

УДК 629.76; 539.3

<sup>1</sup>Б. Ф. Зайцев, д-р техн. наук, <sup>1</sup>Т. В. Протасова, канд. техн. наук,  
<sup>2</sup>И. Ф. Ларионов, канд. техн. наук, <sup>2</sup>Д. В. Клименко, канд. техн. наук,  
<sup>2</sup>Д. В. Акимов

## ПРИБЛИЖЕННАЯ МОДЕЛЬ УПРУГОПЛАСТИЧЕСКОГО АНАЛИЗА ДИНАМИКИ ЭЛЕМЕНТОВ ПИРОТЕХНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ ОТДЕЛЕНИЯ ОБТЕКАТЕЛЯ РАКЕТЫ

Для оценки параметров силового взаимодействия в узлах пиротехнической системы отделения обтекателя ракеты при ударном контакте разработана методика, при которой в приближенной стержневой схеме учитываются упругопластические деформации. Получены расчетные оценки максимального усилия, развиваемого в стержневых моделях элементов системы – цилиндре, штоке и крешере, время до выравнивания скоростей и упругопластическое удлинение всей системы и ее элементов.

**Ключевые слова:** ракета, отделение обтекателя, крешер, импульсное воздействие, динамика, пластичность, прочность

**Введение.** Конструкции систем отделения обтекателей разнообразны, а требования к ним и их сравнительная оценка приведены в [2 – 5]. В основном применяются системы отделения пиромеханического и детонационного типа, причем первые получили наибольшее распространение. В статье рассматривается компактная пиротехническая система отделения обтекателя (ПСОО), которая схематично представлена на рис. 1. Она состоит из узлов, одна часть из которых неподвижна и опирается на приборный отсек (шток и опора), а другая движется (цилиндр и корпус обтекателя) при срабатывании пироустройства, приобретая дополнительную по отношению к ракете скорость (рис. 1, а). Отделение обтекателя происходит при «подхватывании», когда подвижные и неподвижные узлы входят в контакт, причем результирующая скорость ПСОО оказывается достаточной для схода с траектории ракеты. Наибольшие динамические напряжения возникают в момент «подхватывания», при котором происходит ударный контакт подвижной и неподвижной частей ПСОО. Для смягчения соударения и снижения динамической напряженности конструкции между подвижной и неподвижной ее частями вводится пластичный демпфирующий элемент – крешер.

В [1, 6, 7] рассмотрены различные аспекты динамического деформирования элементов ПСОО, где учитывается пластичность крешера при «подхватывании», но предполагается упругость поведения элементов при ударном контакте. Трехмерная конечноэлементная модель та-

ких расчетных исследований показана на рис. 1, б. На ее основе определена пластическая жесткость крешера, зависящая от его конструкции и материала, при которой динамические напряжения значительно снижены. В расчетах установлено, что при контактном взаимодействии элементов ПСОО при «подхватывании» в составляющих системы – цилиндре и штоке возникают большие осевые растягивающие усилия, которые могут вызывать пластические деформации. Более точную постановку задачи «подхватывания» следует выполнить с учетом пластичности во всей конструкции. Учет пластических деформаций вносит коррективы в расчетные данные максимально развиваемых усилий, которые определяют конструкционную прочность ПСОО.

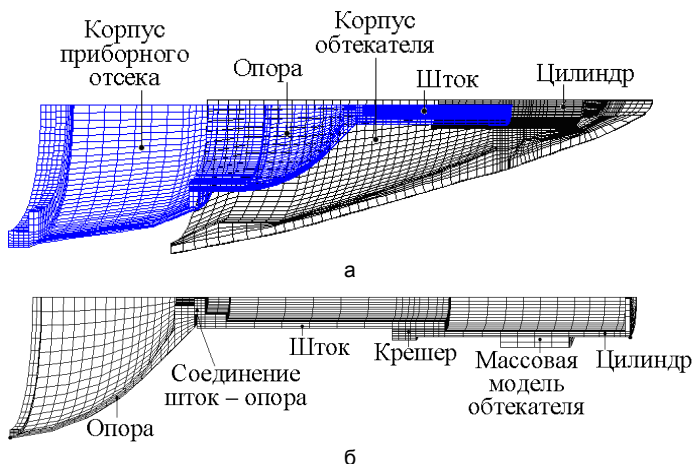


Рис. 1 – Общая схема ПСОО (а) и трехмерная конечноэлементная модель составной конструкции ПСОО при «подхватывании» (б)

