

РАСЧЕТНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ДЕМПИРУЮЩИХ СВОЙСТВ РАДИАЛЬНОГО АМОРТИЗАТОРА ДЛЯ КОНТЕЙНЕРОВ ПРИ АВАРИЙНЫХ ПАДЕНИЯХ

Е.А. Бахарева, Д.В. Потанин, П.А. Самохин

АО «Опытное конструкторское бюро «Новатор», г. Екатеринбург

Разработан численный метод расчета демпирующих свойств защитного радиального демпфера, устанавливаемого на контейнеры с размещаемыми в них грузами с целью минимизировать разрушающие повреждения грузов при возможных аварийных падениях в процессе их транспортировки до места предполагаемого использования. Особенностью методики является включение в рассмотрение пластических свойств материала, определяемых диаграммой пластического течения, и реальных контактов с трением между составляющими элементами демпфера. Метод позволяет определить напряженно-деформированное состояние и ускорение торможения демпфера при ударе контейнера о жесткую бетонную поверхность с помощью программного комплекса *ANSYS Workbench 16.1*. Предлагаемый алгоритм расчета ускорений торможения демпфера по силе реакции полностью подтверждается аналитическим решением дифференциального уравнения движения контейнера с демпфером в упругой области деформирования. Обе приведенные методики проиллюстрированы на примере расчета данного радиального амортизатора, который предлагается сделать из двух рядов цилиндрических труб, изготовленных из алюминиевого сплава АМг6 и соединенных между собой. В результате решения поставленной задачи продемонстрировано, что использование двух слоев труб с различным креплением друг к другу и обусловленной этим различной жесткостью слоев приводит к двум этапам деформирования и разрушения при ударе. Сначала деформируется внешний слой труб, затем – внутренний. В результате расчета установлено, что энергия упруго-пластического деформирования демпфера при ударе о жесткую бетонную поверхность составит около половины кинетической энергии движения. Определена зависимость ускорения торможения демпфера от величины его смятия.

Ключевые слова: радиальный демпфер, упруго-пластическое деформирование, диаграмма пластичности, метод конечных элементов.

Введение. При транспортировке и такелаже транспортно-пусковых контейнеров с размещаемыми в них грузами, а также различных цистерн, воздушных или газовых баллонов, контейнеров, содержащих опасное, хрупкое или дорогостоящее оборудование, возникает необходимость их обезопасить от разрушающих повреждений в результате возможных аварийных ситуаций особенно при экстремальных условиях эксплуатации [1–2]. Одним из путей решения данной проблемы является установка защитных амортизаторов, динамических гасителей колебаний [3]. В работе [4] предложена слоистая сеточная плоская конструкция преграды, защищающая космические аппараты от пробития высокоскоростными осколками.

В АО «ОКБ «Новатор» была поставлена задача для достаточно длинного цилиндрического контейнера сконструировать металлическое защитное кольцо (амортизатор, демпфер), способное в процессе деформирования и разрушения при плоском падении снизить перегрузки внутри контейнера и сохранить целостность размещаемого внутри груза. В этой связи возникла необходимость создать методы расчета разрушающих воздействий на контейнер с грузом, защищенный радиальным амортизатором, при аварийных падениях. Предполагается, что в процессе погрузочно-разгрузочных работ возможно горизонтальное падение контейнера с грузом с высоты до 15 м без начальной скорости под действием собственного веса на жесткое бетонное основание.

1. Описание конструкции демпфера. В технике часто используются замкнутые круговые кольца и трубки как силовые элементы конструкции, служащие для подкрепления оболочек, осо-

Расчет и конструирование

бенно при передаче сосредоточенных усилий [5–9], поэтому в конструкцию амортизатора были включены два ряда цилиндрических элементов (труб) одинаковой длины, размещенные таким образом, что трубки в нижнем ряду плотно прилегают друг к другу, а в верхнем не соприкасаются между собой (рис. 1). Диаметр труб 0,04 м, толщина 0,006 м [10]. Все компоненты демпфера изготовлены из алюминиевого сплава АМг6, напряжения предела прочности для которого равны $\sigma_{вр} = 310$ МПа [11].

