

УДК 62-98:629.7.02

doi: 10.17586/2226-1494-2020-20-1-132-140

МЕТОДИКА ОПТИМИЗАЦИИ УСТРОЙСТВА НАКОПЛЕНИЯ ЭНЕРГИИ В ПЕРИФЕРИЙНОМ СТЫКОВОЧНОМ АГРЕГАТЕ

Я.В. Рассказов, И.Е. Чернышев

ПАО «Ракетно-космическая корпорация «Энергия» имени С.П. Королёва», Королёв, 141070, Российская Федерация
 Адрес для переписки: Yaroslav.rasskazov@rsce.ru

Информация о статье

Поступила в редакцию 19.12.19, принята к печати 20.01.20
 Язык статьи — русский

Ссылка для цитирования: Рассказов Я.В., Чернышев И.Е. Методика оптимизации устройства накопления энергии в периферийном стыковочном агрегате // Научно-технический вестник информационных технологий, механики и оптики. 2020. Т. 1. № 1. С. 132–140. doi: 10.17586/2226-1494-2020-20-1-132-140

Аннотация

Рассмотрен выбор параметров периферийного стыковочного агрегата космического аппарата. В основе кинематической схемы его стыковочного механизма лежит платформа Гью–Стюарта, конструктивная реализация линейных звеньев которой в работе называется штангами, а управляемого звена — стыковочным кольцом. Стыковочный механизм отличается способностью накопления, а не демпфирования кинетической энергии сближения космических аппаратов. Для этого в каждой штанге размещено устройство накопления энергии, имеющее в своем составе нелинейный спиральный пружинный механизм. Устройство накопления энергии поглощает кинетическую энергию сближения космических аппаратов и не допускает ее возврата после достижения сцепки. Спиральный пружинный механизм реализует заданную диаграмму сжатия штанги и обеспечивает необходимую силу сопротивления сближению кораблей при стыковке. В работе приведены общий вид диаграммы сжатия штанги и ограничения, накладываемые на нее. Приведена методика выбора параметров и модель диаграммы сжатия штанги, отличающаяся введением переменного коэффициента жесткости. Приведена методика выбора параметров нелинейного спирального пружинного механизма по габаритам при заданных для них ограничениях. Предложенная методика находит применение при оптимизации устройств накопления энергии периферийного стыковочного агрегата.

Ключевые слова

космический аппарат, стыковочный механизм, параллельный манипулятор, платформа Гью–Стюарта, оптимизация параметров, накопление энергии, нелинейный спиральный пружинный механизм

Благодарности

Работа выполнена в рамках инвестиционного проекта Публичного акционерного общества «Ракетно-космическая корпорация «Энергия» имени С.П. Королёва».

doi: 10.17586/2226-1494-2020-20-1-132-140

ENERGY STORAGE DEVICE OPTIMIZATION IN PERIPHERY-TYPE DOCKING ASSEMBLY

Ya.V. Rasskazov, I.E. Chernyshev

S.P. Korolev Rocket and Space Public Corporation Energia, Korolev, 141070, Russian Federation
 Corresponding author: Yaroslav.rasskazov@rsce.ru

Article info

Received 19.12.19, accepted 20.01.20
 Article in Russian

For citation: Rasskazov Ya.V., Chernyshev I.E. Energy storage device optimization in periphery-type docking assembly. *Scientific and Technical Journal of Information Technologies, Mechanics and Optics*, 2020, vol. 20, no. 1, pp. 132–140 (in Russian). doi: 10.17586/2226-1494-2020-20-1-132-140

Abstract

The paper considers selection of parameters of the spacecraft periphery-type docking assembly. The kinematic scheme of its docking mechanism is based on the Gough-Stewart platform. Constructive implementation of its linear elements in operation is called the rods, and the controlled element is called a docking ring. The docking mechanism is characterized by the ability to accumulate the kinetic energy of spacecraft approach rather than to dampen it. To achieve this, an

energy storage device is placed into each rod and incorporates a non-linear spiral spring mechanism. The energy storage device absorbs the kinetic energy of spacecraft approach and prevents its return after latching. The spiral spring mechanism implements a predetermined rod compression diagram and provides the necessary docking resistance force for spacecraft approach. The paper presents a general view of the rod compression diagram and the restrictions imposed on it. The model of the rod compression diagram is given, which is characterized by the introduction of a variable spring rate coefficient, and the method for identification of parameters is described. The method uses the calculation of the minimum mass of the spring mechanism. The method of parameters selection for a nonlinear spiral spring mechanism is given with predetermined dimension restrictions. The proposed methods can be used in the energy storage device optimization of the periphery-type docking assembly.

Keywords

spacecraft, docking mechanism, parallel manipulator, Gough-Stewart platform, parameters optimization, energy accumulation, nonlinear spiral spring mechanism

Acknowledgements

The work was carried out as part of the investment project at S.P. Korolev Rocket and Space Public Corporation Energia.

Введение

Ведущими космическими агентствами при участии Ракетно-космической корпорации «Энергия» им. С.П. Королёва разработан Международный стандарт на интерфейсы стыковочных систем¹. В соответствии с ним проектируется отечественный стыковочный агрегат [1], в основе стыковочного механизма (СтМ) которого лежит параллельный манипулятор — платформа Гью—Стюарта [2, 3]. Управляемым звеном является стыковочная конструкция в виде кольца с направляющими элементами и защелками, а шесть линейных звеньев выполнены в виде штанг с возможностью изменения их длины.

В отличие от [4–8] амортизационная система СтМ накапливает, а не демпфирует кинетическую энергию сближения космических аппаратов (КА). Для этого в каждой штанге имеется шарико-винтовой преобразователь, винт которого является штоком, а гайка соединена с устройством накопления энергии (УНЭ) [9], состоящим из выполненных на едином валу пружинного механизма и управляемой обгонной муфты (УОМ). Причем пружинный механизм в УНЭ размещен таким образом, что укорачивание штанги (утапливание ее штока) приводит к его закрутке. На входном валу УОМ расположен управляемый храповой механизм. При включенной УОМ его ответная полумуфта замкнута на корпус, а при выключенной — свободно вращается. Таким образом, УНЭ обеспечивает два режима функционирования, отличающихся состояниями УОМ. В выключенном состоянии УОМ пружинный механизм имеет возможность и закручивания, и раскручивания, а во включенном — только закручивания.

