

О НАДЕЖНОСТИ ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ МЕХАНИЗМОВ РАСКРЫТИЯ ДЕСАНТНЫХ МОДУЛЕЙ

Ю.П. Похабов¹

Д.С. Блинов^{2,3}

А.Ю. Колобов³

pokhabov_yury@mail.ru

dmitriyblinov@mail.ru

kolobov@laspase.ru

¹ АО «НПО ПМ МКБ», г. Железногорск,
Красноярский край, Российская Федерация

² МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация

³ АО «НПО Лавочкина», г. Химки, Московская обл., Российская Федерация

Аннотация

Разработка механизмов раскрытия, фиксации узлов и систем десантных модулей межпланетных автоматических космических аппаратов — это сложная инженерная задача, ошибки в решении которой приводят к критичным отказам. Для осуществления межпланетной миссии необходима безотказная работа механизмов раскрытия, что, в свою очередь, требует эффективных методик конструирования и расчетно-экспериментального обеспечения надежности в условиях неполных знаний о воздействиях планет на межпланетные космические аппараты. В отличие от зарубежного опыта в отечественной практике методологии проектирования высоконадежных механизмов раскрытия и фиксации уделяется недостаточное внимание. Приведены подходы к расчетно-экспериментальному обеспечению надежности функционирования механизмов раскрытия десантных модулей. Проанализированы факторы, оказывающие влияние на надежность механизмов раскрытия и фиксации. Показано, что надежность функционирования механизмов раскрытия и фиксации во многом определяет запасы движущих моментов (сил) приводов раскрытия с учетом конструкторско-технологических факторов, причем для механизмов десантных модулей они должны рассчитываться, исходя из условий и воздействий (климатических, атмосферных и гравитационных) планет назначения

Ключевые слова

Автоматические космические аппараты, десантные модули, надежность, отказы, механизмы раскрытия и фиксации

Поступила 11.04.2022

Принята 24.04.2022

© Автор(ы), 2022

Введение. Механизмы раскрытия и фиксации являются неотъемлемой частью всех автоматических космических аппаратов (КА). Их основная задача — обеспечить развертывание конструкций солнечных батарей, антенн, штанг и подобных устройств из сложенного (стартового) положения в конечное (рабочее), создавая тем самым необходимые условия для нормального функционирования бортовых систем питания электроэнергией, приема-передачи радиосигналов, а также обеспечить заданные режимы работы бортового оборудования и др. [1]. Любые отказы при раскрытии или фиксации механизмов способны поставить автоматические КА на грань гибели, нарушив частично или полностью способность аппарата к функционированию еще до начала работы по целевому назначению [2].

Разработка механизмов раскрытия и фиксации десантных модулей межпланетных автоматических КА является одной из сложнейших инженерных задач, ошибки в решении которой приводят к критичным или фатальным отказам [3]. Надежность функционирования механизмов раскрытия и фиксации десантных модулей в отличие от КА, предназначенных для работы на околоземной орбите, обеспечивается необходимостью дополнительного учета факторов длительного пребывания в условиях глубокого вакуума, посадочных нагрузок, климатических, атмосферных и гравитационных условий планет назначения [4]. Причинами отказов механизмов раскрытия и фиксации могут быть холодная сварка в глубоком вакууме [5], исчезновение зазоров (например, заклинивание или запрессовка шарниров) [6], нарушение подвижности кинематических пар (попадание в механизм раскрытия посторонних предметов), возникновение внезапных помех на пути движения (зацепление за смежные конструкции), разрегулировка механизмов, отсутствие или разрушение контрвекторных резьбовых соединений, виброперемещения [7] и др. Перечисленные причины могут привести к отказам, которые характеризуются, как правило, малыми вероятностями, и не всегда могут быть выявлены при расчетах и наземной экспериментальной отработке.

Редкая событийность и дороговизна осуществления каждой межпланетной миссии приводят к необходимости практически безотказной работы механизмов раскрытия и фиксации, что, в свою очередь, требует повышения эффективности методик конструирования и расчетно-экспериментального обеспечения надежности в условиях ограниченных статистических данных и неполных знаний об условиях и воздействиях планет назначения.