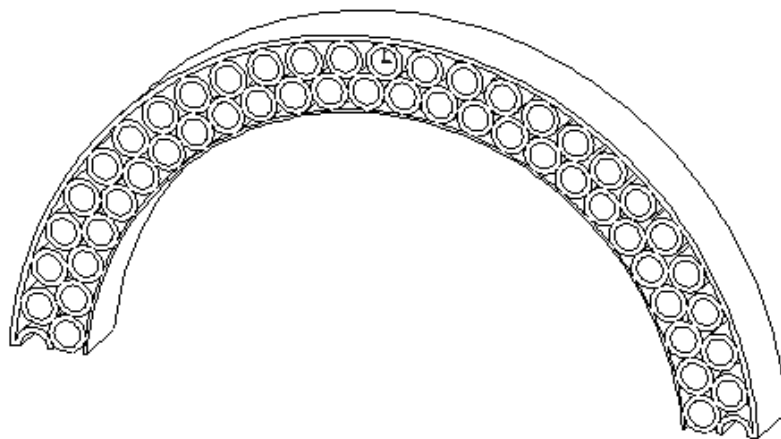


Рис. 1. Трехмерная модель части демпфера

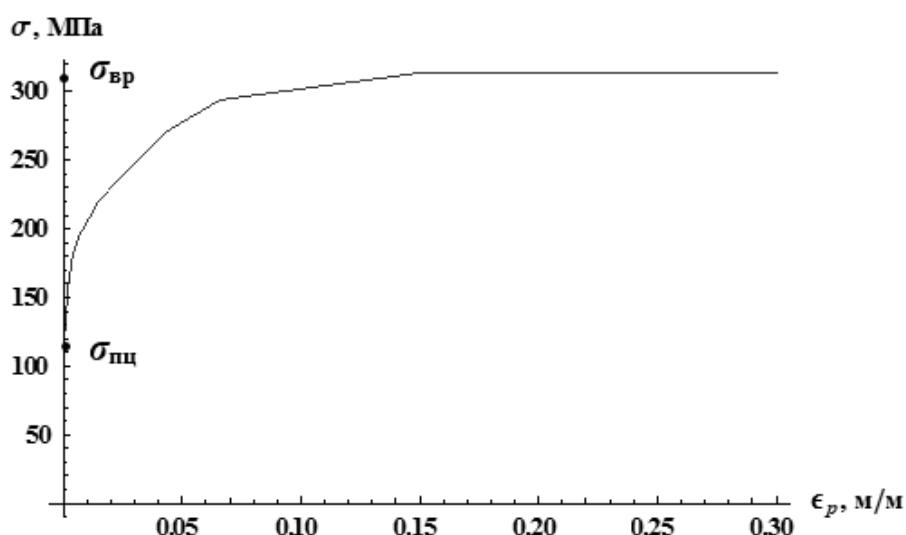


Рис. 2. Диаграмма пластичности сплава АМг6

Снижение перегрузок внутри контейнера предполагается путем поглощения части возникшей при падении энергии движения контейнера за счет потенциальной энергии деформаций. Поэтому для более точного расчета затраченной на деформирование энергии и исследования напряженно-деформированного состояния (НДС) учитывались пластические свойства материала, описываемые диаграммой пластичности сплава АМг6 (рис. 2) [11]. Начальная точка диаграммы – предел пропорциональности с напряжениями $\sigma_{пц} = 107,8$ МПа, конечная точка соответствует напряжениям $\sigma_{вр}$. Выбор трубчатых элементов, наполняющих демпфер и деформируемых в поперечном направлении, позволяет минимизировать растягивающие и сдвиговые напряжения, ресурс которых меньше, чем у сжимающих напряжений. Опираясь на исследования [12] по сжатию образцов из алюминиевых сплавов, далее предполагаем, что максимальные пластические деформации составят 30 %, после преодоления которых на значительной области конструкции материал потеряет устойчивость (реологическая, физическая устойчивость) и перейдет на стадию предразрушения [13–17].

2. Численный метод расчета демпфера. Введение в рассмотрение диаграммы пластичности приводит к значительному усложнению задачи, поэтому для более точного расчета напряженно-деформированного состояния демпфера используется программный комплекс (ПК) *ANSYS Workbench 16.1*, который успешно применяется в отрасли аэрокосмического и транспортного машиностроения на протяжении многих лет.

Для оценки демпфирующих свойств амортизатора решение задачи сведем к определению потенциальной энергии упругих и пластических деформаций конструкции в процессе линейного нагружения предполагаемой области удара демпфера о неподвижную опору. Для упрощения расчетов используем неявный квазистатический метод решения динамической задачи об ударе деформируемого тела о жесткую поверхность. Идея метода состоит в исключении временных зависимостей нагрузок, и моделировании процесса смятия демпфера при падении контейнера монотонным сжатием демпфера в поперечном направлении за счет перемещения жесткой поверхности, о которую он ударяется (кинематическое нагружение).

В силу осевой симметрии конструкции рассматривается не весь демпфер, а только его фрагмент, непосредственно повреждающийся при ударе (рис. 3). Жесткое бетонное основание, на которое падает демпфер, моделируется пластиной, лежащей в касательной плоскости к внешней обечайке демпфера. Для удобства задания конечно-элементной сетки (КЭ-сетки) узлов и сокращения времени расчета исследуем только слой демпфера с пластиной, равный толщине труб. Сетка узлов формировалась методом протяжки [18–19] таким образом, что по продольной оси Oz создается всего одна прямоугольная клетка (рис. 3), и разбиение тела на конечные элементы происходит в плоскости Oxy .