Стыковка выполняется следующим образом. СтМ переводится в исходное положение. В этом положении штоки штанг выдвинуты не полностью. Затем производится включение всех УОМ, которые блокируют раскручивание пружинного механизма и выдвижение штоков. Первый контакт агрегатов происходит в заранее известном диапазоне начальных условий — линейных, угловых рассогласований и скоростей. Блок управления

стыковкой определяет первый контакт по сигналам датчиков, связанных с перемещением штоков, и выключает УОМ всех штанг. Пружинные механизмы в их УНЭ раскручиваются и выдвигают штоки штанг, выталкивая стыковочное кольцо. Оно движется навстречу ответному агрегату, устраняя рассогласования. В результате достигается сцепка (первичная механическая связь) — стыковочные кольца обоих агрегатов совмещаются, и защелки одного из них зацепляются за упоры другого. По сигналу сцепки, формируемому датчиками совмещения колец, блок управления включает УОМ, и с этого момента штоки штанг могут только втягиваться, а пружинные механизмы только закручиваться — кинетическая энергия относительного движения КА переходит в потенциальную энергию пружинных механизмов. После этого отдельным устройством выполняется стягивание агрегатов и КА. В результате СтМ приводится в конечное положение, в котором штоки его штанг полностью втянуты.

В настоящей работе рассматривается выбор характеристики жесткости пружинных механизмов штанг. Сила сопротивления штанг при выдвижении штоков из исходного положения должна быть мала для улучшения сцепки, и должна возрастать по мере увеличения закрутки пружинного механизма для предотвращения недемпфированных контактов элементов конструкции СтМ при поглощении энергии сближения космических аппаратов. Это обеспечивается нелинейной характеристикой жесткости пружинного механизма, которая имеет два участка. Первый в основном предназначен для достижения сцепки, а второй — для поглощения энергии сближения КА.

Методика выбора параметров этих участков приведена в работе [10]. В ней применялось проектное требование о равенстве сил сопротивления кольца просадке в исходном и конечном положениях для обеспечения примерно постоянной нагрузки на привод стягивания. Снятие этого требования в настоящей работе позволяет: варьировать соотношение сил сопротивления просадке в исходном и конечном положениях; снизить силу сопротивления кольца для улучшения сцепки; минимизировать массу пружинного механизма.

Описанные методики позволяют выполнить оптимизацию параметров амортизационной системы СтМ на последующих этапах разработки.

¹ International Docking System Standard (IDSS) Interface Definition Document (IDD). URL: http://internationaldocking-standard.com/download/IDSS_IDD_Revision_E_TAGGED.pdf (дата обращения 14.01.2020).

**Периферийный стыковочный агрегат
и диаграмма сжатия его штанг**

Международный стандарт был разработан на основе геометрических, кинематических и силовых параметров агрегата [11]. Изображение стандартного агрегата приведено на рис. 1. Стыковочный механизм [11] был предназначен для стыковки объектов, центр масс которых лежал на большом удалении от его оси, сложность конструкции делает нецелесообразным его применение в осесимметричных КА.

Для сцепки стыкуемых агрегатов используются механические защелки, которые входят в зацепление с упорами ответного агрегата. Для совмещения колец и срабатывания защелок необходимо приложить заданную силу. Пружинные механизмы в штангах должны обеспечивать эту силу при любом положении кольца. Общий вид диаграммы сжатия штанги (ДСШ), реализуемой пружинным механизмом (ПМ), приведен на рис. 2, а. Соответствующая диаграмма осевого сопротивления выровненного кольца приведена на рис. 2, б. В них используются следующие обозначения: f_S — сила сопротивления штока штанги; $f_S^{КП}, f_S^{ИП}, f_S^{ПП}$ — силы сопротивления штока штанги в конечном (КП), исходном (ИП) и переднем (ПП) положениях соответственно; q_S — ход штока штанги; $q_S^{КП}, q_S^{ИП}, q_S^{ПП}$ — ход штока штанги в конечном, исходном и переднем положениях соответственно; $f_{R,x}$ — осевая сила сопротивления стыковочного кольца; $f_{R,x}^{max}$ — максимальная осевая сила сопротивления стыковочного кольца; $f_{R,x}^{КП}, f_{R,x}^{ИП}, f_{R,x}^{ПП}$ — осевая сила сопротивления стыковочного кольца в конечном, исходном и переднем положениях соответственно; $f_{R,x}^{min}$ — проектное значение силы сцепления колец; x_R — ход стыковочного кольца; $x_R^{КП}, x_R^{ИП}, x_R^{ПП}$ — ход стыковочного кольца в конечном, исходном и переднем положениях соответственно.

Для упрощения конструкции пружинного механизма участок ДСШ в области между исходным и конечным положениями является линейным. Сила осевого сопротивления кольца между этими положениями должна быть больше силы $f_{R,x}^{min}$ сцепления колец, но минимальной, поскольку запас энергии пружинного механизма приводит к ускоренному выдвиганию кольца и, как следствие, удару при сцепке.

Выбор наклона характеристики на участке от исходного до конечного положений описан ниже: приводится

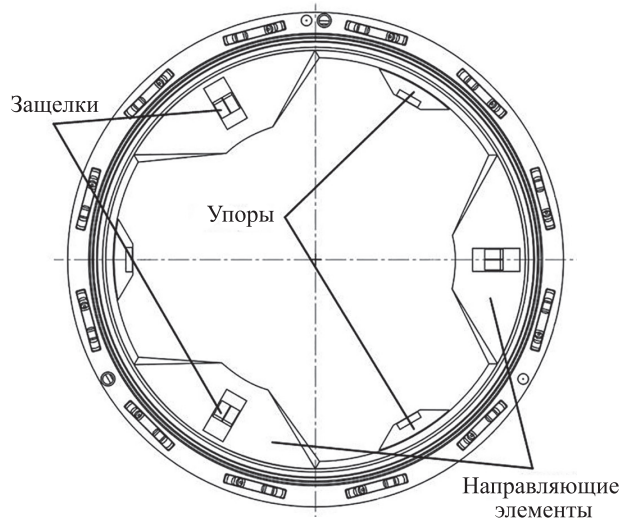


Рис. 1. Интерфейс стандартного стыковочного агрегата

расчет параметров пружинного механизма минимальной массы и пружинного механизма, обеспечивающего заданную силу сопротивления кольца и его максимальный ход от исходного до конечного положений.

**Модель диаграммы сжатия штанг
с варьируемой жесткостью участка
от исходного до конечного положений**

В [10] рассматривается методика выбора параметров характеристики жесткости штанг, при которой работа перемещения кольца из исходного положения до любой точки контакта (взаимодействия не предназначенных для этого элементов) превышает максимальную кинетическую энергию сближения КА $E_{КА}^{max}$. Используется условие равенства осевых сил сопротивления кольца в исходном и конечном положениях.

