

УДК 629.78

**Прогнозирование
солнечных
в процессе
их
и** **нагруженности
батарей
раскрытия
конструкционного
технологии** **космического
с
учетом
исполнения
аппарата**

Г. И. Богомаз¹, В. И. Драновский², Л. П. Семенов³, В. П. Трякин², И. К. Хрущ¹

¹Институт технічної механіки НАН і НКА України, Дніпропетровськ

²Державне конструкторське бюро «Південне», Дніпропетровськ

³Національне космічне агентство України, Київ

Надійшла до редакції 17.03.99

Представлена методика дослідження навантаженості панелей сонячних батарей космічного апарата, яка дозволяє проводити комплексний аналіз процесу розгортання системи панелей багатоланцюгової структури з урахуванням її конструктивних, технологічних та функціональних особливостей.

При конструировании космических аппаратов (КА) и их составных систем должен быть осуществлен выбор рациональных параметров — конструктивных, кинематических, динамических, эксплуатационных, экономических — наилучшим образом соответствующих предъявляемым к ним многочисленным требованиям. Практически для каждого элемента КА должны удовлетворяться такие требования, как минимальная масса при необходимой прочности, жесткости, надежности, долговечности, дизайне, технологичности изготовления и учете свойств используемых материалов.

В реализации этих задач призваны сыграть свою роль современные прогрессивные конструкционные материалы, которые позволяют принципиально изменить сам процесс проектирования. В настоящее время конструктор получил возможность наряду с проектированием конструкции осуществить выбор самого материала для ее изготовления, который позволит наилучшим образом воплотить в жизнь конструкторские идеи.

В конструкциях КА применяются различные виды развертывающихся панелей фотоэлектрических батарей. Для всестороннего исследования таких систем, выбора рациональных параметров, оценки влияния различных конструктивных элементов на основные характеристики процесса раскрытия и определения нагрузок от сил инерции, вызванных движением и последующей фиксацией конструкции, первостепенное значение имеет построение математических моделей, адекватно отражающих свойства рассматриваемых систем и удобных для численных экспериментов. Динамические модели развертывания систем жестких и гибких элементов различных конструкций рассмотрены в работах [1, 2, 4, 6, 7].

В настоящей работе дано описание методики прогнозирования нагруженности панелей солнечных батарей (БС) космического аппарата в процессе раскрытия с учетом их конструктивных и функциональных особенностей. При исследовании динамических процессов, происходящих в рассматрива-

емой сложной механической системе при раскрытии, вначале достаточно рассмотреть ее упрощенную модель в виде плоского многозвенного механизма, каждое звено которого имеет одну вращательную степень свободы, а для получения адекватных значений прочностных характеристик необходима подробная динамическая модель. Поэтому на первом этапе математическая модель плоского движения цепочки шарнирно соединенных панелей представлена системой жестких тел с изменяемой в процессе движения структурой, обусловленной тем, что каждый из углов, характеризующий относительное положение кинематически сопряженных звеньев, ограничен вследствие срабатывания механизмов фиксации при достижении заданных углов. На следующем этапе расчет колебаний и прочностных характеристик многослойных сотопластовых панелей БС под действием ударных нагрузок проведен методом конечных элементов на основе модального принципа разложения по формам собственных колебаний.

МЕХАНИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ И УРАВНЕНИЯ ДВИЖЕНИЯ ПАНЕЛЕЙ БС ПРИ РАСКРЫТИИ

На рис. 1 приведена общая компоновочная схема КА после развертывания в космосе. На корпусе симметрично относительно продольной оси корпуса установлены две панели СБ, каждая из которых состоит из нескольких секций и в исходном зачехленном положении сложена в пакет в виде «ширмы». БС крепятся к приводу на корпусе аппарата при помощи рамы. Необходимую энергию для развертывания системы обеспечивают механизмы поворота, установленные в узлах вращения секций и соединительной рамы, вращающий момент которых предполагается зависящим от углов между ними.

