

Математическая модель дублирующей системы раскрытия солнечной батареи большой площади

© А.Ю. Бушуев

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, 105005, Россия

Для повышения надежности тросовой системы раскрытия многозвенной конструкции солнечной батареи предложена дублирующая система раскрытия, состоящая из силового механизма (домкрата), который приводится в движение от электропривода, расположенного в первом звене, и тросовой системы синхронизации. Приведены принципиальная схема силового механизма и кинематическая схема системы синхронизации. Выведена зависимость передаточного отношения от двигателя к первому звену. Построена математическая модель системы раскрытия. Для определения основных характеристик процесса раскрытия использовано уравнение Лагранжа второго рода для кинетической энергии солнечной батареи, моделируемой многозвенником (с присоединенной массой откидных панелей), каждое звено которого предполагается абсолютно твердым телом. Для определения реакций связей и усилий в тросах использованы уравнения Даламбера. Предложен итерационный способ учета упругих деформаций тросов системы синхронизации.

Ключевые слова: математическая модель, тросовая система раскрытия, многозвенная конструкция, солнечная батарея, деформации

Введение. Раскрытие солнечных батарей (СБ) — одна из ключевых динамических операций функционирования космического аппарата, которая определяет возможность его дальнейшей эксплуатации [1].

Возрастание энергопотребления перспективных космических аппаратов приводит к увеличению размеров СБ. В связи с этим актуальным является решение проблемы безотказного функционирования системы раскрытия СБ большой площади [2]. Основными элементами такой системы раскрытия является многозвенная конструкция с тросовой системой синхронизации [3].

Для обоснования выбора конструктивных параметров элементов системы раскрытия и подтверждения надежности процесса раскрытия требуется проведение детального математического моделирования с использованием эффективной математической модели [4].

Для построения уравнений движения и их решения могут быть применены различные методы [5–11].

В статье [12] предложена математическая модель процесса раскрытия многозвенной конструкции с тросовой системой раскрытия, где в качестве основной системы используется специальный раскрывающий трос. В работе [13] на основе построенной модели выполнена оптимизация параметров системы раскрытия.

Для повышения надежности раскрытия в случае обрыва раскрывающего троса предлагается использовать дублирующую систему на основе силового механизма — домкрата, обеспечивающего поворот первого звена на требуемый угол. Особенность механизма — переменное передаточное отношение k , зависящее от угла поворота первого звена. Тросовая система синхронизации сопряжена с шестеренчатыми редукторами звеньев, передаточные отношения которых обеспечивают соответствующие скорости поворота звеньев.

В данной работе предлагается математическая модель дублирующей системы раскрытия многозвенной конструкции СБ.

Для исследования процесса раскрытия СБ используется уравнение Лагранжа второго рода для кинетической энергии СБ, моделируемой многозвенником (без учета откидных панелей).

Конструкция системы раскрытия и вывод передаточного отношения домкрата. Основными элементами рассматриваемой системы раскрытия многозвенной конструкции СБ являются домкрат и тросовая система синхронизации. Домкрат, изображенный на рис. 1, размещен в первом звене. В исходном положении шток 2 максимально выдвинут из гайки 3. При включении электропривода, расположенного в первом звене, гайка приводится во вращение и втягивает шток, вследствие чего возникает опрокидывающий момент и происходит поворот первого звена.

