

УДК 539.3:629.7

ДИНАМИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ ПРИ УДАРНОМ ВЗАИМОДЕЙСТВИИ ЭЛЕМЕНТОВ СИСТЕМЫ ОТДЕЛЕНИЯ ОБТЕКАТЕЛЯ РАКЕТЫ ЧЕРЕЗ ПЛАСТИЧЕСКИЙ ДЕМПФЕР

¹ Б. Ф. Зайцев, д-р техн. наук
b.zajtsev@gmail.com

¹ А. В. Асаенок, канд. техн. наук

¹ Т. В. Протасова, канд. техн. наук
tatyprotasova@gmail.com

² Д. В. Клименко, канд. техн. наук

² Д. В. Акимов
AkimovDV@kbu.net

² В. Н. Сиренко, канд. техн. наук

¹ Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, 61046, Украина, г. Харьков, ул. Пожарского, 2/10

² Государственное предприятие «Конструкторское бюро «Южное» им. М. К. Янгеля», 49008, Украина, г. Днепр, ул. Криворожская, 3

Статья посвящена актуальным вопросам обеспечения динамической прочности элементов ракетной техники при использовании пиротехнических средств. Исследуется ударное взаимодействие узлов пиротехнической системы отделения обтекателя ракеты во второй фазе работы системы при так называемом «подхватывании». Контактывание узлов системы происходит через упруго-пластический демпфер. Демпфер устанавливается между подвижной и неподвижной частями для «смягчения» удара за счет пластической деформации. Демпфер выполняет роль одно-сторонней связи – ограничивает сжатие и не препятствует отрыву. Принимается, что конструкция в целом упругая, а пластическое деформирование сосредоточено в демпфере. Механическая модель представляется в виде комбинации упругих элементов и нелинейного демпфера. Методика учета нелинейности демпфера построена на введении переменных граничных сил по торцам демпфера. При пластических деформациях сжатия граничные силы увеличивают деформацию, содержаемую упругими силами, а при нарушении контакта (отрыве) – полностью компенсируют напряжения в модели демпфера, обнуляя их. Построена трехмерная расчетная модель составной конструкции обтекателя в сборе. Демпфер представляется в виде сплошного тонкого кольца. Используется метод конечных элементов. Расчет динамики конструкции по времени выполняется конечно-разностным методом Вильсона. Проведена верификация методики на тестовой задаче с известным волновым решением. Выполнены расчетные исследования динамического напряженного состояния при различных скоростях удара для вариантов демпфера с разной пластической жесткостью: стальной упругий (демпфер без отверстий, «жесткий», для сравнения); исходный (демпфер с отверстиями, пластичный, мягкий) и рациональный (демпфер с подобранной характеристикой жесткости). Показано, что исходный демпфер неэффективен из-за недостаточной жесткости. Определены характеристики пластической жесткости, при которых динамические напряжения значительно снижены по отношению к исходной конструкции. Максимальные динамические напряжения в пиротехнической системе отделения обтекателя с рациональными демпферами сильно зависят от скорости удара. При значительных скоростях они превосходят предел пластичности. Более точную постановку задачи «подхватывания» следует выполнить с учетом пластичности во всей конструкции.

Ключевые слова: обтекатель, система отделения, удар, напряжения, контакт, демпфер, пластичность.

Введение

Отделение обтекателей является сложной и ответственной частью отработки полетного задания ракеты, выполняемое системой отделения (СО). В ракетостроении применяются различные конструкции СО [1, 2], но наибольшее распространение получили системы пиромеханического и детонационного типа. Использование пиротехнических устройств в СО обуславливает появление интенсивных нагрузок, имеющих ударно-импульсный характер, что повышает актуальность обеспечения динамической прочности. Обтекатель после отделения не используется, поэтому при его протекании можно допустить необратимые процессы в силовых элементах, связанные с пластическим деформированием или микроразрушением. При этом главным является сохранение функциональности системы отделения обтекателя. Прогнозирование

© Б. Ф. Зайцев, А. В. Асаенок, Т. В. Протасова, Д. В. Клименко, Д. В. Акимов, В. Н. Сиренко, 2018

прочности СО без ограничения на деформирование в упругой области способствует также улучшению массовых показателей и позволяет применять демпфирующие устройства с пластическими элементами.

В расчетах прочности обтекателей в основном применяются модели квазистатического состояния без учета динамики процессов отделения [3, 4]. Исследованию динамических процессов в упругой области деформирования при отделении посвящены работы [5–7] для обтекателей и [8, 9] – для адаптеров КА и РН. Работы в области динамики конструкций при отделении обтекателя с учетом физической нелинейности представлены незначительно.

Конструкция системы отделения обтекателя и ее функционирование. Вопросы прочности и постановка задачи

Предметом исследования являются механические процессы, протекающие при работе пиротехнической системы отделения обтекателя (ПСОО), представленной в сборе на рис. 1.

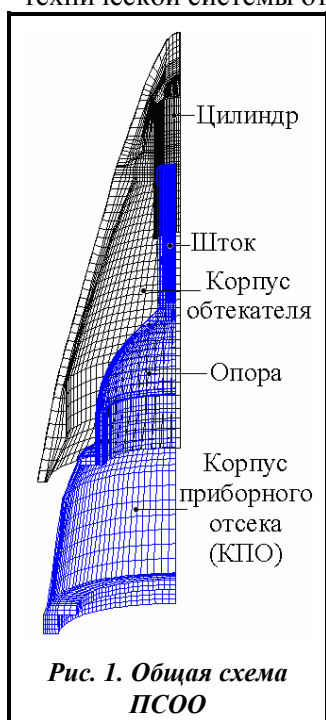


Рис. 1. Общая схема ПСОО

Система отделения состоит из двух крупных узлов, которые составляют подвижную (ПЧ) и неподвижную (НЧ) части. К НЧ относятся опора и соединенный с ней шток (поршень), которые опираются на корпус приборного отсека (КПО) и соединяются с ним в транспортном положении пироболтами. Подвижная часть включает цилиндр и соединенный с ним корпус обтекателя. Шток и цилиндр составляют подвижную пару и могут перемещаться относительно друг друга, при этом замкнутое пространство, которое они образуют, изменяет объем. Внутри объема пары шток-цилиндр помещаются пиросредства (пороховая навеска), которая при горении создает давление, под действием которого цилиндр, а с ним и вся ПЧ ускоренно перемещаются относительно НЧ, увеличивая скорость и накапливая кинетическую энергию. Пиротехнические средства ПСОО представлены пироболтами и пороховой навеской, которые срабатывают в определенной последовательности. Вначале срабатывают пироболты, и силовая связь между опорой (НЧ) и КПО устраняется, а затем осуществляется поджигание пороховой навески и приводится в движение ПЧ. В работе ПСОО можно выделить несколько фаз, первая из которых составляет перемещение цилиндра из начального положения в конечное. В конечном положении свободное относительное перемещение невозможно, и происходит силовой контакт между штоком и цилиндром, что определяет вторую фазу работы ПСОО, т.н. «подхватывание».