После освобождения пакета от удерживающих

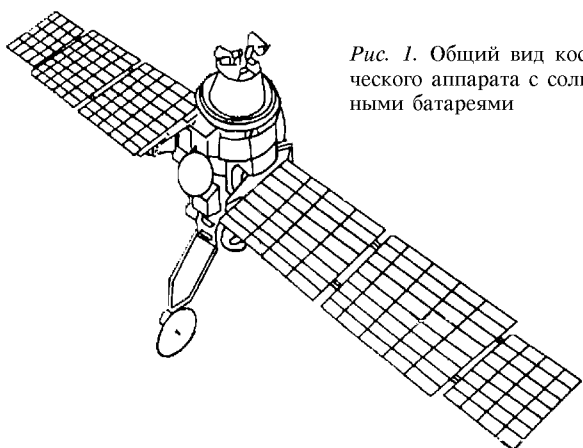


Рис. 1. Общий вид космического аппарата с солнечными батареями

связей происходит развертывание системы, а упоры и захваты ограничивают относительное движение ее элементов, в результате чего возникают их соударения. Поскольку развертывание обеих панелей происходит одновременно, то при моделировании процесса развертывания предполагалось, что панели прикреплены к неподвижному телу. Полный угол поворота соединительной рамы составляет 90° , в то время как относительные углы развертывания остальных секций панелей равны 180° . В развернутом положении вся кинематическая цепочка БС расположена в одной плоскости.

Каждая из панелей представляет собой прямоугольную трехслойную пластину, на лицевой стороне которой размещены фотопреобразователи. Внешние слои панели выполнены из углепластика. Каждый из внешних слоев состоит из двух слоев однонаправленной ленты толщиной 0.1 мм, ориентированных под углами 0 и 90° к продольной оси панели. В качестве заполнителя используется сотовая конструкция из алюминиевой фольги. Соты имеют форму правильной шестигранной призмы с шириной грани 6 мм, толщина слоя заполнителя 20 мм. На торцах панелей вклеены алюминиевые вставки для крепления панелей к механизмам поворота. Соединительная рама БФ изготовлена из стержней трубчатого сечения, материал стержней — углепластик.

При движении системы фиксация каждого шарнирного сочленения звеньев, не допускающая дальнейшего взаимного поворота, моделировалась с помощью неупругого удара. Предполагалось, что звенья после раскрытия не могут освободиться от наложенных на них фиксирующих жестких связей и двигаются как одно звено.

Математическая модель динамики БС получена при предположении, что: все элементы системы являются абсолютно жесткими прямолинейными стержнями длиной l_i и массой m_i ($i = 1, 2, \dots, n$), равномерно распределенной по длине, соединенными между собой идеальными цилиндрическими шарнирами. Для примера, динамическая модель конструкции в виде плоского многозвенника приведена на рис. 2.

Уравнения движения системы получены в виде канонической системы дифференциальных уравнений в форме Гамильтона [5]. В этом случае вместо определения значений обобщенных скоростей системы после каждого соударения и изменения ее структуры необходимо определять обобщенные импульсы, что значительно упрощает процедуру решения задачи.

Пронумеруем звенья в порядке их присоединения друг к другу, считая, что первое звено шарнирно

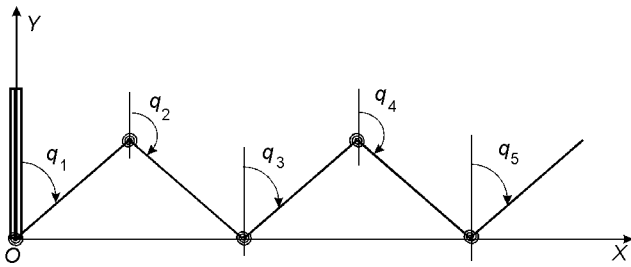


Рис. 2. Расчетная схема БС в виде плоского многозвенного механизма

соединено с неподвижным основанием. Функция Гамильтона

$$H(q_i, p_i) = T(q_i, p_i) + U(q_i),$$

где T и U — кинетическая и потенциальная энергия; q_i, p_i — соответственно обобщенные координаты и импульсы системы, есть полная механическая энергия системы в случае, когда обобщенные скорости \dot{q}_i выражены через обобщенные импульсы p_i .

Временные зависимости $q_i(t)$ и $p_i(t)$ определяются системой обыкновенных дифференциальных уравнений первого порядка

$$\frac{dq_i}{dt} = \frac{\partial H}{\partial p_i}, \quad \frac{dp_i}{dt} = -\frac{\partial H}{\partial q_i}, \quad i = 1, 2, \dots, n. \quad (1)$$

Введем систему координат $OXYZ$, а в качестве обобщенных координат выберем углы q_i между осевой линией каждого стержня и осью OY . Кинетическая энергия системы T , представляющая собой сумму кинетических энергий всех стержней, инерционные характеристики которых считаем равномерно распределенными по длине, есть однородный многочлен второй степени относительно производных \dot{q}_i вида

$$T = \frac{1}{2} \dot{q}^T M \dot{q},$$

где \dot{q} — вектор обобщенных скоростей \dot{q}_i , M — матрица инерционных характеристик системы.

