5–7].

В научных публикациях (например, в [8]) рассмотрение арочных эластомерных амортизаторов ограничено их работой на сжатие при отсутствии поперечных смещений. Однако при проектировании или оценке возможности использования системы амортизации на основе эластомерных амортизаторов в рамках научно-исследовательской работы или эскизного проекта возникает вопрос о характере их поведения при работе на сдвиг в поперечном направлении.

Цель работы — получение упругих (статических) силовых характеристик при работе арочного эластомерного амортизатора на одновременные продольное сжатие и поперечное смещение, а также анализ влияния поперечной деформации на продольную реакцию.

В качестве объекта моделирования выбран арочный эластомерный амортизатор № 1 (далее амортизатор № 1), конструктивная схема которого приведена на рис. 1. Амортизатор № 1 состоит из двух металлических пластин 1, соединенных между собой эластомерными наклонными стенками 2.

Моделирование работы амортизатора № 1 проведено в пакете конечно-элементного моделирования ANSYS Workbench 18.1. В среде ANSYS эластомеры (как тела несжимаемые или почти несжимаемые) моделируются посредством гиперупругих материалов [9].

Гиперупругим принято считать идеально упругий материал, для которого зависимость напряжения–деформации определяется из функции плотности энергии деформации [10]. Гиперупругий материал демонстрирует значительные деформации при нагрузке и возврат к

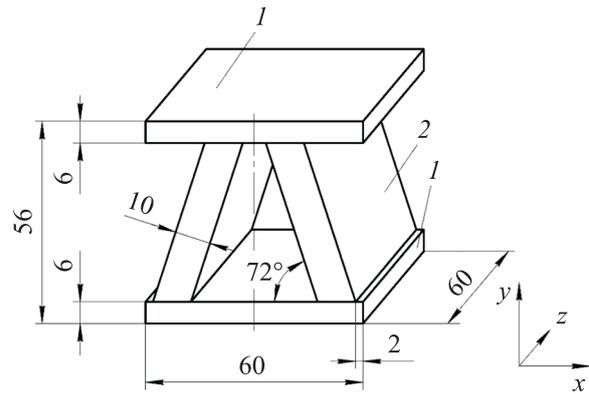


Рис. 1. Конструктивная схема амортизатора № 1

первоначальной форме после снятия нагрузки без изменения объема [11].

В среде ANSYS представлены несколько моделей изотропных гиперупругих материалов (неогукова материала, Муни — Ривлина, Огдена, Арруды — Бойса, полиномиальная и др.) [12]. В свою очередь модель Муни — Ривлина бывает с двумя, тремя, пятью и девятью параметрами [13].

Для моделирования работы арочного амортизатора № 1 выбрана модель Муни — Ривлина с девятью параметрами, так как в условиях больших деформаций с потерей устойчивости для такой геометрии амортизатора и свойств материала только она обеспечивает сходимость задачи.

Согласно работе [14], упругий потенциал (плотность энергии деформации) определяется выражением

$$W = \sum_{n=0}^3 \sum_{m=0}^3 C_{nm} (I_1 - 3)^n (I_2 - 3)^m + \frac{1}{d} (J - 1)^2.$$

Здесь I_1 и I_2 — первый и второй инварианты девиатора деформаций; C_{nm} — коэффициенты материала модели Муни — Ривлина; d — параметр несжимаемости, $d = 2/k$ (k — модуль объемного сжатия, $k = 2000$ МПа); J — определитель матрицы градиента деформации [15].

Расчетная модель. Основные положения и допущения. При определении статических силовых характеристик не учитывались демпфирующие свойства материала, а также эффект размягчения Маллинза — размягчение характеристики напряжение–деформация резиноподобного материала [16]. Поэтому реакция амортизатора № 1 принималась не зависящей от скорости нагружения, а деформации металлических элементов — пренебрежимо малыми.

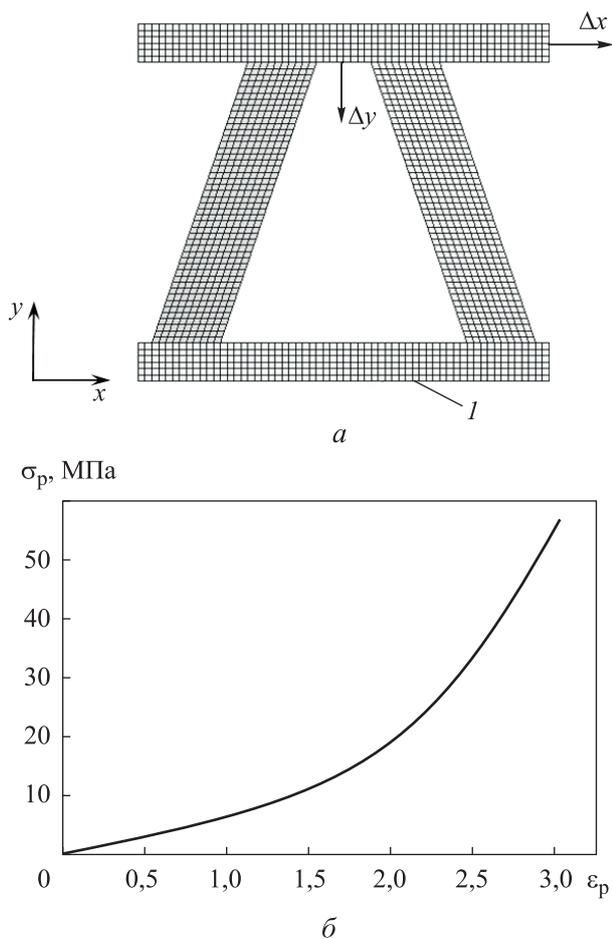


Рис. 2. Результаты моделирования в среде ANSYS: а — конечно-элементная модель амортизатора № 1 (1 — жесткая заделка); б — зависимость напряжения σ_p от деформации ϵ_p при одноосном растяжении гиперупругого материала

