

## РАЗРАБОТКА ЗАЩИТНОГО ТОРЦЕВОГО АМОРТИЗАТОРА ДЛЯ КОНТЕЙНЕРОВ ПРИ АВАРИЙНЫХ ПАДЕНИЯХ

© 2017

- П. А. Самохин** начальник конструкторского бюро конструкторского отдела;  
Опытное конструкторское бюро «Новатор», г. Екатеринбург;  
[SamPeter@mail.ru](mailto:SamPeter@mail.ru)
- Е. А. Бахарева** кандидат технических наук, инженер-конструктор конструкторского отдела;  
Опытное конструкторское бюро «Новатор», г. Екатеринбург;  
[bahareva.e.a@mail.ru](mailto:bahareva.e.a@mail.ru)
- Д. В. Потанин** начальник конструкторского отдела;  
Опытное конструкторское бюро «Новатор», г. Екатеринбург;  
[potanindv@yandex.ru](mailto:potanindv@yandex.ru)

Рассмотрена конструкция торцевого амортизатора (демпфера), защищающего контейнеры с летательными аппаратами (ЛА) от разрушающих повреждений при возможных аварийных падениях в процессе транспортировки и эксплуатации. Предложены две численные методики для расчёта напряжённо-деформированного состояния (НДС) и ускорений торможения демпфера при вертикальном падении и ударе о неподвижную бетонную поверхность с помощью программного комплекса ANSYS Workbench 16.1. Первая методика состоит в определении НДС амортизатора в предположении квазистатичности нагрузок. Второй, динамический расчёт, позволяет определить реакцию демпфера при ударе о бетонную поверхность в зависимости от времени. Особенностью методик является включение в рассмотрение пластических свойств материала и реальных контактов между отверстиями в демпфере. Предлагаемые методики расчёта ускорений торможения демпфера полностью подтверждаются аналитическим решением дифференциального уравнения движения контейнера с демпфером в упругой области деформирования. Приведённые методики проиллюстрированы на примере расчёта данного торцевого амортизатора. Результаты расчётов тремя методами незначительно отличаются друг от друга с учётом погрешности вычислений. Установлено, что энергия упругопластического деформирования демпфера при ударе составит более половины кинетической энергии движения. Определена зависимость ускорения торможения демпфера как от величины его смятия, так и от времени.

*Торцевой амортизатор; диаграмма пластичности; трение; метод конечных элементов.*

---

**Цитирование:** Самохин П.А., Бахарева Е.А., Потанин Д.В. Разработка защитного торцевого амортизатора для контейнеров при аварийных падениях // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2017. Т. 16, № 1. С. 152-161. DOI: 10.18287/2541-7533-2017-16-1-152-161

### Введение

Процессы погрузки и перевозки опасных или дорогостоящих грузов любым видом транспорта сопряжены с возможными аварийными ситуациями, связанными с их опрокидыванием и последующим падением. Особое значение имеют аварии при транспортировке и такелаже транспортно-пусковых контейнеров с ЛА до места предполагаемого использования. Поэтому возникает необходимость обезопасить перевозимые грузы от разрушающих повреждений в результате ударных воздействий при падении. Один из возможных путей решения данной проблемы – создание защитных одноразовых амортизаторов, устанавливаемых на грузы или контейнеры, их содержащие, в области предполагаемых механических ударов.

Цель данной работы – для цилиндрического транспортно-пускового контейнера диаметром 0,6 м с ЛА создать защитный амортизатор (демпфер), способный снизить перегрузки внутри контейнера при вертикальном падении. Предполагается, что в процессе погрузочно-разгрузочных работ контейнер падает под прямым углом к горизонту

с высоты  $h = 15$  м от его нижней точки стальной сферической крышкой вниз без начальной скорости под действием собственного веса на бетонную жёсткую поверхность.

### Описание конструкции амортизатора

Для решения поставленной задачи конструкция амортизатора принята в виде трубы толщиной 0,03 м с внутренним диаметром 0,3 м. Вдоль боковой поверхности трубы сделаны 11 рядов круговых сквозных отверстий по 40 в каждом диаметром 0,022 м. Демпфер может крепиться к крышке контейнера посредством двух зацепов (рис. 1). В области крепления амортизатор имеет сферическую полость и принимает форму крышки, плотно к ней прилегая. Чтобы скомпенсировать возможные сдвиги амортизатора относительно продольной оси контейнера, предусмотрена полка шириной 0,05 м на расстоянии 0,1 м от внутреннего края демпфера (рис. 1).