Слабым местом отечественной методологии разработки механизмов раскрытия и фиксации является отсутствие нормативно-методической

базы для обеспечения запасов движущих моментов (сил) как отношения движущих моментов (сил), развиваемых приводами, к моментам сопротивления (резистивным силам) на пути движения механизмов. Этому показателю уделяется особое внимание во всех зарубежных аэрокосмических стандартах (MIL-A-83577B, NASA-STD-5017A, AIAA S-114-2005 и ECSS-E-ST-33-01C), поскольку он определяет выбор привода, исходя из условия энергодостаточности параметров мотора-редуктора. В отечественной практике космических разработок (кроме разработок АО «ИСС» имени академика М.Ф. Решетнёва», применительно к телекоммуникационным, навигационным и геодезическим спутникам) определение запасов движущих моментов (сил) фактически не используется [8]. Решение динамики раскрытия механизмов [9, 10] является необходимым, но недостаточным условием обеспечения их надежности, поскольку не характеризует уровень энергодостаточности приводов раскрытия.

Приведем подходы к расчетно-экспериментальному обеспечению надежности функционирования механизмов раскрытия и фиксации де-сантных модулей в условиях и воздействиях планет назначения.

Подходы к обеспечению надежности механизмов раскрытия и фиксации. Решение задач надежности функционирования механизмов раскрытия сводится к обеспечению [11, 12]:

- 1) прочности (сопротивление нагрузкам в сложенном положении и при фиксации в рабочем положении);
- 2) функционирования при повороте штанги (превышение движущего момента привода над моментом сил сопротивления на пути движения, включая фиксацию в конечном положении).

В инженерной практике решение задач прочности осуществляется с использованием коэффициентов безопасности и запасов прочности [13–15], а решение задачи функционирования при повороте штанги — с использованием запасов движущих моментов (сил) [16, 17]. Проектные методы обеспечения надежности механизмов принято разделять на предназначенные для выбора и обоснования конструктивно-силовой схемы раскрывающихся конструкций и приводов раскрытия [18] и на конструкторско-технологические — для разработки рабочей конструкторской документации с учетом заданной надежности раскрытия механизмов [7].

Обеспечение надежности функционирования механизмов раскрытия и фиксации на этапе проектирования. Метод расчета надежности функционирования механизмов раскрытия и фиксации орбитальных автоматических КА на этапе проектирования изложен в работах [11, 12].

Формула для расчета надежности «в запас» (в предположении, что составляющие формулы независимы по надежности) имеет вид

$$R = R_{\text{пр}} R_{\text{ф}}, \quad (1)$$

где $R_{\text{пр}}$, $R_{\text{ф}}$ — надежность по прочности и функционированию.

С учетом использования конструктивных запасов формулы для определения надежности по прочности и функционированию формулу (1) можно преобразовать к виду

$$R_{\text{пр}} = P(N/n > fS); \quad (2)$$

$$R_{\text{ф}} = P(M_{\text{дв}} > kM_c), \quad (3)$$

где N , S , $M_{\text{дв}}$, M_c — соответственно несущая способность, действующие нагрузки, моменты движущих сил и сил сопротивления; n — запас прочности конструкционных материалов; f — коэффициент безопасности; k — запас движущего момента, отражающий идею о необходимости разделения средних значений движущего момента и моментов сил сопротивления для повышения надежности.

Формула (2) при обеспечении нормативных отраслевых коэффициентов безопасности согласно ГОСТ Р 56514–2015¹ на практике принимает вид $R_{\text{пр}} \equiv 1$ [15].

