

Оптимизация параметров тросовой системы раскрытия многозвенной конструкции солнечной батареи

© А.Ю. Бушуев, Б.А. Фарафонов

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

На основе анализа математической модели выбраны оптимальные параметры тросовой системы раскрытия, обеспечивающие заданную последовательность фиксации многозвенной конструкции. В качестве показателя оптимизации используется критерий наименьших квадратов: рассогласование между относительными углами поворота звеньев, рассчитанными по модели и заданными из условия компоновки солнечной батареи. Учтены дополнительные углы поворота звеньев, вызванные деформациями тросов. Усилия в тросах получены в результате наземных испытаний по раскрытию солнечной батареи, выполненных на стенде на воздушной подушке.

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

Введение. Раскрытие солнечных батарей (СБ) является одной из ключевых динамических операций функционирования космического аппарата (КА), определяющей возможность его дальнейшей эксплуатации [1]. Возрастание энергопотребления перспективных КА приводит к увеличению размеров СБ. В связи с этим актуальна проблема безотказного функционирования системы раскрытия СБ большой площади [2]. Основным элементом такой системы раскрытия является многозвенная конструкция с тросовой системой синхронизации [3].

Реальные условия процесса раскрытия воспроизвести на стенде в достаточной мере затруднительно. Алгоритм выбора параметров для элементов системы раскрытия предполагает многократное проведение численных экспериментов процесса раскрытия, что требует использования эффективной математической модели [4].

Для построения уравнений движения используются различные методы, описание которых представлено, например, в работах [4–16]. В частности, подобная система из двух звеньев приведена в работе [7], моделирование системы раскрытия СБ в программном пакете ADAMS рассмотрено в работе [10].

В данной статье продолжены исследования, начатые в работе [11], в которой представлены конструкции двух систем раскрытия СБ и математическая модель процесса раскрытия. Целью работы является

ся определение оптимальных параметров системы раскрытия, обеспечивающей заданную последовательность фиксации звеньев многозвенной конструкции. При этом необходимо учитывать дополнительные углы поворота звеньев, вызванные деформациями тросов. Для построения гибкой системы раскрытия с надежным раскрытием при различных возмущениях, учитывающим дополнительные углы поворота звеньев, обусловленные деформациями тросов, рассмотрим вывод кинематических соотношений.

Кинематические соотношения. Примем следующие допущения.

1. Модели твердых тел не учитывают движение массивного корпуса КА.

2. Деформация тросов подчиняется закону Гука, что подтверждается экспериментально при усилиях натяжения T_i в тросах не менее 40 кг.

3. В процессе раскрытия всегда сохраняются усилия натяжения T_i обратного троса (отсутствует его провисание).

Для вывода кинематических соотношений используем следующие исходные данные в соответствии с кинематической схемой, приведенной в работе [11]:

$$r_{11} = r_{21} = 34 \text{ мм};$$

$$r_{12} = r_{22} = r_{31} = r_{32} = r_{41} = r_{42} = r_{51} = r_{52} = r_{61} = r_{62} = 29 \text{ мм};$$

$$r_{71} = r_{81} = 35,4 \text{ мм};$$

$$2R = mz;$$

$$z_{01} = 39; \quad z_{11} = 23;$$

$$z_{21} = z_{32} = z_{43} = z_{52} = z_{63} = z_{72} = 15;$$

$$z_{22} = z_{31} = z_{44} = z_{51} = z_{64} = z_{71} = 35;$$

$$z_{33} = z_{53} = 18;$$

$$z_{41} = z_{61} = 22;$$

$$z_{34} = z_{42} = z_{54} = z_{62} = 20,$$

где r — радиусы роликов; z — число зубьев шестерни передаточного механизма; R — радиус делительной окружности шестерни; m — модуль.

Из анализа кинематической схемы системы раскрытия определяются относительные углы поворота β_{ij} звеньев в зависимости от угла поворота первого звена.