Упрощенный алгоритм расчета:

1) по сетке с заданным шагом выполняется поиск контактов элементов стыковочного механизма между собой. Для найденных точек контакта в файле запоминаются координаты стыковочного кольца (три линейных и три угловых), хода штоков штанг, полученные в результате решения обратной кинематической задачи;

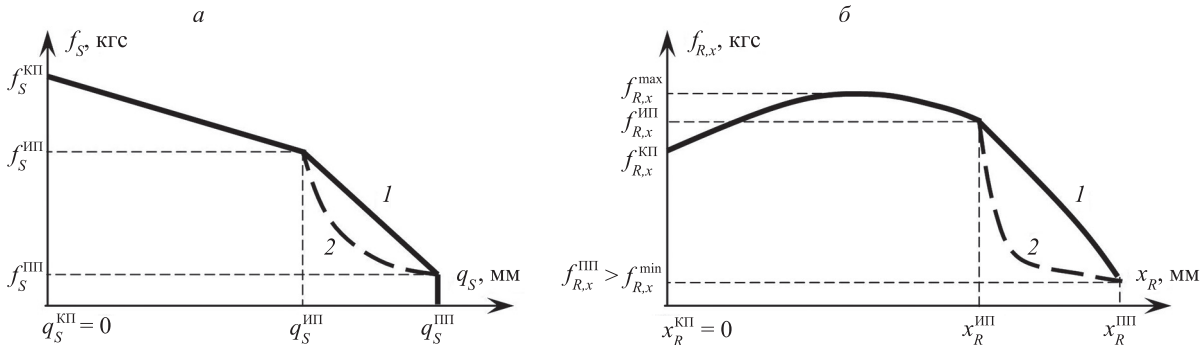


Рис. 2. Диаграммы сжатия: штанги (а); осевого сопротивления кольца (б).

1, 2 — варианты, отличающиеся временем выдвигания кольца (выбираются по результатам динамического моделирования)

2) с заданным шагом выполняется перебор вариантов исходных положений, распределенных между конечным и передним положениями. Для каждого варианта исходного положения выбирается такая сила сопротивления штанг, чтобы работа по перемещению кольца из этого положения в любую найденную точку контакта превышала максимальную энергию сближения КА $E_{КА}^{max}$;

3) для каждого варианта исходного положения аналитически вычисляется максимальная сила сопротивления кольца $f_{R,x}^{max}$;

4) выбирается исходное положение, в котором максимальная сила сопротивления кольца $f_{R,x}^{max}$ равна заданной $f_{R,x}^{проект}$, где индекс «проект» обозначает, что указанная сила является проектным ограничением и равна максимально допустимой силе осевого сопротивления кольца согласно Международному стандарту.

При отказе от условия равенства силы сопротивления кольца в исходном и конечном положениях изменения вносятся в содержание п. 2 и 3 приведенного алгоритма в части расчетных формул, поскольку вводится варьируемый параметр коэффициента жесткости $k_{Жестк}$:

$$f_S^{КП} = f_S^{ИП} - k_{Жестк} q_S^{ИП}. \quad (1)$$

Диаграмма сжатия i -той штанги в области между исходным и конечным положениями задается следующим образом ($q_{S,i}$ — ход штока i -той штанги):

$$f_{S,i}(q_{S,i}) = f_S^{ИП} - k_{Жестк}(q_S^{ИП} - q_{S,i}). \quad (2)$$

В этом случае энергия $R_{R,k}$, накопленная пружинными механизмами всех штанг стыковочного механизма при его движении из исходного положения в k -тую точку контакта, вычисляется как

$$R_{R,k} = \sum_{i=1}^6 E_{S,i,k} = \sum_{i=1}^6 \frac{f_S^{ИП} + f_{S,i,k}}{2} (q_S^{ИП} - q_{S,i,k}^*) = f_S^{ИП} \sum_{i=1}^6 (q_S^{ИП} - q_{S,i,k}^*) - \frac{k_{Жестк}}{2} \sum_{i=1}^6 (q_S^{ИП} - q_{S,i,k}^*)^2, \quad (3)$$

где $f_{S,i,k}$ — сила сопротивления штока i -той штанги при достижении стыковочным механизмом k -той точки контакта.

Сцепка и последующее поглощение энергии после выстрела кольца могут происходить, когда ход штока $q_{S,i,k}^*$ одной или нескольких штанг в k -той точке контакта больше, чем ход штока штанги в исходном положении $q_S^{ИП}$. Тогда считается, что сила сопротивления штанги на участке от исходного до переднего положений равна нулю. Это упрощение приводит к запасу по энергоемкости и позволяет не учитывать реальную характеристику жесткости на этом участке, т.е. в алгоритме при $q_{S,i,k}^* \geq q_S^{ИП}$ полагается $q_{S,i,k}^* = q_S^{ИП}$.

Необходимая сила сопротивления штанги в рассматриваемом варианте исходного положения для каждой k -той точки контакта выражается из (3) при $R_{R,k} = E_{КА}^{max}$ следующим образом:

$$f_{S,k}^{ИП}(q_S^{ИП}, k_{Жестк}) = \frac{E_{КА}^{max} + \frac{k_{Жестк}}{2} \sum_{i=1}^6 (q_S^{ИП} - q_{S,i,k}^*)^2}{\sum_{i=1}^6 (q_S^{ИП} - q_{S,i,k}^*)}. \quad (4)$$

На участке от конечного до исходного положений зависимость осевой силы сопротивления выровненного стыковочного механизма с характеристикой жесткости штанг, рассчитанной по выражениям (4) и (2), определяется следующим выражением (рис. 3):

$$f_{R,x}(q_{S,i}, q_S^{ИП}, f_S^{ИП}, k_{Жестк}) = \frac{6d_x(q_{S,i})f_S(q_{S,i})}{l_S^{КП} + q_{S,i}} = \frac{6d_x(q_{S,i})[f_S^{ИП} - k_{Жестк}(q_S^{ИП} - q_{S,i})]}{l_S^{КП} + q_{S,i}}, \quad (5)$$

где $d_x(q_{S,i}) = \sqrt{d_x^2(0) + q_{S,i}(2l_S^{КП} + q_{S,i})}$ — расстояние между плоскостями шарниров кольца и основания при ходах штоков, равных $q_{S,i}$; $d_x(0)$ и $d_x(q_S^{ИП})$ — значения расстояний при $q_{S,i} = 0$ в конечном положении и $q_{S,i} = q_S^{ИП}$ в исходном положении, $l_S^{КП}$ — длина штанги в конечном положении; $f_S(q_{S,i})$ — сила сопротивления штока i -той штанги, вычисляемая по формуле (2).

На рис. 3 использованы следующие обозначения: $f_{R,x}^*$ — проекция силы сопротивления штока одной штанги на продольную ось стыковочного механизма; $f_{R,x}^{*ИП}$ — проекция силы сопротивления штока одной штанги на продольную ось стыковочного механизма в исходном положении; $f_{R,x}^{*КП}$ — проекция силы сопротивления штока одной штанги на продольную ось стыковочного механизма в конечном положении.