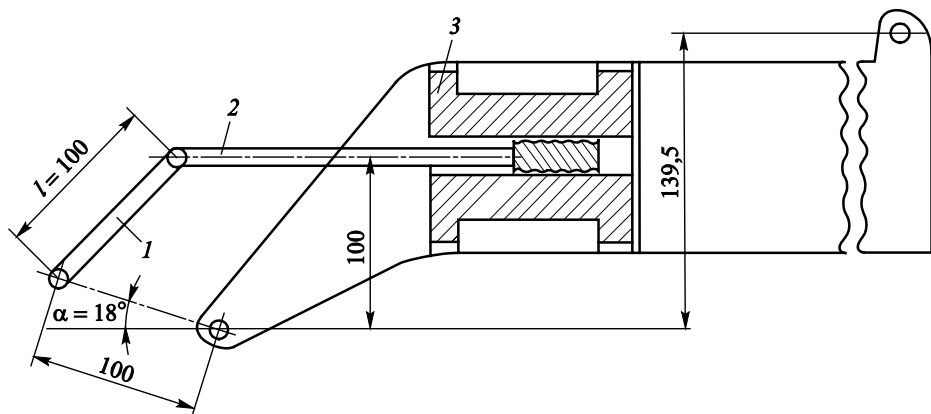


Рис. 1. Домкрат:
1 — серьга; 2 — шток; 3 — гайка

На рис. 2 изображена тросовая система синхронизации, которая состоит из набора роликов, соединенных определенным образом тросами, и двух типов шестеренчатых механизмов, обеспечивающих необходимые передаточные отношения. К особенностям тросовой системы синхронизации относится наличие упругих деформаций, которые вносят изменения в передаточные отношения скоростей поворо-

та звеньев (при изменении усилий в тросах). Средства тросовой системы синхронизации не позволяют реализоваться существенному отличию углов относительного разворота соседних звеньев. В процессе раскрытия благодаря действию специальных пружин всегда сохраняется натяжение тросов.

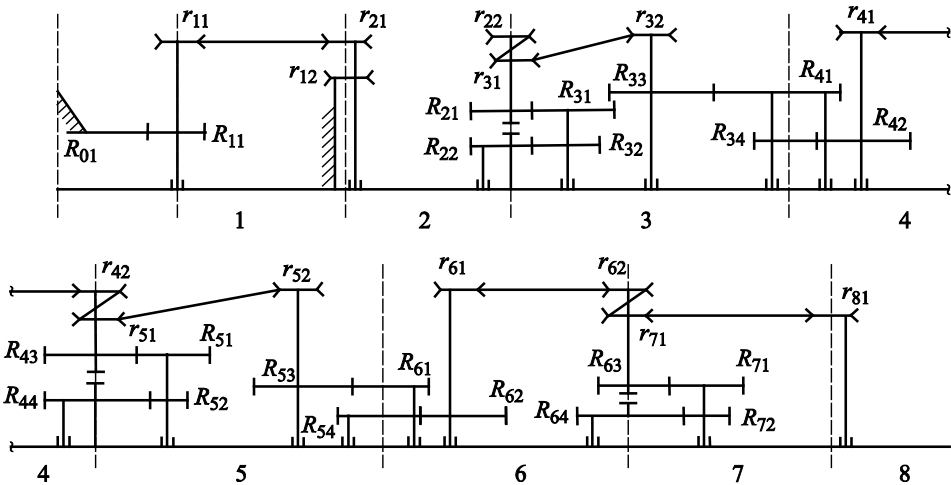


Рис. 2. Кинематическая схема тросовой системы синхронизации:
 r — радиус роликов; R — радиус начальной окружности шестерни редуктора

Анализ кинематической схемы системы раскрытия приведен в работе [12]. Для моделирования процесса раскрытия требуется знать передаточное отношение домкрата.

Обозначим угол поворота первого звена, отсчитываемого от начального положения против хода часовой стрелки, через φ . Начальный угол установки первого звена, равный 107° , зависит от компоновки СБ под обтекателем (и отсчитывается от оси OY , определяющей конечное положение полностью раскрытой многозвенной конструкции, до исходного положения первого звена).