Демпфер изготовлен из алюминиевого сплава АМг6, предел прочности которого  $\sigma_{вр} = 310$  МПа [1]. Для расчёта затраченной на деформирование энергии и исследования напряжённо-деформированного состояния (НДС) учитывались пластические свойства материала, описываемые диаграммой пластичности сплава АМг6. В силу осевой симметрии конструкции и равномерного распределения отверстий предполагается, что при деформировании сжимающие напряжения будут превосходить растягивающие и сдвиговые напряжения. В экспериментальных исследованиях, представленных в [2], установлено, что при чистом сжатии алюминиевые сплавы реализуют более 30% пластической деформации. Поэтому диаграмму пластичности используем для сжатия и продлеваем её до 30% (рис. 2). Отметим, что начальная точка диаграммы – предел пропорциональности с напряжениями  $\sigma_{пц} = 107,8$  МПа [1].

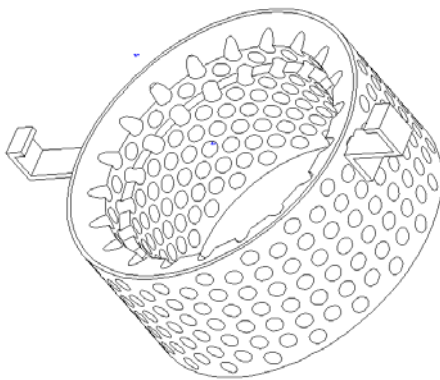


Рис. 1. Трёхмерная модель демпфера

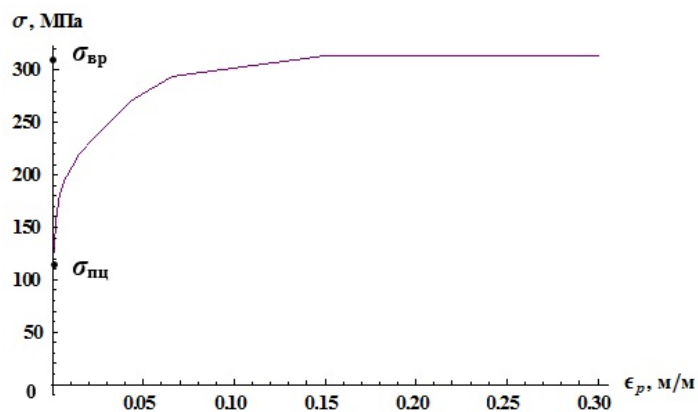


Рис. 2. Диаграмма пластичности сплава АМг6

### Квазистатический метод расчёта

Поскольку использование диаграммы пластичности приводит к значительному усложнению задачи, то для расчёта НДС демпфера используется программный комплекс (ПК) ANSYS Workbench 16.1, успешно применяемый в аэрокосмическом и транспортном машиностроении на протяжении многих лет.

Для оценки демпфирующих свойств амортизатора решение задачи сведём к определению потенциальной энергии упругих и пластических деформаций конструкции в процессе линейного нагружения предполагаемой области удара демпфера о неподвижную опору. Для упрощения расчётов используем неявный квазистатический метод ре-

шения динамической задачи об ударе деформируемого тела о жёсткую поверхность. Метод заключается в моделировании процесса смятия демпфера при падении контейнера монотонным сжатием демпфера в продольном направлении жёсткой поверхностью, на которую он падет. При решении задачи используется модуль статического анализа в ПК ANSYS Workbench 16.1.

В силу симметрии рассматривается не весь демпфер, а его тонкая часть: область кругового сектора толщиной 0,002 м, взятая в центральном радиальном слое (рис. 3). Конечно-элементная (КЭ) сетка узлов задаётся четырёхугольными элементами и формируется методом протяжки [3], таким образом образуя по радиальной оси одну прямоугольную сеточную клетку (рис. 4).

Для максимально приближенной к реальности модели учитывается возможное «самокасание» внутренней поверхности каждого отверстия при их сжатии. Для этого области предполагаемого касания задаются реальными контактами с трением, коэффициент которого принимается равным 0,3.