Значения параметров модели Муни — Ривлина

Параметр	Значение	Параметр	Значение
C_{01} , Па	-21 214	C_{12} , Па	-43 326
C_{10} , Па	1 398 000	C_{21} , Па	-208
C_{11} , Па	-345 240	C_{03} , Па	16 776
C_{02} , Па	155 730	C_{30} , Па	5530
C_{20} , Па	274 440	d , Па ⁻¹	$1 \cdot 10^{-9}$

Моделирование поведения тел из гиперупругих материалов в условиях больших деформаций с учетом потери устойчивости составляет значительную вычислительную сложность. В связи с этим ввиду постоянства сечения амортизатора № 1 по длине — вдоль оси z (см. рис. 1) — задача решалась в двумерной постановке.

Конечно-элементная модель амортизатора № 1, полученная в среде ANSYS, приведена на

рис. 2, а. Линейные размеры каждого элемента конечно-элементной сетки (в недеформированном состоянии) не превышают 1 мм. Нижняя металлическая пластина условно соединена с основанием и жестко зафиксирована. Верхняя пластина условно связана с амортизируемым объектом, ее перемещение задано вдоль вертикальной y и горизонтальной x осей.

Для моделирования эластомерных элементов использован гиперупругий материал, имеющий зависимость напряжения σ_p от деформации ϵ_p при одноосном растяжении, показанную на рис. 2, б. Значения коэффициентов модели Муни — Ривлина, определенные в программном модуле Workbench при аппроксимации указанной зависимости, приведены в таблице.

Продольное сжатие при отсутствии поперечных смещений. Амортизатор № 1 имеет достаточно тонкие эластомерные стенки. Его геометрические размеры заведомо приняты такими, чтобы наглядно продемонстрировать эффекты, вызванные потерей устойчивости и смыканием стенок.

Для получения статической характеристики сжатия амортизатора № 1 верхняя пластина перемещалась вниз (в отрицательном направлении) по оси Y на величину Δy до $\Delta y = 29$ мм. При этом происходило полное сжатие амортизатора № 1.

Статическая характеристика сжатия амортизатора № 1 при отсутствии поперечных смещений — зависимость продольной реакции R_y амортизатора № 1 от продольной деформации (поджатия) Δy — приведена на рис. 3.

Как видно из рис. 3, при поджатии на $\Delta y \approx 13$ мм происходит потеря устойчивости

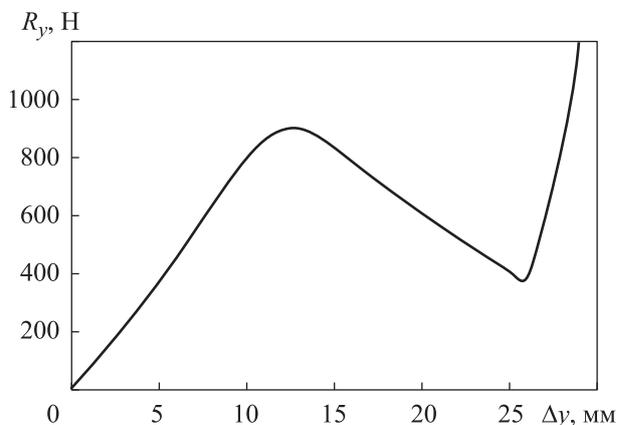


Рис. 3. Статическая характеристика сжатия амортизатора № 1 при отсутствии поперечных смещений

эластомерных стенок, которая сопровождается дальнейшим снижением продольной реакции R_y амортизатора № 1. Эту особенность необходимо учитывать при проектировании амортизатора и по возможности добиваться меньшего провала реакции после потери устойчивости эластомерных стенок.

При достижении поджатия $\Delta y \approx 26$ мм изогнутые стенки касаются пластин, после чего происходит резкое увеличение продольной реакции. Жесткость амортизатора № 1 на данном участке существенно возрастает. За полное сжатие амортизатора принята величина $\Delta y = 29$ мм, соответствующая значению реакции, которое на 30 % больше, чем максимальное до потери устойчивости.

Определение поперечных реакций амортизатора при одновременных поперечных и продольных смещениях. При работе амортизатора № 1 в поперечном направлении необходимо учитывать наличие поджатия, которое при эксплуатации может быть вызвано как перегрузками, так и массой защищаемого оборудования.

Деформирование амортизатора № 1 проводилось в два этапа. На первом этапе верхняя пластина перемещалась вниз на Δy , создавая тем самым поджатие. Рассмотрено семь расчетных вариантов поджатия Δy , в том числе без поджатия ($\Delta y = 0$ мм). На втором этапе верхняя пластина перемещалась вправо на величину Δx до $\Delta x = 20$ мм (во всех расчетных вариантах).