Расчет всей конструкции в строгой упругопластической постановке представляет значительные сложности, которые связаны с большим объемом вычислений, а также реализацией реальных физических соотношений при динамическом деформировании. В проектных исследованиях, особенно на ранних его стадиях, достаточно располагать оценочными значениями основных силовых и деформационных параметров. Поэтому имеет смысл построение приближенной модели динамического упругопластического деформирования несущих элементов ПСОО. Поскольку элементы ПСОО являются достаточно протяженными деталями и, в основном, испытывают растягивающие нагрузки, то для оценочных исследований предполагается рассматривать их в рамках стержневой расчетной модели с сосредоточенными массами. При этом, поскольку связь между опорой и корпусом приборного отсека в начале процесса разделения теряется (срабатывают пироболты), то при рассмотрении «подхватывания» последний не включается в расчетную модель. Следует отметить, что дискретизация массы не позволяет отразить волновой характер динамического процесса деформирования.

**Модель, методика. Результаты.** На рис. 2 представлена двухмассовая модель, где в массе  $m_1$  сосредоточены массы цилиндра и корпуса обтекателя, составляющие подвижную часть ПСОО, а в массе  $m_2$  – массы штока и опоры, относящиеся к неподвижной части ПСОО. Цилиндр, шток и крешер представлены безмассовыми стержневыми элементами с жесткостями  $c_1, c_2, c_0$ , длинами  $l_1, l_2, l_0$  и площадями поперечного сечения  $F_1, F_2$ . Массы  $m_1, m_2$  на оси  $x$  имеют координаты  $x_1, x_2$ , а масса  $m_1$  имеет в начальный момент времени скорость  $V_0$  (скорость «подхватывания»). В стержневых элементах допускаются упругопластические деформации, в соответствии с этим жесткости стержней могут зависеть от деформаций.

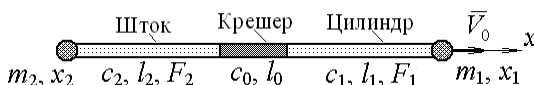


Рис. 2 – Одномерная модель элементов ПСОО при «подхватывании»

При ударном взаимодействии масс в системе стержней развивается общее усилие  $N$ , а длины каждого из стержней получают приращения  $\Delta l_1, \Delta l_2, \Delta l_0$ , причем в активной фазе деформации  $\Delta l_1 > 0, \Delta l_2 > 0, \Delta l_0 < 0$ .

Введем обозначения  $x_1 - x_2 = \Delta l$ , а общее изменение длины составного стержня  $\Delta l$  равно

$$\Delta l = \Delta l_1 + \Delta l_2 - \Delta l_0. \quad (1)$$

При упругопластическом деформировании удлинения стержней  $\Delta l_i$  зависят от развиваемого усилия  $N$ , т.е.  $\Delta l_i = f_i(N)$ , и после суммирования по (1) получим

$$s = \Delta l = f_1(N) + f_2(N) + f_0(N) = f(N).$$

Таким образом, между относительным смещением масс  $s$  и усилием в составном стержне  $N$  существует зависимость

$$s = f(N), \quad (2)$$

которая определяется суперпозицией кривых деформирования, примерный вид которых с линейным упрочнением показан на рис. 3.