Результатом «подхватывания» является уравнивание скоростей ПЧ и НЧ, т.е. объединение их в единую конструкцию, и возможность отделения от ракеты за счет дополнительной по отношению к ней скорости. Третья фаза работы ПСОО начинается в момент «подхватывания», когда открывается боковое сопло и возникает реактивная струя вытекающих пороховых газов, результатом чего является боковой увод обтекателя с траектории ракеты. При функционировании ПСОО ее элементы испытывают большие динамические нагрузки, которые особенно велики во второй фазе работы системы при «подхватывании», когда нагружение приобретает ударный характер и возникает проблема обеспечения кратковременной прочности. Для ее решения ставится задача о динамическом взаимодействии подвижного и неподвижного узлов ПСОО, результатом которого должно быть выравнивание скоростей движения, т.е. «подхватывание», отделение обтекателя и увод его с траектории движения ракеты.

Для частичного решения проблемы предполагается постановка дополнительных смягчающих соударение элементов в виде демпферов, назначение которых сделать более длительным процесс выравнивания скоростей и, соответственно, снизить динамическую напряженность конструкций. При этом возможно сложное поведение взаимодействующих через демпфер конструкций, которое проявляется как контактирование или его прерывание, т. е. отскок. При значительных скоростях соударений в конструкциях могут развиваться пластические деформации, что значительно усложняет решение задачи. Для ее упрощения предполагается упругость конструкций при соударении, но допускается возможность пластического деформирования демпфера и отрыва конструкций друг от друга.

При этом возникает задача выбора характеристик демпфера при пластическом деформировании, определяемых его конструктивными параметрами и используемым материалом, при которых динамические напряжения на протяжении всего процесса ударного взаимодействия минимальны. Следует заметить, что потеря кинетической энергии (скорость после отделения) вследствие необратимой работы пластического деформирования демпфера также должна быть минимальной.

Методика исследований и расчетная модель ПСОО

Методика базируется на применении метода конечных элементов (МКЭ) в трехмерной постановке, где используется объемный полилинейный конечный элемент с топологически регулярной системой дискретизации. При моделировании материала конструктивных элементов допускается непрерывная неоднородность или кусочная однородность и наличие криволинейной анизотропии, что позволяет рассчитывать составные и композитные конструкции.

Применение процедуры МКЭ, основанной на использовании кинетостатического вариационного принципа Лагранжа – Даламбера, приводит к математической модели, представленной системой обыкновенных дифференциальных уравнений [10]

$$[\mathbf{M}]\ddot{u} + [\mathbf{D}]\dot{u} + [\mathbf{K}]u = F_e, \quad (1)$$

где u – вектор перемещения узлов конечноэлементной (КЭ) сетки; F_e – вектор заданной нагрузки, изменяющейся во времени; $[\mathbf{M}]$, $[\mathbf{D}]$, $[\mathbf{K}]$ – соответственно матрицы масс, демпфирования и жесткости.

Отметим, что в динамических задачах с импульсным воздействием, где исследуется процесс на относительно коротком промежутке времени, влияние демпфирования незначительно. Кроме этого, показатели демпфирования, как правило, неизвестны или определяются с небольшой точностью. Потому влияние демпфирования в данной работе не учитывается ($[\mathbf{D}]=0$).

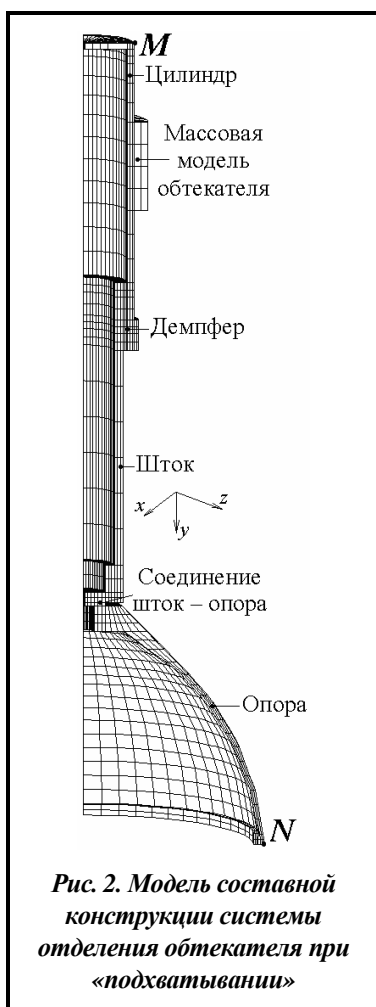


Рис. 2. Модель составной конструкции системы отделения обтекателя при «подхватывании»

Решение матричного уравнения (1.1) осуществляется по неявной конечно-разностной схеме Вильсона [11], безусловно устойчивой, второго порядка точности. Согласно этой схеме ускорение на шаге по времени Δt является линейной функцией, а уравнения (1) записываются для момента времени $t+\theta\Delta t$ ($\theta=1,4$). При этом нет ограничений на выбор шага Δt , который определяется в основном требованием точности и эффективности вычислений. Конечно-разностный аналог уравнения (1) записывается в виде

$$[\hat{\mathbf{K}}]u_{t+\theta\Delta t} = \hat{R}_{t+\theta\Delta t}, \quad (2)$$

где $[\hat{\mathbf{K}}]$ – модифицированная матрица жесткости; $\hat{R}_{t+\theta\Delta t}$ – модифицированная правая часть (вектор внешних сил); $u_{t+\theta\Delta t}$ – вектор перемещений для момента времени $t+\theta\Delta t$.