Зависимость поперечной реакции амортизатора № 1 от поперечного смещения его верхней пластины Δx при различных значениях поджатия Δy приведена на рис. 4, а, где положитель-

ное направление реакции R_y совпадает с направлением смещения Δx .

Положительное значение поперечной реакции показывает, что при определенных условиях сжатия реакция амортизатора не препятствует поперечному смещению, а усиливает его. В этом случае амортизатор № 1 не может вернуть амортизируемый объект в исходное положение равновесия. Такое возможное явление необходимо учитывать при проектировании системы амортизации.

Как видно из рис. 3 и 4, а, максимальная поперечная реакция амортизатора № 1 не превышает 20 % максимальной продольной реакции.

Поперечная деформация амортизатора также влияет на продольную. Зависимость продольной реакции R_y амортизатора № 1 от поперечного смещения его верхней пластины Δx при различных значениях поджатия Δy приведена на рис. 4, б.

Наблюдается следующая тенденция в пределах рассматриваемого участка сдвига (до $\Delta x = 20$ мм): при поджатии до потери устойчивости ($\Delta y \approx 13$ мм) поперечное смещение вызывает уменьшение продольной реакции (см. рис. 4, б, кривые 1–3), при поджатии после потери устойчивости — увеличение продольной реакции (кривые 6, 7), а при поджатии в районе потери устойчивости (кривые 4, 5) влияние поперечного смещения на продольную реакцию носит переходный характер.

Конечно-элементная модель амортизатора № 1 при полном сжатии приведена на рис. 5, а, а при поджатии $\Delta y = 20$ мм и поперечном смещении верхней пластины $\Delta x = 20$ мм — на рис. 5, б.

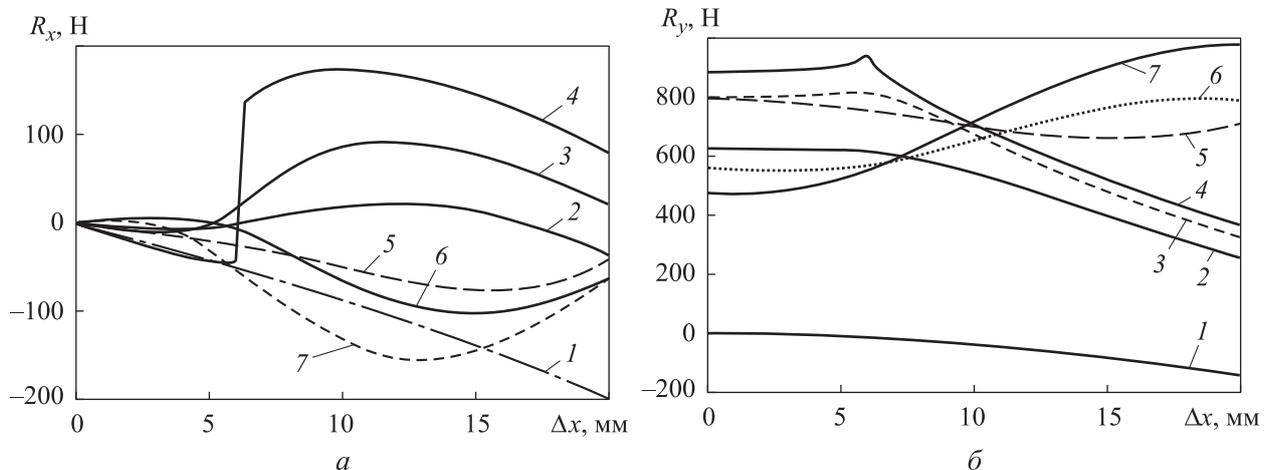


Рис. 4. Зависимости поперечной R_x (а) и продольной R_y (б) реакций амортизатора № 1 от поперечного смещения Δx при поджатии $\Delta y = 0$ (1), 8 (2), 10 (3), 12 (4), 15 (5), 20 (6) и 22 мм (7)

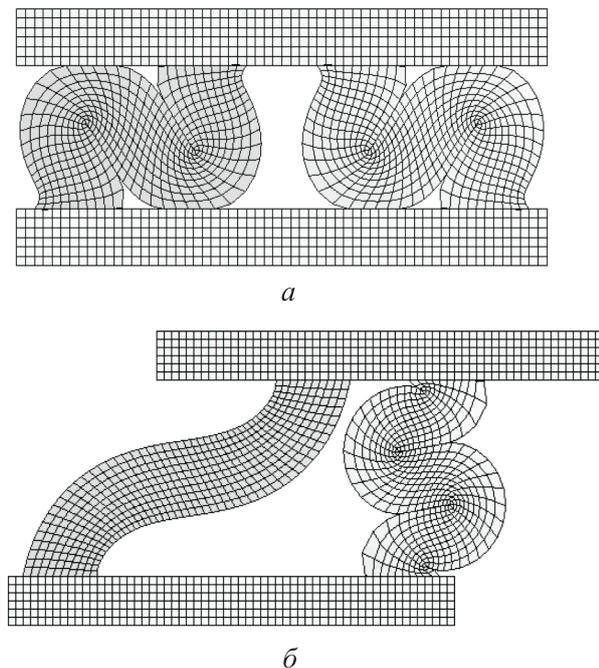


Рис. 1. Конечно-элементные модели амортизатора № 1:

a — при полном сжатии; *b* — при поджатии $\Delta y = 20$ мм и поперечном смещении $\Delta x = 20$ мм

Построение аналитических зависимостей для статических реакций амортизаторов при одновременном нагружении по двум осям. Для проведения расчетов сложных амортизированных систем с большим количеством подобных амортизаторов целесообразно разработать аналитические выражения для продольной и поперечной реакций амортизатора при одновременном нагружении в продольном и поперечном направлениях.