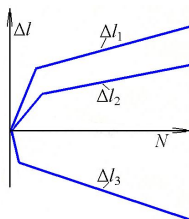


Рис. 3 – Зависимость  $\Delta l_i(N)$  для моделей цилиндра, штока и крешера

Уравнения движения масс представлены системой уравнений

$$m_1 \ddot{x}_1 = -N; \quad m_2 \ddot{x}_2 = N,$$

а переходя к переменной  $s$  получим

$$\ddot{s} = -\frac{1}{M_0} N, \quad (3)$$

где  $M_0 = (m_1 + m_2)/(m_1 m_2)$  – приведенная масса системы.

В частном случае упругого деформирования стержней

$$N = c \cdot s,$$

где суммарная жесткость  $c = (c_1^{-1} + c_2^{-1} - c_0^{-1})^{-1}$ .

Уравнение движения для линейно упругого случая

$$\ddot{s} + \frac{c}{M_0} s = 0$$

имеет классическое решение

$$s = A \sin pt + B \cos pt, \quad (4)$$

где собственная частота  $p = (c / M_0)^{1/2}$ .

Из начальных условий ( $t=0$ )  $s = 0$ ;  $\dot{s} = \dot{x}_1 + \dot{x}_2 = V_0$  следует «колебательное» решение

$$s = \frac{V_0}{p} \sin pt.$$

Внешние силы на систему не действуют, поэтому количество движения не меняется

$$m_1 \dot{x}_1 + m_2 \dot{x}_2 = m_1 V_0 \quad (5)$$

Переходя к координате  $x_c$  центра масс  $x_c = (m_1 x_1 + m_2 x_2) / M$ , где  $M = m_1 + m_2$ , из (5) получим

$$\dot{x}_c = V_0 (m_1 / M). \quad (6)$$

Таким образом, скорость центра масс постоянная, движется он равномерно, а его координата определяется формулой

$$x_c = V_0 \frac{m_1}{M} t.$$

Используя (4) и (6), получим законы движения масс  $m_1$  и  $m_2$

$$x_1 = V_0 \left( \frac{m_2}{M} \frac{1}{p} \sin pt + \frac{m_1}{M} t \right), \quad x_2 = V_0 \left( \frac{m_1}{M} t - \frac{m_1}{M} \frac{1}{p} \sin pt \right). \quad (7)$$

Решение (7) представляет собой суперпозицию колебательного процесса с частотой  $p$  и равномерного поступательного движения вместе с центром масс.

При динамическом упругопластическом деформировании, возникающем при «подхватывании», наибольшую важность имеет фаза активного деформирования, когда пластические деформации нарастают. Эта фаза продолжается до выравнивания скоростей движения масс  $m_1$  и  $m_2$ . Очевидно, что в этот момент ( $\dot{s} = 0$ ) усилие в составном стержне достигает максимального значения, а это ограничивает прочность элементов ПСОО.

Зависимости (2) можно сопоставить обратное соотношение  $N = \varphi(s)$ , тогда нелинейное уравнение (3) примет вид

$$\ddot{s} = -\frac{1}{M_0} \varphi(s). \quad (8)$$

Рассматривая относительную скорость масс  $V = \dot{s}$  как сложную функцию времени  $V = V(s(t))$ , введем преобразования

$$\ddot{s} = \frac{dV}{dt} = \frac{dV}{ds} \frac{ds}{dt} = V \frac{dV}{ds}.$$

С учетом этого уравнение (8) преобразуется к виду

$$V dV = -\frac{1}{M_0} \varphi(s) ds. \quad (9)$$

После интегрирования (9) получим

$$\frac{V^2}{2} = -\frac{1}{M_0} \int_0^s \varphi(s) ds + C. \quad (10)$$

Произвольная постоянная  $C$  определяется из (10) с учетом начального условия ( $t = 0, s = 0$ ):  $V = \dot{x}_1 - \dot{x}_2 = V_0$ ,  $C = \frac{V_0^2}{2}$ . В итоге выражение для относительной скорости масс  $V$  при активной деформации приобретает вид

$$V^2 = V_0^2 - \frac{2}{M_0} \Phi(s), \quad (11)$$

где  $\Phi(s) = \int_0^s \varphi(s) ds$ .