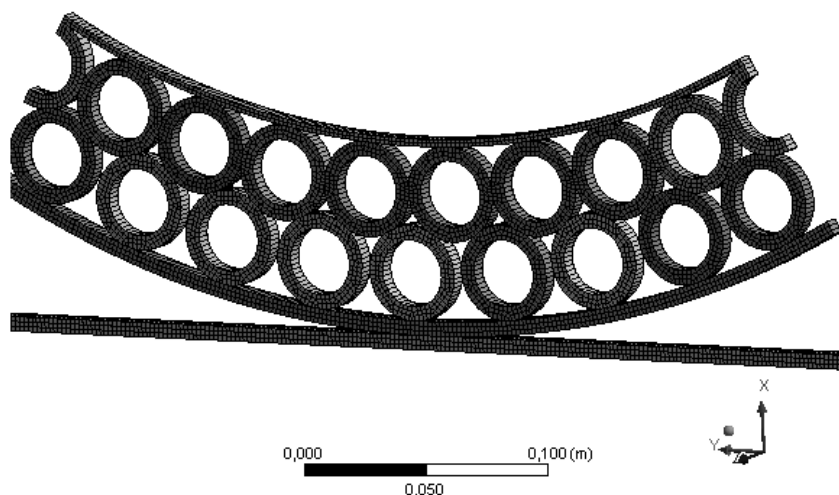


Рис. 3. КЭ-модель тонкого слоя демпфера

При решении задачи особое внимание было уделено контактам между составными элементами демпфера. Области касания контактных пар в ненагруженном состоянии (трубки с трубками и трубки с обечайками) заданы в виде склеенной модели контакта [18], при которой контактная пара связана между собой и контактная область не изменяется под действием приложенной нагрузки. В областях, в которых возможно взаимодействие между элементами в процессе деформирования заданы контакты с трением, коэффициент которого принят 0,3.

В связи с достаточно большой жесткостью размещаемого внутри контейнера груза и плотным его прилеганием к внутренней поверхности корпус контейнера считаем жестким. Это позволяет в рамках расчетной схемы твердотельную модель амортизатора жестко закрепить по внутренней поверхности: в области касания с контейнером. В этом случае сила реакции в заделке демпфера от нагрузки будет максимальной. Ударную нагрузку моделируем перемещением пластины по нормали к внешней обечайке демпфера, т. е. по оси Ox (рис. 3).

Максимальная скорость, которую развивает контейнер при падении с высоты $h = 15$ м будет $V = \sqrt{2gh} = 17,15$ м/с, где g – ускорение свободного падения. Допустимое ускорение торможения в месте крепления демпфера к контейнеру считаем равным $a = 450g$, тогда наименьший необхо-

Расчет и конструирование

димый путь торможения при постоянном ускорении торможения a , то есть минимально необходимую высоту демпфера можно определить по формуле $s = V^2 / (2a) = 0,033$ м. В связи с тем, ускорение торможения a в процессе сжатия меняется, то высота демпфера должна быть несколько больше. Поэтому за путь торможения примем максимально-возможную величину сжатия демпфера, равную 0,043 м.

В результате расчета НДС конструкции конечно-элементными методами в ПК *ANSYS Workbench 16.1* установлено, что при монотонном задании пластине перемещения до величины 0,043 м в момент потери устойчивости сначала первого ряда трубок, а затем второго наибольшие пластические деформации на значительной области превысили 30 % (рис. 4), что свидетельствует об исчерпывании данными областями материала своей несущей способности (см. рис. 2). Отметим, что пластические деформации были выявлены в 14 трубках. Первые главные напряжения на протяжении всего процесса нагружения на большей части конструкции не превысили 60 % от предела прочности (рис. 5). Последний результат подтверждает предположение о преобладании сжимающих напряжений в демпфере при ударе и оправдывает использование при сжатии диаграммы пластичности, продленной до 30 % и более.

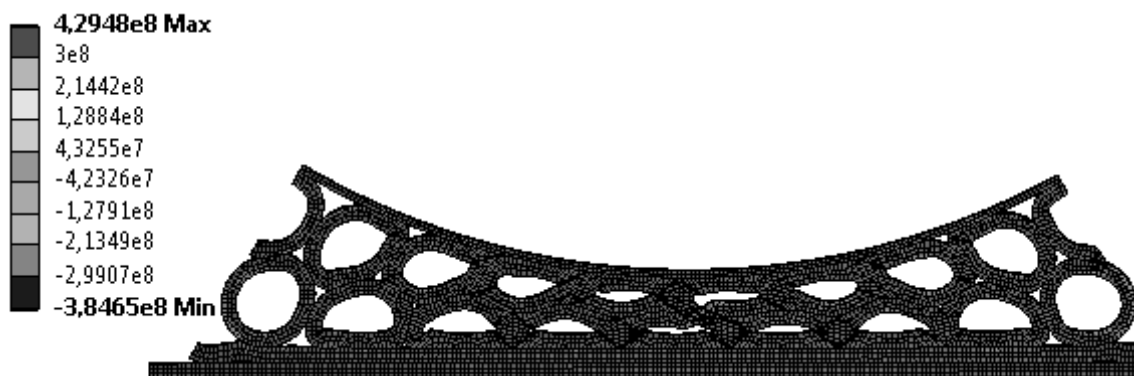


Рис. 4. Распределение пластических деформаций в конструкции, м/м (при перемещении 0,02 м)



Рис. 5. Распределение первых главных напряжений в конструкции, Па (при перемещении 0,043 м)

Деформирование демпфера в процессе нагружения носит двухступенчатый характер. Использование двух слоев трубок с различным креплением друг к другу и обусловленной этим различной жесткостью слоев приводит к двум этапам деформирования и разрушения при ударе: в первую очередь сжимается наружный слой, ослабленный наличием зазора между трубками, затем внутренний слой. Наибольшая энергия упруго-пластических деформаций для слоя демпфера составила 5000 Н·м в конце деформирования. При ширине демпфера 0,16 м и длине контейнера 4,5 м энергия упруго-пластических деформаций при смятии на величину 0,033 м составляет $\Pi = 9,18 \cdot 10^4$ Дж, а при максимально возможном сжатии на величину 0,043 м $\Pi = 1,59 \cdot 10^5$ Дж. Для увеличения поглощенной энергии слои трубок рекомендуется делать равнопрочными.