Проверку условия функционирования по запасам движущего момента $M_{\text{дв}} > kM_c$ проводят следующим образом:

– определяют движущий момент привода как $M_{\text{дв}} = M(\varphi)$ — при использовании торсионов или часовых пружин; $M_{\text{дв}} = l\vec{T}(\varphi)$ — при использовании пружин растяжения, где $M(\varphi)$, $\vec{T}(\varphi)$ — момент и сила пружины; φ — текущий угол раскрытия; l — плечо действия силы пружины, создающей движущий момент;

– определяют момент сил сопротивления по формулам:

$$M_c(\varphi) = \begin{cases} M_{\text{каб}}(\varphi) + \mu r \vec{F}(\varphi) & \text{при } 0 < \varphi < \varphi_3; \\ M_{\text{каб}}(\varphi) + \mu r \vec{F}(\varphi) + M_3(\varphi) & \text{при } \varphi_3 \leq \varphi < \varphi_{\text{п}}, \end{cases} \quad (4)$$

где $M_{\text{каб}}(\varphi)$ — момент сил сопротивления из-за деформации межпанельных кабелей (определяется экспериментально); μ — коэффициент трения скольжения в шарнире; r — радиус оси шарнира; $\vec{F}(\varphi)$ — результирующий вектор реактивных сил в шарнире, значение которого зависит

¹ ГОСТ Р 56514–2015 Нормы прочности автоматических космических аппаратов. М., Стандартинформ, 2015.

от типа приводных пружин, например, $\vec{F}(\varphi) = \vec{T}_R(\varphi)$ — для пружины растяжения; $\vec{F}(\varphi) = \vec{F}_M(\varphi) = M(\varphi)/b$ — для часовой пружины (b — расстояние между зацепами часовой пружины); $\vec{F}(\varphi) = 0$ — для торсионна; $\vec{T}_R(\varphi)$, $\vec{F}_M(\varphi)$ — реактивные силы пружины растяжения и часовой пружины; $M_3(\varphi)$ — момент сопротивления защелки при фиксации конструкции в конечном положении; φ_3 , φ_{Π} — угол раскрытия, при котором защелка начинает взведение, и полный угол раскрытия;

– обеспечивают запас движущего момента, который должен быть не менее 100 % (соотношение 2 : 1) относительно моментов сил сопротивления (3) при худшем сочетании факторов внешней среды, материалов и состояния изготовления конструкции из расчета нулевой кинетической энергии в любом положении механизма в пределах диапазона движения.

В отечественной практике (в отличие от зарубежной) не существует нормативных требований по запасам движущих моментов [7]. Однако, как показано в [18], при условии равнопрочности составляющих формул (2), (3) запас движущего момента $k = 2$ соответствует коэффициенту безопасности $\sim 1,5$.

В случае соблюдения условий функционирования по запасам движущего момента формула (3) принимает вид $R_{\Phi} \equiv 1$.

Обеспечение надежности функционирования механизмов раскрытия и фиксации на этапе конструирования. В основе расчетно-экспериментального метода определения надежности лежит обоснование конструкторских и технологических решений, которые детализируют проектные решения, поэтому формула (1) на этапе разработки рабочей конструкторской документации (привязанной к технологическим возможностям производства) преобразуется к виду

$$R = R_{\text{пр}} R_{\Phi} R_{\text{кт}}, \quad (5)$$

где $R_{\text{кт}}$ — конструкторско-технологическая надежность.

Очевидно, что в случае $R_{\text{кт}} = 1$ формула (5) приводится к виду (1), а при $R_{\text{пр}} \equiv 1$ и $R_{\Phi} \equiv 1$ принимает вид

$$R = R_{\text{кт}} \leq 1. \quad (6)$$

Формула (6) следует из формулы полной вероятности

$$R(t) + Q(t) = 1, \quad (7)$$

где $R(t)$ — функция надежности, $R(t) = P(\tau > t)$; $Q(t)$ — функция отказа, $Q(t) = P(\tau < t)$.

На основании формул (1)–(6) можно сделать вывод, что заданный уровень безотказности обеспечивается при $R(t) > R_{\text{мин}}$, если существуют объективные доказательства того, что

$$Q(t) < 1 - R_{\text{мин}}. \quad (8)$$

Из сопоставления формул (6)–(8) следует

$$R_{\text{кт}} = 1 - Q(t). \quad (9)$$

Таким образом, расчетно-экспериментальный метод определения проектной надежности применительно к механизмам раскрытия и фиксации по условиям прочности и запасам движущих моментов является недостаточным без учета конструкторско-технологических факторов.