Для расчета передаточных отношений используется основная теорема зацепления (теорема Виллиса) [13]. В результате кинематического расчета углов поворота звеньев без учета деформаций тросовой системы получены следующие соотношения:

$$\begin{aligned}
 \beta_{21} &= -\beta_{10} \frac{z_{01} r_{11}}{z_{11} r_{21}}; \\
 \beta_{32} &= \beta_{21} \frac{1}{\frac{z_{22} z_{31}}{z_{21} z_{32}} - 1} \frac{r_{12}}{r_{22}}; \\
 \beta_{43} &= -\beta_{32} \frac{z_{22} z_{31} z_{33} r_{22}}{z_{21} z_{32} z_{41} r_{32}}; \\
 \beta_{54} &= \beta_{43} \frac{z_{34}}{z_{42} \frac{z_{44} z_{51}}{z_{43} z_{52}} - 1} \frac{r_{41}}{r_{42}}; \\
 \beta_{65} &= -\beta_{54} \frac{z_{44} z_{51} z_{53} r_{42}}{z_{43} z_{52} z_{61} r_{52}}; \\
 \beta_{76} &= \beta_{65} \frac{z_{54}}{z_{62} \frac{z_{64} z_{71}}{z_{63} z_{72}} - 1} \frac{r_{61}}{r_{62}}; \\
 \beta_{87} &= -\beta_{76} \frac{z_{64} z_{71} r_{62}}{z_{63} z_{72} r_{81}}.
 \end{aligned} \tag{1}$$

Учитывая обозначения

$$A = \frac{z_{22} z_{31}}{z_{21} z_{32}} - 1 = \frac{z_{44} z_{51}}{z_{43} z_{52}} - 1 = \frac{z_{64} z_{81}}{z_{63} z_{72}} - 1 = 4,4444;$$

$$B = 1 - \frac{z_{21} z_{32}}{z_{22} z_{31}} = 1 - \frac{z_{43} z_{52}}{z_{44} z_{51}} = 1 - \frac{z_{63} z_{72}}{z_{64} z_{71}} = 0,8163,$$

получаем дополнительные углы поворота звеньев, обусловленные деформацией тросов:

$$\begin{aligned}
 \Delta\beta_{21} &= -\Delta\gamma_{21}; \\
 \Delta\beta_{32} &= -\frac{1}{A} \left[\frac{r_{12}}{r_{22}} \Delta\gamma_{21} + \Delta\gamma_{22} \right]; \\
 \Delta\beta_{43} &= -\frac{C}{B} \left[\frac{r_{12}}{r_{32}} \Delta\gamma_{21} + \frac{r_{22}}{r_{32}} \Delta\gamma_{22} \right] + C\Delta\gamma_{32}; \\
 \Delta\beta_{54} &= \frac{C}{AB} \left[\frac{r_{12}}{r_{32}} \frac{r_{41}}{r_{42}} \Delta\gamma_{21} + \frac{r_{22}}{r_{32}} \frac{r_{41}}{r_{42}} \Delta\gamma_{22} \right] + \frac{1}{A} \left[C \frac{r_{41}}{r_{42}} \Delta\gamma_{32} + \Delta\gamma_{42} \right]; \\
 \Delta\beta_{65} &= -\frac{C^2}{B^2} \left[\frac{r_{12}}{r_{32}} \frac{r_{41}}{r_{42}} \Delta\gamma_{21} + \frac{r_{22}}{r_{32}} \frac{r_{41}}{r_{42}} \Delta\gamma_{22} \right] - \\
 &- \frac{C}{B} \left[C \frac{r_{41}}{r_{52}} \Delta\gamma_{32} + \frac{r_{42}}{r_{52}} \Delta\gamma_{42} \right] - C\Delta\gamma_{52};
 \end{aligned} \tag{2}$$

