

МИНИМИЗАЦИЯ ИЗБЫТОЧНОЙ ВЕЛИЧИНЫ КРУТЯЩЕГО МОМЕНТА В ШАРНИРНЫХ УЗЛАХ МНОГОРАЗОВОГО РАСКРЫТИЯ-СКЛАДЫВАНИЯ

С. А. Зоммер¹ ✉, С. И. Немчанинов¹, А. П. Кравчуновский¹,
А. В. Иванов¹, М. С. Руденко²

¹ АО «Информационные спутниковые системы» имени академика М. Ф. Решетнёва,
г. Железногорск, Красноярский край

² Сибирский государственный университет науки и технологий имени академика М. Ф. Решетнёва,
г. Красноярск, Российская Федерация

В работе представлен способ минимизации величины крутящего момента, которую необходимо генерировать для работы шарнирных узлов многоразового раскрытия-складывания. В качестве объектов исследования рассматривались шарнирные узлы механических устройств солнечных батарей многоразового раскрытия-складывания, применяемые в составе платформ космических аппаратов. В результате проведенного расчетного анализа движущих сил и моментов, действующих в шарнирных узлах в процессе их раскрытия и складывания, выявлено, что минимизация избыточной величины крутящего момента без изменения конструктивно-компоновочной схемы шарнирного узла возможна путем изменения формы зависимости усилия пружинного привода от угла поворота шарнирного узла. Рассмотрена возможность применения пружин постоянного усилия в составе пружинного привода шарнирного узла, доработаны существующие алгоритмы проектирования и разработана программа расчета геометрических и механических характеристик пружин данного типа. Получены экспериментальные данные измерений усилий пружин различной конфигурации, показывающие зависимость величины усилия от величины деформации пружины и подтверждающие работоспособность предложенного алгоритма расчета. Разработан и изготовлен прототип шарнирного узла с пружинным приводом постоянного усилия, используя который экспериментально была подтверждена возможность минимизации избыточной величины крутящего момента без необходимости изменения конструктивно-компоновочной схемы шарнирного узла с сохранением его технических характеристик.

Ключевые слова: шарнирный узел, солнечная батарея, космический аппарат, пружинный привод, крутящий момент, расчет пружины.

Введение

Появление перспективных проектов космических буксиров, заправщиков и других средств обслуживания космических аппаратов ставит новые требования перед космическим аппаратом во время срока его активного существования. При перемещении космического аппарата такого типа между его рабочими орбитами появляется необходимость многоразового складывания механических устройств солнечных батарей в транспортное положение с возможностью их последующего раскрытия в рабочее положение [1–4].

Конструкция механического устройства солнечной батареи многоразового раскрытия и складывания состоит из раскрываемых панелей солнечной батареи и штанги, соединенных между собой посредством шарнирных узлов (ШУ) многоразового раскрытия-складывания [5; 6].

Шарнирный узел многоразового раскрытия и складывания, показанный на рис. 1, состоит из упорного кронштейна шарнира (1), приводного кронштейна шарнира (2), ролика, механически жестко связанного с приводным шарниром (3), троса (4), пружинного привода (5).

Процесс раскрытия-складывания ШУ показан на рис. 1 и включает в себя два этапа [7]. Первый этап раскрытия или складывания ШУ происходит под действием крутящего момента $M_{пр}$, который

✉ semen_zommer@mail.ru

передается на ролик от электромеханического привода и вращает приводной кронштейн относительно упорного вокруг их общей оси вращения в сторону раскрытия или складывания ШУ. При этом на приводной кронштейн от упорного через трос действует усилие F сжимающейся пружины, которое возникает вследствие уменьшения величины L пружинного привода. Усилие F , действующее на расстоянии H от оси вращения шарнира, создает крутящий момент $M_{ш\у}$, направленный противоположно $M_{пр}$ и препятствующий вращению приводного кронштейна шарнира. Таким образом происходит преодоление момента сопротивления $M_{ш\у}$ движущим моментом $M_{пр}$ до того положения, при котором трос пересекается с осью ШУ и плечо H не становится нулевым.

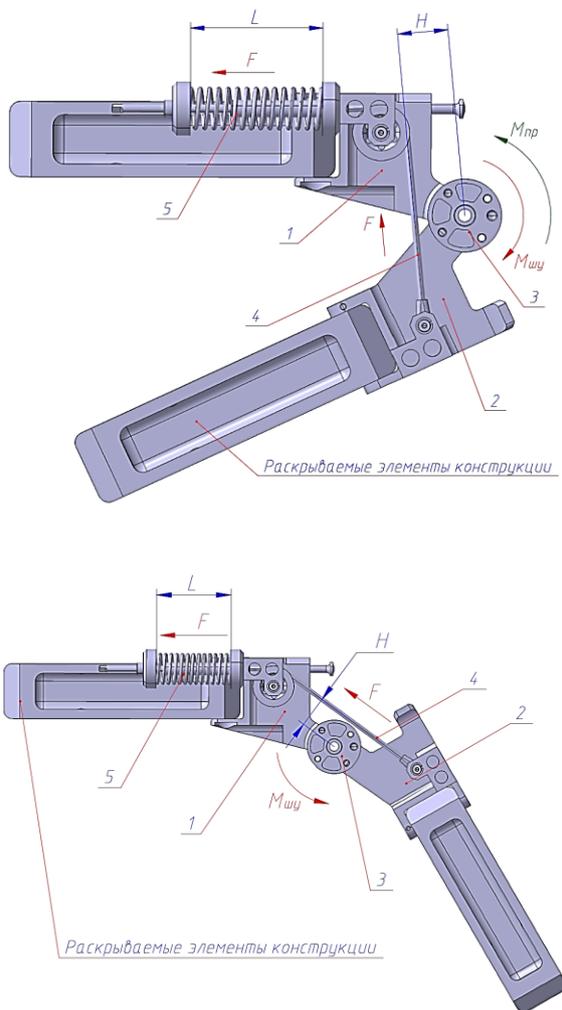


Рис. 1. Шарнирный узел многоразового раскрытия-складывания

Второй этап раскрытия или складывания ШУ происходит под действием крутящего момента $M_{ш\у}$, который меняет свое направление на противоположное и способствует раскрытию или складыванию приводного кронштейна ШУ до перевода его в крайнее положение.