Осевое перемещение X штока (относительно первого звена) связано с углом поворота φ первого звена следующим соотношением:

$$X = l \left[\cos \beta - \sqrt{1 - (1 - \sin \beta)^2} \right];$$

$$\beta = \alpha + \varphi \quad (\alpha = 18^\circ, \quad 0^\circ \leq \varphi \leq 107^\circ).$$

Для определения передаточного отношения от двигателя к первому звену необходимо знать производную

$$\frac{dX}{d\varphi} = -l \left[\sin \beta + \frac{\cos \beta (1 - \sin \beta)}{\sqrt{\sin \beta (2 - \sin \beta)}} \right]. \quad (1)$$

Полное передаточное отношение k от двигателя к первому звену найдем из соотношения

$$d\gamma_{\text{дв}} = kd\varphi, \quad (2)$$

где $d\gamma_{\text{дв}}$, $d\varphi$ — элементарные угловые перемещения двигателя и первого звена соответственно.

Рассмотрим очевидные зависимости

$$\begin{aligned} d\gamma_{\text{дв}} &= k_{\text{рез}} d\gamma_{\text{г}}; \\ d\gamma_{\text{г}} &= \frac{2\pi}{t} dX; \\ dX &= -\left(\frac{dX}{d\varphi}\right) d\varphi, \end{aligned} \quad (3)$$

где $k_{\text{рез}}$ — передаточное отношение от двигателя к гайке; $d\gamma_{\text{г}}$ — элементарное угловое перемещение гайки; dX — элементарное перемещение штока; t — шаг гайки.

Из формул (1)–(3) следует

$$k = -k_{\text{рез}} \frac{2\pi}{t} \frac{dX}{d\varphi} = k_{\text{рез}} \frac{2\pi}{t} l \left[\sin\beta + \frac{\cos\beta(1 - \sin\beta)}{\sqrt{\sin\beta(2 - \sin\beta)}} \right].$$

Учитывая, что $k_{\text{рез}} = \frac{30}{18}$, $t = 3$ мм, $l = 100$ мм, получим окончательно искомое передаточное отношение

$$k = 349 \left\{ \sin(18 + \varphi) + \frac{\cos(18 + \varphi)[1 - \sin(18 + \varphi)]}{\sqrt{\sin(18 + \varphi)[2 - \sin(18 + \varphi)]}} \right\}.$$

Динамическая модель раскрытия. Для определения основных характеристик процесса раскрытия используется уравнение Лагранжа второго рода для кинетической энергии СБ, моделируемой многозвенником (с присоединенной массой откидных панелей), каждое звено которого предполагается абсолютно твердым телом [12].

Обозначим ψ_i угол, отсчитываемый от оси OY , определяющей конечное положение полностью раскрытой многозвенной конструкции, до текущего положения i -го звена. На основе описания кинематической схемы, представленной в работе [12], и в соответствии с обозначениями на рис. 2, для определения реакций связей и усилий в тросах воспользуемся уравнениями Даламбера [14]:

$$R_{8x} - m_8 \ddot{x}_{c8} = 0;$$

$$R_{8y} - m_8 \ddot{y}_{c8} = 0;$$

$$R_{8x}(y_7 - y_{c8}) + R_{8y}(x_{c8} - x_7) - F_7 r_{81} + M_{c8} - J_{zc8} \ddot{\Psi}_8 = 0;$$

$$R_{7x} - R_{8x} + \frac{F_6 r_{62} - F_7 r_{71}}{R_{63}} \left(\frac{R_{71}}{R_{72}} - 1 \right) \cos \psi_7 - m_7 \ddot{x}_{c7} = 0;$$

$$R_{7y} - R_{8y} + \frac{F_6 r_{62} - F_7 r_{71}}{R_{63}} \left(\frac{R_{71}}{R_{72}} - 1 \right) (-\sin \psi_7) - m_7 \ddot{y}_{c7} = 0;$$

$$R_{7x}(y_6 - y_{c7}) + R_{7y}(x_{c7} - x_6) + R_{8x}(y_{c7} - y_7) + R_{8y}(x_7 - x_{c7}) - \\ - (F_6 r_{62} - F_7 r_{71}) \left(\frac{R_{71}}{R_{72}} - 1 \right) \left(\frac{l_7/2 - R_{64} - R_{72}}{R_{63}} \right) - \\ - M_{c7} - J_{zc7} \ddot{\Psi}_7 = 0;$$