Если предположить, что ненадежность определяется конструкторскими, технологическими и производственными погрешностями θ_i , то формулу (9) можно привести к виду

$$R_{\text{кт}} = \prod_t^{i=n} R(\theta_i). \quad (10)$$

Погрешности θ_i могут быть вызваны неверными или нерациональными решениями по выбору материалов, допусков, посадок и других конструктивных факторов, невыполнением требований конструкторской документации, необоснованностью параметров конструкции и т. п.

Конструкторские и технологические погрешности θ_i могут быть выявлены на этапах нормативного и технологического контроля конструкторской и технологической документации либо методом конструкторско-технологического анализа надежности [7].

Практика показывает, что конструкторско-технологические погрешности всегда конечны и зависят от конструктивного исполнения изделий. Однако существуют типовые погрешности, на основе которых возможна разработка контрольного списка для проведения проверок и конструкторских расчетов однотипных механизмов раскрытия и фиксации.

Приведем типичные примеры обеспечения конструкторско-технологической надежности механизмов раскрытия и фиксации.

Надежность начального страгивания. В начальный момент объекту необходимо преодолеть трение покоя с коэффициентом $\mu_{\text{т.п}}$. Существуют стоп-эффекты в узлах с твердым смазочным покрытием, заключающиеся в резком увеличении моментов трения при страгивании в зависимости от временного интервала нахождения узла трения в нерабочем состоянии [19]. Условие функционирования по запасам движущего мо-

мента (4) $\varphi = [0, \Delta\varphi \rightarrow 0]$ может оказаться невыполненным, поскольку $\mu_{т.п} > \mu$.

В начальной фазе движения момент сил сопротивления $M_{с.н}$ в шарнире находим так:

$$M_{с.н} = M_{каб}(\varphi) + \mu_{т.п} r \vec{F}(\varphi), \quad \varphi = [0, \Delta\varphi \rightarrow 0]. \quad (11)$$

Поскольку имеется разность трения покоя с коэффициентом $\mu_{т.п}$ и трения скольжения с коэффициентом μ в начальной фазе движения $\varphi = [0, \Delta\varphi \rightarrow 0]$, то необходимо в параллель с приводами раскрытия установить короткоходовую пружину (толкатель) для страгивания конструкции. Усилие толкающей пружины $\vec{T}(\varphi)$ с учетом (11) выбирают из условия

$$M_{дв} + I\vec{T}(\varphi) > k \{M_{с.н} + \mu_{т.п} r \vec{T}(\varphi)\}, \quad \varphi = [0, \Delta\varphi \rightarrow 0]. \quad (12)$$

После страгивания и выбора хода пружины толкателя раскрытие конструкций осуществляется штатными приводами раскрытия, обеспечивающими выполнение условия (3).

Надежность включения привода. Включение привода раскрытия является главным условием надежного раскрытия. Обычно приводы имеют унифицированную модульную конструкцию. Поэтому для них возможно получение экспериментальной функции наработки

$$R_N = n / N^*, \quad (13)$$

где n — число неотказавших приводов при наземной эксплуатационной отработке и эксплуатации; N^* — общее число приводов в выборке.

Условие надежности для привода с учетом (13) записывается в виде

$$R_N > P_{lim}, \quad (14)$$

где P_{lim} — заданный уровень безотказной работы привода.

В случае несоблюдения условия (14) требуемая надежность привода обеспечивается за счет n -й кратности дублирования его элементов:

$$R_d = 1 - (1 - R_N)^{n+1}. \quad (15)$$

Надежность сохранения радиальных зазоров. Исчезновение зазоров до или в процессе раскрытия является одной из основных причин отказов раскрывающихся конструкций [6]. Такой отказ (восстанавливаемый или невосстанавливаемый) может быть вызван внезапным пропаданием радиального зазора в шарнире за счет изменения толщины слоя твердого смазочного покрытия и температурных деформаций. Условие работоспособности по радиальному зазору определяется формулой

$$\Delta_0(\tau, T) = \delta(\tau, T) - 2\delta_n(\tau, T) - \delta_{pr}(\tau, T) > 0, \quad \tau = [0, t], \quad (16)$$

где Δ_0 — радиальный зазор; δ — минимальный зазор без учета слоя смазывающего материала; $\delta_n(\tau)$ — максимальная толщина твердого смазывающего материала; δ_{pr} — максимальное значение тепловых деформаций конструктивных элементов шарнира в радиальном зазоре; T — температура в сопряжении деталей шарнира.