Основным требованием, предъявляемым к шарнирным узлам, является величина крутящего момента $M_{ш\у}$ в конце раскрытия или складывания, которая должна быть максимальной и достаточной для преодоления всех сил сопротивления и полного перевода и фиксации элементов конструкции в конечные положения.

1. Анализ величины крутящего момента шарнирных узлов многоразового раскрытия-складывания

Величина крутящего момента $M_{ш\у}$ зависит от угла поворота ШУ α и выражается формулой (1):

$$M_{ш\у}(\alpha) = F(\alpha) \cdot H(\alpha). \quad (1)$$

Зависимость величины усилия F от величины сжатия L , характерная для спиральных пружин сжатия, имеет общий вид, показанный на рис. 2.

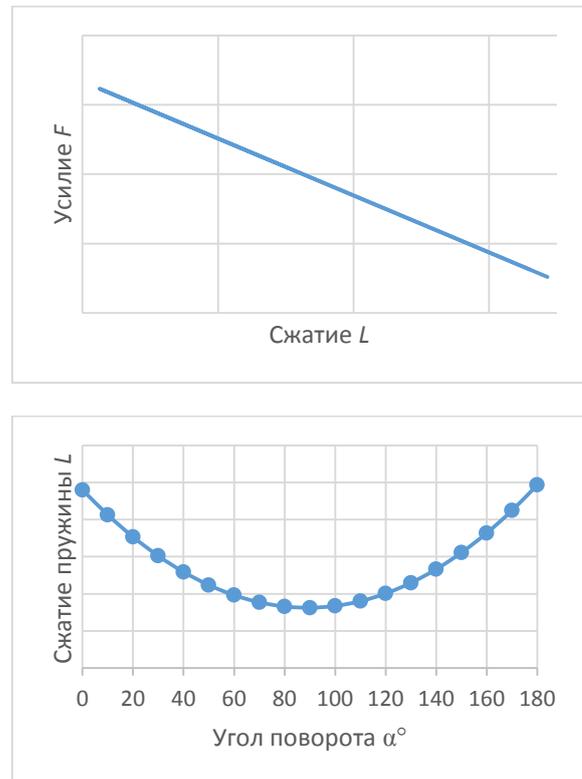


Рис. 2. Формы зависимостей усилия и сжатия пружины

Значение сжатия L зависит от угла поворота и геометрических характеристик ШУ. В общем виде форма зависимости сжатия пружины L от угла поворота шарнирного узла α показана на рис. 2.

Таким образом, функция зависимости усилия спиральной пружины сжатия от угла поворота шарнирного узла многоразового раскрытия-складывания $F(\alpha)$ будет иметь вид, показанный на рис. 3.

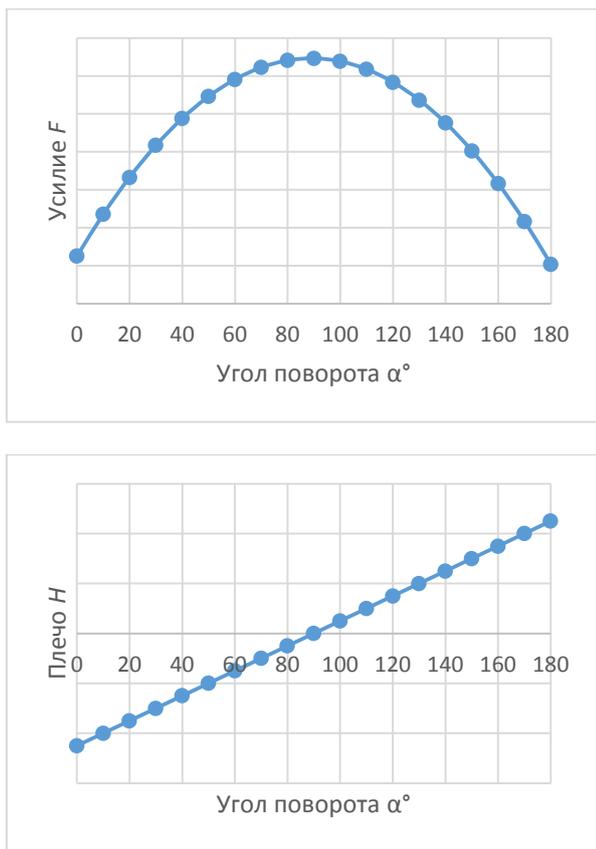


Рис. 3. Зависимости величины усилия пружины и величины плеча от угла поворота шарнира

Форма зависимости плеча H от угла поворота ШУ определяется геометрической компоновкой ШУ и имеет линейный характер (рис. 3).