Перемещения $u_{t+\Delta t}$, скорости $\dot{u}_{t+\Delta t}$ и ускорения $\ddot{u}_{t+\Delta t}$ в конце шага (момент времени $t+\Delta t$) определяются по конечно-разностным формулам, включающим значения кинематических параметров с предыдущего шага $u_t, \dot{u}_t, \ddot{u}_t$, и значения перемещения $u_{t+\theta\Delta t}$ [11].

Постановка задачи динамики элементов и узлов ПСОО при «подхватывании» имеет специфику, которая связана с отсутствием закреплений. При этом в конструкциях возбуждаются колебательные процессы, а также происходит их смещение в пространстве как твердого тела. Особенной является также постановка задачи о «подхватывании», где соударяющиеся узлы конструкции рассматриваются как единое целое, но имеют разные начальные скорости, т. е. правая часть в уравнении (1) равна нулю, а возмущение системы формируется заданием разрывных начальных условий.

Расчетная модель соударяющихся при «подхватывании» узлов ПСОО представлена на рис. 2, 3, где неподвижный узел (опора и шток) и подвижный (цилиндр, корпус обтекателя), движущийся со скоростью V_0 ,

контактируют через демпфер, расположение которого более детально показано на рис. 3, а. Демпфер представляется в виде сплошного цилиндрического кольца с геометрическими параметрами исходной конструкции демпфера (высота $L=10$ мм, толщина $h=3$ мм), характеристика которого при сжатии задается диаграммой жесткости $N(\lambda)$, где $\lambda = u_y(A) - u_y(B)$ – относительное перемещение торцов демпфера (укорочение при сжатии); N – текущее осевое усилие, передаваемое через демпфер. Характерными величинами относительного перемещения λ являются начальное пластическое перемещение λ_p , при котором начинается пластическая деформация в демпфере, и предельное пластическое перемещение λ_{lim} ($\lambda < \lambda_{lim}$), по достижении которого пластическая деформация невозможна. Изменение усилия $N(\lambda)$ при пластическом деформировании является характеристикой пластической жесткости конструкции демпфера при данном значении λ и определяется мгновенным пределом текучести материала демпфера и его геометрическими параметрами – высотой и площадью поперечного сечения. Для материала с упрочнением зависимость $N(\lambda)$ переменная, а для идеального упруго-пластического материала усилие N достигает предельного значения N_p , т. е. несущей способности конструкции в пластическом состоянии, и остается таковой при деформировании. Силовой контакт демпфера с опорой и штоком, а соответственно, и передача усилий осуществляется по торцам, т.е. между цилиндрическими поверхностями указанных деталей имеется зазор. Демпфер работает только на сжатие и осуществляет одностороннюю связь, допуская отрыв контактируемых через него деталей. В расчетную модель не включен КПО, поскольку силовая связь опоры с КПО после разрушения пироболтов практически отсутствует. Корпус обтекателя учтен в модели как твердое тело такой же массы. На рис. 2 показано также расположение точек, для которых приводятся результаты расчетов перемещений, скоростей и напряжений.

Диаграмма пластической жесткости $N(\lambda)$ демпфера в расчетных исследованиях динамики ПСОО допускает варьирование. Этому соответствует изменение конструкции демпфера, которую, в принципе, можно рассматривать как сложную систему, состоящую из ряда элементов со своими свойствами, комбинацией которых можно влиять на диаграмму $N(\lambda)$.

Например, для демпфера исходной конструкции в виде короткой цилиндрической оболочки с большим числом радиальных отверстий диаграмма пластического деформирования $N(\lambda)$ получена приближенно. Использовались упрощенные модели осадки демпфера – кинематические с учетом сплющивания отверстий и модели пластических шарниров. Значительно более точное и последовательное определение диаграммы $N(\lambda)$ связано с решением упруго-пластической задачи с большими деформациями при учете контакта границ отверстий, что из-за сложностей реализации практически невозможно. Диаграмма $N(\lambda)$ может быть получена также экспериментально. Результаты расчетов точек диаграммы $N(\lambda)$ для исходного демпфера

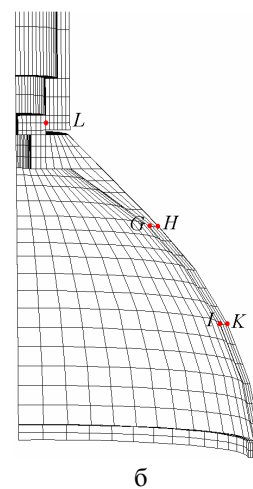
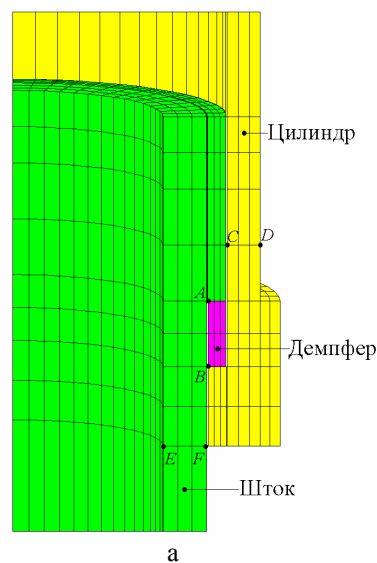


Рис. 3. Расчетная схема:

а – модель демпфера; б – положение точек выдачи результатов

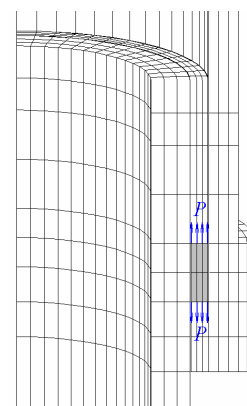


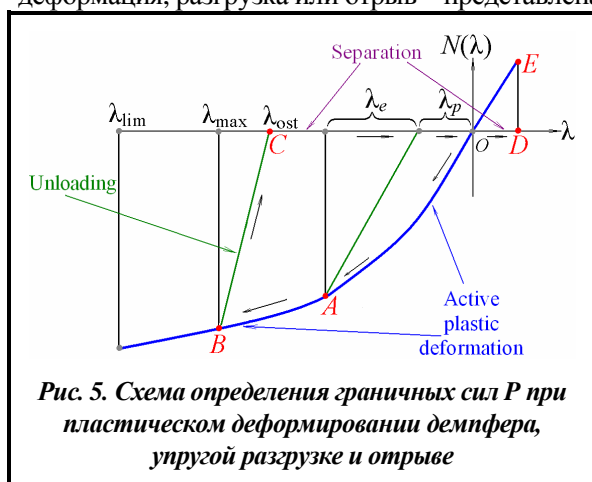
Рис. 4. Схема введения граничных сил по торцам демпфера

следующие: относительные перемещения λ_i : $\lambda_0=0$, $\lambda_1=0,015$ мм, $\lambda_2=3$ мм, $\lambda_3=6$ мм, $\lambda_4=\lambda_{lim}=8$ мм; усилия N_i : $N_0=0$, $N_1=30$ кН, $N_2=60$ кН, $N_3=103$ кН, $N_4=316$ кН.