Для составления таких выражений (помимо описанного ранее) использованы результаты расчетов для амортизатора № 2, выполненного из материала Neoprene Rubber, характеристики которого заведены в пакет ANSYS по умолчанию (его жесткостные характеристики существенно ниже приведенных в таблице для амортизатора № 1). Конечно-элементная модель амортизатора № 2 с его основными размерами показана на рис. 6.

Длина амортизатора № 2 в направлении, перпендикулярном плоскости рисунка, составляет 480 мм. Высота и относительная толщина стенки амортизатора № 2 значительно больше, чем у амортизатора № 1 (см. рис. 1).

Статическая характеристика сжатия амортизатора № 2 при отсутствии поперечных смеще-

ний в отличие от показанной на рис. 3, является монотонно возрастающей, хотя и имеет перегиб и нечто близкое к «полочке».

Расчетную модель построим с предположением, что при деформациях амортизатора не происходит смыкания поверхностей эластомера, подобного показанному на рис. 5. За положительные направления реакций R_x и R_y принимаем направления, противоположные соответствующим деформациям (см. рис. 2, *a*). Влияние поворота одной поверхности амортизатора относительно другой и деформаций в направлении, перпендикулярном плоскости, не учитываем.

Для определения продольной реакции амортизатора $R_y(\Delta x, \Delta y)$ за основу возьмем статическую характеристику сжатия при отсутствии поперечных деформаций $R_{y0}(\Delta y) = R_y(0, \Delta y)$ (см. рис. 3), а влияние поперечных перемещений Δx будем учитывать введением корректирующих функций, способных изменять значения как аргумента, так и функции.

Чтобы полученная модель была применима для возможно большего диапазона параметров амортизаторов, корректирующие функции должны зависеть от безразмерных параметров (перемещений и реакций). В качестве характерных значений линейных размеров введем начальную высоту амортизатора $h_0 = 56$ мм (см. рис. 1), поджатие, соответствующее выходу на «полочку» или первому излому $\Delta y_1 = 12,5$ мм (см. рис. 3), и поджатие, соответствующее окончанию «полочки», либо второму излому $\Delta y_2 = 26$ мм.

Будем полагать, что при малых продольных деформациях помимо величины Δy на значе-

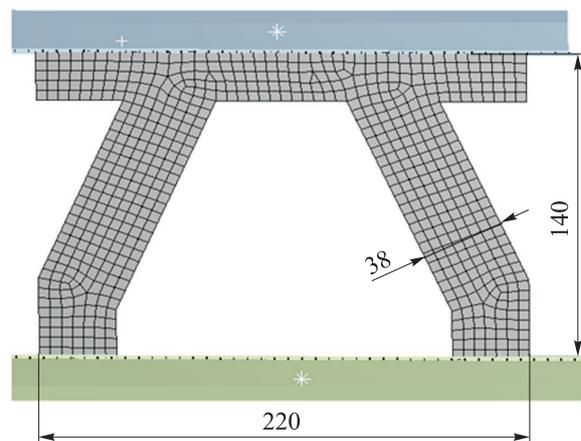


Рис. 6. Конечно-элементная модель амортизатора № 2

ние реакций влияет относительное изменение расчетной длины ΔL амортизатора:

$$\frac{\Delta L}{h_0} = 1 - \sqrt{\left(1 - \frac{\Delta y}{h_0}\right)^2 + \left(\frac{\Delta x}{h_0}\right)^2}.$$

При больших деформациях поправку будем задавать пропорционально квадрату отношения поперечного смещения к высоте амортизатора $(\Delta x/h_0)^2$.

Обработка расчетных данных, полученных с использованием программного пакета ANSYS, позволила представить искомую зависимость в виде

$$R_y(\Delta x, \Delta y) = \begin{cases} \left(1 - \frac{\Delta y}{\Delta y_1}\right) R_{yI} + \frac{\Delta y}{\Delta y_1} R_{yII} & \text{при } 0 \leq \Delta y < \Delta y_1; \\ \left(\frac{\Delta y_2 - \Delta y}{\Delta y_2 - \Delta y_1}\right) R_{yII} + \left(\frac{\Delta y - \Delta y_1}{\Delta y_2 - \Delta y_1}\right) R_{y0} & \text{при } \Delta y_1 \leq \Delta y < \Delta y_2; \\ R_{y0} & \text{при } \Delta y \geq \Delta y_2, \end{cases} \quad (1)$$

где R_{yI} и R_{yII} — функции реакции амортизатора от нормального и поперечного смещения,

$$R_{yI}(\Delta x, \Delta y) = R_{y0} \times \left\{ 0,4\Delta y + 0,6h_0 \left[1 - \sqrt{\left(1 - \frac{\Delta y}{h_0}\right)^2 + \left(\frac{\Delta x}{h_0}\right)^2} \right] \right\};$$

$$R_{yII}(\Delta x, \Delta y) = R_{y0} \left[1 - 0,46 \left(\frac{2,5\Delta x}{h_0} \right)^2 \right].$$

Если амортизатор не соединен хотя бы с одной из опорных поверхностей и значение реакции, определяемое по формуле (1) окажется отрицательным, то оно должно обнуляться.