Используя формулу (1), была получена форма зависимости крутящего момента $M_{ш\text{у}}$ от угла поворота для ШУ многоразового раскрытия-складывания с использованием спиральной пружины сжатия (рис. 4).

Исходя из полученных теоретических данных видно, что форма зависимости $M_{ш\text{у}}$ от угла поворота ШУ, показанная на рис. 4, имеет нелинейный характер. При этом максимальная величина крутящего момента регистрируется при повороте ШУ на угол 25° и 155° , превышает необходимую в конце раскрытия или складывания и является избыточной.

Так как в течение первого этапа движения ШУ раскрытие или складывание происходит путем преодоления момента сопротивления $M_{ш\text{у}}$ крутящим моментом $M_{пр}$, передающимся от электромеханического привода, появляется необходимость применения более мощного электромеханического привода и увеличения прочностных характеристик ШУ вследствие действия больших изгибающих моментов в процессе раскрытия, что приводит к увеличению массогабаритных характеристик шарнирного узла.

Причиной возникновения зон избыточного крутящего момента является непостоянство зависимости величины усилия от сжатия и нелинейность зависимости величины сжатия пружины от угла поворота ШУ (рис. 2). Так как нелинейность зависимости величины сжатия пружины от угла поворота ШУ обусловлена особенностью конструкции шарнирного узла и принципом его работы, исключение возникновения зон увеличения крутящего момента без изменения конструкции ШУ возможно путем изменения характера зависимости величины усилия пружины от ее сжатия.

Использование пружины, генерирующей постоянную величину усилия на всем промежутке движения троса, позволяет получать линейную зависимость величины крутящего момента от угла поворота шарнирного узла (рис. 4).

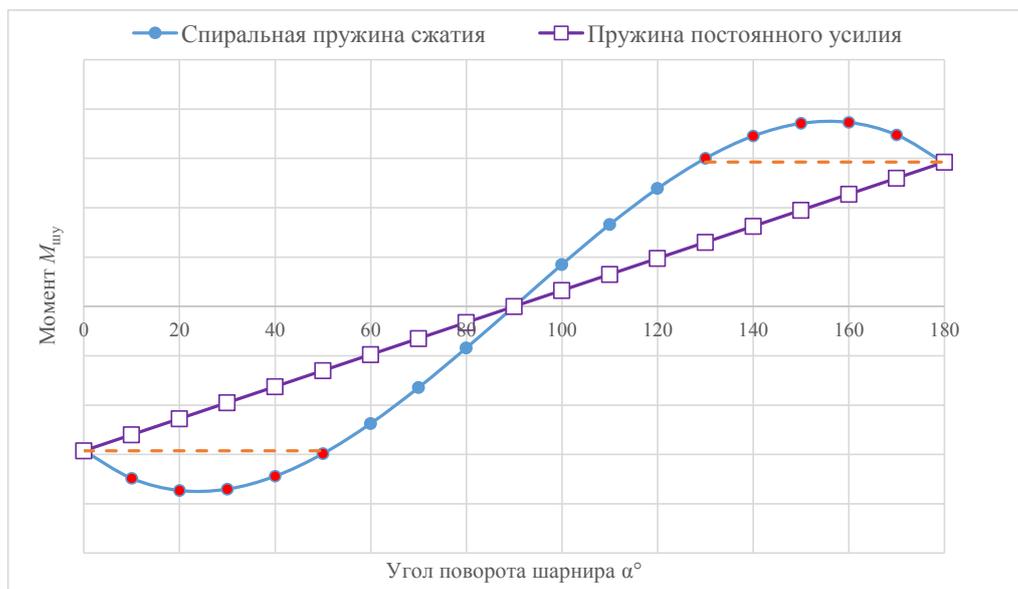


Рис. 4. Зависимость величины крутящего момента от угла поворота шарнира

2. Расчет пружины постоянного усилия

Пружины постоянного усилия применяются в составе приводов механических устройств космических аппаратов, при этом во время своего хода они способны оказывать постоянное усилие, неизменное по величине в пределах рабочей деформации пружины [11; 12]. Пружины изготавливаются из листового материала специально подобранной формы и обладают начальным усилием плотно намотанного рулона. В настоящее время наиболее распространенным материалом, из которого изготавливаются пружины данного типа, является нержавеющая сталь «AISI 302» ГОСТ Р 58127-2018 (EN 10270-3-1.4310).

Несмотря на широкое использование пружин постоянного усилия, существующие процедуры анализа и расчета пружин постоянного усилия являются неполными и неэффективными [13–15].

Для осуществления расчета усилия пружины F необходимо определить материал пружины и ее основные геометрические характеристики [16].

Механические характеристики материала, необходимые для расчета:

- коэффициент Пуассона μ ;
- временное сопротивление на разрыв (предел прочности) σ_b (Па);
- модуль упругости E (Па);
- относительное сужение ψ .

Геометрические параметры пружины (рис. 5):

- внутренний радиус R (мм);
- толщина пружины t (мм);
- ширина пружины b (мм).

С целью увеличения эффективности процедуры расчета усилия требуемой пружины необходимо учитывать количество циклов работы устройства, так как исходя из зависимостей, описанных в ГОСТ 25.504-82, видно, что в условиях малоциклового нагружения расчетный предел прочности может быть задан больше, чем теоретический. Увеличение значения предела прочности влияет на максимально возможное значение толщины пружины, от которой зависит генерируемое ей усилие [16].