Для оценки эффективности демпфирования соударения узлов ПСОО при «подхватывании» необходимо обоснование с помощью расчетного моделирования. При расчетах динамики контактного ударного взаимодействия использован подход, согласно которому все элементы составной конструкции ПСОО считаются упруго деформируемыми, а для учета нелинейного поведения демпфера, связанного с пластической деформацией или нарушением контакта, применяется методика введения граничных переменных сил, расположение которых представлено на рис. 4.

Граничные силы P относятся к внешним силам, пересчитываются на каждом шаге интегрирования по времени и входят в выражение $\hat{R}_{t+\Delta t}$ правой части (2). Их назначение состоит в компенсации упругих сил, которые развиваются в модели демпфера, входящей в конструкцию как упругий элемент. При пластических деформациях сжатия силы P должны увеличивать деформацию, сдерживаемую упругими силами, а при нарушении контакта, т.е. отрыве элементов друг от друга, граничные силы должны полностью компенсировать напряжения в модели демпфера, обнуляя их.

Схема определения граничных сил для различных состояний демпфера – активная пластическая деформация, разгрузка или отрыв – представлена на рис. 5.



Состояние демпфера как одномерного элемента с нелинейным поведением определяется относительным движением его торцов. При этом возможны различные механические состояния: активная пластическая деформация, разгрузка, протекающая по упругому закону, и отрыв контактируемых элементов друг от друга. Оценка состояния демпфера выполняется на каждом временном шаге, соответственно которой вычисляются граничные силы P .

При упруго-пластическом деформировании из общего относительного перемещения λ можно выделить упругую λ_e и пластическую λ_p составляющие (рис. 5).

$$\lambda = \lambda_e + \lambda_p.$$

Пластическую составляющую λ_p можно рассматривать как дополнительную и учитывать в законе упругости по методу дополнительных деформаций [12]. Ее определение выполняется итерациями при решении упругой задачи и сводится к введению дополнительных объемных сил, которые приводятся к узлам конечных элементов по торцам демпфера [13], т.е. к граничным силам P .

Граничные силы P пропорциональны пластической составляющей λ_p

$$P = E \lambda_p L^{-1}.$$

Учитывая, что $\lambda_p = \lambda - \lambda_e$, а λ_e является известной функцией текущего значения относительного перемещения $\lambda_e = \lambda_e(\lambda)$, получим

$$P = E L^{-1} [\lambda - \lambda_e(\lambda)]. \quad (3)$$

На шаге интегрирования по времени перемещения с учетом граничных сил определяются соотношением

$$\lambda = \lambda_0 + \alpha P, \quad (4)$$

где λ_0 – перемещение, определяемое из (2), без учета граничных сил; α – перемещение на шаге от импульса единичных граничных сил.

Уравнения (3), (4) составляют систему относительно λ , P . Исключая P , получим нелинейное уравнение относительно λ , решение которого выполняется итерациями

$$\lambda = \frac{\lambda_0 + \alpha EL^{-1} \lambda_e(\lambda)}{1 - \alpha EL^{-1}} \quad (5)$$

Знаменатель в (5) отличен от нуля, т. к. член $\alpha EL^{-1} < 1$, представляет собой отношение податливостей от действия граничных сил при динамическом и статическом (E^1L) нагружениях. Очевидно, что при динамическом нагружении, когда влияет инерционность системы, податливость меньше.

Состояние активной пластической деформации имеет место при выполнении неравенства (без учета знака перемещения)

$$\Delta \lambda_p = \lambda_p^{i+1} - \lambda_p^i > 0, \quad (6)$$

где $\lambda_p^i, \lambda_p^{i+1}$ – пластические составляющие перемещения на шагах $i, i+1$ соответственно.

Состояние демпфера характеризуется положением точки на плоскости λ, N . Для активной пластической деформации точка лежит на кривой $N(\lambda)$ (рис. 5), а граничные силы в этом случае определяются из соотношения

$$P = \frac{[\lambda_0 - \lambda_e(\lambda)]L^{-1}E}{1 - \alpha EL^{-1}}.$$

Если неравенство (6) не выполняется, то фиксируется состояние упругой разгрузки, при которой пластическая составляющая считается фиксированной и равной достигнутому максимальному значению, а соответственно этому граничные силы также фиксированы

$$P = EL^{-1}[\lambda_{\max} - \lambda_e(\lambda_{\max})],$$

где λ_{\max} – достигнутое максимальное значение относительного перемещения (точка B , рис. 5).

Разгрузка происходит при условии $\lambda > \lambda_{ost}$ (рис. 5), где $\lambda_{ost} = \lambda_{\max} - \lambda_e(\lambda_{\max})$, а при его нарушении состояние определяется как отрыв, при котором отсутствует силовое взаимодействие элементов через демпфер. Величина необходимых для моделирования этого состояния граничных сил определяется из условия $\lambda_e = 0$, что приводит к соотношению

$$P = \frac{\lambda_0 L^{-1} E}{1 - \alpha EL^{-1}}.$$

В состоянии отрыва при отрицательных λ граничные силы $P < 0$ (сжатие демпфера, отрезок CO на рис. 5), а при положительных $\lambda - P > 0$ (растяжение демпфера, отрезок OD на рис. 5).

Предложенная методика прошла тестирование, в частности, для ударного контакта твердых тел через упруго-пластический элемент, результаты которого качественно и количественно подтверждаются. Выдвигаются определенные требования к точности задания единичных граничных сил, которые предъявляются к их строгому соответствию заданной величине и уравновешенности. При контактном деформировании это не имеет существенного значения, а в отсутствии контакта, при свободном движении, оказывает влияние, внося погрешности.