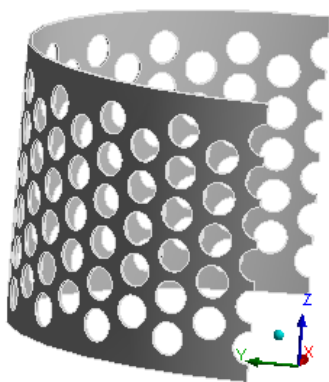


Рис. 3.

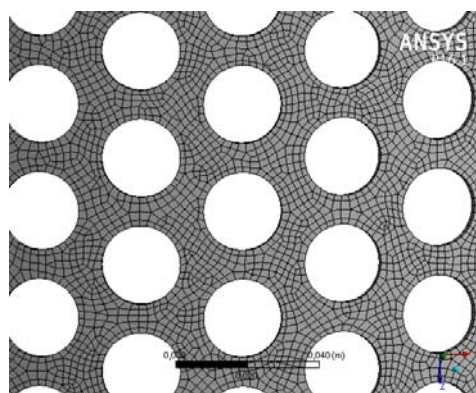


Рис. 4. КЭ-сетка для тонкого слоя демпфера

Чтобы оценить максимальную реакцию демпфера на удар, в рамках расчётной схемы твердотельная модель жёстко фиксировалась со свободного торца по нижней поверхности трубы (рис. 3). Ударная нагрузка в момент касания демпфером опоры моделировалась кинематическим нагружением в виде перемещения верхнего края демпфера. Так как высота падения демпфера  $h = 15$  м, то максимальная скорость контейнера в момент касания равна  $v = \sqrt{2gh} = 17,15$  м/с;  $g = 9,8$  м/с<sup>2</sup> – ускорение свободного падения. Допустимое ускорение торможения  $a$  в месте крепления демпфера считаем равным  $300g$ , и тогда наименьший путь торможения найдётся как  $\delta = v^2 / (2a) = 0,05$  м. Величина  $\delta$  принимается в виде максимальных перемещений, монотонно прикладываемых к верхней кромке демпфера, противоположной плоскости закрепления, вдоль оси  $Oz$  (рис. 3).

В результате расчёта НДС установлено, что при задании верхнему краю демпфера перемещений  $\delta = 0,05$  м наибольшие пластические деформации на значительной области достигли 30% (рис. 5). Поскольку отверстия равноудалены друг от друга, распределение пластических деформаций симметрично относительно центров отверстий и наблюдается между каждыми соседними отверстиями. Наибольшие растягивающие напряжения (первые главные напряжения) не превышают 39 МПа (рис. 6), что составляет 13% от напряжений предела прочности сплава АМг6. Следовательно, во всём демпфере практически отсутствует растяжение и вся конструкция работает на сжатие. Это оправдывает использование при сжатии диаграммы пластичности (рис. 2), продлённой до 30%.

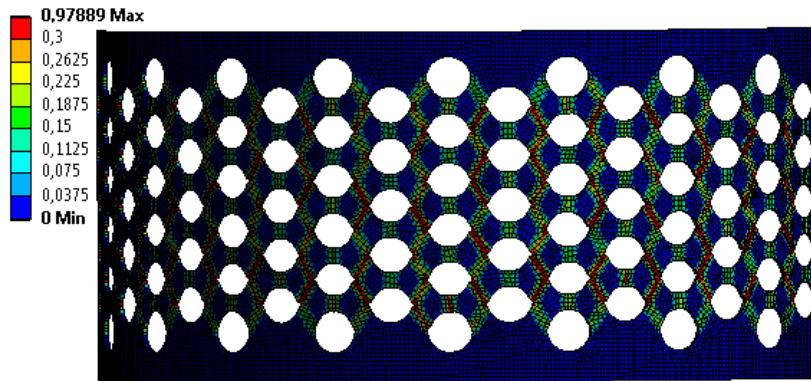


Рис. 5. Распределение пластических деформаций в конструкции, м/м (при перемещении 0,05 м)