$$\begin{aligned} \Delta\beta_{76} = & -\frac{C^2}{AB^2} \left[\frac{r_{12}}{r_{32}} \frac{r_{41}}{r_{52}} \frac{r_{61}}{r_{62}} \Delta\gamma_{21} + \frac{r_{22}}{r_{32}} \frac{r_{41}}{r_{52}} \frac{r_{61}}{r_{62}} \Delta\gamma_{22} \right] - \\ & -\frac{C^2}{AB} \left[C \frac{r_{41}}{r_{52}} \frac{r_{61}}{r_{62}} \Delta\gamma_{32} + \frac{r_{42}}{r_{52}} \frac{r_{61}}{r_{62}} \Delta\gamma_{42} \right] - \frac{1}{A} \left[C \frac{r_{61}}{r_{62}} \Delta\gamma_{52} + \Delta\gamma_{62} \right]; \\ \Delta\beta_{87} = & \frac{C^2}{B^3} \left[\frac{r_{12}}{r_{32}} \frac{r_{41}}{r_{52}} \frac{r_{61}}{r_{81}} \Delta\gamma_{21} + \frac{r_{22}}{r_{32}} \frac{r_{41}}{r_{52}} \frac{r_{61}}{r_{81}} \Delta\gamma_{22} \right] + \\ & + \frac{C^2}{B^2} \left[\frac{r_{41}}{r_{52}} \frac{r_{61}}{r_{81}} \Delta\gamma_{32} + \frac{r_{42}}{r_{52}} \frac{r_{61}}{r_{81}} \Delta\gamma_{42} \right] + \frac{1}{B} \left[\frac{r_{61}}{r_{81}} \Delta\gamma_{52} + \frac{r_{62}}{r_{81}} \Delta\gamma_{62} \right] + \Delta\gamma_{72}. \end{aligned}$$

Подставив в соотношения (1) и (2) числовые значения, получим:

$$\begin{aligned} \beta_{21} = & -1,6957\beta_{10} \frac{r_{11}}{r_{21}}; \quad \beta_{65} = -4,4545\beta_{54} \frac{r_{42}}{r_{52}}; \\ \beta_{32} = & 0,2253\beta_{21} \frac{r_{12}}{r_{22}}; \quad \beta_{76} = 0,2253\beta_{65} \frac{r_{61}}{r_{62}}; \\ \beta_{43} = & -4,4545\beta_{32} \frac{r_{22}}{r_{32}}; \quad \beta_{87} = -5,4444\beta_{76} \frac{r_{62}}{r_{81}}; \\ \beta_{54} = & 0,2253\beta_{43} \frac{r_{41}}{r_{42}}; \\ \Delta\beta_{21} = & -\Delta\gamma_{21}; \\ \Delta\beta_{32} = & -0,225[\Delta\gamma_{21} + \Delta\gamma_{22}]; \\ \Delta\beta_{43} = & 1,0023[\Delta\gamma_{21} + \Delta\gamma_{22}] + 0,8182\Delta\gamma_{32}; \\ \Delta\beta_{54} = & 0,2255\Delta\gamma_{21} + 0,2253\Delta\gamma_{22} + 0,1841\Delta\gamma_{32} + 0,225\Delta\gamma_{42}; \quad (3) \\ \Delta\beta_{65} = & -1,0047[\Delta\gamma_{21} + \Delta\gamma_{22}] - 0,8201\Delta\gamma_{32} - 1,0023\Delta\gamma_{42} - 0,8182\Delta\gamma_{52}; \\ \Delta\beta_{76} = & -0,226[\Delta\gamma_{21} + \Delta\gamma_{22}] - 0,1845\Delta\gamma_{32} - 0,2255\Delta\gamma_{42} - 0,1841\Delta\gamma_{52} - \\ & -0,225\Delta\gamma_{62}; \\ \Delta\beta_{87} = & 0,82[1,2307\Delta\gamma_{21} + 1,2307\Delta\gamma_{22} + 1,0047\Delta\gamma_{32} + 1,2279\Delta\gamma_{42} + \\ & + 1,0023\Delta\gamma_{52} + 1,225\Delta\gamma_{62}] + \Delta\gamma_{81}. \end{aligned}$$

Значения углов поворота звеньев с учетом начального натяжения тросов и действующего в данный момент усилия определяют по формуле

$$\Delta\gamma = \frac{l_1 l_2}{(l_1 + l_2) r EF} (T_{1н} - T_{2н} - T_1 + T_2), \quad (4)$$

где $T_{1н}$, T_1 и $T_{2н}$, T_2 — усилия и натяжения в тянущем и обратном тросах соответственно; r — радиус соответствующих роликов;

l_1, l_2 — эквивалентные длины тянущего и обратного тросов, полученные с учетом жесткости соединяющих трубок и стержней; EF — жесткость троса.