$$R_{6x} - R_{7x} + F_5 \frac{r_{52}}{R_{53}} (-\cos \psi_5) + F_6 \frac{r_{61}}{R_{62}} (-\cos \psi_6) + \\ + \frac{(F_6 r_{62} - F_7 r_{71})}{R_{63}} \frac{R_{71}}{R_{72}} (-\cos \psi_7) + \frac{F_6 r_{62} - F_7 r_{71}}{R_{63}} \cos \psi_7 - m_6 \ddot{x}_{c6} = 0;$$

$$R_{6y} - R_{7y} + F_5 \frac{r_{52}}{R_{53}} \sin \psi_5 + F_6 \frac{r_{61}}{R_{62}} \sin \psi_6 + \frac{(F_6 r_{62} - F_7 r_{71})}{R_{63}} \frac{R_{71}}{R_{72}} \sin \psi_7 + \\ + \frac{F_6 r_{62} - F_7 r_{71}}{R_{63}} (-\sin \psi_7) - m_6 \ddot{y}_{c6} = 0;$$

$$R_{6x}(y_5 - y_{c6}) + R_{6y}(x_{c6} - x_5) + R_{7x}(y_{c6} - y_6) + R_{7y}(x_6 - x_{c6}) - \\ - (F_6 r_{62} - F_7 r_{71}) \frac{R_{71}}{R_{63} R_{72}} \left(R_{64} + \frac{l_6}{2} \cos(\pi - \beta_7) \right) + F_6 \frac{r_{61}}{R_{62}} \left(\frac{l_6}{2} - R_{62} - R_{54} \right) + \\ + F_5 \frac{r_{52}}{R_{53}} \left(R_{61} + \frac{l_6}{2} \cos(\pi - \beta_6) \right) + \\ + \frac{(F_6 r_{62} - F_7 r_{71})}{R_{63}} \frac{l_6}{2} \cos(\pi - \beta_7) - M_{c6} - J_{zc6} \ddot{\Psi}_6 = 0;$$

$$R_{5x} - R_{6x} + \frac{F_4 r_{42} - F_5 r_{51}}{R_{43}} \left(\frac{R_{51}}{R_{52}} - 1 \right) (-\cos \psi_5) + F_5 \frac{r_{52}}{R_{53}} \cos \psi_5 + \\ + F_6 \frac{r_{61}}{R_{62}} \cos \psi_6 - m_5 \ddot{x}_{c5} = 0;$$

$$R_{5y} - R_{6y} + \frac{F_4 r_{42} - F_5 r_{51}}{R_{43}} \left(\frac{R_{51}}{R_{52}} - 1 \right) \sin \psi_5 + F_5 \frac{r_{52}}{R_{53}} (-\sin \psi_5) + \\ + F_6 \frac{r_{61}}{R_{62}} (-\sin \psi_6) - m_5 \ddot{y}_{c5} = 0;$$

$$R_{5x}(y_4 - y_{c5}) + R_{5y}(x_{c5} - x_4) + R_{6x}(y_{c5} - y_5) + R_{6y}(x_5 - x_{c5}) + \\ + (F_4 r_{42} - F_5 r_{51}) \left(\frac{R_{51}}{R_{52}} - 1 \right) \frac{(l_5/2 - R_{44} - R_{52})}{R_{43}} + \\ + F_6 \frac{r_{61}}{R_{62}} \left(R_{54} + \frac{l_5}{2} \cos(\pi - \beta_6) \right) + F_5 \frac{r_{52}}{R_{53}} \left(\frac{l_5}{2} - R_{53} - R_{61} \right) + \\ + M_{c5} - J_{zc5} \ddot{\psi}_5 = 0;$$