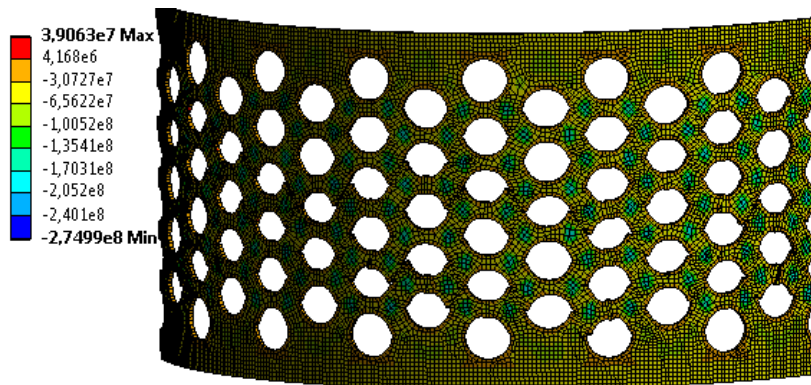


Рис. 6. Распределение первых главных напряжений в конструкции, Па (при перемещении 0,05 м)

Наибольшая энергия упругопластических деформаций с учётом диаграммы пластичности материала и самокасания внутри отверстий при сжатии на 0,05 м демпфера толщиной 0,03 м равна  $\Pi = 2,56 \cdot 10^5$  Дж.

Кинетическая энергия  $E$  имеет максимальное значение в конце падения, в момент удара контейнера о жёсткое основание, и вычисляется как  $E = Mv^2 / 2$ , где масса контейнера с демпфером  $M$  равна 3000 кг. Получаем  $E = 4,4 \cdot 10^5$  Дж. Сравнивая  $E$  с энергией деформаций  $\Pi$ , отметим, что в процессе упругопластического деформирования на величину 0,05 м демпфер толщиной 0,03 м может погасить до 58% кинетической энергии. При деформации демпфера на величину более 0,05 м погасится большее количество энергии, а участки демпфера с максимальными пластическими деформациями будут разрушаться. Оставшаяся часть кинетической энергии будет гаситься за счет упругих деформаций контейнера и размещаемого в нём груза.

Исследуя кинематические характеристики демпфера, отметим, что ускорение торможения  $a$ , с которым деформируется демпфер в месте его крепления к контейнеру до потери устойчивости и разрушения с учётом силы тяжести контейнера при падении определяется по формуле  $a = -R / M$ . Здесь  $R$  – сила реакции демпфера в жёсткой заделке в зависимости от приложенного перемещения  $x \in [0; \delta]$ , найденная при решении задачи в ПК ANSYS Workbench 16.1 (рис. 7). График абсолютных значений ускорений торможения представлен на рис. 8. При достижении максимально допустимых перемещений 0,05 м ускорение по абсолютной величине составит 248 g. Зависимость силы реакции демпфера в жёсткой заделке от перемещений качественно имеет тот же вид, что и ускорения.

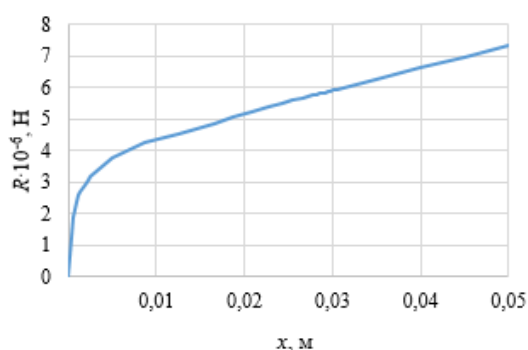


Рис. 7. Зависимость силы реакции  $R$  демпфера от заданных перемещений  $x$

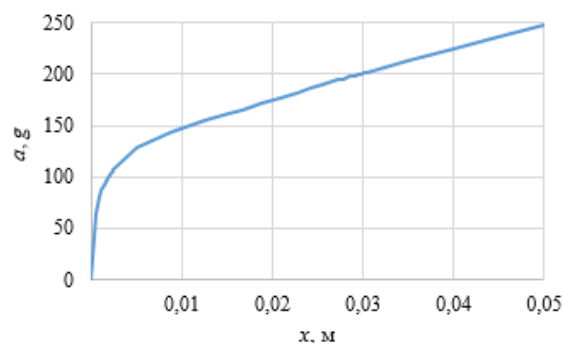


Рис. 8. Зависимость абсолютной величины ускорения торможения  $a$  демпфера от заданных перемещений  $x$

### Динамический метод расчёта

Для сравнения результатов, полученных ранее приведённым квазистатическим методом, воспользуемся динамическим КЭ-методом посредством структурного модуля динамического анализа в ПК ANSYS Workbench 16.1. При его использовании возможно непосредственное моделирование процесса падения контейнера и дальнейшее смятие демпфера.