Таким образом, после определения геометрических характеристик и выбора материала пружины необходимо определить количество циклов работы пружины N . Расчет уточненного значения предела прочности σ_b^* согласно ГОСТ 25.504-82 производится следующим образом:

$$\sigma_b^* = E \cdot \left(\frac{3,5 \cdot \sigma_b}{E} \cdot N^{-0,12} + \ln \frac{1}{1-\psi} \cdot N^{-0,12} \right). \quad (2)$$

Для дальнейшего расчета необходимо определить максимально возможную толщину пружины t_{\max} , при которой она сможет нормально функционировать при выбранных геометрических характеристиках и условиях эксплуатации:

$$t_{\max} = 2 \cdot \sigma_b^* \cdot R \cdot \frac{1-\mu^2}{E}. \quad (3)$$

После определения максимального значения толщины пружины t_{\max} необходимо выбрать наиболее близкое значение толщины t из имеющихся вариантов конфигураций пружин и произвести расчет усилия F , генерируемого пружиной:

$$F = E \cdot b \cdot \frac{t^3}{24 \cdot R^2} \cdot (1-\mu^2). \quad (4)$$

Используя приведенный выше алгоритм расчета пружин постоянного усилия, возможно вычислять необходимые геометрические параметры пружины при заданном требуемом усилии, решая задачу в обратном порядке.

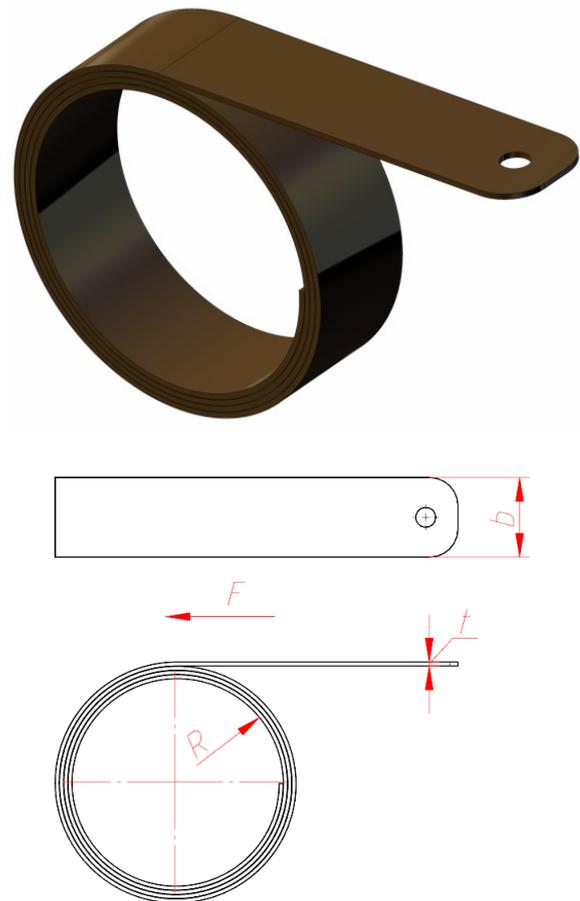


Рис. 5. Условное представление пружины постоянного усилия

Для автоматизации процесса расчета пружин данного типа была разработана программа, в которую заложены алгоритмы расчета, представленные формулами (1)–(4). Интерфейс программы представлен на рис. 6.

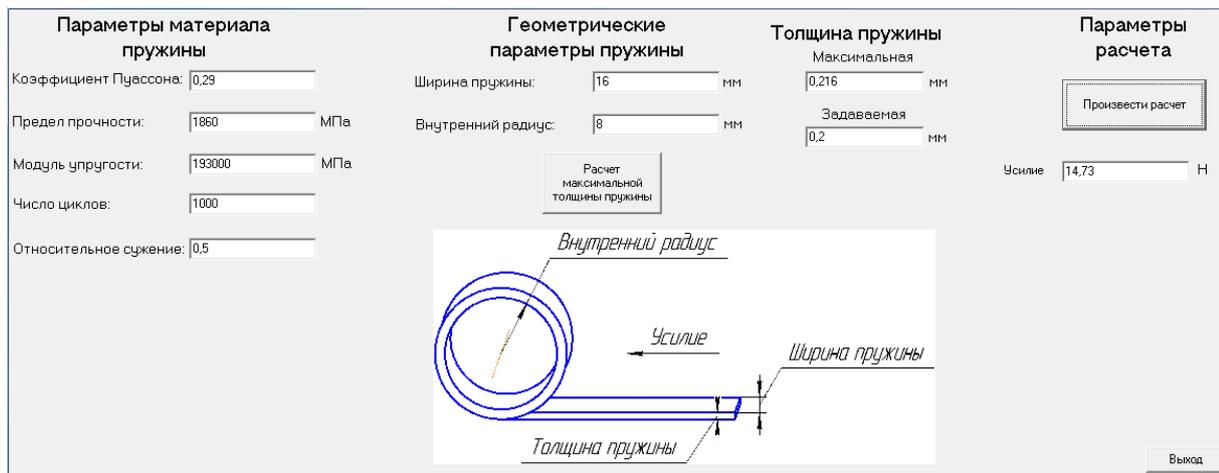


Рис. 6. Интерфейс программы

3. Экспериментальные результаты измерений

С целью верификации предложенного алгоритма расчета пружин постоянного усилия был проведен сравнительный анализ на соответствие расчетных данных с действительно измеренными значениями усилия пружин, конфигурации которых представлены в табл. 1.