Выражение (11) отражает закон сохранения энергии – изменение кинетической энергии равно работе внутренних сил. Из условия выравнивания скоростей  $V=0$  получим соотношение

$$\Phi(s_m) = \frac{1}{2} M_0 V_0^2$$

для определения величины максимального удлинения составного стержня  $s_m$ , при котором развивается максимальное усилие  $N_m$

$$N_m = \varphi(s_m).$$

Другим важным параметром является время выравнивания скоростей  $t_m$ , которые определим из уравнения (11), разрешенного относительно  $V = ds / dt$

$$\frac{ds}{dt} = \sqrt{V_0^2 - \frac{2}{M_0} \Phi(s)}. \quad (12)$$

Уравнение (12) представим в виде, удобном для интегрирования

$$dt = \frac{ds}{\sqrt{V_0^2 - \frac{2}{M_0} \Phi(s)}}.$$

После интегрирования будем иметь

$$t = \int_0^s \frac{ds}{\sqrt{V_0^2 - \frac{2}{M_0} \Phi(s)}} + D.$$

С учетом начального условия ( $t=0$ ,  $s=0$ ) получим  $D=0$ , и окончательно выражение для зависимости  $t=t(s)$  предстанет в виде

$$t = \int_0^s \frac{ds}{\sqrt{V_0^2 - \frac{2}{M_0} \Phi(s)}}. \quad (13)$$

Из выражения (13) следует формула для определения времени  $t_m$  для момента выравнивания скоростей и достижения, соответственно, максимального усилия  $N_m$

$$t_m = \int_0^{s_m} \frac{ds}{\sqrt{V_0^2 - \frac{2}{M_0} \Phi(s)}}. \quad (14)$$

Интегралы (14) несобственные, т.к. подынтегральное выражение при  $s \rightarrow s_m$  стремится к бесконечности ( $\Phi(s_m) = \frac{1}{2} M_0 V_0^2$ ).

При реализации вычислений вводится равномерная сетка для усилия  $N_i = i \Delta N$  ( $i = 1, 2, \dots$ ). Причем максимальное значение  $N_i$  ограничено условиями прочности цилиндра ( $N < N_{\text{ц}}(\sigma_B)$ ) и штока ( $N < N_{\text{ш}}(\sigma_B)$ ):  $N_{\text{max}} = \min(N_{\text{ц}}, N_{\text{ш}})$ . Сетке  $N_i$  по соотношению (2) соответствует неравномерная сетка  $S_i$ , формируется вектор  $\Phi_i(s_i)$  с помощью рекуррентной формулы

$$\Phi_i = \sum_{k=1}^i \int_{s_{k-1}}^{s_k} \varphi(s) ds = \Phi_{i-1} + \int_{s_{i-1}}^{s_i} \varphi(s) ds.$$

При вычислении интегралов использован метод трапеций. Величины  $s_m$  определяются из условия выполнения неравенства  $\Phi(s_{n-1}) < \frac{1}{2} M_0 V_0^2$  и  $\Phi(s_{n-1}) > \frac{1}{2} M_0 V_0^2$ , позволяющих выделить интервал  $[s_{n-1}, s_n]$ , содержащий искомое значение  $s_m$ . Можно принять  $s_m = s_{n-1}$ .

Аналогично этому, при определении времени  $t_m$  формируется вектор значений

$$F(s_i) = \frac{1}{\sqrt{V_0^2 - \frac{2}{M_0} \Phi(s_i)}},$$

и применяются рекуррентные формулы

$$t_m = \sum_{k=1}^{n-1} \int_{s_{k-1}}^{s_k} F(s) ds; \quad (t_m)_i = (t_m)_{i+1} + \sum_{k=1}^{n-1} \int_{s_{i-1}}^{s_i} F(s) ds. \quad (15)$$

Прямая процедура метода трапеций для вычисления несобственного интеграла (14) по формулам (15) неэффективна. Для улучшения сходимости интегрирования использован алгоритм выделения особенно-

сти подынтегральной функций и точного интегрирования на части интервала вблизи особой точки. На рис. 4 представлены схематично графики функций  $\varphi(s)$ ,  $\Phi(s)$ .