Оценка точности методики на примере продольного удара

Расчеты ударных процессов имеют специфику, которая проявляется в возникновении волн деформаций, взаимодействии их с границей и между собой. Для оценки возможности воспроизведения

волновых процессов применяемыми методиками необходима их верификация на задачах с точными или известными решениями. Здесь рассмотрено решение задачи продольного удара по торцу стержня движущимся грузом.

Расчетная модель задачи об ударе по стержню грузом массой M , движущимся со скоростью V_0 , представлена на рис. 6, где изображен моделируемый стержень с параметрами: длина $l = 80$ см, плотность материала $\rho = 8$ г/см³, поперечное



Рис. 6. Модель удара по стержню движущимся грузом

сечение



2×2 см, $E=200$ ГПа, $\nu=0,3$ при соотношении масс груза и стержня $\alpha = \frac{l\rho}{M} = 0,5$. В трехмерной конечно-элементной модели принималась дискретизация: по длине – 80 КЭ, по сечению – один или три КЭ и рассматривалась четвертая часть стержня с постановкой условий симметрии. На рисунке также показано расположение контрольных точек, для которых далее приводятся численные результаты.

Моделирование удара в расчетах осуществляется следующим образом. Груз и стержень объединяются и рассматриваются в рамках общей КЭ-модели. При этом один из КЭ у края стержня считается грузом, а его механические характеристики принимаются высокими, что практически соответствует абсолютно твердому телу. При задании начальных условий скорость узлов КЭ груза равна V_0 , а узлы остального тела неподвижны. Такой подход физически соответствует условиям контакта груза и стержня в момент соприкосновения. Удар вызывает возникновение упругих волн в стержне и его совместное движение с замедляющимся грузом. По прошествии определенного времени контакт груза со стержнем теряется, т. е. происходит отделение груза от стержня. В зависимости от длительности контакта, которая зависит от соотношения масс груза и стержня, число прохождений волн по стержню может быть различным. Особенностью волнового процесса в данной задаче является отражение волны от груза, что равносильно отражению от заделки, при котором тип волны не меняется (волна сжатия), но напряжение при отражении скачкообразно увеличивается.

На рис. 7–9 представлены соответственно результаты расчетов перемещений и скоростей в точках стержня, показанных на рис. 6, а также изменение напряжения в стержне в точке, расположенной у груза. Изломы в графиках перемещений и скачки на графиках скоростей соответствуют моментам прохождения отраженных от торцов стержня волн. В вычислениях разрывы скоростей при прохождении фронта проявляются в виде всплесков и осцилляций.

В трехмерной конечноэлементной модели учитываются и поперечные смещения, обусловленные связностью деформаций ($\nu \neq 0$). При прохождении фронта возбуждаются поперечные колебания, сопровождаемые сдвигами, величина которых хотя и невелика, но часть энергии продольных колебаний теряется. Следовательно, динамический процесс становится более сложным и отличным от предположений в стержневой теории, с которой выполняется сопоставление результатов. Для устранения этого влияния расчеты проводились с нулевым коэффициентом Пуассона, при которых поперечные колебания не возникали, т. е. расчетная КЭ-модель более соответствовала условиям, принятым в стержневой модели.

Основной величиной, по которой проводилось сравнение в данной задаче, является изменение во времени напряжения в стержне в точке контакта с грузом, т. е. фактически контактного напряжения. Критерием потери контакта груза со стержнем является перемена знака напряжения, а момент времени, когда это происходит, определяет время контакта. Сравнение проводилось по напряжениям для моментов времени t_1, t_2, t_3 (точки А, В, С на рис. 9) прихода отраженных волн к грузу и по длительности удара, результаты которого даны в табл. 1. Напряжение у груза в начальный момент времени по стержневой теории определяется формулой $\sigma_0 = V_0 \sqrt{E\rho}$. Расчетная длительность удара с высокой точностью отвечала данным [14].

Таблица 1. Напряжения σ/σ_0 в стержне у груза при прохождении волны

Точка	Данные [14]	Расчет МКЭ
А	1	1,07
В	2,36	2,51
С	2,14	2,12

Выводы по сопоставлению расчетных данных, полученных использованным методом, и данных [14] свидетельствуют о применимости разработанного математического обеспечения к решению задач с ударно-импульсным нагружением.

Результаты расчетных исследований

Представленная методика применена в расчетах ударного взаимодействия в узлах ПСОО при «подхватывании» при различных начальных скоростях ПЧ – 40; 60; 80 м/с и различных демпферах. Расчеты проводились для демпфера исходной конструкции, который в пределах допустимой пластической деформации имеет небольшую жесткость, а также для сравнения для стального демпфера в состоянии упругости, при котором жесткость высока. Кроме этих первоначальных вариантов проводились поисковые исследова-

ния рациональных вариантов демпфера, характеризуемых жесткостью из идеально упруго-пластического материала, при которой динамическая напряженность конструкции минимальна. Предельные жесткостные характеристики демпферов, т. е. их несущая способность, в относительных величинах $N_p^* = N_p / N_{st}$, где N_{st} – величина продольной силы от максимального внутреннего давления ($N_{st} \approx 590$ кН) зависят от скорости V_0 и принимают следующие значения: $N_p^* = 0,43$ (при $V_0 = 40$ м/с), $N_p^* = 1,4$ (при $V_0 = 60$ м/с), $N_p^* = 2,4$ (при $V_0 = 80$ м/с).

Результаты расчетных исследований для перемещений и скоростей контрольных точек A и B (см. рис. 3, а) представлены соответственно на рис. 10, 11, для напряжений в точках C, F, G – на рис. 12 и в табл. 2–4.

Характерным для взаимодействующих конструкций является первоначальное сближение, сопровождающееся пластической деформацией, а затем разгрузка демпфера с последующим нарушением контакта и свободное перемещение не связанных между собой узлов конструкции. Для упругого стального демпфера осадка при контакте очень мала (рис. 10), а при учете пластических свойств в исходном и рациональном вариантах – большая. Вводилось ограничение на предельную осадку демпфера при сжатии, определяемую λ_{lim} ($\lambda_{lim} = 8$ мм), причем для рациональных вариантов максимальные значения осадки λ были близки к λ_{lim} либо достигали его на короткое время. Это связано с тем, что для наибольшего эффекта снижения напряжений выравнивание скоростей должно происходить за больший промежуток времени, а соответственно, на большем относительном перемещении торцов демпфера. При этом исчерпание деформационной способности ($\lambda = \lambda_{lim}$) не должно быть длительным, т. к. при этом возникает дополнительное ударное воздействие. Нарушение контакта происходит в начале уменьшения достигнутого максимального сжатия демпфера, в частности, при отходе от значения перемещения λ_{lim} .