Таблица 1

Характеристики экспериментальных образцов

№ образца (пружины)	Характеристика	Значение
Пружина № 1	Диаметр	16 мм
	Ширина	16 мм
	Толщина	0,2 мм
	Расчетное усилие	<u>14,7 Н</u>
Пружина № 2	Диаметр	30 мм
	Ширина	20 мм
	Толщина	0,32 мм
	Расчетное усилие	<u>28,56 Н</u>
Материал пружин: нержавеющая сталь «AISI 302»		

Измерение усилия пружин проводилось разрывной машиной «EUROTEST T-50» с использованием специально разработанной оснастки. Условия проведения эксперимента представлены на рис. 7.

Экспериментальные результаты измерений усилия пружины № 1 и пружины № 2 представлены в виде графиков, показанных на рис. 8.

Исходя из полученных экспериментальных зависимостей усилия пружины от перемещения, расчетная величина усилия соответствует измеренной при растяжении (раскручивании) пружины. Величина усилия при сжатии (скручивании) пружины оказывается меньше расчетной по причине возникновения сил трения между слоями пружины и трением между барабаном и осью [11; 12].

Для подтверждения работоспособности шарнирного узла многоразового раскрытия-складывания с использованием пружины постоянного усилия был смоделирован и изготовлен прототип шарнирного узла, представленный на рис. 9.

Для проведения испытаний шарнира были использованы ранее рассчитанные и испытанные пружины постоянного усилия, характеристики которых представлены в табл. 1. Графики зависимости расчетных и экспериментальных значений крутящего момента шарнирного узла от угла его