При составлении расчётной схемы рассматривается та же КЭ-модель, что и в предыдущем случае, а именно КЭ-сетка узлов, свойства материала, самоконтакты внутри отверстий и граничные условия. В отличие от квазистатического расчёта необходимо учитывать массу контейнера, приходящуюся на тонкий слой амортизатора. Поскольку масса всего контейнера 3000 кг, а расчётный слой демпфера имеет толщину 0,002 м, что составляет 3% от всего объёма, то на слой приходится 100 кг массы контейнера. Эту массу в расчётной схеме распределяем на верхнюю поверхность демпфера (рис. 3). Бетонное основание, на которое происходит падение контейнера, задаётся жёсткой недеформируемой пластиной, расположенной на расстоянии 15 м от нижнего края демпфера.

В результате расчёта определено время падения демпфера с распределённой массой контейнера до контакта с поверхностью, которое составило 1,749 с, что, учитывая системную вычислительную ошибку, совпадает с аналитическим решением, а именно  $t = v / g = 1,75$  с.

Расчёт процесса смятия конструкции был выполнен до 1,7511 с после начала падения с высоты 15 м, смятие на этой секунде составило 0,028 м. Дальнейшее нагружение не проводилось в связи с большой длительностью такого расчёта, требующего значительных машинных ресурсов. Таким образом, смятие демпфера на 0,028 м продолжалось 0,0021 с. График силы реакции демпфера в месте его крепления к контейнеру представлен на рис. 9, а график ускорения торможения в той же области на рис. 10. Отметим, что качественно временные зависимости силы реакции и ускорения совпадают с аналогичными зависимостями на рис. 7 и 8, найденными квазистатическим методом в зависимости от перемещений. Ускорение торможения при смятии конструкции на 0,028 м ранее изложенным методом составило 199 g, а динамическим методом – 210 g, что отличается на 5% в рамках ошибки КЭ-модели вычислений.



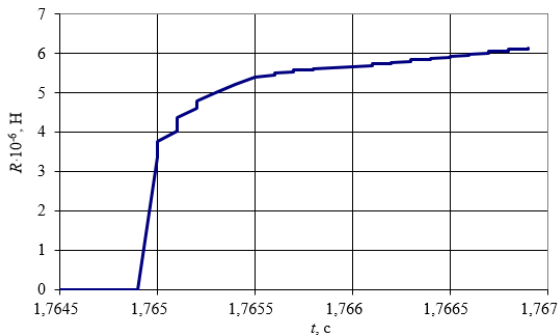


Рис. 9. Зависимость силы реакции  $R$  демпфера от времени  $t$

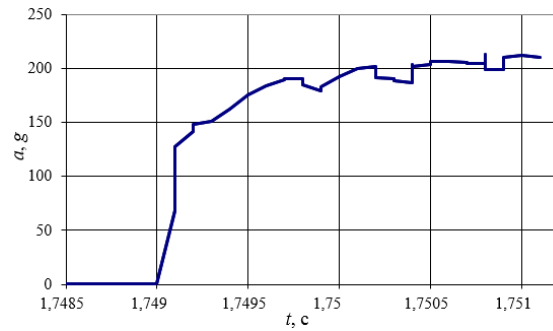


Рис. 10. Зависимость абсолютной величины ускорения торможения  $a$  демпфера от времени  $t$

В отличие от предыдущего квазистатического метода, позволяющего достаточно быстро определить НДС тела и его кинематические характеристики, динамические КЭ-методы расчёта из линейки модулей ПК ANSYS Workbench 16.1 приводят к значительному увеличению времени решения задачи.