Кинетическая энергия движения контейнера имеет максимальное значение в момент удара контейнера о жесткое основание и вычисляется по формуле

$$K = \frac{M \cdot V^2}{2},$$

где M – приведенная к месту установки демпфера масса контейнера, V – скорость движения контейнера в момент соприкосновения с основанием.

В качестве примера рассмотрим контейнер с приведенной массой $M = 2500$ кг. Тогда энергия движения контейнера в момент удара равна $K = 3,6 \cdot 10^5$ Дж. Сравнивая величину кинетической энергии K с энергией упруго-пластических деформаций Π , отметим, что в процессе упруго-пластического деформирования одного рассматриваемого демпфера на величину $0,033$ м поглотится $25,5$ % кинетической энергии K , а при полном сжатии на $0,043$ м демпфера 44 % энергии. Исследуя кинематические характеристики демпфера, отметим, что сила реакции R демпфера в жесткой заделке, области его крепления к контейнеру, в зависимости от приложенного перемещения x полученная при решении задачи в ПК *ANSYS Workbench 16.1* и представлена на (рис. 6, левая шкала). Ускорение торможения a (рис. 6, правая шкала), с которым деформируется демпфер в месте его крепления до потери устойчивости и его дальнейшего разрушения с учетом силы тяжести контейнера при падении определяется по формуле $a = R/M$. Максимальные расчетные величины ускорений торможения при перемещении $0,033$ м составит 197 g, а при полном сжатии демпфера – 248 g.

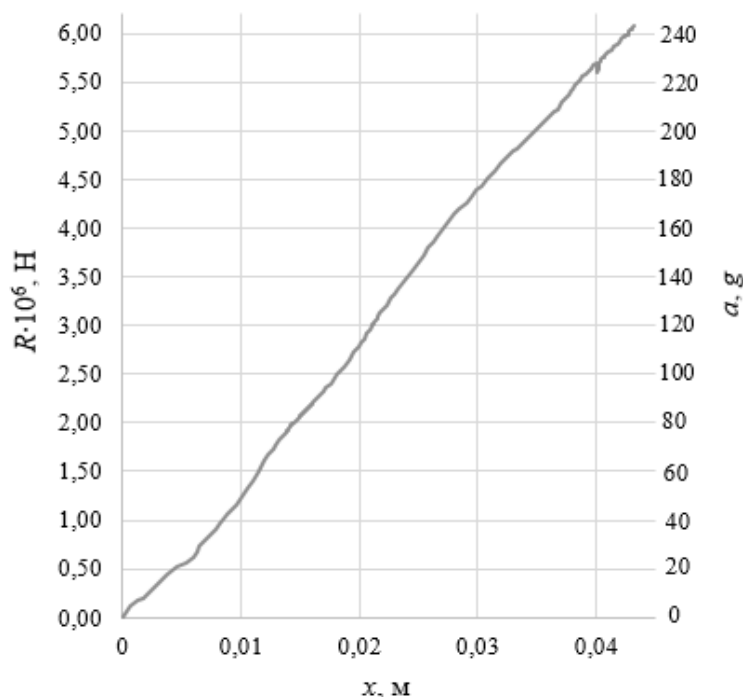


Рис. 6. Зависимость силы реакции R и абсолютной величины ускорения торможения демпфера a в заделке от задаваемых перемещений x

Отметим, что расчет жесткости демпфера имеет смысл производить только на этапе формирования упругих деформаций. В этом случае она постоянна и определяется по формуле

$$C = R_i / x_i, \quad (1)$$

где R_i и x_i – соответственно сила реакции и перемещения на текущем i шаге нагружения в используемом методе конечных элементов. Также жесткость можно найти в результате физических испытаний конструкции при статическом сжатии в упругости.

В процессе расчета в *ANSYS* получено, что пластические свойства материала начинают проявляться при величине перемещения $x_{\max} = 0,00025$ м. Применяя формулу (1) получаем, что жесткость в упругой области составляет $C = 3,47 \cdot 10^8$ Н/м.