На рис. 7, а и б приведены зависимости продольных реакций амортизаторов № 1 и 2 от поджатия при различных значениях поперечного смещения, полученные путем расчета в среде ANSYS и по формуле (1).

Можно констатировать удовлетворительное совпадение результатов предложенной аппроксимации с расчетными данными, полученными в пакете ANSYS, за исключением случая $\Delta x = 20$ мм (см. рис. 7, а). Существенные расхождения в этом случае, по-видимому, можно объяснить тем, что одна из стенок амортизатора

теряет устойчивость при малых деформациях сжатия.

Зависимость поперечной реакции от поперечного перемещения при отсутствии поджатия амортизатора в первом приближении можно считать линейной

$$R_x(\Delta x, 0) = c_{x0}\Delta x,$$

где c_{x0} — начальная жесткость амортизатора в поперечном направлении при отсутствии поджатия.

В общем виде эту зависимость можно представить как

$$R_x(\Delta x, \Delta y) = \begin{cases} c_{x0}\Delta x - 4c_{xy}\Delta y \frac{\Delta x}{h_0} \left(1 - \frac{|\Delta x|}{h_0}\right) & \text{при } \Delta x < h_0/2; \\ c_{x0}\Delta x - c_{xy}\Delta y \operatorname{sign}(\Delta x) & \text{при } \Delta x \geq h_0/2, \end{cases} \quad (2)$$

где $\operatorname{sign}(\Delta x)$ — функция, равная по модулю единице и имеющая знак аргумента; c_{xy} — коэффициент пропорциональности между поперечным смещением и продольной реакцией при больших поперечных смещениях.

Выразим параметры, входящие в состав выражения (2), через характеристику сжатия при отсутствии поперечного смещения:

$$c_{x0} = \alpha_{x0} \frac{R_y(0, \Delta y_1)}{\Delta y_1};$$

$$c_{xy} = \beta_{xy} \frac{R_y(0, \Delta y_1)}{\Delta y_1},$$

где α_{x0} — безразмерный параметр начальной поперечной жесткости амортизатора; β_{xy} — безразмерный параметр поперечной жесткости амортизатора с учетом сжатия.

Анализ результатов расчетов показал, что для рассматриваемых амортизаторов величина α_{x0} может изменяться в достаточно широких пределах: для амортизатора № 1 $\alpha_{x0} = 0,13$, для амортизатора № 2 $\alpha_{x0} = 0,25$. По-видимому, это значение зависит от угла наклона и относительной толщины стенок амортизатора и соотношения продольной и сдвиговой жесткостей материала. Построение такой зависимости требует отдельного исследования. Величина β_{xy} изменяется незначительно и может быть принята равной 0,33.

Зависимости поперечных реакций амортизаторов № 1 и 2 от поперечного смещения при различных значениях поджатия, полученные путем расчета в пакете ANSYS и по формуле (2)

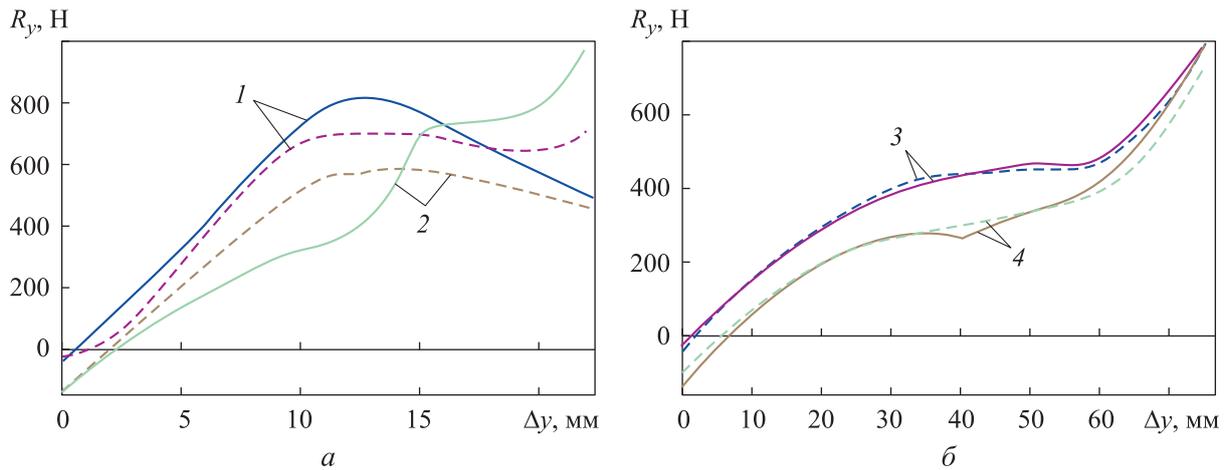


Рис. 2. Зависимости продольных реакций R_y амортизаторов № 1 (а) и 2 (б) от поджатия Δy при поперечном смещении $\Delta x = 10$ (1), 20 (2), 30 (3) и 60 мм (4):

сплошные линии — результаты расчета в пакете ANSYS; штриховые линии — результаты расчета по формуле (1)