### Аналитический метод расчёта

Для верификации найденных двумя предыдущими численными КЭ-методами ускорений  $a$  найдём перемещение и ускорение торможения демпфера при сжатии, зависящие от времени, в упругой зоне с помощью дифференциального уравнения движения упругой конструкции при падении на жёсткую поверхность под действием собственного веса:

$$M\ddot{x}(t) = -Cx(t) + Mg, \quad (1)$$

где  $x = x(t)$  – упругое перемещение демпфера при сжатии и  $\ddot{x} = \ddot{x}(t)$  – ускорение демпфера. Ось  $Ox$  совпадает с направлением падения демпфера.

Решение уравнения (1) имеет вид

$$x(t) = V\sqrt{\frac{M}{C}} \sin\left(\sqrt{\frac{C}{M}}t\right) + \frac{Mg}{C} \left(1 - \cos\left(\sqrt{\frac{C}{M}}t\right)\right) \quad (2)$$

для перемещений и

$$\ddot{x}(t) = -V\sqrt{\frac{C}{M}} \sin\left(\sqrt{\frac{C}{M}}t\right) + g \cos\left(\sqrt{\frac{C}{M}}t\right) \quad (3)$$

для ускорений демпфера.

В начале удара ( $t = 0$ ) смятие демпфера нулевое  $x(0) = 0$ , а ускорение совпадает с ускорением свободного падения  $\ddot{x}(0) = g$ . Тогда ускорение торможения демпфера отличается от полного ускорения на величину  $g$ :

$$\ddot{x}_{\text{торм}}(t) = \ddot{x}(t) - g = -V\sqrt{\frac{C}{M_{np}}} \sin\left(\sqrt{\frac{C}{M_{np}}}t\right) - g \left(1 - \cos\left(\sqrt{\frac{C}{M_{np}}}t\right)\right). \quad (4)$$

Отрицательный знак в (4) говорит о том, что ускорение торможения направлено в сторону, противоположную движению конструкции.

В уравнении (1) жёсткость  $C$  является постоянной величиной, характеризующей упругие свойства конструкции демпфера. Однако в быстропротекающем ударном процессе материал работает как упругий достаточно короткий промежуток времени: до некоторой малой величины  $t^*$ . Поэтому формулы (2) – (4) применимы только на временном интервале  $t \in [0; t^*]$ . Для нахождения времени  $t^*$  соотношение (2) рассматривается в виде уравнения относительно времени  $t$ , в котором левая часть заменяется перемещением  $x_{\max}$ :

$$x_{\max} = V \sqrt{\frac{M}{C}} \sin\left(\sqrt{\frac{C}{M}} t^*\right) + \frac{Mg}{C} \left(1 - \cos\left(\sqrt{\frac{C}{M}} t^*\right)\right). \quad (5)$$

Применим формулы (2) – (5) для расчёта кинематических характеристик рассматриваемого демпфера. Подставляя в (5) жёсткость  $C = 5 \cdot 10^9$  Н/м, массу  $M = 3000$  кг и перемещения  $x_{\max} = 0,000135$  м, имеем

$$0,000135 = 0,0133 \sin(1291 t^*) + 5,88 \cdot 10^{-6} (1 - \cos(1291 t^*)).$$

Решая это уравнение методом Ньютона в вычислительном пакете Wolfram Mathematica 8.0, находим наименьший положительный корень, равный  $t^* = 7,88 \cdot 10^{-6}$  с. Ускорение торможения демпфера (4) на области допустимости  $0 \leq t \leq 7,88 \cdot 10^{-6}$  с будет находиться по соотношению

$$\ddot{x}(t) = -22141 \sin(1291 t) - 9,8(1 - \cos(1291 t)). \quad (6)$$

График зависимости (6) по абсолютной величине представлен на рис. 11. Последняя точка диаграммы ускорений на рис. 11 соответствует наибольшему ускорению по модулю в области упругости  $\ddot{x}_{\max} = 22,97g$  при  $t^*$ .