Коэффициент упругости

$$k_{\text{упр}} = \frac{l_1 l_2}{(l_1 + l_2) r E F}. \quad (5)$$

Для тросов разрабатываемой конструкции с первого по седьмое звено включительно коэффициент упругости $k_{\text{упр}}$ составит соответственно 0,237, 0,236, 0,282, 0,61, 0,387, 0,473 и 0,598 (уг. град/кг) · 10⁻².

Изменение передаточных отношений за счет натяжения тросов. Найдем углы поворотов роликов, вызванных упругими деформациями тросов $\Delta\gamma_{ij}$, из соотношений (3):

$$\begin{aligned} \Delta\gamma_{21} &= |\Delta\beta_{21}|; \\ \Delta\gamma_{22} &= A|\Delta\beta_{32}| - |\Delta\beta_{21}|; \\ \Delta\gamma_{32} &= \frac{1}{C}|\Delta\beta_{43}| - \frac{A}{B}|\Delta\beta_{32}|; \\ \Delta\gamma_{42} &= A|\Delta\beta_{54}| - |\Delta\beta_{43}|; \\ \Delta\gamma_{52} &= \frac{1}{C}|\Delta\beta_{65}| - \frac{A}{B}|\Delta\beta_{54}|; \\ \Delta\gamma_{62} &= A|\Delta\beta_{76}| - |\Delta\beta_{65}|; \\ \Delta\gamma_{72} &= |\Delta\beta_{87}| - 0,82 \frac{A}{B}|\Delta\beta_{76}|. \end{aligned}$$

Для определения начальных деформаций тросов, рассчитываемых по математической модели, воспользуемся экспериментальными значениями усилий натяжения тросов (табл. 1).

Таблица 1

Экспериментальные значения усилий натяжения тросов, кг

Усилие тросов, кг		Номер звена						
		1	2	3	4	5	6	7
Начальное	(прямого)	180	180	140	100	60	40	30
	(обратного)	80	80	70	50	30	20	10
Рабочее	(прямого)	240	240	200	140	80	50	30
	(обратного)	20	20	10	10	10	10	10

С учетом формулы (4) получим:

$$(T_{1н} - T_{2н} - T_1 + T_2)^{(1)} = \frac{1}{k_{\text{упр}}^{(1)}} |\Delta\beta_{21}|;$$

$$\begin{aligned}
 (T_{1н} - T_{2н} - T_1 + T_2)^{(2)} &= \frac{1}{k_{упр}^{(2)}} [4,4444|\Delta\beta_{32}| - |\Delta\beta_{21}|]; \\
 (T_{1н} - T_{2н} - T_1 + T_2)^{(3)} &= \frac{1}{k_{упр}^{(3)}} [1,2222|\Delta\beta_{43}| - 5,445|\Delta\beta_{32}|]; \\
 (T_{1н} - T_{2н} - T_1 + T_2)^{(4)} &= \frac{1}{k_{упр}^{(4)}} [4,4444|\Delta\beta_{54}| - |\Delta\beta_{43}|]; \\
 (T_{1н} - T_{2н} - T_1 + T_2)^{(5)} &= \frac{1}{k_{упр}^{(5)}} [1,2222|\Delta\beta_{65}| - 5,445|\Delta\beta_{54}|]; \\
 (T_{1н} - T_{2н} - T_1 + T_2)^{(6)} &= \frac{1}{k_{упр}^{(6)}} [4,4444|\Delta\beta_{76}| - |\Delta\beta_{65}|]; \\
 (T_{1н} - T_{2н} - T_1 + T_2)^{(7)} &= \frac{1}{k_{упр}^{(7)}} [|\Delta\beta_{87}| - 4,465|\Delta\beta_{76}|].
 \end{aligned} \tag{6}$$

По формулам (6) определим значения относительных углов поворотов звеньев $\Delta\beta_{ij}$ при заданных усилиях T_1 и T_2 и предварительных натяжениях $T_{1н}$ и $T_{2н}$ в тросах:

$$\begin{aligned}
 |\Delta\beta_{21}| &= 0,9743; \quad |\Delta\beta_{32}| = 0,6899; \quad |\Delta\beta_{43}| = 0,5111; \\
 |\Delta\beta_{54}| &= 0,2863; \quad |\Delta\beta_{65}| = 0,1441; \quad |\Delta\beta_{76}| = 0,02129; \quad |\Delta\beta_{87}| = 0.
 \end{aligned}$$

Полученные значения углов дополнительных поворотов звеньев, вызванных деформациями тросов, необходимы для уточнения радиусов роликов при оптимизации системы раскрытия.