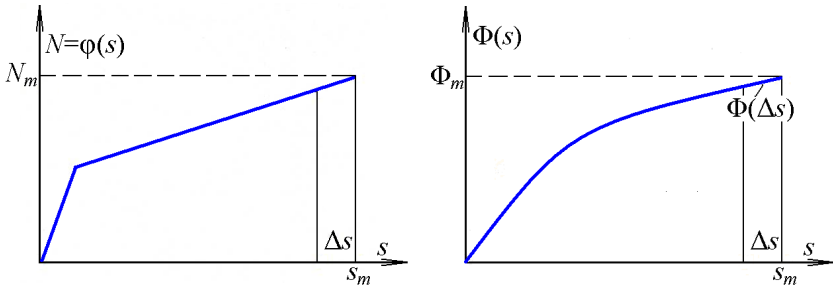


Рис. 4 – К выделению особенности для вычисления несобственного интеграла для  $t_m$

В окрестности особой точки  $s_m$  функции  $\varphi(s)$  и  $\Phi(s)$  монотонные и имеют в ней значения  $N_m$ ,  $\Phi_m = 0,5 \cdot M_0 \cdot V_0^2$  соответственно. Введем в окрестности точки  $s_m$  интервал  $\Delta s \ll s_m$  и с учетом малости  $\Delta s$  будем считать  $N \approx N_m$ . Тогда функция в окрестности точки  $s_m$  представляется следующим образом

$$\Phi = \Phi_m - N_m \Delta s.$$

Интервал интегрирования  $t_m$  по формуле (14) разбивается на две части:  $[0, s_m - \Delta s]$ , где подынтегральная функция  $F(s)$  регулярная и обычная процедура метода трапеций эффективна, и  $[s_m - \Delta s, s_m]$ , где выделена особенность и соответствующая часть интеграла  $\Delta t_m$  вычисляется точно

$$\Delta t_m = \int_{s_m - \Delta s}^{s_m} \frac{ds}{\sqrt{V_0^2 - \frac{2}{M_0}(\Phi_m - N_m \Delta s)}} = \sqrt{\frac{2M_0}{N_m}} \Delta s.$$

Таким образом, достигается необходимая точность вычисления времени активного упругопластического взаимодействия элементов в ПСОО при «подхватывании».

Характеристики геометрических параметров элементов ПСОО и используемых материалов при расчетах приняты следующие: массы элементов – корпус обтекателя (в сборе) – 16,6 кг; цилиндр – 2,2 кг; шток – 1,9 кг; опора – 3,3 кг. Линейные размеры и площади поперечных сечений: в цилиндре –  $l_1 \approx 200$  мм,  $F_1 \approx 1054$  мм<sup>2</sup>; шток –  $l_2 \approx 220$  мм,  $F_2 \approx 1052$  мм<sup>2</sup>; крешер –  $l_0 \approx 10$  мм,  $F_1 \approx 518$  мм<sup>2</sup>. Используемый материал цилиндра и штока сплав ВНС-5 (сталь 13X15H4AM3) с характеристиками  $\sigma_T = 920\text{--}1190$  МПа,  $\sigma_B = 1380$  МПа,  $E = 190 \cdot 10^9$  Па,  $\varepsilon = 15\%$ .



Данные деформирования крешера, полученные на основании анализа экспериментов и расчетных оценок (выполнены в ГП «КБ «Южное» им. М. К. Янгеля), представлены в табл. 1.

Таблица 1 – Зависимость укорочения крешера от осевого усилия

$N$ , кН	66–94	320	1280
$\Delta l_0$ , мм	3,9	7,1	9,9

Для материала ВНС-5 диаграмма деформирования  $\Delta l_i = f_i(N)$  принимались с линейным упрочнением. Диаграммы для всех элементов представлены на рис. 5.