Матрица моментов инерции M является симметричной и положительно определенной, а ее элементы, зависящие от обобщенных координат q_i имеют вид

$$M_{ii} = l_i^2 \left(\sum_{k=i}^n m_k - \frac{2}{3} m_i \right), \quad i = 1, 2, \dots, n,$$

$$M_{ij} = l_i l_j \left(\sum_{k=i+1}^n m_k - \frac{m_i}{2} \right) \cos(q_i - q_j),$$

где $i = 1, 2, \dots, n - 1; j = i + 1, \dots, n$.

Элементы матрицы моментов инерции, например, для пятизвенной системы имеют вид

$$M_{11} = \left(\frac{m_1}{3} + m_2 + m_3 + m_4 + m_5 \right) l_1^2,$$

$$M_{12} = \left(\frac{m_2}{2} + m_3 + m_4 + m_5 \right) l_1 l_2 \cos(q_1 - q_2),$$

$$M_{13} = \left(\frac{m_3}{2} + m_4 + m_5 \right) l_1 l_3 \cos(q_1 - q_3),$$

$$M_{14} = \left(\frac{m_4}{2} + m_5 \right) l_1 l_4 \cos(q_1 - q_4),$$

$$M_{15} = \frac{m_5}{2} l_1 l_5 \cos(q_1 - q_5),$$

$$M_{22} = \left(\frac{m_2}{3} + m_3 + m_4 + m_5 \right) l_2^2,$$

$$M_{23} = \left(\frac{m_3}{2} + m_4 + m_5 \right) l_2 l_3 \cos(q_2 - q_3),$$

$$M_{24} = \left(\frac{m_4}{2} + m_5 \right) l_2 l_4 \cos(q_2 - q_4),$$

$$M_{25} = \frac{m_5}{2} l_2 l_5 \cos(q_2 - q_5),$$

$$M_{33} = \left(\frac{m_3}{2} + m_4 + m_5 \right) l_3^2,$$

$$M_{34} = \left(\frac{m_4}{2} + m_5 \right) l_3 l_4 \cos(q_3 - q_4),$$

$$M_{35} = \frac{m_5}{2} l_3 l_5 \cos(q_3 - q_5),$$

$$M_{44} = \left(\frac{m_4}{3} + m_5 \right) l_4^2,$$

$$M_{45} = \frac{m_5}{2} l_4 l_5 \cos(q_4 - q_5),$$

$$M_{55} = \frac{m_5}{3} l_5^2.$$

По определению обобщенный импульс p_i равен производной кинетической энергии по соответствующей обобщенной скорости \dot{q}_i . В матричной форме выражение для обобщенных импульсов имеют вид

$$p = M \dot{q}_i,$$

где p — вектор обобщенных импульсов системы.

Выпишем выражение кинетической энергии через импульсы:

$$T = \frac{1}{2} p^T M^{-1} p. \quad (2)$$

С учетом выражения для кинетической энергии (2) приведем систему разрешающих уравнений движения (1) к окончательному виду

$$\frac{dq_i}{dt} = M^{-1}p, \quad \frac{dp_i}{dt} = \frac{1}{2} p^T M^{-1} \frac{\partial M}{\partial q_i} M^{-1} p + Q_i,$$

где Q_i — моменты приложенные в шарнирных узлах.

В момент фиксации в результате наложения дополнительных связей отдельным звеньям системы принудительно задаются новые скорости. При этом происходят конечные изменения скоростей остальных звеньев системы и возникают ударные импульсы, а последующее ее движение определяется на единицу меньшим числом степеней свободы. Общее уравнение мгновенного удара, описывающее изменение момента количества движения каждой из обобщенных координат системы, имеет вид

$$M\Delta\dot{q} = S,$$

где S и $\Delta\dot{q}$ — вектор-столбец соответственно обобщенного момента импульса и приращения угловых скоростей звеньев системы во время удара.