Постановка задачи оптимизации системы раскрытия. Важнейшим условием для раскрытия СБ с тросовой системой раскрытия является последовательная фиксация звеньев от последнего звена к первому. На процесс фиксации значительно влияют размеры радиусов роликов и шестерен. Выберем радиусы роликов в качестве параметров оптимизации при заданных размерах шестерен. Поскольку ролики взаимно связаны, для оптимизации выберем только семь из них: $\{r_{11}, r_{12}, r_{22}, r_{41}, r_{42}, r_{61}, r_{62}\}$.

Используем кинематические соотношения (3) для учета последовательной фиксации звеньев. В соответствии с схемой фиксации звеньев (рис. 1) осуществляется при $\beta_{21} = \beta_{32} = \beta_{65} = \beta_{76} = 180^\circ$ и $\beta_{43} = \beta_{54} = \beta_{87} = -180^\circ$.

Экспериментально получены значения угла β_{10} между первым звеном и КА в момент фиксации звеньев: 105, 102, 99, 96, 93, 90 и 87° .

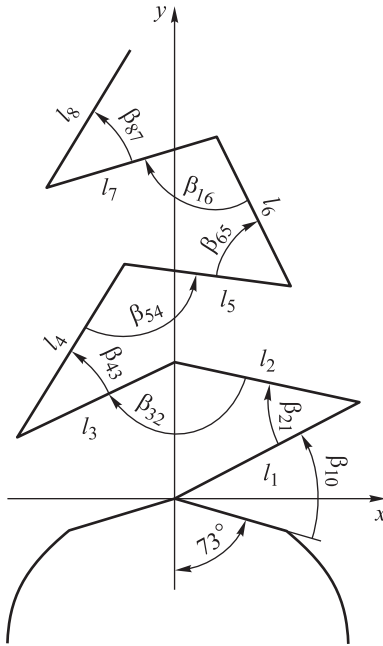


Рис. 1. Схема процесса раскрытия

Запишем целевую функцию с учетом кинематических соотношений:

$$f(r) = \sum_{i=2}^8 (\beta_{ij}^0(r) - \beta_{ij}^{fix})^2 \rightarrow \min, r \in E_+^7, \quad (7)$$

где β_{ij}^0 — углы начальной установки звеньев СБ. Углы β_{ij}^0 определим из условия компоновки СБ внутри КА: $\beta_{21}^0 = 0$; $\beta_{32}^0 = 140$; $\beta_{43}^0 = 0$; $\beta_{54}^0 = -140$; $\beta_{65}^0 = 0$; $\beta_{76}^0 = 140$; $\beta_{87}^0 = 0$.

Используемые методы оптимизации. Для решения задачи оптимизации радиусов роликов, входящих в конструкцию системы раскрытия, воспользуемся локальным методом линеаризации и методом глобального поиска — Ψ -преобразованием [14]. Алгоритм метода линеаризации представлен на рис. 2. Алгоритм Ψ -преобразования подробно описан в работе [14].

Результат оптимизации. В соответствии с построенной моделью проведем анализ результатов расчета по двум методам с учетом деформации тросов (табл. 2).

В табл. 2 r_0 — начальные радиусы роликов, используемые для динамического расчета в работе [11] и в качестве начального приближения при оптимизации; r_{psi} , r_l — радиусы роликов, полученные методами Ψ -преобразования и линеаризации соответственно. Таким образом, различие значений радиусов роликов, полученных двумя методами, находится в пределах заданной точности.