$$R_{4x} - R_{5x} + F_3 \frac{r_{32}}{R_{33}} \cos \psi_3 + F_4 \frac{r_{41}}{R_{42}} \cos \psi_4 + (F_4 r_{42} - F_5 r_{51}) \frac{R_{51}}{R_{43} R_{52}} \cos \psi_5 + \\ + \frac{F_4 r_{42} - F_5 r_{51}}{R_{43}} (-\cos \psi_5) - m_4 \ddot{x}_{c4} = 0;$$

$$R_{4y} - R_{5y} + F_3 \frac{r_{32}}{R_{33}} (-\sin \psi_3) + F_4 \frac{r_{41}}{R_{42}} (-\sin \psi_4) + \\ + (F_4 r_{42} - F_5 r_{51}) \frac{R_{51}}{R_{43} R_{52}} (-\sin \psi_5) + \frac{F_4 r_{42} - F_5 r_{51}}{R_{43}} \sin \psi_5 - m_4 \ddot{y}_{c4} = 0;$$

$$R_{4x}(y_3 - y_{c4}) + R_{4y}(x_{c4} - x_3) + R_{5x}(y_{c4} - y_4) + R_{5y}(x_4 - x_{c4}) - \\ - F_4 \frac{r_{41}}{R_{42}} \left(\frac{l_4}{2} - R_{34} - R_{42} \right) + (F_4 r_{42} - F_5 r_{51}) \frac{R_{51}}{R_{43} R_{52}} \times \\ \times \left(R_{44} + \frac{l_4}{2} \cos(\pi - |\beta_5|) \right) - F_3 \frac{r_{32}}{R_{33}} \left(R_{41} + \frac{l_4}{2} \cos(\pi - |\beta_4|) \right) - \\ - \frac{(F_4 r_{42} - F_5 r_{51}) l_4}{R_{43}} \frac{1}{2} \cos(\pi - |\beta_5|) + M_{c4} - J_{zc4} \ddot{\psi}_4 = 0;$$

$$R_{3x} - R_{4x} + F_3 \frac{r_{32}}{R_{33}} (-\cos \psi_3) + F_4 \frac{r_{41}}{R_{42}} (-\cos \psi_4) + \\ + \frac{F_2 r_{22} - F_3 r_{31}}{R_{21}} \left(\frac{R_{31}}{R_{32}} - 1 \right) \cos \psi_3 - m_3 \ddot{x}_{c3} = 0;$$

$$R_{3y} - R_{4y} + F_3 \frac{r_{32}}{R_{33}} \sin \psi_3 + F_4 \frac{r_{41}}{R_{42}} \sin \psi_4 + \\ + \frac{F_2 r_{22} - F_3 r_{31}}{R_{21}} \left(\frac{R_{31}}{R_{32}} - 1 \right) (-\sin \psi_3) - m_3 \ddot{y}_{c3} = 0;$$

$$R_{3x}(y_2 - y_{c3}) + R_{3y}(x_{c3} - x_2) + R_{4x}(y_{c3} - y_3) + R_{4y}(x_3 - x_{c3}) - \\ - \frac{F_2 r_{22} - F_3 r_{31}}{R_{21}} \left(\frac{R_{31}}{R_{32}} - 1 \right) \left(\frac{l_3}{2} - R_{22} - R_{32} \right) - F_3 \frac{r_{32}}{R_{33}} \left(\frac{l_3}{2} - R_{22} - R_{32} \right) - \\ - F_4 \frac{r_{41}}{R_{42}} \left(R_{34} + \frac{l_4}{2} \cos(\pi - |\beta_4|) \right) - M_{c3} - J_{zc3} \ddot{\psi}_3 = 0;$$

$$R_{2x} - R_{3x} + (F_2 r_{22} - F_3 r_{31}) \frac{R_{31}}{R_{21} R_{32}} (-\cos \psi_3) + \\ + \frac{F_2 r_{22} - F_3 r_{31}}{R_{21}} \cos \psi_3 - m_2 \ddot{x}_{c2} = 0;$$