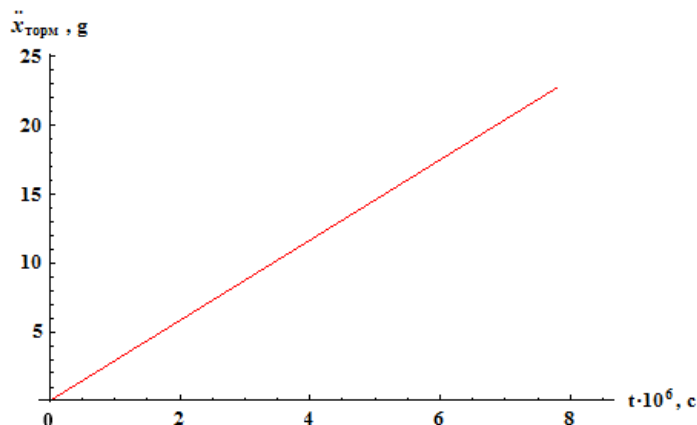


Рис. 11. Зависимость абсолютной величины ускорения торможения демпфера от времени на упругой стадии деформирования

Сравним аналитические результаты с численными величинами, найденными с помощью ПК ANSYS Workbench 16.1. Используя величину силы реакции демпфера в месте его крепления к крышке контейнера  $R = 675011$  Н при максимальном упругом перемещении  $x_{\max} = 0,000135$  м, ускорение торможения найдётся как  $a = R/M = 22,95g$ . Следовательно ускорение торможения, полученное с помощью ПК ANSYS, с точ-

ностью до вычислительной погрешности совпадает с ускорением – решением дифференциального уравнения движения  $\ddot{x}_{\max} = 22,97 \text{ g}$ , что подтверждает обоснованность использования предлагаемых методик.

### Заключение

Предложен вариант конструкции торцевого амортизатора, защищающего контейнеры с ЛА от разрушающих воздействий при аварийных падениях. Представлены две методики расчёта НДС и ускорений торможения демпфера при ударе, учитывающие пластические свойства материала и контактное взаимодействие между элементами конструкции. Результаты расчётов двумя методами совпали с учётом погрешности вычислений. Установлено, что при упругопластическом деформировании предложенной конструкции демпфера на 0,05 м возможно поглощение до 58% кинетической энергии. Наибольшие ускорения в месте крепления демпфера к контейнеру не превысили 250 g при сжатии до частичного разрушения демпфера, что ниже допустимых 300 g.

Предлагаемый численный квазистатический метод расчета, использующий модуль статического анализа в ПК ANSYS Workbench 16.1, имеет следующие особенности:

1. Позволяет быстрее и точнее, чем численный динамический метод расчёта, определить НДС тела, затраченную энергию на деформацию объекта, величину опорной реакции и ускорение торможения в местах крепления амортизатора к контейнеру.

2. По вычисленным для тонкого слоя результатам можно точно определить энергию, величину реакции и ускорение торможения для конструкций амортизаторов с различными толщинами и выбрать оптимальную конструкцию. Определение оптимальной толщины конструкции с использованием динамического метода расчёта является намного более затратным по ресурсным и временным критериям.

3. Решение квазистатическим методом в модуле статического анализа ПК ANSYS Workbench 16.1 не позволяет определить длительность процесса деформации демпфера. Для нахождения времени деформирования необходимы дополнительные вычисления аналитическим методом.

Численный динамический метод расчёта позволяет с достаточной точностью найти время смятия и построить зависимости силы реакции, ускорения и величины деформации от времени, но требует при этом значительных машинных и временных ресурсов.

В аналитическом методе используются функциональные зависимости ускорения и перемещения демпфера от начальной скорости, массы контейнера, жёсткости демпфера и времени. С их помощью можно точно вычислить величину сжатия демпфера, ускорение торможения на упругой стадии деформирования и время смятия демпфера до возникновения пластических деформаций, а также верифицировать результаты численных расчётов.

Предлагаемая конструкция амортизатора имеет следующие преимущества:

1. Равномерное распределение отверстий по трубе демпфера способствует распространению деформаций как по высоте демпфера, так и по его радиусу с целью формирования объёмного деформирования при работе амортизатора и использования максимальной величины потенциальной энергии упругопластических деформаций.

2. Конструкция амортизатора позволяет изменять диаметры отверстий и их взаимное расположение для улучшения технологичности изготовления и изменения демпфирующих свойств.



3. При необходимости возможно улучшение массовых и демпфирующих характеристик амортизатора введением дополнительных отверстий в наименее напряжённых зонах конструкции амортизатора.