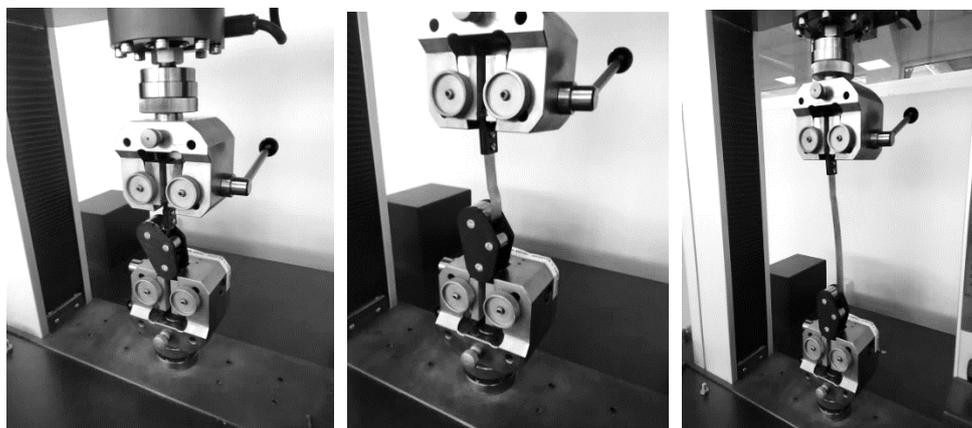


Рис. 7. Процесс измерения усилия пружины

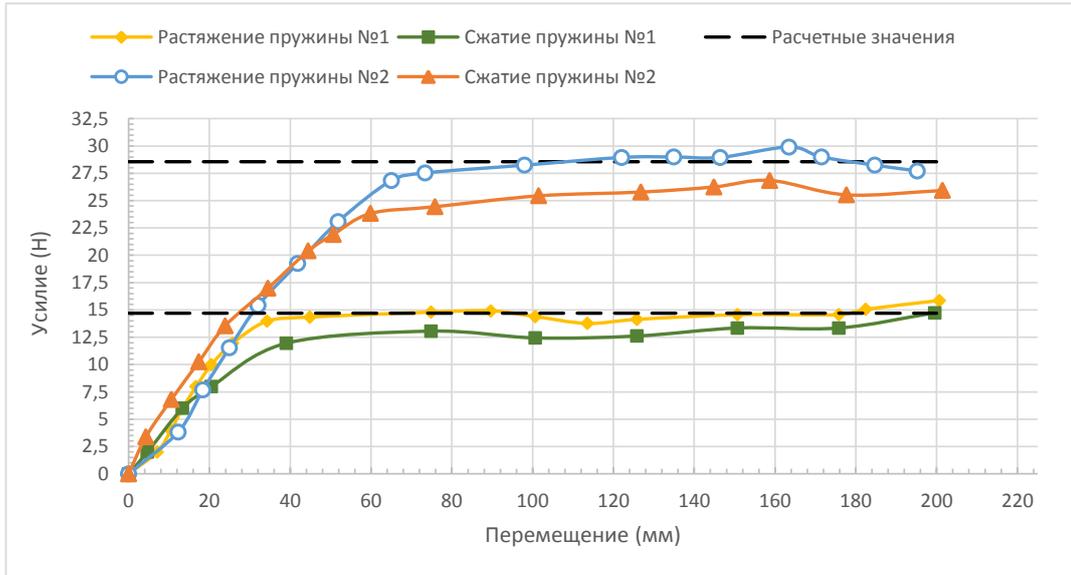


Рис. 8. Результаты измерений усилия пружин

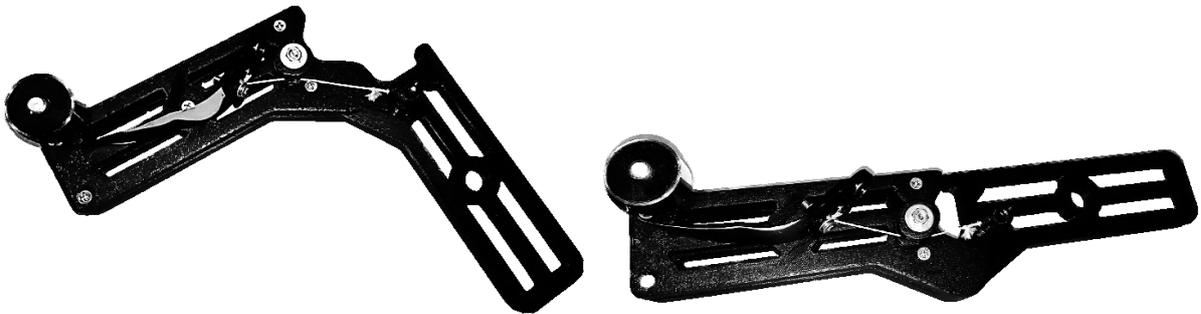


Рис. 9. Прототип шарнирного узла

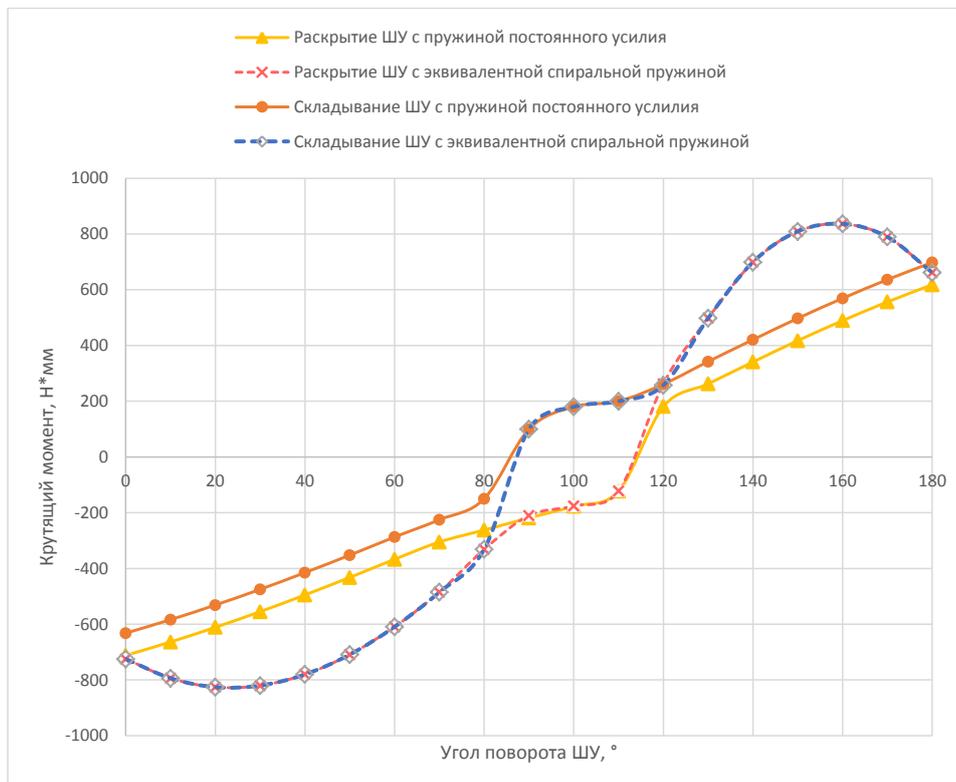


Рис. 10. Результаты испытаний ШУ многоразового раскрытия-складывания

поворота для пружины № 2 и для эквивалентной спиральной пружины представлены на рис. 10.

Изменение формы зависимости на участке поворота 80–110° обусловлено тем, что в подвижных элементах оси ШУ возникает максимальная сила реакции опоры, что приводит к увеличению силы трения, а вследствие и момента сопротивления раскрытию ШУ.

Заключение

Для рассмотренного шарнирного узла требуемой величиной крутящего момента в конце процесса раскрытия или складывания является величина не менее 600 Н·мм. Шарнирный узел с обоими типами пружин удовлетворяет поставленному требованию. В случае применения пружинного привода со спиральной пружиной сжатия максимальное значение крутящего момента составляет 815 Н·мм. При применении пружины постоянного

усилия максимальное значение величины крутящего момента генерируется в конце процесса раскрытия или складывания и соответствует требуемому, что позволяет использовать электромеханический привод на 26 % менее мощный, чем в случае применения пружинного привода со спиральной пружиной, с условием выполнения поставленных перед шарнирным узлом технических требований.

Таким образом, минимизация величины крутящего момента шарнирных узлов многоразового раскрытия-складывания позволяет снизить общую массу конструкции механического устройства солнечной батареи путем использования электромеханического привода минимально необходимой мощности. Также, вследствие уменьшения изгибающих моментов, действующих в процессе раскрытия, возможно уменьшение количества материала силовых элементов конструкции шарнирного узла, что дополнительно снизит массу конструкции.