$$R_{2y} - R_{3y} + (F_2 r_{22} - F_3 r_{31}) \frac{R_{31}}{R_{21} R_{32}} \sin \psi_3 + \\ + \frac{(F_2 r_{22} - F_3 r_{31})}{R_{21}} (-\sin \psi_3) - m_2 \ddot{y}_{c2} = 0;$$

$$R_{2x}(y_1 - y_{c2}) + R_{2y}(x_{c2} - x_1) + R_{3x}(y_{c2} - y_2) + R_{3y}(x_2 - x_{c2}) - \\ - (F_2 r_{22} - F_3 r_{31}) \left(\frac{R_{31}}{R_{21} R_{32}} \right) \left(R_{22} + \frac{l_2}{2} \cos(\pi - \beta_3) \right) + \\ + \frac{(F_2 r_{22} - F_3 r_{31}) l_2}{R_{21}} \cos(\pi - \beta_3) + F_1 r_{21} - M_{c2} - J_{zc2} \ddot{\psi}_2 = 0;$$

$$F_1 \frac{r_{11}}{R_{11}} \cos \psi_1 + R_{x1} - R_{x2} - m_1 \ddot{x}_{c1} = 0;$$

$$-F_1 \frac{r_{11}}{R_{11}} \sin \psi_1 + R_{y1} - R_{y2} - m_1 \ddot{y}_{c1} = 0;$$

$$F_1 \frac{r_{11}}{R_{11}} (R_{01} + R_{11}) + M_{c1} - M_{дв} + F_2 r_{12} + R_{x2}(0 - y_1) +$$

$$+ R_{y2}(x_1 - 0) - J_{zc1} \ddot{\psi}_1 = 0,$$

где M_{ci} — момент сопротивления жгутов между i -м и $(i - 1)$ -м звеньями; $M_{дв}$ — момент двигателя; J_{zci} — момент инерции i -го звена

относительно оси, перпендикулярной плоскости раскрытия многозвенника и проходящей через центр тяжести; \ddot{x}_{ci} , \ddot{y}_{ci} — ускорения центра тяжести i -го звена; β_i — угол поворота i -го звена относительно $(i - 1)$ -го звена; R_{ix} , R_{iy} — реакции связей между i -м и $(i - 1)$ -м звеньями; F_i — действующее усилие в тросе системы синхронизации, расположенном на i -м звене; r_{ij} , R_{ij} — радиусы ij -го ролика и начальной окружности шестерни редуктора соответственно.

На основе построенной математической модели предлагается следующий подход к исследованию процесса раскрытия многозвенной конструкции СБ:

1) записать уравнения геометрических связей (формула положения всех звеньев многозвенной конструкции в зависимости от угла поворота первого звена);

2) из уравнения Лагранжа определить зависимость угла поворота первого звена многозвенника от времени;

3) для известного закона раскрытия многозвенника, полученного из уравнения Лагранжа, определить внутренние силы, используя принцип Даламбера;

4) записать новое соотношение положения всех звеньев с учетом деформации тросов и повторить итерационно пп. 2, 3.

Заключение. Для повышения надежности процесса раскрытия многозвенной конструкции предлагается дублирующая система раскрытия. Построенная математическая модель тросовой системы раскрытия многозвенной конструкции СБ позволяет определить параметры конструкции, а также исследовать возможные нештатные ситуации, не проводя сложных дорогостоящих экспериментальных исследований. Показано, что зависимость передаточного отношения от двигателя к первому звену имеет нелинейный характер.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Бакунин Д.В., Борзых С.В., Ососов Н.С., Щиблев Ю.Н. Математическое моделирование процесса раскрытия солнечных батарей. *Математическое моделирование*, 2004, т. 16, № 6, с. 86–92.
- [2] Ильясова И.Р. Динамика процесса раскрытия многозвенных солнечных батарей. *Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета им. акад. С.П. Королева*, 2012, № 4 (35), с. 88–93.
- [3] Крылов А.В., Чурилин С.А. Моделирование раскрытия солнечных батарей различных конфигураций. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение*, 2011, № 1, с. 106–111.
- [4] Юдинцев В.В. Моделирование процессов раскрытия многоэлементных конструкций космических аппаратов. *Полет*, 2012, № 5, с. 28–33.
- [5] Кузнецова А.О. Исследование динамики движения раскрывающихся механических систем с упругими связями. *Вестник Сибирского государ-*

ственного аэрокосмического университета им. акад. М.Ф. Решетнева, 2005, № 3, с. 135–138.