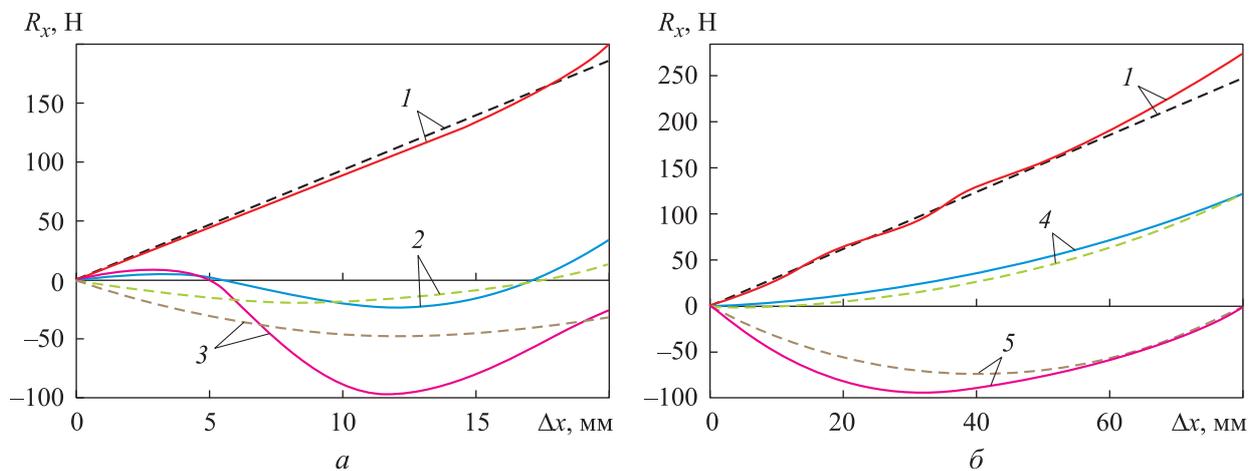


Рис. 8. Зависимости поперечных реакций R_x амортизаторов № 1 (а) и 2 (б) от поперечного смещения Δx при поджатии $\Delta y = 0$ (1), 10 (2), 20 (3), 30 (4) и 60 мм (5):

сплошные линии — результаты расчета в пакете ANSYS; штриховые линии — результаты расчета по формуле (2)

приведены на рис. 8, а и б. Для амортизатора № 1 результаты аппроксимации соответствуют расчетным, полученным в среде ANSYS, лишь при малых деформациях сжатия, и только при $\Delta y \geq 10$ мм наблюдается их качественное совпадение. Для более толстостенного амортизатора № 2 достигнуто хорошее согласование этих результатов.

Предложенная методика разработана на основе расчетных данных, полученных в пакете ANSYS для двух амортизаторов, и ее применимость для других амортизаторов требует расчетной или экспериментальной проверки. К достоинствам методики можно отнести то, что для ее использования достаточно знать лишь высоту амортизатора, статическую характеристику сжатия при отсутствии поперечных смещений $R_{y0}(\Delta y)$ и начальную жесткость амортизатора

в поперечном направлении при отсутствии поджатия s_{x0} . Отметим, что статические характеристики сжатия для некоторых типов амортизаторов, выпускаемых промышленностью, приведены в работе [8].

Выводы

1. Приведены результаты моделирования работы арочного эластомерного амортизатора на сжатие и сдвиг с применением программ конечно-элементного моделирования. Получены статические силовые характеристики продольных и поперечных реакций амортизатора при одновременном нагружении в продольном и поперечном направлениях.

2. Силовые характеристики арочного эластомерного амортизатора как в продольном,

так и в поперечном направлении имеют существенно нелинейный характер, что связано в первую очередь с потерей устойчивости эластомерных рабочих элементов и смыканием рабочих поверхностей.

3. Анализ результатов моделирования показал, что при работе амортизатора на поперечное смещение продольная реакция зависит от поджатия, а при работе амортизатора на сжатие — от поперечного смещения. Эту особенность необходимо учитывать при проектировании систем ударовиброзащиты с арочными амортизаторами подобной конструкции.

4. Предложены аналитические выражения для определения реакций амортизатора при одновременном действии продольных и поперечных (в одной плоскости) деформаций. Эти выражения, полученные в предположении об отсутствии смыкания поверхностей амортизатора, достаточно точно описывают реакции толсто-стенного амортизатора и удовлетворительно — тонкостенного. Для использования выражений необходимо знать продольную статическую характеристику при отсутствии поперечных смещений, поперечную жесткость амортизатора при отсутствии поджатия и его высоту.