Для поиска максимума значения осевой силы используется уравнение $\partial f_{R,x}(q_{S,i}, q_S^{ИП}, f_S^{ИП}, k_{Жестк}) / \partial q_{S,i} = 0$, решаемое относительно хода штока $q_{S,i}$, которое имеет только один действительный корень

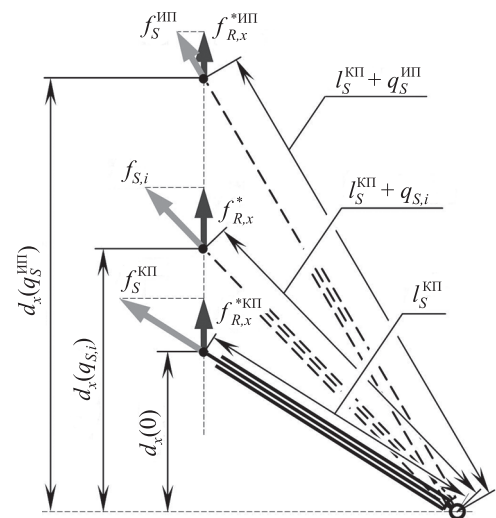


Рис. 3. Размеры и силы сопротивления штанг в различных положениях кольца стыковочного механизма

$$q_S^{\max}(q_S^{\text{ИП}}, f_S^{\text{ИП}}, k_{\text{Жестк}}) = \sqrt[3]{[(q_S^{\text{КП}})^2 - d_x^2(0)][k_{\text{Жестк}}(q_S^{\text{ИП}} + l_S^{\text{КП}}) - f_S^{\text{ИП}}]/k_{\text{Жестк}} - l_S^{\text{КП}}}. \quad (6)$$

Решение (6) получено и проверено с помощью [12]. Подстановка (6) в (5) позволяет найти максимальную осевую силу сопротивления кольца просадке

$$f_{R,x}^{\max}(q_S^{\text{ИП}}, f_S^{\text{ИП}}, k_{\text{Жестк}}) = f_{R,x}^{\max}(q_S^{\max}, q_S^{\text{ИП}}, f_S^{\text{ИП}}, k_{\text{Жестк}}). \quad (7)$$

Для проверки того, что полученное значение является максимумом, контролируется отрицательный знак вычисленной в явном виде второй производной выражения (5) по $q_{S,i}$ в точке, рассчитанной с помощью (6).

Методика выбора параметров диаграммы сжатия штанг

Выбор характеристики жесткости штока штанги для заданной энергии E_{KA}^{\max} осуществляется следующим образом.

1. Формируется множество K положений кольца, при которых возникают контакты (способ формирования множества приведен в [10]).

2. Устанавливается начальное значение ходов штоков $q_S^{\text{ИП}} = 0$ (исходное положение совпадает с конечным).

3. Для текущего исходного положения (с ходом штоков $q_S^{\text{ИП}}$) вводятся три группы переменных для хранения максимальной осевой силы сопротивления кольца при данной характеристике жесткости пружинного механизма, его массы, а также сил сопротивления штанг в исходном и конечном положениях:

— $f_{R,x,eq}^{\max} = 0, m_{\text{ПМ},eq}^{\min}, f_{S,eq}^{\text{ИП}}$ и $f_{S,eq}^{\text{КП}}$ — при равенстве сил сопротивления кольца просадке в исходном и конечном положениях (индекс eq в данном случае образован от англ. equality — равный);

— $f_{R,x,F}^{\max} = F$ (F — значение, заведомо большее возможного), $m_{\text{ПМ},F}^{\min}, f_{S,F}^{\text{ИП}}$ и $f_{S,F}^{\text{КП}}$ — при наименьшей максимальной осевой силе сопротивления кольца;

— $f_{R,x,\text{ПМ}}^{\max}, m_{\text{ПМ},\text{ПМ}}^{\min} = M$ (M — значение, заведомо большее возможного), $f_{S,\text{ПМ}}^{\text{ИП}}$ и $f_{S,\text{ПМ}}^{\text{КП}}$ — при наименьшей массе пружинного механизма.

4. Выполняется определение параметров ПМ для варианта $f_{R,x}^{\text{КП}} = f_{R,x}^{\text{ИП}}$. Для этого перебираются положения кольца из множества K и соответствующие им ходы штоков $q_{S,i,k}^*$, полученные при решении обратной кинематической задачи; для каждого $k \in K$:

— согласно [10] вычисляются $f_{S,k}^{\text{КП}}, f_{S,k}^{\text{ИП}}, f_{R,x,k}^{\max}$ (используется формула определения параметров при условии равенства сил сопротивления кольца в исходном и конечном положениях). Если $f_{S,k}^{\text{ИП}} \rightarrow \infty$, то остановка кольца до контакта невозможна, текущее исходное положение недопустимо (выставляется соответствующий признак), выполняется переход к п. 6;

— для текущего ИП сохраняется результат: если для рассматриваемой точки требуется характеристика большей, чем было ранее, силы $f_{R,x,k}^{\max} > f_{R,x,eq}^{\max}$, то $f_{R,x,eq}^{\max} = f_{R,x,k}^{\max}, f_{S,eq}^{\text{ИП}} = f_{S,k}^{\text{ИП}}$ и $f_{S,eq}^{\text{КП}} = f_{S,k}^{\text{КП}}$.

5. Для $f_{S,eq}^{\text{ИП}}$ и $f_{S,eq}^{\text{КП}}$ вычисляется минимальная масса $m_{\text{ПМ},eq}^{\min}$ ПМ (методика расчета параметров ПМ описана ниже в настоящей работе); если заданная характеристика жесткости не может быть реализована ПМ в задан-

ных габаритах, текущее исходное положение для этого варианта недопустимо (выставляется соответствующий признак).

6. Для определения параметров пружинного механизма для других двух вариантов оптимизации устанавливается начальное значение коэффициента жесткости $k_{\text{Жестк}} = 0$.

7. Вводятся параметры $f_{R,x}^{\max} = 0, f_S^{\text{ИП}}$, и $f_S^{\text{КП}}$ для хранения соответственно максимальной осевой силы сопротивления кольца, силы сопротивления штока штанги в исходном и конечном положениях при текущих значениях исходного положения $q_S^{\text{ИП}}$ и коэффициента жесткости $k_{\text{Жестк}}$.

8. Для текущих $q_S^{\text{ИП}}$ и $k_{\text{Жестк}}$ выполняется перебор положений кольца из множества K и соответствующих им ходов штоков $q_{S,i,k}^*$, полученных при решении обратной кинематической задачи; для каждого $k \in K$:

— рассчитывается сила $f_{S,k}^{\text{ИП}}$ по (4); если $f_{S,k}^{\text{ИП}} \rightarrow \infty$, то остановка кольца до контакта невозможна, текущее исходное положение и больший коэффициент жесткости недопустимы (выставляется соответствующий признак), выполняется переход к п. 12;

— определяется сила $f_{S,k}^{\text{КП}}$ по (1), а сила $f_{R,x,k}^{\max}$ по (6)–(7);

— сохраняется результат для текущих значений исходного положения и коэффициента жесткости: если для текущей точки требуется характеристика большей, чем было ранее, силы $f_{R,x,k}^{\max} > f_{R,x}^{\max}$, то $f_{R,x}^{\max} = f_{R,x,k}^{\max}, f_S^{\text{ИП}} = f_{S,k}^{\text{ИП}}$ и $f_S^{\text{КП}} = f_{S,k}^{\text{КП}}$.