- [6] Паничкин В.И. Математическое моделирование динамики деформирования многостворчатой солнечной батареи в процессе раскрытия. *Известия АН СССР. МТТ*, 1992, № 4, с. 183–190.
- [7] Юдинцев В.В. *Динамика систем твердых тел*. Самара, Изд-во СГАУ, 2008, 115 с.
- [8] Featherstone R. *Rigid Body Dynamics Algorithms*. Springer Science + Business Media, LLC, 2008, 272 p.
- [9] Aslanov V., Kruglov G., Yudinsev V. Newton–Euler equations of multibody systems with changing structures for space applications. *Acta Astronautica*, 2011, vol. 68, no. 11–12. DOI: 10.1016/j.actaastro.2010.11.013
- [10] Lakshmi Narayana B., Nagaraj B.P., Nataraju B.S. Deployment Dynamics of Solar Array with Body Rates. *International ADAMS User Conference*, 2000.
- [11] Mengali G., Salvetti A., Specht B. *Multibody Analysis of Solar Array Deployment using Flexible Bodies*. Università di Pisa, Facoltà di Ingegneria Corso di Laurea in Ingegneria Aerospaziale, 2007.
- [12] Бушуев А.Ю., Фарафонов Б.А. Математическое моделирование процесса раскрытия солнечной батареи большой площади. *Математическое моделирование и численные методы*, 2014, № 2 (2), с. 101–114.
- [13] Бушуев А.Ю., Фарафонов Б.А. Оптимизация параметров тросовой системы раскрытия многозвенной конструкции солнечной батареи. *Инженерный журнал: наука и инновации*, 2015, вып. 7 (47). DOI: 10/18698/2308-6033-2015-7-1431
- [14] Димитриенко Ю.И. *Механика сплошной среды. В 4 т. Т. 4: Основы механики твердого тела*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2013, 624 с.

Статья поступила в редакцию 16.11.2016

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Бушуев А.Ю. Математическая модель дублирующей системы раскрытия солнечной батареи большой площади. *Инженерный журнал: наука и инновации*, 2017, вып. 2. <http://dx.doi.org/10.18698/2308-6033-2017-02-1584>

Бушуев Александр Юрьевич родился в 1951 г., окончил МВТУ им. Н. Э. Баумана в 1974 г. и МГУ им. М.В. Ломоносова в 1985 г. Канд. техн. наук, доцент кафедры «Вычислительная математика и математическая физика» МГТУ им. Н.Э. Баумана. Автор более 20 публикаций. Специалист в области прикладной математики и механики. e-mail: a.ju.bushuev@yandex.ru

Mathematical model for backup large-area solar battery disclosure system

© A.Yu. Bushuev

Bauman Moscow State Technical University, Moscow, 105005, Russia

To improve rope systems multilink solar battery disclosure liability, the article proposes a backup disclosure system consisting of a lift mechanism (jack), driven by the electric drive and a rope system synchronization. The mechanism's main feature is a variable ratio depending on the first link steering angle. Rope synchronization system consists of a roller set connected by cables in a certain way, and the two types of gear mechanisms to ensure the required gear ratio. The article proposes the power mechanism schematic diagram and the synchronization system kinematics. The study derives the transmission dependence from the engine to the first link, gives a disclosure system mathematical model. In order to determine the disclosure process basic characteristics, we use Lagrange equation of the second kind made up for a solar battery kinetic energy and linkage simulation (hinged panels weight is attached), where we assume each link to be an absolutely rigid body. To determine the connections and efforts in cables, we use the equations d'Alembert. The study suggests an iterative method of accounting for rope synchronization systems elastic deformation.