Обобщенные координаты и скорости i -го звена непосредственно до и после удара обозначим соответственно через q_i^- , \dot{q}_i^- , и q_i^+ , \dot{q}_i^+ . Так как удар считаем мгновенным, то за нулевое время удара конфигурация системы не изменяется, а при фиксации i -го звена относительно $i - 1$ -го выполняется условие

$$q_{i-1}^- = q_{i-1}^+ = q_i^- = q_i^+. \quad (3)$$

После соударения обобщенные скорости соударяющихся звеньев становятся одинаковыми:

$$\dot{q}_i^+ = \dot{q}_{i-1}^+. \quad (4)$$

Соответствующие им обобщенные импульсы, достигнутые на момент перестройки структуры системы, суммируются, а остальные импульсы после удара сохраняют свои значения и являются начальными для последующего движения системы после изменения ее структуры.

Численные расчеты параметров процесса раскрытия системы выполнены с помощью специально разработанной вычислительной программы. Удары в системе учитывались в результате применения следующей логики переключений. Если в кинематической цепочке нет звеньев с некоторой наперед заданной точностью, вытянутых в одну прямую линию, то условие удара в системе в рассматриваемый момент времени не выполняется, и система уравнений движения интегрируется на следующем шаге по времени без учета эффекта удара и перестройки структуры системы. Учет условия фиксации звеньев и ударов в системе обеспечивается формированием уравнений движения, соответствующих новой структуре системы, и пересчетом начальных импульсов, так как значения обобщенных координат системы при мгновенном ударе не изменяются.

Результаты расчета системы, движение звеньев которой вызвано моментами упругих торсионов, показали, что при одинаковых значениях геометрических и физических параметров звеньев и жесткостей торсионов разворачивание происходит неупорядоченно. На основании проведенного анализа было получено, что полное синхронное разворачивание звеньев будет обеспечено, когда упругие характеристики торсионных пружин системы удовлетворяют соотношению

$$B_1 : B_2 : B_3 : B_4 : B_5 = 1.9 : 1.8 : 1.6 : 1.2 : 0.7.$$

При этом движение отдельных звеньев происходит таким образом, что углы между их продольными осями сохраняют равенство между собой вплоть до момента полного раскрытия.

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ ПРОЧНОСТИ БФ

Распределение начальных скоростей створок в момент фиксации их относительного движения было определено из решения предложенной выше математической модели. Это позволило разделить исходную задачу на задачу нелинейной динамики многозвенной системы шарнирно соединенных жестких стержней с эквивалентными инерционными свойствами переменной структуры и линейную задачу динамики многослойных пластин с распределенными параметрами.

Жесткость конструкции СБ оказывает определяющее влияние на нагрузки, возникающие при ударах в моменты фиксации отдельных створок. С помощью метода конечных элементов проведен расчет динамической нагруженности элементов конструкции рассматриваемой СБ в момент стопорения как упругой системы, состоящей из плоской соединительной рамы и анизотропных слоистых пластин, изготовленных из ортотропных материалов, главные направления упругости которых не совпадают с направлениями координатных линий. Жесткость механизмов поворота в зафиксированном положении моделировалась пружинным элементом.

При решении системы уравнений движения использовано разложение по формам собственных колебаний, применение которого для задач большой размерности эффективнее прямого интегрирования.

Для анализа напряженно-деформированного состояния был использован базирующийся на методе конечных элементов пакет прикладных программ. Многослойные пластины панелей БФ моделировались четырехузловыми композитными конечными элементами. Матрицы инерционно-жесткостных

характеристик композитных элементов учитывали послыное расположение и свойства каждого из слоев по высоте сечения пластин, а также встраиваемые закладные элементы, используемые для присоединения механизмов поворота панелей. Положенные в основу анализа свойства материалов и структура панелей были заданы со следующими характеристиками:

- наполнитель — алюминиевые соты;
- наружный слой — углепластик или стеклопластик на основе волокон, пропитанных связующим.

В качестве механических характеристик слоя наполнителя выбирались их усредненные значения. Приведенный модуль сдвига сотового наполнителя

$$G_{xz} = \xi G_c \frac{\delta_c}{r},$$

где G_c — модуль сдвига материала сот; δ_c — толщина листа сотового наполнителя; r — радиус описанной окружности; $\xi = 0.878$, если двойные стенки сот расположены параллельно направлению продольной оси панелей, и $\xi = 0.576$ в случае, если плоскость этих стенок нормальна к рассматриваемой оси; $E_z = 1.54 E_c \delta_c / r$ — приведенный модуль упругости наполнителя в направлении нормали к пластине; E_c — модуль нормальной упругости материала сот.