9. Для рассчитанных $f_S^{\text{ИП}}$ и $f_S^{\text{КП}}$ вычисляется минимальная масса $m_{\text{ПМ}}^{\min}$ ПМ; если заданная характеристика жесткости не может быть реализована ПМ в заданных габаритах, текущее исходное положение и текущий коэффициент жесткости для этого варианта недопустимы (выставляется соответствующий признак), выполняется переход к п. 11.

10. Для текущего ИП сохраняются результаты расчета:

— если $f_{R,x}^{\max} < f_{R,x,F}^{\max}$, то $f_{R,x,F}^{\max} = f_{R,x}^{\max}$, $m_{\text{ПМ},F}^{\min} = m_{\text{ПМ}}^{\min}, f_{S,F}^{\text{ИП}} = f_S^{\text{ИП}}$ и $f_{S,F}^{\text{КП}} = f_S^{\text{КП}}$;

— если $m_{\text{ПМ}}^{\min} < m_{\text{ПМ},\text{ПМ}}^{\min}$, то $f_{R,x,F}^{\max} = f_{R,x}^{\max}$, $m_{\text{ПМ},\text{ПМ}}^{\min} = m_{\text{ПМ}}^{\min}, f_{S,\text{ПМ}}^{\text{ИП}} = f_S^{\text{ИП}}$ и $f_{S,\text{ПМ}}^{\text{КП}} = f_S^{\text{КП}}$.

11. Если $k_{\text{Жестк}} < k_{\text{Жестк}}^{\max}$, где $k_{\text{Жестк}}^{\max}$ — экспертно выбираемое значение, то $k_{\text{Жестк}} = k_{\text{Жестк}}^{\max} + \Delta_k$ (где Δ_k — заданный шаг увеличения коэффициента жесткости) и выполняется переход к п. 7.

12. Если $q_S^{\text{ИП}} < q_S^{\text{ПМ}}$, где $q_S^{\text{ПМ}}$ — максимальный ход штока штанги, то $q_S^{\text{ИП}} = q_S^{\text{ПМ}} + \Delta_q$ (где Δ_q — заданный шаг изменения хода штока), и выполняется переход к п. 3.

На рис. 4 показаны полученные согласно предложенному алгоритму графики зависимостей максимальной осевой силы сопротивления кольца от ходов штоков штанг $q_S^{\text{ИП}}$ для текущей геометрии стыковочного механизма.

На рис. 5 показаны полученные согласно предложенному алгоритму графики зависимости массы

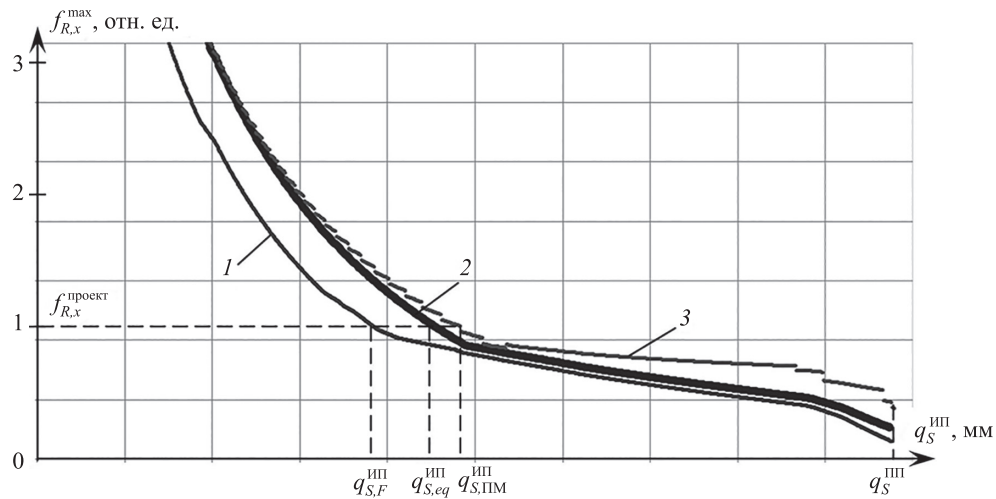


Рис. 4. Зависимость максимальной осевой силы $f_{R,x}^{max}$ сопротивления кольца от хода штоков штанг $q_S^{ИП}$ в исходном положении; варианты оптимизации: 1 — по силе сопротивления кольца; 2 — $f_{R,x}^{КП} = f_{R,x}^{ИП}$; 3 — по массе пружинного механизма; $q_S^{ПП}$ — ход штока штанги в переднем положении

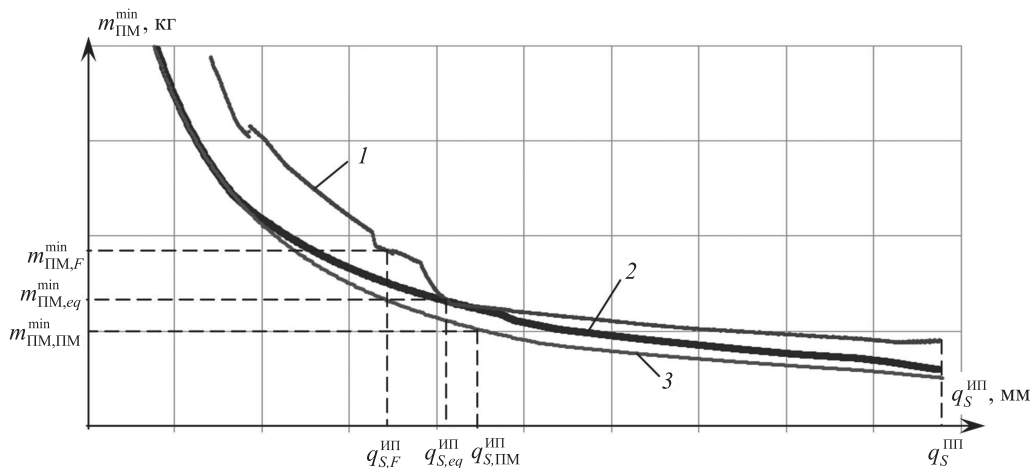


Рис. 5. Зависимость минимальной массы $m_{ПМ}^{min}$ пружинного механизма от хода штоков штанг $q_S^{ИП}$ в исходном положении; варианты оптимизации: 1 — по силе сопротивления кольца; 2 — $f_{R,x}^{КП} = f_{R,x}^{ИП}$; 3 — по массе пружинного механизма; $q_S^{ПП}$ — ход штока штанги в переднем положении; $m_{ПМ,F}^{min}$, $m_{ПМ,eq}^{min}$, $m_{ПМ,ПМ}^{min}$ — массы пружинных механизмов, соответствующие трем вариантам оптимизации устройства накопления энергии

пружинного механизма от ходов штоков штанг $q_S^{ИП}$ в исходном положении стыковочного механизма.