4. Благодаря радиальной симметрии амортизатора, выбором его толщины и длины можно регулировать уровень поглощённой кинетической энергии и применять данную конструкцию при транспортировке контейнеров различной массы и их подъёме на различные высоты.

### Библиографический список

1. Авиационные материалы: Справочник в 9 т. Т. 4: Алюминиевые и бериллиевые сплавы. Ч. 1. Деформируемые алюминиевые сплавы и сплавы на основе бериллия. Кн. 1 / под ред. С.И. Кишкина, И.Н. Фридляндер. М.: ОНТИ, 1982. 627 с.

2. Корнеев Н.И., Аржаков В.М., Бармашенко Б.Г., Емельянов В.Б. Ковка и штамповка цветных металлов. Справочник. М.: Машиностроение, 1971. 232 с.

3. Бруйка В.А., Фокин В.Г., Кураева Я.В. Инженерный анализ в ANSYS Workbench: уч. пособие. Ч. 2. Самара: Самарский государственный технический университет, 2013. 147 с.

## SAFETY FRONT SHOCK DAMPER (SHOCK ABSORBER) TO PROTECT CONTAINERS IN EMERGENCY FALLING

© 2017

**P. A. Samokhin** Head of Design Bureau of the Design Department;  
Experimental Design Bureau “Novator”, Ekaterinburg, Russian Federation  
[SamPeter@mail.ru](mailto:SamPeter@mail.ru)

**E. A. Bakhareva** Candidate of Science (Engineering), design engineer of the Design Department;  
Experimental Design Bureau “Novator”, Ekaterinburg, Russian Federation;  
[bahareva.e.a@mail.ru](mailto:bahareva.e.a@mail.ru)

**D. V. Potanin** Head of the Design Department;  
Experimental Design Bureau “Novator”, Ekaterinburg, Russian Federation;  
[potanindv@yandex.ru](mailto:potanindv@yandex.ru)

The article presents a front shock damper (shock absorber) for protecting containers with flying machines against fractures in case of emergency falling in the process of transportation and operation. Two numerical methods are proposed to calculate the stress-strain state and acceleration braking of a shock absorber in case of a vertical fall and impact with a stationary concrete surface. The methods are based on the use of ANSYS Workbench 16.1. The first technique consists in determining the stress-strain state on the assumption of quasi-static loads. The second, dynamical, method makes it possible to determine the reaction of a shock absorber to its impact with the concrete surface depending on time. What makes our technique special is that we take into account plastic properties of a material and actual contacts between the damper components. The methods proposed are validated by the analytical solution of the differential equation of container motion with the shock absorber in the elastic strain range. The methods are illustrated by an example of calculating a given damper. The results obtained by three methods show quite good agreement taking into account the calculation error. It is established that the energy of the shock absorber plastic-elastic strain upon an impact is more than half of the kinetic energy of the shock absorber in motion. The dependence of the shock-absorber braking acceleration both on the size of the crumpled area and on the time is determined.

*Front shock absorber; plasticity curve; friction; finite element method.*

---

*Citation:* Samokhin P.A., Bakhareva E.A., Potanin D.V. Safety front shock damper (shock absorber) to protect containers in emergency falling. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2017. V. 16, no. 1. P. 152-161. DOI: 10.18287/2541-7533-2017-16-1-152-161

### References

1. *Aviatsionnye materialy: Spravochnik v 9 t. T. 4: Alyuminievye i berillievye splavy. Ch. 1. Deformiruemye alyuminievye splavy i splavy na osnove berilliya. Kn. 1* [Aviation materials. Reference book in 9 vol. V.4: Aluminum and beryllium alloys. Part 1. Wrought aluminum alloys and alloys based on beryllium. Book 1/ ed. By S.I. Kishkina, I.N. Fridlyander]. Moscow: ONTI Publ., 1982. 627 p.
2. Korneev N.I. *Kovka i shtampovka cvetnykh metallov. Spravochnik* [Forging and stamping of nonferrous metals. Reference book]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1971. 232 p.
3. Bruyaka V.A., Fokin V.G., Kuraeva Ya.V. *Inzhenernyi analiz v ANSYS Workbench: uch. posobie. Ch. 2* [Engineering analysis in ANSYS Workbench. Manual for graduate students. Part 2]. Samara: Samara State Technical University Publ., 2013. 147 p.