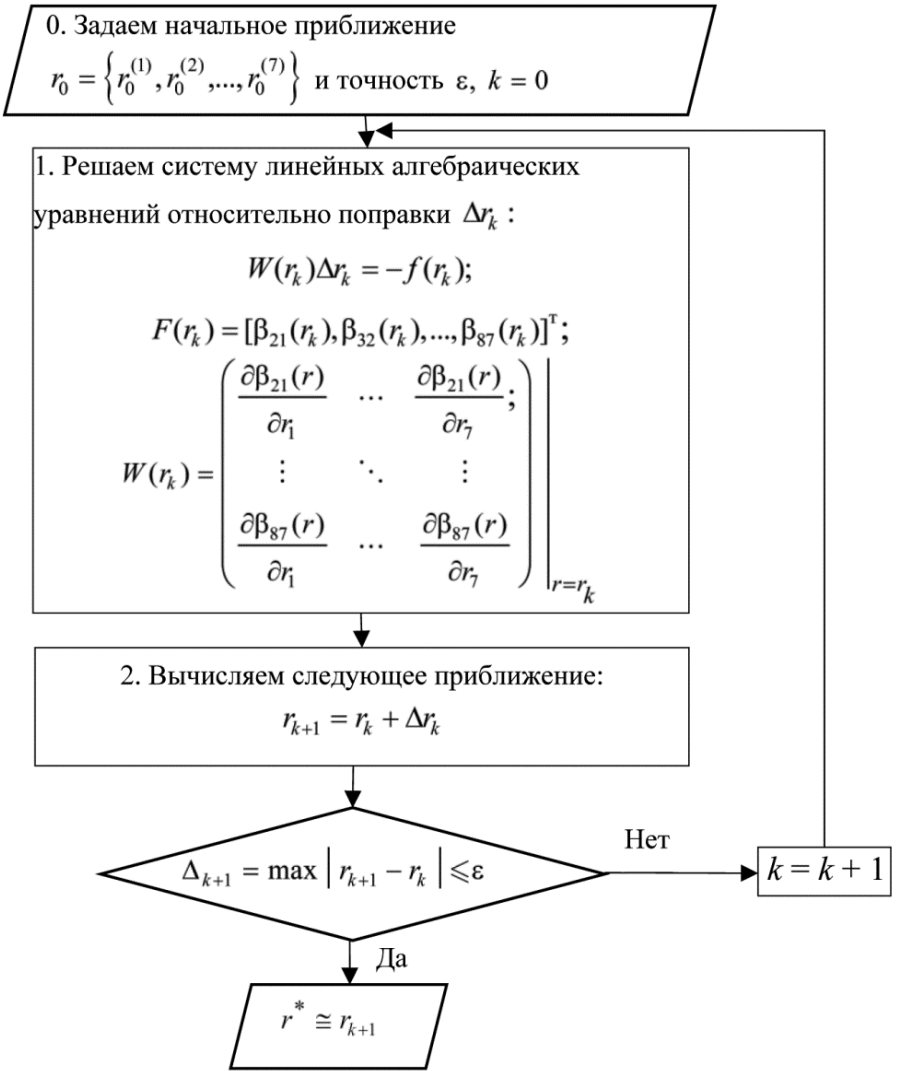


Рис. 2. Алгоритм метода линеаризации

Таблица 2

Расчетные (оптимальные) значения радиусов роликов при заданных значениях r_0

Метод оптимизации	r_{11}	r_{12}	r_{22}	r_{41}	r_{42}	r_{61}	r_{62}
Ψ-преобразование	0,034551	0,031229	0,030001	0,030956	0,030680	0,031066	0,030270
Линеаризация	0,0345587	0,0312911	0,03029073	0,031065783	0,0302994	0,03094544	0,03030866

Примечание. $r_0 = 0,034$ для r_{11} , $0,029$ — для остальных радиусов.

В табл. 3 представлены значения времени фиксации t_{fix} звеньев (2...8). Эти данные получены путем динамических расчетов [11] при соответствующих значениях радиусов роликов, приведенных в табл. 2.

Таблица 3

Время фиксации звеньев t_{fix} , с

Набор радиусов роликов	Звено						
	2	3	4	5	6	7	8
r_0	64	60	63	59	62	59	60
r_{psi}	62	55	52	51	47	44	41
r_l	61	55	51	48	46	43	41

Из данных табл. 3 следует, что для исходного набора радиусов роликов r_0 с учетом деформации тросов требуемая последовательность фиксации звеньев не обеспечивается. При найденных оптимальных значениях радиусов роликов заданная последовательность фиксации звеньев выполняется.

На рис. 3 представлена визуализация раскрытия многозвенной конструкции.