Связь наружных слоев между собой и наполнителем считалась идеальной, а ее возможные нарушения не принимались во внимание как малозначащие по сравнению с разрушением наружных слоев или наполнителя, поскольку при совершенной технологии изготовления панелей с сотовым наполнителем нет необходимости учета возможности разрушения по клеевому соединению. Поэтому разрушающие напряжения в многослойной пластине оценивались для наружного слоя и элементов сот наполнителя. Выпучивание вследствие сдвига наполнителя (условие общей устойчивости внешних слоев), а также условие местной устойчивости внешних слоев (при их искривлении подобно пластинам на сплошном упругом основании с образованием цилиндрических складок в наружном слое) не учитывались. Для проверки прочности многослойной панели в местах соединения с механизмами поворота в зоне прилегающей к закладным элементам использовалась более подробная расчетная схема, учитывающая форму бобышки (вкладыша). Во всех рассмотренных случаях полученные коэффициенты запаса прочности находились в допустимых пределах, а максимальные значения напряжений имели место в зоне, прилегающей к закладному элементу. Условие прочности внешних слоев

$$\sigma_{\text{экв}} \leq \sigma_b,$$

где σ_b — предел прочности материала внешних слоев панели.

Условие прочности элементов сот

$$k_3 \sigma_{\text{экв}} \frac{r}{\delta_c} \leq \sigma_{\text{вс}},$$

где $\sigma_{\text{вс}}$ — предел прочности материала сот; $k_3 = 0.866$, когда двойные стенки сот расположены параллельно продольной оси конструкции, и $k_3 = 1.5$ в случае, если плоскость этих стенок нормальна к рассматриваемому направлению; $\sigma_{\text{экв}}$ — максимальное значение эквивалентного напряжения по критерию Мизеса, возникающего в наполнителе, рассматриваемого как сплошной слой с соответствующими приведенными характеристиками.

Таким образом, разработана методика расчета динамики процесса раскрытия и оценки прочности многозвенных деформируемых конструкций БФ разветвленной структуры различного назначения, в том числе КА нового поколения в условиях, максимально приближающимся к натурным.

1. Акуленко Л. Д., Михайлов С. А., Черноусько Ф. Л. Моделирование динамики манипулятора с упругими звеньями // Изв. АН СССР. Механика твердого тела.—1981.— № 3.—С. 118—124.
2. Гуляев В. И., Завражина Т. В. Динамика пространственных движений космического упругого робота-манипулятора // Космічна наука і технологія.—1997.—3, № 3/4.—С. 90—95.
3. Загора Л. В., Хрущ И. К. Анализ динамики и прочности стержневых систем космической техники методом конечных элементов // Космическая наука и техника. — Киев: Наук. думка, 1992.—С. 50—53.
4. Лоу, Видиасагар. Лагранжева форма уравнений движения манипуляционных робототехнических систем с упругими звеньями // Соврем. машиностроение.—1989.—№ 3.—С. 98—105.
5. Лурье А. И. Аналитическая механика. — М.: Физматгиз, 1961.—824 с.
6. Уай Б., Фурумото Н., Бэнерджи Э. К., Барбе П. М. Моделирование и расчет динамики развертывания панелей солнечных батарей космического аппарата // Аэрокосмич. техника.—1987.—№ 5.—С. 161—169.
7. Хрущ И. К. Моделирование движения многозвенной системы переменной структуры // Динамика и управление движением механических систем. — Киев: Наук. думка, 1992.—С. 26—35.

PREDICTION OF THE SOLAR PANEL LOADING IN SPACECRAFT IN THE COURSE OF PANEL OPENING WITH THE PANEL CONSTRUCTION AND MANUFACTURE TECHNOLOGY TAKEN INTO ACCOUNT

G. I. Bogomaz, V. I. Dranovskiy, Z. P. Semenov, V. P. Tryakin, and I. K. Khrushch

We propose a procedure for the study of the loading of solar panels in spacecraft. It allows a complex analysis of the opening of a ladder-type panel system with its structural, technological, and functional peculiarities taken into account.