Методика выбора параметров спирального пружинного механизма

Схема спирального пружинного механизма УНЭ с нелинейной характеристикой жесткости, представлена на рис. 6. Он состоит из вала радиусом R_B , соосного с ним барабана радиусом R_B и пружинной ленты толщиной h , длиной L и переменной шириной $b(s)$, где s — расстояние от внутренней заделки пружинной ленты на валу до места измерения ширины. Причем рассматриваются только такие пружинные механизмы, для которых при $s_{i+1} > s_i$ должно выполняться $b(s_{i+1}) \geq b(s_i)$.

Для нелинейного пружинного механизма с переменной шириной пружинной ленты разработана модель функционирования [13], которая позволяет определить характеристику жесткости и исследовать влияние на нее параметров пружинного механизма.

Процесс определения характеристики жесткости разбит на следующие этапы.

1. Подготовка исходных данных. Исходными данными являются упомянутые выше параметры пружинного механизма, геометрические параметры пружинной ленты и физические свойства ее материала. Физические свойства определяются измеряемой диаграммой растяжения материала $\sigma(\epsilon)$ и модулем Юнга E . Диаграмма растяжения влияет на форму ленты после упруго-пластического заневоливания и на характеристику жесткости пружинного механизма.

2. Моделирование упруго-пластического заневоливания.

3. Расчет характеристики жесткости спирального пружинного механизма.

Решение прямой задачи не приводит к решению обратной. Обратная задача формулируется так: каковы должны быть параметры пружинного механизма (R_B и R_B) и пружинной ленты (h , L и $b(s)$), чтобы реализовать заданную характеристику жесткости $M(\varphi)$, если

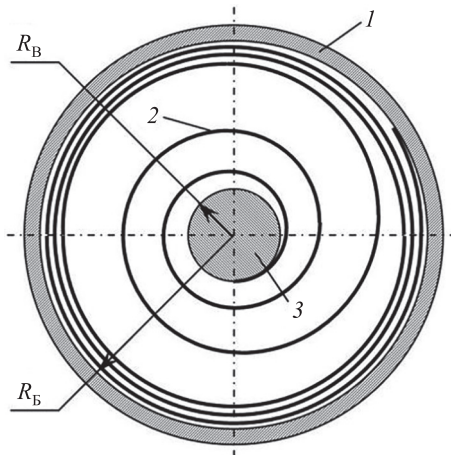


Рис. 6. Спиральный пружинный механизм: 1 — неподвижный барабан радиусом R_B , 2 — пружинная лента, 3 — входной вал радиусом R_B

материал ленты имеет диаграмму растяжения $\sigma(\epsilon)$ и модуль Юнга E ?

Сложность задачи определяется тем, что изменение любого параметра приводит к нелинейному изменению свойств пружинного механизма. Закономерности изменения этих свойств прослеживаются на большом числе образцов. Кроме того, применяются различные материалы, свойства которых зависят и от химического состава, и от технологии производства. Учитывая переменную ширину, неприемлем простой перебор параметров пружинного механизма для реализации заданной характеристики.

По этой причине обратная задача поиска параметров пружинного механизма по заданной характеристике жесткости разбивается на следующие этапы.

I. Из номенклатуры материалов выбирается отработанный сплав 40КХНМ, для которого существует известная и оптимизированная инженерная методика расчета параметров пружинных двигателей [14]; определяются параметры R_B , R_B , h , L и $b(s) = \text{const}$ начального приближения решения обратной задачи.

Исходными данными для определения начального приближения являются:

1) рабочий ход пружинного механизма $n_{\text{раб}}$, равный числу оборотов его вала при перемещении штока штанги на максимальный ход. $n_{\text{раб}} = q_S^{\text{ИП}} / T \cdot i$, где $q_S^{\text{ИП}}$ — максимальный ход штока штанги; T — шаг винта; i — передаточное отношение редуктора от гайки шарико-винтового преобразователя к валу пружинного механизма;

2) минимальный рабочий момент пружинного механизма $M_{\text{мин}}$, равный заданному моменту $M_{\text{ИП}}$ в ИП. $M_{\text{мин}} = i f_S^{\text{ИП}} \cdot T / 2\pi$, где $f_S^{\text{ИП}}$ — заданная сила сопротивления штока штанги в ИП;

3) максимальный рабочий момент пружинного двигателя $M_{\text{макс}}$. $M_{\text{макс}} = M_{\text{ИП}} + (M_{\text{КП}} - M_{\text{ИП}}) \cdot q_S^{\text{ИП}} / q_S^{\text{ИП}}$, где $M_{\text{КП}}$ — заданный момент в КП; $q_S^{\text{ИП}}$ — ход штока штанги в ИП.

II. Пружинный механизм с вычисленными параметрами R_B , R_B , h , L и $b(s) = \text{const}$, моделируется в разработанном согласно [13] программном обеспечении.

В нем же выполняется подбор ширины $b(s)$ пружинной ленты таким образом, чтобы характеристика соответствовала заданной. Для этого ширина ленты на некотором участке снижается — ей придается ступенчатая или трапецевидная форма. Причем контролируется минимальный момент, который требуется для создания силы срабатывания защелок.

Оптимальные параметры пружинного двигателя и спирального пружинного механизма

В методике [14] заданная характеристика жесткости может быть реализована множеством пружинных механизмов, имеющих различную ширину b ленты. В связи с этим за параметр оптимизации пружинного механизма принят параметр массы ленты $m_{\text{ПМ}} = L \cdot b \cdot h \cdot \rho \rightarrow \min$, где ρ — плотность стали, а L , h — параметры, нелинейно зависящие от b . Пример зависимости массы $m_{\text{ПМ}}$ пружинной ленты от ее ширины b при одной и той же моментной характеристике приведен на рис. 7. Наблюдается точка явно выраженного минимума массы $m_{\text{ПМ}}^{\text{мин}}$. В ней известны ширина ленты b и другие параметры пружинного механизма, которые считаются оптимальными.

Инженерная методика была приведена в вид компьютерной программы на языке C#. $m_{\text{ПМ}}^{\text{мин}}$ определяется путем перебора b с заданным шагом для тех пружинных механизмов, у которых $R_B \leq R_{B,\text{макс}}$, $b \leq b_{\text{макс}}$ и $R_B \geq R_{B,\text{мин}}$, где $R_{B,\text{макс}}$, $b_{\text{макс}}$ — максимальные габариты пружинного механизма, определяемые компоновкой СТМ; $R_{B,\text{мин}}$ — минимальный радиус вала, зависящий

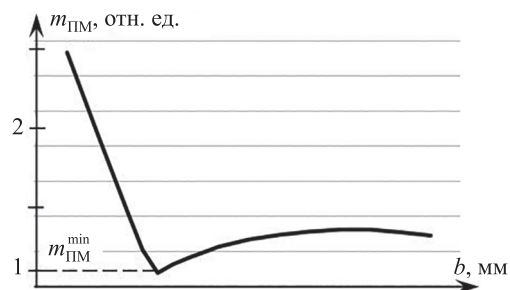


Рис. 7. Зависимость массы пружинной ленты от ее ширины для заданной характеристики жесткости

от прочности материала пружинной ленты.