Расчет и конструирование

3. Аналитический метод расчета демпфера. Для верификации численного метода расчета ускорений торможения воспользуемся аналитическим методом решения динамической задачи об одноосном ударе посредством решения дифференциального уравнения движения груза при упругом падении на жесткую поверхность под действием собственного веса:

$$M \cdot \ddot{x}(t) = -C \cdot x(t) + M \cdot g, \quad (2)$$

где $x(t)$ – упругое перемещение демпфера при сжатии и $\ddot{x}(t)$ – ускорение демпфера. Положительное направление оси Ox связано с направлением падения демпфера. Решение уравнения (2) имеет вид

$$x(t) = V \sqrt{\frac{M}{C}} \cdot \sin\left(\sqrt{\frac{C}{M}} t\right) + \frac{M \cdot g}{C} \left(1 - \cos\left(\sqrt{\frac{C}{M}} t\right)\right) \quad (3)$$

для перемещений и

$$\ddot{x}(t) = -V \sqrt{\frac{C}{M}} \cdot \sin\left(\sqrt{\frac{C}{M}} t\right) + g \cdot \cos\left(\sqrt{\frac{C}{M}} t\right) \quad (4)$$

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

$$\ddot{x}_{\text{торм}}(t) = -V \sqrt{\frac{C}{M_{\text{np}}}} \cdot \sin\left(\sqrt{\frac{C}{M_{\text{np}}}} t\right) - g \cdot \left(1 - \cos\left(\sqrt{\frac{C}{M_{\text{np}}}} t\right)\right). \quad (5)$$

Ускорение торможение в (5) – величина отрицательная, поскольку направлена в противоположную сторону движения.

Жесткость C в формулах (2)–(5) – величина постоянная и характеризует упругие свойства конструкции демпфера, а в быстропотекающем ударном процессе материал работает как упругий достаточно короткий промежуток времени, до некоторой малой величины t^* . Поэтому формулы (3)–(5) применимы только на временном интервале $t \in [0; t^*]$. Время t^* можно найти в виде решения уравнения (3), в котором левая часть заменяется максимальным упругим перемещением демпфера $x_{\text{max}} = x(t^*)$, а именно

$$x_{\text{max}} = V \sqrt{\frac{M}{C}} \cdot \sin\left(\sqrt{\frac{C}{M}} t^*\right) + \frac{M \cdot g}{C} \left(1 - \cos\left(\sqrt{\frac{C}{M}} t^*\right)\right). \quad (6)$$

Применим выведенные формулы для расчета кинематических характеристик рассматриваемого демпфера. Учитывая жесткость $C = 3,47 \cdot 10^8$ Н/м, массу $M = 2500$ кг и наибольшие упругие перемещения $x_{\text{max}} = 0,00025$ м, время действия упругих деформаций найдем из уравнения (6), которое после подстановки в него числовых значений примет вид

$$0,00025 = 0,046 \cdot \sin(373 \cdot t^*) + 0,00007 \cdot (1 - \cos(373 \cdot t^*)). \quad (7)$$

Решая (7) численным методом Ньютона [20] в вычислительном пакете *Wolfram Mathematica 8.0*, находим наименьший положительный корень, равный $t^* = 1,456 \cdot 10^{-5}$ с. Перемещения и абсолютное значение ускорения торможения демпфера (3) и (5) в области упругости $0 \leq t \leq t^*$ найдутся по формулам

$$x(t) = 0,046 \cdot \sin(373 \cdot t) + 0,00007 \cdot (1 - \cos(373 \cdot t))$$

и

$$\ddot{x}_{\text{торм}}(t) = 6389,4 \cdot \sin(373 \cdot t) + 9,8 \cdot (1 - \cos(373 \cdot t)) \quad (8)$$

соответственно. График зависимости (8) представлен на (рис. 7). Последняя точка диаграммы ускорений (рис. 7) имеет координату $\ddot{x}_{\text{торм}}(t^*) = 34,7 \text{ м/с}^2 = 3,54 \text{ g}$ при $t^* = 1,456 \cdot 10^{-5}$ с.

Таким образом, аналитическое решение задачи в упругой зоне можно свести к нахождению упругих перемещений края демпфера в месте контакта с неподвижной опорой и ускорения торможения демпфера в месте его крепления к контейнеру по формулам (3) и (5) соответственно. Время действия упругих деформаций вычисляется из выражения (6).

Сравним полученные по аналитическим формулам величины с численными расчетами в ПК *ANSYS Workbench 16.1*. Используя силу реакции демпфера в месте его крепления $R = 86375$ Н при максимальном упругом перемещении $x_{\max} = 0,00025$ м (рис. 6), ускорение торможения найдется по формуле $a = -R/M = -34,55$ м/с² = $-3,53g$. Как видно, абсолютное значение ускорения a совпадает с ускорением $\ddot{x}_{\text{торм}}(t^*)$, полученным в результате аналитического решения дифференциального уравнения движения, с точностью до вычислительной погрешности.