Литература

- [1] Алифанов Е.В., Чайкун А.М., Наумов И.С. и др. Эластомерные материалы повышенной теплостойкости (обзор). *Труды ВИАМ*, 2017, № 2, doi: <https://doi.org/10.18577/2307-6046-2017-0-2-6-6>
- [2] Граков С.А., Бохан В.В. Полиуретанометаллические амортизаторы как средство виброизоляции тяжелого оборудования. *Динамика систем, механизмов и машин*, 2018, т. 6, № 1, с. 45–49, doi: <https://doi.org/10.25206/2310-9793-2018-6-1-45-49>
- [3] Popa A. Assessment of performance for elastomeric bearings used on bridges and viaducts. *Acta Universitatis Cibiniensis. Technical series*, 2017, vol. 60, pp. 40–46, doi: <https://doi.org/10.1515/aucts-2017-0006>
- [4] Kalfas K., Mitoulis S., Konstantinidis D. Influence of steel reinforcement on the performance of elastomeric bearings. *J. Struct. Eng.*, 2020, vol. 146, no. 10, art. 04020195, doi: [https://doi.org/10.1061/\(ASCE\)ST.1943-541X.0002710](https://doi.org/10.1061/(ASCE)ST.1943-541X.0002710)
- [5] Белкин А.Е., Даштиев И.З., Костромицких А.В. Определение параметров упругости полиуретана при больших деформациях по результатам испытаний образцов на кручение и растяжение. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2016, № 8, с. 3–10, doi: <https://doi.org/10.18698/0536-1044-2016-8-3-10>
- [6] Shuvalov A., Safina L., Kovalev M. Comparative tests for horizontal stiffness of elastomeric bearings. *MATEC Web Conf.*, 2018, vol. 251, art. 02043, doi: <https://doi.org/10.1051/mateconf/201825102043>
- [7] Guzman M., Forcellini D., Moreno R., et al. Theoretical, numerical and experimental assessment of elastomeric bearing stability. *Int. J. Architect. Environ. Eng.*, 2018, vol. 12, no. 11, pp. 1083–1088.
- [8] Круглов Ю.А., Храмов Б.А., Кабанов Э.Н. *Системы ударовиброзащиты ракет, аппаратуры и оборудования*. Санкт-Петербург, БГТУ, 2010. 70 с.
- [9] Жидков А.В., Леонтьев Н.В. *Моделирование поведения гиперупругих материалов. Ч. 2. Применение ANSYS*. Нижний Новгород, Нижегородский госуниверситет, 2020. 32 с.
- [10] Ogden R.W. *Non-linear elastic deformations*. Chichester, Halsted Press, 1984.
- [11] Rezende R., Greco M., Lalo D. Numerical analysis of an elastomeric bearing pad by hyperelastic models. *Revista de la Construcción. J. Constr.*, 2020, vol. 19, no. 3, pp. 301–310, doi: <https://doi.org/10.7764/RDLC.19.3.301>
- [12] ANSYS. *Mechanical APDL Documentation. Release 18.1*.
- [13] Шмурак М.И., Кучумов А.Г., Воронова Н.О. Анализ гиперупругих моделей для описания поведения мягких тканей организма человека. *Master's Journal*, 2017, № 1, с. 230–243.
- [14] Жидков А.В., Леонтьев Н.В. *Моделирование поведения гиперупругих материалов*. Нижний Новгород, Нижегородский госуниверситет, 2019. 55 с.
- [15] Пальмов В.А. *Определяющие уравнения термоупругих, термовязких и термопластических материалов*. Санкт-Петербург, Изд-во политехн. ун-та, 2008. 138 с.

- [16] Jemioło S., Franus A. A slightly compressible hyperelastic material model with the Mullins effect. *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.*, 2021, vol. 1015, art. 012004, doi: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/1015/1/012004>

References

- [1] Alifanov E.V., Chaykun A.M., Naumov I.S., et al. Elastomeric materials with high heat resistance (review). *Trudy VIAM* [Proceedings of VIAM], 2017, no. 2, doi: <https://doi.org/10.18577/2307-6046-2017-0-2-6-6> (in Russ.).
- [2] Grakov S.A., Bokhan V.V. Polyurethane-metal mountings as an option of vibration insulation of heavy equipment. *Dinamika sistem, mekhanizmov i mashin* [Dynamics of Systems, Mechanisms and Machines], 2018, vol. 6, no. 1, pp. 45–49, doi: <https://doi.org/10.25206/2310-9793-2018-6-1-45-49> (in Russ.).
- [3] Popa A. Assessment of performance for elastomeric bearings used on bridges and viaducts. *Acta Universitatis Cibiniensis. Technical series*, 2017, vol. 60, pp. 40–46, doi: <https://doi.org/10.1515/aucts-2017-0006>
- [4] Kalfas K., Mitoulis S., Konstantinidis D. Influence of steel reinforcement on the performance of elastomeric bearings. *J. Struct. Eng.*, 2020, vol. 146, no. 10, art. 04020195, doi: [https://doi.org/10.1061/\(ASCE\)ST.1943-541X.0002710](https://doi.org/10.1061/(ASCE)ST.1943-541X.0002710)
- [5] Belkin A.E., Dashtiev I.Z., Kostromitskikh A.V. Determining polyurethane elastic parameters at large strains using torsion and tensile test results. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Mashinostroyeniye* [BMSTU Journal of Mechanical Engineering], 2016, no. 8, pp. 3–10, doi: <https://doi.org/10.18698/0536-1044-2016-8-3-10> (in Russ.).
- [6] Shuvalov A., Safina L., Kovalev M. Comparative tests for horizontal stiffness of elastomeric bearings. *MATEC Web Conf.*, 2018, vol. 251, art. 02043, doi: <https://doi.org/10.1051/mateconf/201825102043>
- [7] Guzman M., Forcellini D., Moreno R., et al. Theoretical, numerical and experimental assessment of elastomeric bearing stability. *Int. J. Architect. Environ. Eng.*, 2018, vol. 12, no. 11, pp. 1083–1088.
- [8] Kruglov Yu.A., Khramov B.A., Kabanov E.N. *Sistemy udarovibroozashchity raket, apparatury i oborudovaniya* [Systems for vibration and shock protection of the rockets, apparatus and equipment]. Sankt-Petersburg, BGTU Publ., 2010. 70 p. (In Russ.).
- [9] Zhidkov A.V., Leont'yev N.V. *Modelirovaniye povedeniya giperuprugikh materialov. Ch. 2. Primeneniye ANSYS* [Modelling of hyperelastic materials behaviour. P. 2. Application of ANSYS]. Nizhniy Novgorod, Nizhegorodskiy gosuniversitet Publ., 2020. 32 p. (In Russ.).
- [10] Ogden R.W. *Non-linear elastic deformations*. Chichester, Halsted Press, 1984.
- [11] Rezende R., Greco M., Lalo D. Numerical analysis of an elastomeric bearing pad by hyperelastic models. *Revista de la Construcción. J. Constr.*, 2020, vol. 19, no. 3, pp. 301–310, doi: <https://doi.org/10.7764/RDLC.19.3.301>
- [12] ANSYS. Mechanical APDL Documentation. Release 18.1.
- [13] Shmurak M.I., Kuchumov A.G., Voronova N.O. Hyperelastic models analysis for description of soft human tissues behavior. *Master's Journal*, 2017, no. 1, pp. 230–243. (In Russ.).
- [14] Zhidkov A.V., Leont'yev N.V. *Modelirovaniye povedeniya giperuprugikh materialov* [Modelling of hyperelastic materials behaviour]. Nizhniy Novgorod, Nizhegorodskiy gosuniversitet Publ., 2019. 55 p. (In Russ.).
- [15] Pal'mov V.A. *Opredelyayushchie uravneniya termouprugikh, termovyazkikh i termoplasticheskikh materialov* [Defining equations for thermoelastic, thermoviscous and thermoplastic materials]. Sankt-Petersburg, Izd-vo politekhn. un-ta Publ., 2008. 138 p. (In Russ.).
- [16] Jemioło S., Franus A. A slightly compressible hyperelastic material model with the Mullins effect. *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.*, 2021, vol. 1015, art. 012004, doi: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/1015/1/012004>