Пример диаграммы сжатия штанги и ее влияние на свойства стыковочного механизма

Для примера рассматривается вариант расчета ДСШ, представленный на рис. 4–5 (кривая 1), позволяющий получить максимальное расстояние между исходным и передним положениями при заданном значении максимально допустимой силы $f_{R,x}^{\text{макс}}$. Рассчитанная по изложенным методикам ДСШ (с учетом характеристик пружинного механизма) приведена на рис. 8, а, диаграмма осевого сопротивления кольца — на рис. 8, б.

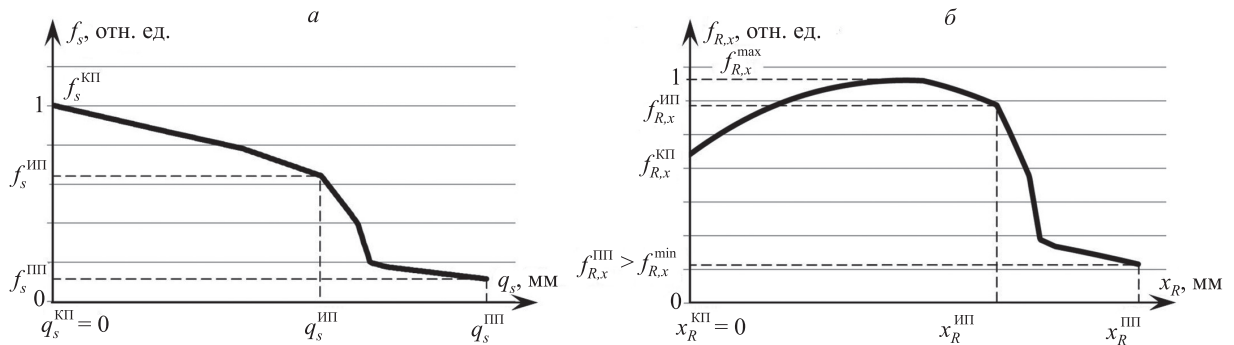


Рис. 8. Рассчитанные диаграммы: сжатия штанги (а); осевого сопротивления кольца (б)

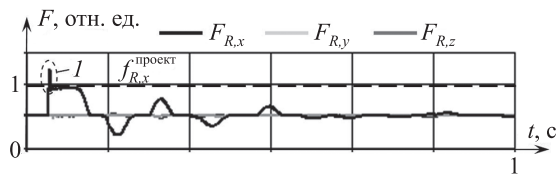


Рис. 9. График контактных сил при стыковке, где I — допустимый динамический всплеск; $f_{R,x}^{\text{проект}}$ — заданная максимальная осевая сила сопротивления стыковочного кольца

Выполнено динамическое моделирование процесса стыковки космического аппарата [15], сближающегося без промаха («центральный удар») и скоростью согласно Международному стандарту. График контактных сил приведен на рис. 9. Подтверждается способность стыковочного механизма к поглощению энергии сближения без взаимодействия не предназначенных для этого элементов с заданным уровнем нагружения пассивного стыковочного интерфейса (допускается кратковременный динамический всплеск). $F_{R,x}$, $F_{R,y}$, $F_{R,z}$ — силы воздействия стыковочного кольца на пассивный интерфейс в системе координат пассивного стыковочного агрегата. Ось X этой системы координат совпадает с осью пассивного стыковочного агрегата и направлена

в сторону пассивного космического аппарата, а оси Y и Z дополняют ее до правой ортогональной системы координат. Направление осей Y и Z в данном случае не имеет значения.

Заключение

Разработана новая модель диаграммы сжатия штанги, отличающаяся варьированием коэффициента жесткости, и методика выбора ее параметров. В последней используется расчет параметров спирального пружинного механизма минимальной массы на основе известной инженерной методики расчета пружинного двигателя, которая используется для определения начального приближения. Приведена методика расчета параметров нелинейного спирального пружинного механизма, реализующего заданную характеристику жесткости. Выполнен расчет диаграммы сжатия штанги и параметров нелинейного спирального пружинного механизма для варианта, обеспечивающего максимальное расстояние между исходным и передним положениями. Приведенные модели и методики позволяют оптимизировать устройство накопления энергии стыковочного механизма периферийного стыковочного агрегата и выбрать параметры его диаграммы сжатия штанги в соответствии с заданными критериями.

Литература

1. Яскевич А.В., Павлов В.Н., Чернышев И.Е., Рассказов Я.В., Земцов Г.А., Карпенко А.А. Периферийный стыковочный механизм. Патент РФ №2657623. Бюл. 2018. № 17.
2. Gough V.E. Contribution to discussion of papers on research in Automobile stability, control, and tyre performance // *Proc. Auto Div., Inst. Mech. Eng.* 1956. V. 171. P. 392–394.
3. Stewart D. Platform with six degrees of freedom // *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*. 1965. V. 180(1). N 15. P. 371–386.
4. Claessens D., Preud'Homme F., Paijmans B. Development of the International Berthing and Docking Mechanism compatible with the International Docking System Standard // *Proc. 63rd International Astronautical Congress, IAC-2012, October 1-5, Naples, Italy*. P. IAC-12,B3,7,9,x15451 [Электронный ресурс]. URL: <http://iafastro.directory/iac/archive/browse/IAC-12/B3/7/15451/> (дата обращения: 28.01.2020).
5. Dittmer H., Gracia O., Caporicci M., Paijmans B., Meuws D. The International berthing Docking Mechanism (IBDM): Demonstrating full compliance to the International Docking System Standard (IDSS) // *Proc. 66th International Astronautical Congress, IAC 2015, October 12-16, Jerusalem, Israel*. P. IAC-15,B3,7,7,x30720 [Электронный ресурс]. URL: <https://iafastro.directory/iac/archive/browse/IAC-15/B3/7/30720/> (дата обращения: 23.07.2019).