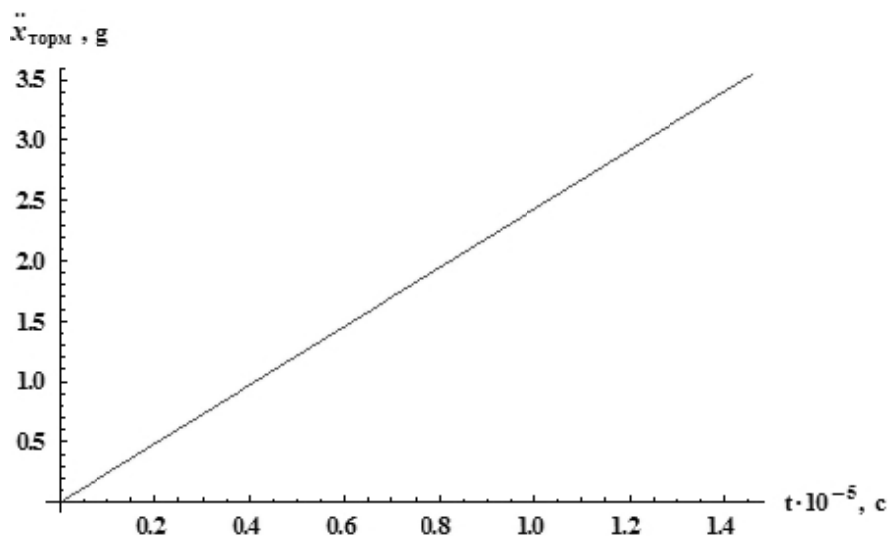


Рис. 7. Зависимость перегрузки (по абсолютной величине) демпфера от времени на упругой стадии деформирования

4. Заключение и обсуждение. В результате исследования разработан численный метод расчета НДС и ускорений торможения демпфера в ПК *ANSYS Workbench 16.1*. В результате расчета данного демпфера предложенным методом установлено, что при его упруго-пластическом деформировании на максимально возможную величину сжатия демпфера 0,043 м поглотится до 44 % кинетической энергии движения контейнера, что является достаточной величиной для предотвращения повреждения груза.

Максимальные ускорения в месте крепления демпфера к контейнеру по результатам расчета составили 248 g при максимальном сжатии до полного разрушения демпфера, что не превышает максимально возможных перегрузок для конструкции контейнера и груза, размещаемого внутри.

Для более полного поглощения энергии, исключения полного смятия демпфера и предотвращения удара контейнером о твердое бетонное основание возможны следующие варианты использования конструкции демпфера:

- 1) использовать несколько демпферов, устанавливаемых равномерно по всей длине контейнера;
- 2) увеличить толщину трубок демпфера;
- 3) добавить дополнительные третий и четвертый слои трубок.

Методика расчета ускорения торможения демпфера в ПК *ANSYS Workbench 16.1* полностью подтверждается аналитическим решением дифференциального уравнения движения контейнера на упругой стадии деформирования.

По результатам проведенного расчета с использованием разработанной методики о конструкции демпфера можно сделать следующие выводы:

1. Включение в конструкцию амортизатора соединенных между собой цилиндрических труб способствует распространению деформаций как по всему объему каждой трубки, так и их рас-

Расчет и конструирование

пространению от трубки к трубке с целью распределить деформации на больший объем демпфера, а также задействовать для гашения кинетической энергии большой объем потенциальной энергии упруго-пластических деформаций.

2. Использование двух слоев трубок с различным креплением друг к другу (на внешнем и внутреннем слое) и обусловленной этим различной жесткостью слоев приводит к двум этапам деформирования и разрушения при ударе.

3. В связи с тем, что длина трубок линейно влияет на величину поглощенной энергии упруго-пластических деформаций, то изменяя длину трубок можно варьировать величину энергии упруго-пластических деформаций. В зависимости от необходимых условий работы демпфера возможно как увеличение энергии деформирования (для предотвращения полного смятия демпфера и касания контейнером твердой бетонной поверхности), так и уменьшение (с целью уменьшения жесткости такого демпфера).

Также стоит отметить, что использование нескольких демпферов, установленных по всему контейнеру, позволяет более равномерно распределить между ними нагрузку и уменьшить кинетическую энергию, приходящуюся на каждый из них при ударе.

Литература

1. *Руководство для конструкторов. Вып. 25: Нормы прочности управляемых ракет и комплектующего оборудования при транспортировании и такелажных работах.* – НИИАС, 1982.

2. *Технические условия, предъявляемые к грузам, транспортируемым вертолетом Ми-26.* – МИ, 1985. – 32 с.

3. Сукопкина, М.Л. Обзор методов и устройств виброзащиты приборных платформ / М.Л. Сукопкина, С.И. Гайнов // *Микроэлектромеханические системы.* – 2013. – Т. 101, № 4. – С. 311–319.

4. Герасимов, А.В. Оценка эффективности дискретно-сплошных систем защиты космических аппаратов от высокоскоростных частиц / А.В. Герасимов, С.В. Пашиков, Р.О. Черепанов // *Известия высших учебных заведений. Физика.* – 2014. – Т. 57, № 8/2. – С. 90–96.

5. Губанов, В.В. Выбор расчетной схемы для численного анализа свободностоящих дымовых труб / В.В. Губанов, А.Н. Кульчицкий // *Металлические конструкции.* – 2012. – Т. 18, № 3. – С. 197–208.

6. Александров, С.Е. Коэффициенты интенсивности деформации при сжатии слоя пластического материала между цилиндрическими поверхностями / С.Е. Александров, Е.А. Лямина // *Прикладная механика и теоретическая физика.* – 2009. – Т. 50, № 3. – С. 171–180.