Keywords: mathematical model, rope disclosure system, multilink design, solar battery, deformation

REFERENCES

- [1] Bakunin D.V., Borzykh S.V., Ososov N.S., Schiblev Yu.N. *Matematicheskoe modelirovanie — Mathematical Models and Computer Simulations*, 2004, vol. 16, no. 6, pp. 86–92.
- [2] Ilyasova I.G. *Vestnik Samarskogo Gosudarstvennogo Aerokosmicheskogo Universiteta im. akademika S.P. Koroleva — Journal “Vestnik of the Samara State Aerospace University”*, 2012, no. 4 (35), pp. 88–93.
- [3] Krylov A.V. *Vestnik MGTU im. N.E. Baumana. Ser. Mashinostroenie — Herald of the Bauman Moscow State Technical University. Series Mechanical Engineering*, 2011, no. 1, pp. 106–111.
- [4] Yudintsev V.V. *Obshcherossiyskiy nauchno-tekhnicheskii zhurnal Polet — Russian Scientific and Technical Journal Polet (Flight)*, 2012, no. 5, pp. 28–33.
- [5] Kuznetsova A.O. *Vestnik Sibirskogo gosudarstvennogo aerokosmicheskogo universiteta im. akademika M.F. Reshetneva — Vestnik Sibirskogo gosudarstvennogo aerokosmicheskogo universiteta imeni akademika M.F. Reshetneva (Vestnik SibGAU)*, 2005, no. 3, pp. 135–138.
- [6] Panichkin V.I. *Izvestiya AN SSSR. MTT — Mechanics of Solids. A Journal of the Russian Academy of Sciences*, 1992, no. 4, pp. 183–190.
- [7] Yudintsev V.V. *Dinamika sistem tverdykh tel [Dynamics of systems of rigid bodies]*. Samara University Publ., 2008, 115 p.
- [8] Featherstone R. *Rigid Body Dynamics Algorithms*. Springer Science, Business Media, LLC Publ., 2008, 272 p.
- [9] Aslanov V., Kruglov G., Yudintsev V. Newton–Euler equations of multibody systems with changing structures for space applications. *Acta Astronautica Journal*, Elsevier Publ., 2011. DOI: 10.1016/j.actaastro.2010.11.013

- [10] Narayana B.L., Nagaray B.P., Nataraju B.S. Deployment Dynamics of Solar Array with Body Rates. *Proc. of the 2000 International ADAMS User Conference*.
- [11] Mengali G., Salvetti A., Specht B. *Multibody Analysis of Solar Array Deployment using Flexible Bodies*. Universita di Pisa, Facoltà di Ingegneria Corso di Laurea in Ingegneria Aerospaziale Publ., 2007.
- [12] Bushuev A.Yu., Farafonov B.A. *Matematicheskoe modelirovanie i chislennye metody — Mathematical Modeling and Computational Methods*, 2014, no. 2 (2), pp. 101–114.
- [13] Bushuev A.Yu., Farafonov B.A. *Inzhenerny zhurnal: nauka i innovatsii — Engineering Journal: Science and Innovation*, 2015, no. 7 (43). DOI: 10.18698/2308-6033-2015-7-1431
- [14] Dimitrienko Yu.I. *Mekhanika sploshnoy sredy. V 4 tomakh. Tom 4. Osnovy mekhaniki tverdogo tela* [Continuum Mechanics. In 4 vols. Vol. 4. Fundamentals of Solid Mechanics]. Moscow, BMSTU Publ., 2013, 624 p.

Bushuev A. Yu., Cand. Sci. (Phys.-Math), Assoc. Professor of the Department of Computational Mathematics and Mathematical Physics, Bauman Moscow State Technical University. Research interests are in the field of applied mathematics.

e-mail: a.ju.bushuev@yandex.ru