Можно отметить, что с увеличением скорости удара V_0 длительность выравнивания скоростей (рис. 11) для рациональных вариантов уменьшается, что связано с увеличением рекомендуемой жесткости.

Данные о динамических напряжениях в разных элементах ПСОО (точка C – цилиндр, точка F – шток, точка G – опора) для разных вариантов демпфера представлены на рис. 12, где показано распределение интенсивности напряжений во времени, а в табл. 2–4 даны ее максимальные значения при разных скоростях удара. Напряжения представлены в относительных величинах $\sigma_{i \max}^* = \sigma_{i \max} / \sigma_p$, где σ_p – предел пластичности стали элементов системы отделения: цилиндра, штока и опоры ($\sigma_p = 1300$ МПа).

Изменение напряжения в вариантах исходного и стального упругого демпферов сходное и по величине, и по закону изменения. Исходный демпфер имеет небольшую жесткость, что сильно снижает возникающее при сжатии усилие. Такой демпфер почти не оказывает сопротивления и лишь отодвигает момент жесткого соударения частей, что характерно для стального упругого демпфера. Выполненный направленный поиск рациональной жесткости при различных скоростях соударения узлов ПСОО позволил значительно снизить величину максимальных динамических напряжений и для некоторых случаев ввести элементы конструкции в упругую стадию деформирования.

Можно констатировать, что уровень развиваемых динамических напряжений находится в сильной зависимости от величины скорости удара. При этом для получения рациональной конструкции необходимая пластическая жесткость демпфера также сильно возрастает с увеличением скорости V_0 . Это находится в корреляции с приближенной оценкой величины силы взаимодействия двух твердых тел при абсолютно неупругом ударе, при котором время выравнивания скоростей определяется

Таблица 2. Максимальные значения интенсивности напряжений в элементах ПСОО при скорости $V_0 = 40$ м/с

Демпфер	$\sigma_{i \max}(C)$	$\sigma_{i \max}(F)$	$\sigma_{i \max}(G)$
упругий	1,68	1,27	1,45
исходный	1,25	0,84	0,77
рациональный	0,67	0,37	0,37

Таблица 3. Максимальные значения интенсивности напряжений в элементах ПСОО при скорости $V_0 = 60$ м/с

Демпфер	$\sigma_{i \max}(C)$	$\sigma_{i \max}(F)$	$\sigma_{i \max}(G)$
упругий	2,51	1,91	2,17
исходный	2,23	1,63	1,66
рациональный	1,45	0,81	0,83

Таблица 4. Максимальные значения интенсивности напряжений в элементах ПСОО при скорости $V_0 = 80$ м/с

Демпфер	$\sigma_{i \max}(C)$	$\sigma_{i \max}(F)$	$\sigma_{i \max}(G)$
упругий	3,35	2,54	2,89
исходный	3,06	2,27	2,52
рациональный	2,09	1,30	1,39

первоначальной скоростью, а сама сила считается постоянной. Согласно такой оценке величина силы квадратично зависит от скорости удара.