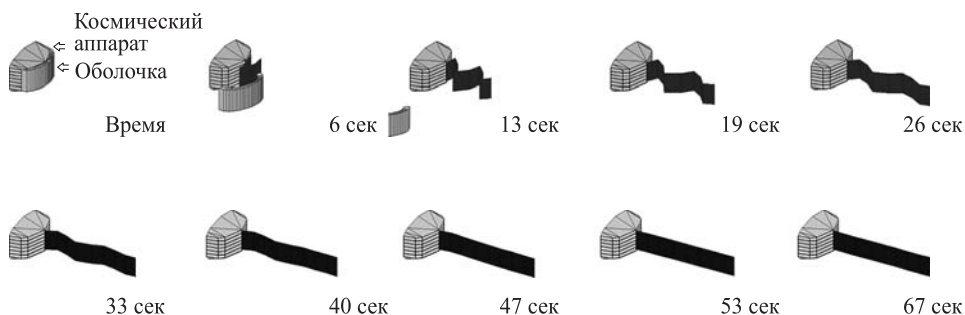


Рис. 3. Визуализация раскрытия многозвенной конструкции

Выводы. Получены оптимальные значения радиусов роликов системы раскрытия, обеспечивающие заданную последовательность фиксации звеньев с учетом деформаций тросов системы синхронизации. Совпадение результатов расчетов (в пределах заданной точности) с помощью локального и глобального методов оптимизации позволяет рекомендовать полученные результаты для практического использования. Для создания гибкой системы раскрытия СБ с надежным раскрытием при различных возмущениях требуется проведение дальнейших исследований.

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.Г. Динамика процесса раскрытия многозвенных солнечных батарей. *Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета им. академика 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 государственного 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.
- [8] *Roy Featherstone Rigid Body Dynamics Algorithms*. Springer Science+Business Media, LLC, 2008.
- [9] Aslanov V., Kruglov G., Yudinsev V. Newton–Euler equations of multibody systems with changing structures for space applications. *Acta Astronautica* (2011), doi:10.1016/j.actaastro.2010.11.013.
- [10] Narayana B.L., Nagaraj B.P., Nataraju B.S. Deployment Dynamics of Solar Array with Body Rates. *International ADAMS User Conference*, 2000.
- [11] 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.
- [12] 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*, 2007.
- [13] Ефанов А.М., Ковалевский В.П. *Теория механизмов и машин*. Оренбург, Оренбургский государственный университет, 2004.
- [14] Чичинадзе В.К. *Решение невыпуклых нелинейных задач оптимизации (метод Ψ -преобразования)*. Москва, Наука, 1983.
- [15] Димитриенко Ю.И. *Механика сплошной среды. Т. 4. Основы механики твердого тела*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2013, 624 с.
- [16] Димитриенко Ю.И., Дроголюб А.Н., Губарева Е.А. Оптимизация многокомпонентных дисперсно-армированных композитов на основе сплайн-аппроксимации. *Наука и образование. Электронный журнал*, 2015, № 2. doi: 10.7463/0215.0757079 <http://technomag.bmstu.ru/doc/757079.html>

Статья поступила в редакцию 25.06.2015

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Бушуев А.Ю., Фарафонов Б.А. Оптимизация параметров тросовой системы раскрытия многозвенной конструкции солнечной батареи. *Инженерный журнал: наука и инновации*, 2015, вып. 7. URL: <http://engjournal.ru/catalog/arse/itae/1431.html>

Бушуев Александр Юрьевич родился в 1951 г., окончил МВТУ им. Н.Э. Баумана в 1974 г., МГУ им. М.В. Ломоносова в 1985 г. Канд. техн. наук, доцент МГТУ им. Н.Э. Баумана. Специалист в области прикладной математики.
e-mail: a.ju.bushuev@yandex.ru

Фарафонов Борис Александрович родился в 1993 г. Студент аэрокосмического факультета МГТУ им. Н.Э. Баумана. Область научных интересов: математическое моделирование и оптимизация в технике.