References

1. Yaskevich A.V., Pavlov V.N., Chernyshev I.E., Rasskazov Ya.V., Zemtsov G.A., Karpenko A.A. Peripheral docking adapter. *Patent RU2657623*, 2018. (in Russian)
2. Gough V.E. Contribution to discussion of papers on research in Automobile stability, control, and tyre performance. *Proc. Auto Div., Inst. Mech. Eng.* 1956, vol. 171, pp. 392–394.
3. Stewart D. Platform with six degrees of freedom. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, 1965, vol. 180(1), no. 15, pp. 371–386.
4. Claessens D., Preud'Homme F., Paijmans B. Development of the International Berthing and Docking Mechanism compatible with the International Docking System Standard. *Proc. 63rd International Astronautical Congress, IAC-2012, October 1-5, Naples, Italy*, pp. IAC-12,B3,7,9,x15451. Available at: <http://iafastro.directory/iac/archive/browse/IAC-12/B3/7/15451/> (accessed: 28.01.2020).
5. Dittmer H., Gracia O., Caporicci M., Paijmans B., Meuws D. The International berthing Docking Mechanism (IBDM): Demonstrating full compliance to the International Docking System Standard (IDSS). *Proc. 66th International Astronautical Congress, IAC 2015, October 12-16, Jerusalem, Israel*, pp. IAC-15,B3,7,7,x30720. Available at: <https://iafastro.directory/iac/archive/browse/IAC-15/B3/7/30720/> (accessed: 23.07.2019).

6. Motaghedi P., Ghofranian S. Feasibility of the SIMAC for the NASA Docking System // *AIAA Space and Astron. forum and expos (SPACE 2014)*, 2014. P. 1–8 [Электронный ресурс]. URL: <https://ntrs.nasa.gov/archive/nasa/casi.ntrs.nasa.gov/20140009916.pdf> (дата обращения: 23.07.2019).
7. Ghofranian S., Chuang L-P., Motaghedi P. Spacecraft Docking System. Patent US20150266595 A1 [Электронный ресурс]. URL: <http://google.com/patents/US20150266595> (дата обращения: 23.07.2019).
8. McFatter J., Keiser K., Rupp T. NASA Docking System Block 1: NASA's new direct electric docking system supporting ISS and future human space exploration // *Proc. 44th Aerospace Mechanism Symposium, NASA Glenn Research Center*, 2018. P. 471–484 [Электронный ресурс]. URL: <https://hdl.handle.net/2060/20180002828> (дата обращения: 28.01.2020).
9. Рассказов Я.В. Устройство накопления энергии нового периферийного стыковочного механизма // *Космическая техника и технологии*, 2019. № 3(26). С. 39–46. doi: 10.33950/spacetechn-2308-7625-2019-3-39-46
10. Яскевич А.В., Чернышев И.Е. Выбор параметров накопителя энергии для нового периферийного стыковочного механизма // *Космическая техника и технологии*, 2019. № 2(25). С. 55–66. doi: 10.33950/spacetechn-2308-7625-2019-2-55-66
11. Сыромятников В.С. Андрогинный периферийный агрегат стыковки (АПАС) и демпфер амортизационно-приводной системы для него. Патент РФ № 2131829. Бюл. 20.06.1999.
12. Ильина В.А., Силаев П.К. Система аналитических вычислений МАХИМА для физиков-теоретиков. М.: МГУ, 2007. 112 с.
13. Рассказов Я.В. Модель функционирования нелинейного спирального пружинного механизма стыковочного агрегата // *Известия Тульского государственного университета. Технические науки*, 2018. № 10. С. 307–317.
14. Гевондян Т.А. Пружинные двигатели: Теория, расчет, методы контроля и испытаний. М.: Оборонгиз, 1956. 368 с.
15. Яскевич А.В. Особенности динамики стыковки космических аппаратов при использовании периферийного механизма с накоплением кинетической энергии сближения // *Космическая техника и технологии*, 2019. № 4 (27). С. 109–120.
6. Motaghedi P., Ghofranian S. Feasibility of the SIMAC for the NASA Docking System. *AIAA Space and Astron. forum and expos (SPACE 2014)*, 2014, pp. 1–8. Available at: <https://ntrs.nasa.gov/archive/nasa/casi.ntrs.nasa.gov/20140009916.pdf> (accessed: 23.07.2019).
7. Ghofranian S., Chuang L-P., Motaghedi P. *Spacecraft Docking System. Patent US20150266595 A1*. Available at: <http://google.com/patents/US20150266595> (accessed: 23.07.2019).
8. McFatter J., Keiser K., Rupp T. NASA Docking System Block 1: NASA's new direct electric docking system supporting ISS and future human space exploration. *Proc. 44th Aerospace Mechanism Symposium, NASA Glenn Research Center*, 2018, pp. 471–484. Available at: <https://hdl.handle.net/2060/20180002828> (accessed: 28.01.2020).
9. Rasskazov Ya.V. Energy accumulator device for a new peripheral docking mechanism. *Space technique and technologies*, 2019, no. 3(26), pp. 39–46. (in Russian). doi: 10.33950/spacetechn-2308-7625-2019-3-39-46
10. Yaskevich A.V., Chernyshev I.E. Choice of energy accumulator parameters for a new peripheral docking mechanism. *Space technique and technologies*, 2019, no. 2(25), pp. 55–66. (in Russian). doi: 10.33950/spacetechn-2308-7625-2019-2-55-66
11. Syromyatnikov V.S. Androgynous peripheral mating unit and damper of shock-absorbing and actuating system for this unit. *Patent RU 2131829*, 1999. (in Russian)
12. Ilina V.A., Silaev P.K. *MAXIMA Analytic Computing System for Theoretical Physicists*. Moscow, Lomonosov Moscow State University, 2007, 112 p. (in Russian)
13. Rasskazov Y.V. The function model of docking unit nonlinear spiral spring mechanism. *Izvestiya TulGU. Technical sciences*, 2018, no. 10, pp. 307–317. (in Russian)
14. Gevondian T.A. *Spring Engines: Theory, Calculation, Control and Testing Methods*. Moscow, Oborongiz Publ., 1956, 368 p. (in Russian)
15. Yaskevich A.V. Spacecraft docking dynamic features by using a peripheral mechanism with accumulation of approach kinetic energy. *Space technique and technologies*, 2019, no. 4(27), pp. 109–120. (in Russian)

Авторы

Рассказов Ярослав Владимирович — аспирант, начальник сектора — заместитель начальника отдела, ПАО «Ракетно-космическая корпорация «Энергия» им. С.П. Королёва», Королёв, 141070, Российская Федерация, ORCID ID: 0000-0003-4774-4640, Yaroslav.rasskazov@rsce.ru

Чернышев Иван Евгеньевич — ведущий инженер-программист, ПАО «Ракетно-космическая корпорация «Энергия» имени С.П. Королёва», Королёв, 141070, Российская Федерация, ORCID ID: 0000-0001-8289-1991, Chernyshev.Ivan@yandex.ru

Authors

Yaroslav V. Rasskazov — Postgraduate, Head of Section — Deputy Department Head, S.P. Korolev Rocket and Space Public Corporation Energia, Korolev, 141070, Russian Federation, ORCID ID: 0000-0003-4774-4640, Yaroslav.rasskazov@rsce.ru

Ivan E. Chernyshev — Lead Software Engineer, S.P. Korolev Rocket and Space Public Corporation Energia, Korolev, 141070, Russian Federation, ORCID ID: 0000-0001-8289-1991, Chernyshev.Ivan@yandex.ru