7. Young, T.H. Dynamic Stability of Disks With Periodically Varying Spin Rates Subjected to Stationary In-Plane Edge Loads / T.H. Young, M.Y. Wu // *Journal of Applied Mechanics.* – 2004. – Vol. 71. – P. 450–458.

8. Киселев, А.Б. Особенности процесса соударения упругопластического цилиндра с недеформируемой преградой / А.Б. Киселев, А.А. Серёжкин // *Прикладная математика и механика.* – 2015. – Т. 79, № 4. – С. 571–583.

9. Perry, J. Elasto-Plastic Stress in Thick Walled Cylinders / J. Perry, J. Aboudi // *Journal of Pressure Vessel Technology.* – 2003. – Vol. 125. – P. 248–252.

10. Анурьев В.И. *Справочник конструктора-машиностроителя: в 3 т.* / В.И. Анурьев. – М.: Машиностроение, 2001. – Т. 3. – 864 с.

11. *Авиационные материалы: справ.: в 9 т.* / под ред. Р.Е. Шалина. – М.: ОНТИ, 1982. – Т. 4, ч. 1, кн. 1. – 628 с.

12. *Ковка и штамповка цветных металлов: справ.* – М.: Машиностроение, 1971. – 232 с.

13. Sadowski, A.J. Solid or Shell Finite Elements to Model Thick Cylinder Tubes and Under Global Bending / A.J. Sadowski, J.M. Rotter // *International Journal of Mechanical Sciences.* – 2013. – Vol. 74. – P. 143–153.

14. Bažant, Z.P. *Stability of Structures: Elastic, Inelastic, Fracture and Damage Theories* / Z.P. Bažant, L. Cedolin. – New York: Oxford University Press. – 1991.

15. *Determination of structural capacity by non-linear FE analysis methods.* – <http://www.dnv.com> (дата обращения: 17.10.2016).

16. Bažant, Z.P. *Structural Stability* / Z.P. Bažant // *International Journal of Solids and Structures.* – 2000. – Vol. 37. – P. 55–67.

17. Bažant, Z.P. *Stable States and Paths of Structures with Plasticity or Damage* / Z.P. Bažant // *Journal of Engineering Mechanics*. – 1988. – Vol. 114, № 12. – P. 2013–2034.
18. Бруйка, В.А. *Инженерный анализ в ANSYS Workbench*. / В.А. Бруйка, В.Г. Фокин, Я.В. Кураева. – Самара: Самар. гос. техн. ун-т, 2013. – Ч. 2. – 149 с.
19. Lee, H.-H. *Finite Element Simulations with ANSYS Workbench 14: Theory, Applications, Case Studies* / Huei-Huang Lee. – <http://www.SDCpublications.com> (дата обращения: 20.01.2015).
20. Бахвалов, Н.С. *Численные методы* / Н.С. Бахвалов. – М.: Наука, 1973. – 623 с.

Бахарева Елена Александровна, кандидат технических наук, инженер-конструктор, конструкторский отдел, АО «Опытное конструкторское бюро «Новатор», г. Екатеринбург, bahareva.e.a@mail.ru.

Потанин Денис Владимирович, начальник конструкторского отдела, АО «Опытное конструкторское бюро «Новатор», г. Екатеринбург, potanindv@yandex.ru.

Самохин Петр Арсентьевич, инженер-конструктор, конструкторский отдел, АО «Опытное конструкторское бюро «Новатор», г. Екатеринбург, SamPeter@mail.ru.

Поступила в редакцию 10 октября 2016 г.

DOI: 10.14529/engin160402

THE CALCULATION ANALYSIS OF RADIAL SHOCK ABSORBED FOR CONTAINER SUBJECTED EMERGENCY FALLING

E.A. Bakhareva, bahareva.e.a@mail.ru,
D.V. Potanin, potanindv@yandex.ru,
P.A. Samokhin, SamPeter@mail.ru

Joint Stock Company "Experimental Design Bureau "Novator", Ekaterinburg, Russian Federation

The article is considered the calculation method of the damper properties protective radial shock absorber for container. It is necessary destroying damage minimization of goods in the process of emergency falling connected with transportation to the place of possible use. Our technique innovation consists in the account of plastic properties of a material defined by the diagramme of plastic current and real contacts between shock absorber components. This method allows defining stress-strain state and shock absorber breaking acceleration at impact of container about rigid support using *ANSYS Workbench 16.1*. The offered technique is confirmed by the analytical decision of the differential equation of container with shock absorber in elastic area at impact. These two algorithms are illustrated on the actual radial shock absorber made from two rows of cylindrical tubes connected among themselves. These tubes are made from aluminium alloy AMg6. It is illustrated that two layers of tubes have various fastening to each other and rigidity of layers. Hence, compression and destruction will occur in two stages. At first, the external layer of pipes is deformed. After that, internal one is deformed. It is established that strain energy will exceed more than half of kinematic energy of shock-absorber before blow. The curve of shock-absorber braking acceleration is found depending on crumpled area size.

Keywords: radial shock absorber, elastic-plastic deformation, plasticity curve, finite element method.