Parameter optimization of solar battery multilink construction with rope disclosure system

© A.Yu. Bushuev, B.A. Farafonov

Bauman Moscow State Technical University, Moscow, 105005, Russia

The main purpose of the research is to choose optimal parameters of rope disclosure system that ensure specified fixation succession of a multilink construction. The selection of these parameters is done on the basis of the mathematical model analysis. We used the criterion of least squares as an optimization indicator: mismatch of relative angles of link rotation, calculated by the model and specified as solar battery assembling conditions. Moreover, we took into account extra angle of rotation caused by rope deformation. In this way, we obtained rope tensions from the solar battery disclosure ground test which was carried out on the hovercraft stand.

Keywords: mathematical model, rope disclosure system, multilink construction, solar battery, optimization.

REFERENCES

- [1] Bakunin D.V., Borzykh S.V., Ososov N.S., Shchiblev Yu.N. *Matematicheskoe modelirovanie — Mathematical modeling*, 2004, no. 6, vol. 16, pp. 86–92.
- [2] Ilyasova I.G. *Vestnik Samarskogo Gosudarstvennogo Aerokosmicheskogo Universiteta im. akademika S.P. Koroleva — Vestnik of the Samara State Aerospace University*, 2012, no. 4 (35), pp. 88–93.
- [3] Krylov A.V., Churilin S.A. *Vestnik MGTU im. N.E. Baumana. Seriya Mashinostroenie — Herald of Bauman Moscow State Technical University. Ser. Mechanical Engineering*, 2011, no. 1, pp. 106–111.
- [4] Yudintsev V.V. *Polet – The Flight*, 2012, no. 5, pp. 28–33.
- [5] Kuznetsova A.O. *Vestnik Sibirskogo gosudarstvennogo aerokosmicheskogo universiteta im. akademika M.F. Reshetneva — Vestnik SibGAU*, 2005, no. 3, pp. 135–138.
- [6] Panichkin V.I. *Izvestiya AN SSSR. MTT — Mech. Solids*, 1992, no. 4, pp. 183–190.
- [7] Yudintsev V.V. *Dinamika sistem tverdykh tel [Dynamics of solid bodies systems]*. Samara, Samara State Aerospace University Publ., 2008.
- [8] *Roy Featherstone Rigid Body Dynamics Algorithms*. Springer Science+Business Media, LLC, 2008.
- [9] Aslanov V., Kruglov G., Yudintsev V. Newton–Euler equations of multibody systems with changing structures for space applications. *Acta Astronautica*, 2011. doi: 10.1016/j.actaastro.2010.11.013
- [10] Narayana B.L., Nagaraj B.P., Nataraju B.S. Deployment Dynamics of Solar Array with Body Rates. *Materials of International ADAMS User Conference*, 2000.
- [11] Bushuev A.Yu., Farafonov B.A. *Matematicheskoye modelirovaniye i chislennyye metody – Mathematical Modeling and Computational Methods*, 2014, vol. 2, no. 2 (2), pp. 101–114.
- [12] 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, 2007.
- [13] Efanov A.M., Kovalevskiy V.P. *Teoriya mehanizmov i mashin [Theory of mechanisms and machines]*. Orenburg, Orenburg State University Publ., 2004.

- [14] Chichinadze V.K. *Reshenie nevyuklykh nelineynykh zadach optimizatsii (Metod preobrazovaniya)* [Solution of non-linear non-convex optimization problems (Method of conversion)]. Moscow, Nauka Publ., 1983.
- [15] Dimitrienko Yu.I. *Mekhanika sploshnoi sredy. Tom 4. Osnovy mekhaniki tverdogo tela* [Mechanics of continua. Vol. 4. Fundamentals of solid mechanics]. Moscow, BMSTU Publ., 2013, 624 p.
- [16] Dimitrienko Yu.I., Drogolub A.N., Gubareva E.A. *Nauka i obrazovaniye. Elektronnoe izdanie — Science and education. Electronic Journal*, 2015, no. 2. doi: 10.7463/0215.0757079

Bushuev A.Yu. (b. 1951) graduated from Bauman Moscow Higher Technical School in 1974 and Lomonosov Moscow State University in 1985. Cand. Sci. (Eng.), Assoc. Professor of the Computational Mathematics and Mathematical Physics Department at Bauman Moscow State Technical University. Specialist in the field of applied mathematics. e-mail: a.ju.bushuev@yandex.ru

Farafonov B.A. (b. 1993), student of the Aerospace Department at Bauman Moscow State Technical University. Research interests include mathematical modelling and optimization.