Информация об авторах

СИНИЛЬЩИКОВ Валерий Борисович — кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры «Стартовые и технические комплексы ракет и космических аппаратов». Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова (190005, Санкт-Петербург, Российская Федерация, 1-я Красноармейская ул. д. 1, e-mail: vbsin@mail.ru).

МЕЛИХОВ Кирилл Владиславович — старший преподаватель кафедры «Стартовые и технические комплексы ракет и космических аппаратов». Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова (190005, Санкт-Петербург, Российская Федерация, 1-я Красноармейская ул. д. 1, e-mail: melikhov_kv@voenmeh.ru).

КУНАВИЧ Станислав Андреевич — аспирант кафедры «Стартовые и технические комплексы ракет и космических аппаратов». Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова (190005, Санкт-Петербург, Российская Федерация, 1-я Красноармейская ул. д. 1, e-mail: kunavich.stanislav@yandex.ru).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Синильщиков В.Б., Мелихов К.В., Кунавич С.А. Анализ работы арочного эластомерного амортизатора при сложном нагружении. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2021, № 12, с. 73–82, doi: 10.18698/0536-1044-2021-12-73-82

Please cite this article in English as:

Sinilshnikov V.B., Melikhov K.V., Kunavich S.A. Analysis of the Operation of an Arched Elastomeric Shock Absorber Under Two-Axial Loading. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2021, no. 12, pp. 73–82, doi: 10.18698/0536-1044-2021-12-73-82

Information about the authors

SINILSCHIKOV Valery Borisovich — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Department of Launch and Technical Complexes of Rockets and Spacecraft. Baltic State Technical University VOENMEH named after D.F. Ustinov (190005, St. Petersburg, Russian Federation, 1st Krasnoarmeyskaya St., Bldg. 1, e-mail: vbsin@mail.ru).

MELIKHOV Kirill Vladislavovich — Assistant Professor, Department of Launch and Technical Complexes of Rockets and Spacecraft. Baltic State Technical University VOENMEH named after D.F. Ustinov (190005, St. Petersburg, Russian Federation, 1st Krasnoarmeyskaya St., Bldg. 1, e-mail: melikhov_kv@voenmeh.ru).

KUNAVICH Stanislav Andreevich — Post-graduate, Department of Launch and Technical Complexes of Rockets and Spacecraft. Baltic State Technical University VOENMEH named after D.F. Ustinov (190005, St. Petersburg, Russian Federation, 1st Krasnoarmeyskaya St., Bldg. 1, e-mail: kunavich.stanislav@yandex.ru).



**Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана
предлагает читателям учебное пособие
К.В. Васильевой**

«Проектирование в AutoCAD. 2D-моделирование»

Приведены необходимые сведения по обучению работе в графическом редакторе AutoCAD для выполнения 2D-чертежей.

Для студентов МГТУ им. Н.Э. Баумана, изучающих дисциплины «Инженерная и компьютерная графика» и «Компьютерная графика», а также для аспирантов соответствующего профиля.

По вопросам приобретения обращайтесь:

105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1.
Тел.: +7 499 263-60-45, факс: +7 499 261-45-97;
press@bmstu.ru; www.baumanpress.ru