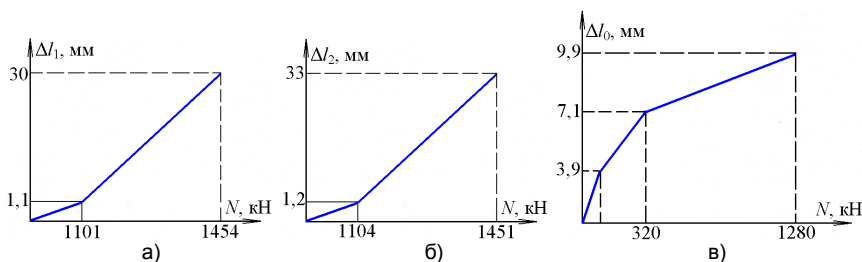


Рис. 5 – Диаграммы  $\Delta l(N)$ : а) цилиндр, б) шток, в) крешер

Точки на диаграммах для цилиндра и штока отвечают началу пластичности ( $\sigma_T$ ) и разрушению ( $\sigma_B$ ) с равномерной остаточной деформацией  $\varepsilon$ .

По специально разработанной программе проведены расчеты основных параметров динамического напряженно-деформированного состояния при активном упругопластическом деформировании элементов ПСОО при "подхватывании". В расчетах использованы выше приведенные данные.

Получены следующие данные: максимальное развиваемое усилие  $N_m \approx 1152$  кН (115,2 т), максимальная вытяжка составного стержня  $s_m \approx 20$  мм; продолжительность фазы активного упруго-пластического деформирования  $t_m \approx 395$  мкс.

При полученной общей вытяжке  $s_m \approx 20$  мм удлинение цилиндра составляет  $\Delta l_{um} = 4,92$  мм, что соответствует деформации 2,46%, а удлинение штока –  $\Delta l_{um} = 5,61$  мм с соответствующей деформацией 2,55%. Осадка крешера, согласно результатам расчета, достигает 9,53 мм.

Если при оценке прочности исходить из критерия для одноосного напряженного состояния для элементов ПСОО цилиндра и штока, т.е. без учета конструктивных особенностей, то предельные значения усилий, а соответственно и напряжений, не достигаются.

**Выводы.** Для приближенных исследований параметров динамического процесса в пиротехнической системе отделения обтекателя ракеты предложена одномерная стержневая модель с сосредоточенными массами и распределенной жесткостью при учете пластических деформаций.

Разрешающие соотношения получены в аналитическом виде, что позволяет оперативно выполнять оценки усилий, деформаций и длительности процесса ударного нагружения ПСОО при упругопластическом деформировании ее элементов.

Для реальной конструкции ПСОО определены основные параметры процесса: время активной фазы упругопластической деформации составляет  $\approx 0,4$  мс; развиваемое максимальное усилие  $\approx 1150$  кН; деформации основных конструктивных элементов – штока и цилиндра  $\approx 2,5\%$  при практически полном снятии крешера. При полученных значениях равномерной деформации разрушение в элементах ПСОО не происходит.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Зайцев Б. Ф., Асаенко А. В., Протасова Т. В., Клименко Д. В., Акимов Д. В., Сиренко В. Н.** Динамическое напряженно-деформированное состояние композитного обтекателя при отделении от ракеты // Вісник двигонобудування. 2018. № 2. 2018. С. 129–135.
2. **Колесников К. С., Кокушкин В. В., Борзых С. В., Панкова Н. В.** Расчет и проектирование систем разделения ступеней ракет: Учеб. пособие– М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2006. 376 с.
3. **Потапов А. М., Коваленко В. А., Кондратьев А. В.** Сравнение головных обтекателей существующих и перспективных отечественных ракет-носителей и их зарубежных аналогов // Авиационно-космическая техника и технология. 2015. № 1 (118). С. 35–43.
4. Проектирование автоматических космических аппаратов для фундаментальных исследований / Сост. Ефанов В. В., Шевалев И. Л.; Под ред. Ефанова В. В., К. М. Пичхадзе: В 2-х т. Т. 1. М.: МАИ, 2012. 526 с.
5. **Русин М. Ю., Ромашин А. Г., Камнев П. И.** Опыт разработки головных обтекателей летательных аппаратов // Авиационно-космическая техника и технология. 2004. № 5 (13). С. 63–69.
6. **Шульженко Н. Г., Зайцев Б. Ф., Асаенко А. В., Протасова Т. В., Клименко Д. В., Ларионов И. Ф., Акимов Д. В.** Динамика элементов системы отделения обтекателя ракеты // Авиационно-космическая техника и технология. 2017. № 9 (144). С. 5–13.
7. **Zaytsev B., Asayenok A., Protasova T., Klimenko D., Akimov D., Sirenko V.** Dynamic Processes During the Through-plastic-damper Shock Interaction of Rocket Fairing Separation System Components / // Journal of Mechanical Engineering. 2018. Vol. 21, No. 3. P. 19–30.