Список литературы

- [1] Чеботарев В. Е., Косенко В. Е. Основы проектирования космических аппаратов информационного обеспечения : учеб. пособие ; Сиб. гос. аэрокосм. ун-т. Красноярск, 2011. 488 с.
- [2] Globus Al. Toward an Early Profitable Power Sat // Space Manufacturing 14: Critical Technologies for Space Settlement – Space Studies Institute. 2010. October 29–31. pp. 1–10.
- [3] Лопота В. А., Ермаков П. Н., Фролов И. В. Перспективы развития автоматических космических систем и космических аппаратов // Вестник МГТУ им. Н. Э. Баумана. Сер. «Машиностроение». 2011. № 1. С. 5–16.
- [4] Немчанинов С. И. Механическое устройство многоразового раскрытия/складывания батареи солнечной // Решетневские чтения : материалы XVIII Междунар. науч.-практ. конф. Красноярск. 2014. Ч. 1. С. 92–94.
- [5] Немчанинов С. И., Парафейник В. И., Кузоро В. И. Солнечная батарея космического аппарата. Пат. № 2619158 Российская Федерация, 2017. Бюл. № 14.
- [6] Зоммер С. А., Немчанинов С. И., Агеев П. О. Механическое устройство батареи солнечной многоразового раскрытия/складывания // В сб. «Орбита молодежи» и перспективы развития российской космонавтики». 2018. С. 176–178.
- [7] Зоммер С. А., Немчанинов С. И., Иванов А. В. Анализ крутящего момента в шарнирных узлах многоразового раскрытия-складывания // Решетневские чтения : материалы XXIV Междунар. науч.-практ. конф. 2020. Ч. 1. С. 80–82.
- [8] Крылов А. В., Чурилин С. А. Моделирование раскрытия солнечных батарей различных конфигураций // Вестник МГТУ им. Н. Э. Баумана. Сер. «Машиностроение». 2011. № 1. С. 106–112.
- [9] 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.
- [10] Шатров А. К., Назаров Л. Н., Машуков А. В. Основы конструирования механических устройств космических аппаратов. Конструктивные решения, динамические характеристики : учеб. пособие. 2009. 144 с.
- [11] Robert W. P. Torque Loss and Stress Relaxation in Constant Torque Springs // Proceedings of the 3rd Aerospace Mechanisms Symposium. Langley Research Center. 2006. May 17–19. pp. 163–168.
- [12] Joel A. J. Development of the Aquarius Antenna Deployment Mechanisms and Spring/Damper Actuator // Proceedings of the 39th Aerospace Mechanisms Symposium. NASA Marshall Space Flight Center. 2008. May 7–9. pp. 235–248.
- [13] McGuire J. R., Joseph A. Y. Advances in the Analysis and Design of Constant-Torque Springs // Proceedings of the 39th Aerospace Mechanisms Symposium. 1996. pp. 205–220.
- [14] McGuire J. R. Analysis and Design of Constant-Torque Springs Used in Aerospace applications. PhD Dissertation. The University of Texas at Austin. December, 1994.
- [15] Votta F. A. Jr., Lansdale P. A. The theory and design of Long Deflection Constant Force Spring Elements // Transactions of the ASME. 1952. no. 74. pp. 439–450.
- [16] Зоммер С. А., Немчанинов С. И., Иванов А. В. Программа автоматизированного расчета пружин постоянного усилия // Решетневские чтения : материалы XXIV Междунар. науч.-практ. конф. 2020. Ч. 1. С. 83–85.

MINIMIZATION OF EXCESS TORQUE IN MULTI-TIME DEPLOYMENT-FOLDING HINGE JOINTS

S. A. Zommer¹, S. I. Nemchaninov¹, A. P. Kravchunovsky¹,
A. V. Ivanov¹, M. S. Rudenko²

¹ JSC «Academician M. F. Reshetnev» Information Satellite Systems»,
Zheleznogorsk, Krasnoyarsk region, Russian Federation

² Reshetnev Siberian State University of Science and Technology,
Krasnoyarsk, Russian Federation

The paper presents a method for minimizing the torque value of the multi-time deployment-folding hinges. The objects of research were the hinges assembly of multi-time deployment-folding mechanical devices of solar array, which are used as part of the platforms of spacecraft. A computational analysis of the forces and moments that act in the hinges in the process of their opening and folding is carried out. The minimization of the excessive torque value without changing the design and layout of the hinge is possible by changing the shape of the dependence of the spring drive force on the angle of rotation of the hinge. The possibility of using constant force springs as part of the hinge is considered, the existing design algorithms are improved and a program for calculating the geometric and mechanical characteristics of constant force springs is developed. Experimental data were obtained for measuring the forces of springs of various configurations, showing the dependence of the magnitude of the force on the magnitude of the spring deformation and confirming the efficiency of the proposed calculation algorithm. A prototype of a hinge assembly with a constant force spring drive was developed and manufactured. The possibility of minimizing the excess torque without the need to change the design of the hinge while maintaining its technical characteristics was experimentally confirmed.

Keywords: hinge assembly, solar array, spacecraft, spring drive, torque, spring calculation.