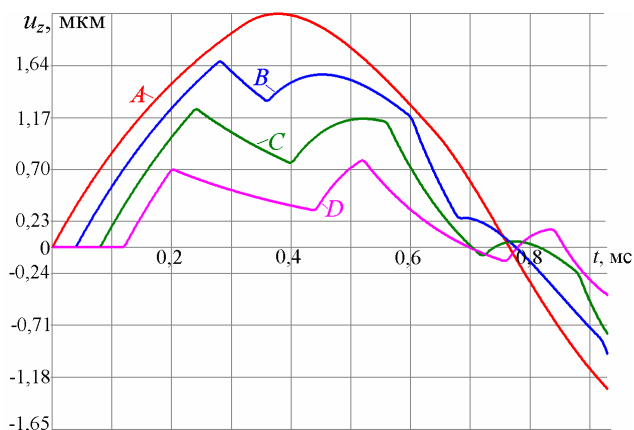


Рис. 7. Осевые перемещения в разных точках по длине стержня

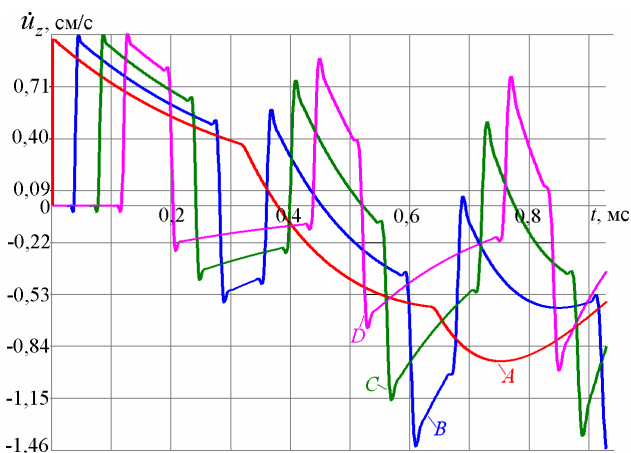


Рис. 8. Скорости вдоль оси стержня в точках по его длине

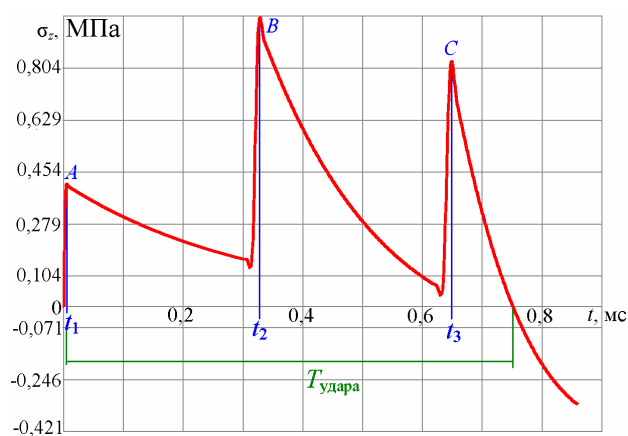
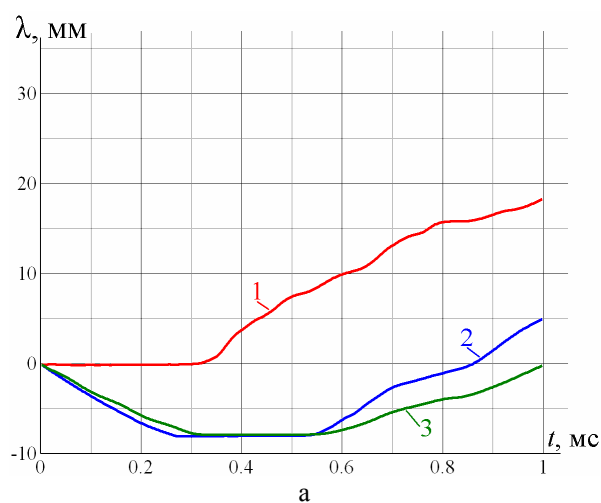
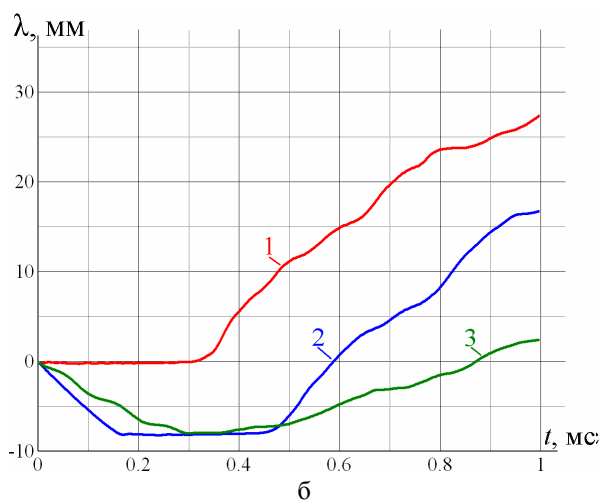


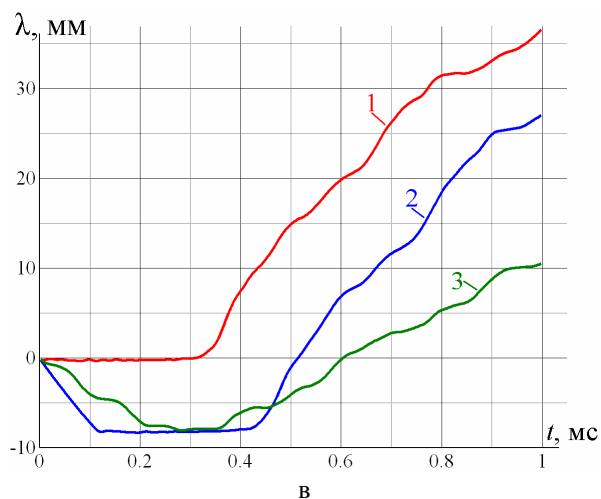
Рис. 9. Осевое напряжение в стержне у груза



а



б



в

Рис. 10. Изменение расстояния между торцами демфера (точки А, В):

а – $V_0=40$ м/с; б – $V_0=60$ м/с; в – $V_0=80$ м/с;

1 – упругий демпфер; 2 – исходный; 3 – рациональный

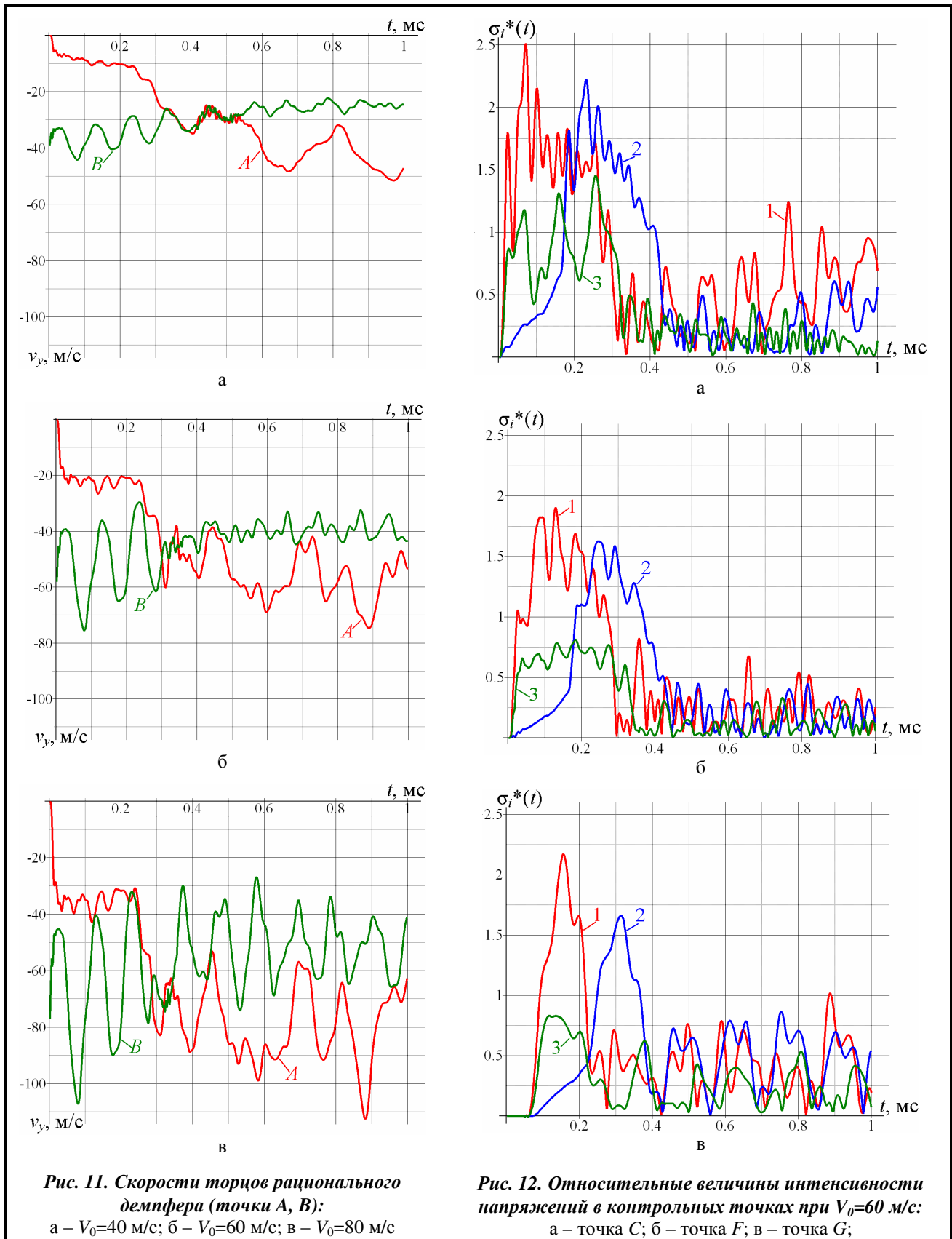


Рис. 11. Скорости торцов рационального демфера (точки А, В):
 а – $V_0=40$ м/с; б – $V_0=60$ м/с; в – $V_0=80$ м/с