References

1. *Rukovodstvo dlya konstruktorov. Vipusk 25: Normi prochnosti upravlyaemich raket I kompleksnogo oborudovaniya pti transportirovatii i takelagnich rabotakh* [Guide for Designers. The Issue 25: Norms of Strength of Guided Missiles and Hardware during Transportation and Rigging]. NIIAS Publ., 1982.

2. *Technicheskie usloviya predyavlyayemie k gruzam transportiruemim vertolotom Mi-26* [Specifications applicable to the goods transported by helicopter Mi-26]. MI Publ., 1985. 32 p.
3. Sukonkina M.L., Gainov S.I. [Overview of the Methods and Devices of Devices Board Vibroprotection]. *Microelectromechanical systems*, 2013, vol. 101, no. 4, pp. 311–319. (in Russ.)
4. Gerasimov A.V., Pashkov S.V., Cherepanov R.O. [Evaluating the Effectiveness of Discrete-continuous Systems Protect Spacecraft from Hypervelocity Particles]. *Izvestiya vuzov. Fizika* [Higher School Proceedings. Physics], 2014, vol. 57, no. 8/2, pp. 90–96. (in Russ.)
5. Gubanov V.V., Kulchytskyy A.N. [The Selection of Calculated Scheme for Self-supported Chimney Numerical Calculus]. *Metal constructions*, 2012, vol. 18, no. 3, pp. 197–208. (in Russ.)
6. Aleksandrov S.E., Lyamina E.A. [Factors of Intensity of Deformation at Compression of a Layer of a Plastic Material between Cylindrical to Surfaces]. *Journal of Applied Mathematics and Technical Physics*, 2009, vol. 50, no. 3, pp. 171–180. (in Russ.)
7. Young T.H., Wu M.Y. Dynamic Stability of Disks With Periodically Varying Spin Rates Subjected to Stationary In-Plane Edge Loads. *Journal of Applied Mechanics*, 2004, vol. 71, pp. 450–458.
8. Kiselev A.B., Serezhkin A.A. [Features of Process of Impact of the Elastic-plastic Cylinder with not Deformable Barrier]. *Journal of Applied Mathematics and Mechanics*, 2015, vol. 79, no. 4, pp. 571–583. (in Russ.)
9. Perry J., Aboudi J. Elasto-Plastic Stress in Thick Walled Cylinders. *Journal of Pressure Vessel Technology*, 2003, vol. 125, pp. 248–252.
10. Anurev V.I. *Spravochnik konstruktora-mashinostroitel'ya: v 3-kh tomakh*. T. 3 [Reference Book of Designer-Machine Engineer: a Work in 3 Volumes. Vol. 3]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 2001. 864 p.
11. Shalin R.E. (Ed.) *Aviacionnye materialy. Spravochnik v 9-ti tomakh*. T. 1, ch. 1, k. 1 [Aviation Materials. Reference Book. V. 1, P. 1, B. 1]. Moscow, ONTI, 1982. 628 p.
12. *Kovka i shtampovka cvetnykh metallov* [Forging and stamping of nonferrous metals]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1971. 232 p.
13. Sadowski A.J., Rotter J.M. Solid or Shell Finite Elements to Model Thick Cylinder Tubes and Under Global Bending. *International Journal of Mechanical Sciences*, 2013, vol. 74, pp. 143–153.
14. Bažant Z.P., Cedolin L. *Stability of Structures: Elastic, Inelastic, Fracture and Damage Theories*. New York, Oxford University Press, 1991.
15. Determination of Structural Capacity by Non-linear FE analysis Methods. Available at: <http://www.dnv.com> (accessed 17.10.2016).
16. Bažant Z.P. Structural stability. *International Journal of Solids and Structures*, 2000, vol. 37, pp. 55–67.
17. Bažant, Z.P. Stable states and paths of structures with plasticity or damage. *Journal of Engineering Mechanics*, 1988, vol. 114, no. 12, pp. 2013–2034.
18. Bruyaka V.A., Fokin V.G., Kuraeva Ya.V. *Inzhenerny analiz v ANSYS Workbench. Ch. 2* [Engineering analysis in ANSYS Workbench. Part 2]. Samara, Samara State Technical University Publ., 2013. 149 p.
19. Huet-Huang Lee. *Finite Element Simulations with ANSYS Workbench 14: Theory, Applications, Case Studies*. Available at: <http://www.SDCpublications.com> (accessed 20.01.2015).
20. Bakhvalov N.S. *Chislennyye metody* [Numerical methods]. Moscow, Nauka Publ., 1973. 623 p.

Received 10 October 2016

ОБРАЗЕЦ ЦИТИРОВАНИЯ

Бахарева, Е.А. Расчетное исследование демпфирующих свойств радиального амортизатора для контейнеров при аварийных падениях / Е.А. Бахарева, Д.В. Потанин, П.А. Самохин // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2016. – Т. 16, № 4. – С. 13–22. DOI: 10.14529/engin160402

FOR CITATION

Bakhareva E.A., Potanin D.V., Samokhin P.A. The Calculation Analysis of Radial Shock Absorbed for Container Subjected Emergency Falling. *Bulletin of the South Ural State University. Ser. Mechanical Engineering Industry*, 2016, vol. 16, no. 4, pp. 13–22. (in Russ.) DOI: 10.14529/engin160402