References

- [1] Chebotarev V. E., Kosenko V. E. *Osnovy proektirovaniya kosmicheskikh apparatov informatsionnogo obespecheniya* [Fundamentals of spacecraft design information support]. Krasnoyarsk, SibSAU, 2011. 488 p. (In Russian)
- [2] Globus A.I. *Toward an Early Profitable Power Sat // Space Manufacturing 14: Critical Technologies for Space Settlement – Space Studies Institute, 2010, October 29–31, pp. 1–10.*
- [3] Lopota V. A., Ermakov P. N., Frolov I. V. *Perepektivy razvitiya avtomaticheskikh kosmicheskikh sistem i kosmicheskikh apparatov* [Prospects for the development of automatic space systems and spacecraft] // Herald of the Bauman Moscow State Technical University. Series Mechanical Engineering, 2011, no. 1, pp. 5–16. (In Russian)
- [4] Nemchaninov S. I. *Mekhanicheskoe ustrojstvo mnogorazovogo raskrytiya/skladyvaniya batarei solnechnoj* [Mechanical solar battery reusable opening / folding device] // Reshetnev readings: materials of the XVIII International scientific-practical conference, Krasnoyarsk, 2014, Part 1, pp. 92–94. (In Russian)
- [5] Nemchaninov S. I., Parafeinik V. I., Kuzoro V. I. *Solnechnaya batareya kosmicheskogo apparata* [Spacecraft solar battery]. Patent RU 2619158, 2017, bulletin no. 14.
- [6] Zommer S. A., Nemchaninov S. I., Ateev P. O. *Mekhanicheskoe ustrojstvo batarei solnechnoj mnogorazovogo raskrytiya skladyvaniya* [Reusable opening/folding solar battery mechanical device] // All-Russian scientific conference «Orbita molodyozhi», 2018, pp. 176–178. (In Russian)
- [7] Zommer S. A., Nemchaninov S. I., Ivanov A. V. *Analiz krutyashcheg o momenta v sharnirnyh uzlah mnogorazovogo raskrytiya- skladyvaniya* [Torque Analysis in Reusable Open-Fold Pivot Assemblies] // Reshetnev readings: materials of the XXIV International scientific-practical conference, Krasnoyarsk, 2020, Part 1, pp. 80–82. (In Russian)
- [8] Krylov A. V., Churilin S. A. *Modelirovanie raskrytiya solnechnykh batarej razlichnykh konfiguracij* [Modeling the deployment of solar batteries of various configurations] // Herald of the Bauman Moscow State Technical University. Series Mechanical Engineering, 2011, no. 1, pp. 106–112. (In Russian)
- [9] Ilyasova I. G. *Dinamika processa raskrytiya mnogozvennykh batarej* [Dynamics of the opening process of multi-link solar batteries] // VESTNIK of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering, 2012, no. 4, pp. 88–93. (In Russian)
- [10] Shatrov A. K., Nazarov L. N., Mashukov A. V. *Osnovy konstruirovaniya mekhanicheskikh ustrojstv kosmicheskikh apparatov. Konstruktivnye resheniya, dinamicheskie zharakteristiki* [Fundamentals of designing mechanical devices for spacecraft. Constructive solutions, dynamic characteristics]. 2009, 144 p. (In Russian)

- [11] Robert W. P. Torque Loss and Stress Relaxation in Constant Torque Springs // Proceedings of the 3dh Aerospace Mechanisms Symposium, Langley Research Center, 2006, May 17–19, pp. 163–168.
- [12] Joel A. J. Development of the Aquarius Antenna Deployment Mechanisms and Spring/Damper Actuator // Proceedings of the 39th Aerospace Mechanisms Symposium, NASA Marshall Space Flight Center, 2008, May 7–9, pp. 235–248.
- [13] McGuire J. R., Joseph A. Y. Advances in the Analysis and Design of Constant-Torque Springs // Proceedings of the 39th Aerospace Mechanisms Symposium, 1996, pp. 205–220.
- [14] McGuire J. R. Analysis and Design of Constant-Torque Springs Used in Aerospace applications, PhD Dissertation, The University of Texas at Austin, December, 1994.
- [15] Votta F. A. Jr., Lansdale P. A. The theory and design of Long Deflection Constant Force Spring Elements // Transactions of the ASME, 1952, no. 74, pp. 439–450.
- [16] Zommer S. A., Nemchaninov S. I., Ivanov A. V. *Programma avtomatizirovannogo rascheta pruzhin postoyannogo usiliya* [Program for automated calculation of constant force springs] // Reshetnev readings: materials of the XXIV International scientific-practical conference, Krasnoyarsk, 2020, Part 1, pp. 80–82. (In Russian)

Сведения об авторах

Зоммер Семён Андреевич – инженер-конструктор 2 категории АО «Информационные спутниковые системы» имени академика М. Ф. Решетнёва». Окончил Сибирский государственный университет науки и технологий имени академика М. Ф. Решетнёва в 2019 году. Область научных интересов: механические устройства трансформируемых конструкций космических аппаратов.

ORCID: 0000-0002-6248-7665

Иванов Артём Васильевич – инженер-конструктор 2 категории АО «Информационные спутниковые системы» имени академика М. Ф. Решетнёва». Окончил Сибирский государственный университет науки и технологий имени академика М. Ф. Решетнёва в 2019 году. Область научных интересов: механические устройства трансформируемых конструкций космических аппаратов.

ORCID: 0000-0002-3252-3987

Кравчуновский Антон Павлович – инженер АО «Информационные спутниковые системы» имени академика М. Ф. Решетнёва». Окончил Сибирский государственный университет науки и технологий имени академика М. Ф. Решетнёва в 2020 году. Область научных интересов: анализ конструкции космического аппарата по прочности и динамике.

ORCID: 0000-0001-6038-1392

Немчинов Станислав Игоревич – начальник группы проектирования механических устройств батарей солнечных АО «Информационные спутниковые системы» имени академика М. Ф. Решетнёва». Окончил Томский политехнический университет в 2009 году. Область научных интересов: механические устройства трансформируемых конструкций космических аппаратов.

ORCID: 0000-0001-7557-834X

Руденко Михаил Сергеевич – ассистент кафедры летательных аппаратов Сибирского государственного университета науки и технологий имени академика М. Ф. Решетнёва. Окончил Сибирский государственный университет науки и технологий имени академика М. Ф. Решетнёва в 2020 году. Область научных интересов: проведение испытаний механических устройств космических аппаратов.

ORCID: 0000-0002-1074-2548