Рис. 12. Относительные величины интенсивности напряжений в контрольных точках при $V_0=60$ м/с:
 а – точка С; б – точка F; в – точка G;

Расчеты показывают, что даже для рациональных конструкций демпферов с увеличением скорости удара в элементах ПСОО могут возникать пластические деформации. Используемая в работе постановка задачи предполагает упругое поведение конструктивных элементов и пластическое – демпфера. Можно полагать, что пластичность во всех элементах также демпфирует ударное взаимодействие, а учет ее позволяет проектировать ПСОО в области пластического разрушения. Уточнение постановки задачи в указанном отношении является предметом дальнейших исследований.

Выводы

1. Предложенная методика расчета ударного взаимодействия узлов ПСОО через демпфер, учитывающая его пластичность и нарушение связи между контактирующими элементами, прошла апробирование и подтвердила свою работоспособность.

2. Показано, что направленным изменением пластической жесткости демпфера можно существенно влиять на уровень динамических напряжений в узлах ПСОО. Различные значения предельной жесткости демпфера определяются его конструктивными параметрами (толщина, высота) и пределом текучести материала.

3. Исходный демпфер неэффективен из-за недостаточной жесткости. Интенсивное ударное взаимодействие через исходный демпфер с появлением высоких динамических напряжений сдвигается по времени и аналогично случаю жесткого демпфера (стальной упругий демпфер).

4. Для различных скоростей удара определены рациональные параметры предельной пластической жесткости демпфера, при которых максимальные значения динамических напряжений в составной конструкции ПСОО минимизированы. Значения параметров жесткости рациональных демпферов различны для разных скоростей удара и с ее увеличением возрастают. Время выравнивания скоростей при соударении с увеличением скорости удара уменьшается.

5. Максимальные динамические напряжения в ПСОО с рациональными демпферами сильно зависят от скорости удара и при значительных скоростях превосходят предел пластичности. Более точную постановку задачи «подхватывания» следует выполнить с учетом пластичности во всей конструкции.

Литература

1. Потапов А. М., Коваленко В. А., Кондратьев А. В. Сравнение головных обтекателей существующих и перспективных отечественных ракет-носителей и их зарубежных аналогов. *Авиаци.-косм. техника и технология*. 2015. № 1 (118). С. 35–43.
2. Русин М. Ю., Ромашин А. Г., Камнев П. И. Опыт разработки головных обтекателей летательных аппаратов. *Авиаци.-косм. техника и технология*. 2004. №5(13). С. 63–69.
3. Моссаковский В. И., Макаренков А. Г., Никитин П. И., Саввин Ю. И. Прочность ракетных конструкций: учеб. пособие (под ред. В. И. Моссаковского). М.: Высш. шк., 1990. 359 с.
4. Колесников К. С., Кокушкин В. В., Борзых С. В., Панкова Н. В. Расчет и проектирование систем разделения ступеней ракет: учеб. пособие. М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2006. 376 с.
5. Конохов А.С. Определение жесткостных и инерционно-массовых характеристик ортотропной гладкоболоочечной модели биконической секции створки головного обтекателя. *Вісн. НТУУ «КПІ»*. Сер. Машинобудування. 2014. №2 (71). С.39–46.
6. Цыбенко А. С., Крищук Н. Г., Конохов А. С., Коваль В. П., Аксьоненко А. В., Трубин А. В. Розробка адекватної математичної моделі дослідження динаміки стулок головного обтічника ракети-носія у процесі польоту і відділення. *Наук. вісті НТУУ «КПІ»*. 2006. № 6. С.139–148.
7. Шульженко Н. Г., Зайцев Б. Ф., Асаенок А. В., Протасова Т. В., Клименко Д. В., Ларионов И. Ф., Акимов Д. В. Динамика элементов системы отделения обтекателя ракеты. *Авиаци.-косм. техника и технология*. 2017. № 9. (144). С. 5–13.
8. Шульженко Н. Г., Зайцев Б. Ф., Асаенок А. В., Клименко Д. В., Батутина Т. Я., Бурчаков Б. В. Динамическое контактное взаимодействие адаптеров космической конструкции при разделении. *Косм. наука і технологія*. 2016. Т. 22. № 2. С. 12–21.
9. Шульженко М. Г., Зайцев Б. П., Гонтаровський П. П., Протасова Т. В., Батутина Т. Я., Шеремет І. В. Оцінка динамічної реакції вузлів системи розділення космічного апарата та носія при імпульсних навантаженнях. *Косм. наука і технологія*. 2015. Т. 21. № 1. С. 15–19.

10. Шульженко Н. Г., Гонтаровский П. П., Зайцев Б. Ф. Задачи термпрочности, вибродиагностики и ресурса энергоагрегатов (модели, методы, результаты исследований): моногр. Saarbrücken, Germany: LAP LAMBERT Academic Publishing GmbH & Co.KG, 2011. 370 с.
11. Бате К., Вильсон Е. Численные методы анализа и метод конечных элементов. М.: Стройиздат, 1982. 448 с.
12. Термпрочность деталей машин (под ред. И.А. Биргера и Б.Ф. Шорра). М.: Машиностроение, 1975. 455 с.
13. Метод конечных элементов в механике твердых тел (под общ. ред. А. С. Сахарова и И. Альтенбаха). Киев: Вища шк., 1982. 480 с.
14. Тимошенко С. П., Гудьер Дж. Теория упругости. М.: Наука, 1975. 576 с.

Поступила в редакцию 16.05.2018