УДК 629.76; 539.3

**Б. П. Зайцев, д-р техн. наук, Т. В. Протасова, канд. техн. наук,**  
**<sup>2</sup>И. Ф. Ларионов, канд. техн. наук, <sup>2</sup>Д. В. Клименко, канд. техн. наук,**  
**<sup>2</sup>Д. В. Акимов**

## НАБЛИЖЕНА МОДЕЛЬ ПРУЖНО-ПЛАСТИЧНОГО АНАЛІЗУ ДИНАМІКИ ЕЛЕМЕНТІВ ПІРОТЕХНІЧНОЇ СИСТЕМИ ВІДДІЛЕННЯ ОБТІЧНИКА РАКЕТИ

Для оцінки параметрів силової взаємодії у вузлах піротехнічної системи відділення обтічника ракети при ударному контакті розроблено методику, за якою в наближеній стрижневій схемі враховано пружно-пластичні деформації. Отримано розрахункові оцінки максимального зусилля, що розвивається в

стрижневих моделях елементів системи – циліндрі, штоку та крешері, час до вирівнювання швидкостей та пружно-пластичне подовження всієї системи та її елементів.

**Ключові слова:** ракета, відділення обтічника, крешер, імпульсний вплив, динаміка, пластичність, міцність

UDC 629.76; 539.3

<sup>1</sup>B. F. Zaytsev, Dr. Sci. (Tech.), <sup>1</sup>T. V. Protasova, PhD. (Tech.),  
<sup>2</sup>I. F. Larionov, PhD. (Tech.), <sup>2</sup>D. V. Klimenko, PhD. (Tech.),  
<sup>2</sup>D. V. Akimov

## APPROXIMATE MODEL OF ELASTIC-PLASTIC ANALYSIS OF DYNAMICS OF THE ROCKET FAIRING PYROTECHNIC SEPARATION SYSTEM COMPONENTS

A technique has been developed to estimate the parameters of force interaction in the rocket fairing pyrotechnic separation system components at impact contact. The elastic-plastic deformations are taken into account in an approximate rod model. The calculated estimates of the maximum force that develops in the shaft models of the system elements – cylinder, rod and crasher, of the time to speeds equalize and of the elastic-plastic elongation of the whole system and its components are obtained.

**Keywords:** rocket, rocket fairing separation, crasher, impulse loading, dynamics, plasticity, strength

The article discusses the compact rocket fairing pyrotechnic separation system (RFPSS). It consists of assemblies, one part of which is a fixed and supported by an instrument compartment casing (rod and support), while the other moves (cylinder and fairing body) when the pyrodevices are triggered, acquiring additional speed relative to the rocket.

The separation of the fairing occurs in the moment of "catch-up" when the movable and fixed nodes come into contact, and the resulting speed of the RFPSS is sufficient to drift-away from the rocket trajectory.

The maximum dynamic stresses will occur in the "catch-up" phase, at which the impact contact of the movable and fixed parts of the RFPSS takes place. A damping element (crasher) is introduced between movable and fixed parts to cushion and reduce the dynamic stresses of the construction.

The various aspects of the dynamic deformation of the RFPSS elements were considered in the authors' previous works [1, 2, 7]. It takes into account the crasher plasticity when "catch-up", but the elasticity of the elements behavior during impact contact is assumed. The large axial tensile forces that can cause plastic deformations occur in the RFPSS components (cylinder and rod) at the contact interaction when "catch-up".

A one-dimensional rod model with lumped masses and distributed stiffness with regard to plastic deformations is proposed for approximate researches of the dynamic process parameters in the RFPSS.

Relations have been obtained for determining the forces, displacements, and duration of the shock loading process. The resolving relations are ob-

tained in an analytical form. It allows you to quickly estimate the forces, deformations and the duration of the shock loading process in the RFPSS during the elastic-plastic deformation of its elements.

The main process parameters were determined for the actual design of the RFPSS: the time of the active phase of the elastic-plastic deformation is  $\approx 0.4$  ms; maximum force is  $\approx 1150$  kN; deformations of the main structural elements (rod and cylinder) are  $\approx 2.5\%$  when almost complete crumpling of the crasher. At the obtained values of uniform deformation, the destruction in the RFPSS elements does not occur.

## REFERENCES

1. **Zajtsev B. F., Asaenok A. V., Protasova T. V., Klimenko D. V., Akimov D. V., Sirenko V. N.** Dynamic stressed-deformed state of a composite dome when separating from a rocket // Herald of Aeroenginebuilding. 2018. No 2. 2018. P. 129–135. (in Russian).
2. **Kolesnikov K. S., Kokushkin V. V., Borzykh S. V., Pankova N. V.** Calculation and design of rocket separation systems: Tutorial. Moscow: Publishing House N. E. Bauman MSTU, 2006. 376 p. (in Russian).
3. **Potapov A. M., Kovalenko V. A., Kondratyev A. V.** Comparison of the head fairings of existing and prospective domestic launch vehicles and their foreign analogues // Aerospace Technic and Technology. 2015. No 1 (118). P. 35–43. (in Russian).
4. Designing automated spacecraft for basic research / Compiled by V. V. Yefanov, I. L. Shevaley; Ed. V. V. Yefanov, K. M. Pichkhadze: In 2 vols. Vol. 1. – Moscow: Publishing House MAI, 2012. 526 p. (in Russian).
5. **Rusin M. Yu., Romashin A. G., Kamnev P. I.** Experience in the development of head fairings aircraft // Aerospace Technic and Technology. 2004. No 5 (13). P. 63–69. (in Russian)
6. **Shulzhenko N. G., Zajtsev B. F., Asayenok A. V., Protasova T. V., Klimenko D. V., Larionov I. F., Akimov D. V.** Dynamics of components of the rocket cone separation system // Aerospace Technic and Technology. 2017. No. 9 (144). P. 5–13. (in Russian).
7. **Zajtsev B., Asayenok A., Protasova T., Klimenko D., Akimov D., Sirenko V.** Dynamic Processes During the Through-plastic-damper Shock Interaction of Rocket Fairing Separation System Components / // Journal of Mechanical Engineering. 2018. Vol. 21. No 3. P. 19–30.

*Друкується за рекомендацією програмного комітету VII Міжнародної науково-технічної конференції «Актуальні проблеми прикладної механіки та міцності конструкцій», 23-26 травня 2019 р. м. Запоріжжя.*

<sup>1</sup> Інститут проблем машинобудування  
ім. А. Н. Підгорного НАН України,  
Харків, Україна

<sup>2</sup> Державне підприємство  
«Конструкторське бюро «Південне»  
ім. М. К. Янгеля»,  
Дніпро, Україна

Надійшла до редколегії 22.04.2019