Значения параметров радиального зазора как случайной функции времени и температуры могут быть получены в результате расчетов размерных цепей, проведения измерений толщины слоя твердого смазочного материала, а также расчетов температурных деформаций.

Надежность раскрытия без зацеплений. При раскрытии возможен отказ, связанный со случайными помехами на пути движения раскрывающейся конструкции, вызванными неучтенными условиями невесомости, вибрации, кинематикой движения или нерациональной компоновкой смежных конструкций, а также нештатными действиями рабочих-сборщиков.

Алгоритм выявления таких отказов содержит построение полной группы проверок при подготовке автоматического КА к штатному раскрытию, включающих компьютерное моделирование и обеспечивающих условие

$$Q_{st} \rightarrow 0, \quad (17)$$

где Q_{st} — вероятность зацепления.

Особенности обеспечения надежности механизмов раскрытия на этапе проектирования десантного модуля. Раскрытие механизмов в условиях планеты назначения требует учета дополнительных факторов, увеличивающих момент сил сопротивления относительно орбитальных условий раскрытия автоматических КА: сопротивления атмосферных газов, влияния ветра, сил гравитации, посадки на наклонную плоскость, изменения трибологических характеристик твердых смазочных покрытий в атмосфере исследуемой планеты.

В этом случае в (4) добавляются дополнительные слагаемые момента сил сопротивления, а в некоторых случаях увеличивается значение движущего момента.

Сопротивление атмосферных газов. При движении в спокойной атмосфере на поверхность раскрывающейся конструкции действует сила давления

$$\vec{F}_d = C_x \frac{\rho S_x v^2}{2}, \quad (18)$$

где C_x — коэффициент лобового сопротивления; ρ — плотность окружающей среды; v — скорость движения конструкции за счет энергии приводов раскрытия; S_* — площадь поверхности конструкции.

Сила давления (18) вызывает момент сопротивления повороту раскрываемой конструкции за счет давления потока газов:

$$M_d = l_d \vec{F}_d, \quad (19)$$

где l_d — расстояние от центра давления до оси поворота.

Суммарное приращение момента сил сопротивления к выражению (4):

$$\Delta M_{с.д} = \vec{F}_d (l_d + \mu r). \quad (20)$$

Влияние ветра. Атмосферный ветер как тормозит, так и разгоняет раскрываемую конструкцию. В случае торможения формулы (18)–(20) будут иметь следующий вид:

$$\vec{F}_{д1} = C \frac{\rho S_* (v - \vec{v}_1)^2}{2}; \quad (21)$$

$$M_{д1} = l_{д1} \vec{F}_{д1}; \quad (22)$$

$$\Delta M_{д1} = F_{д1} (l_{д1} + \mu r), \quad (23)$$

где C — коэффициент аэродинамической силы; \vec{v}_1 — скорость ветра в направлении раскрытия; $l_{д1}$ — плечо действия силы давления относительно оси поворота.

В случае разгона приращение движущего момента имеет вид

$$\Delta M_{д2} = l_{д1} C \frac{\rho S_* \vec{v}_1^2}{2}, \quad (24)$$

при этом приращение момента сил сопротивления в шарнире $\Delta M_{д2}$ будет

$$\Delta M_{с.д2} = C \frac{\rho S_* (v + \vec{v}_1)^2}{2} (l_{д1} + \mu r). \quad (25)$$

Влияние гравитационной составляющей. Гравитационная составляющая раскрываемых частей конструкций

$$\vec{G} = mg_*, \quad (26)$$

где m — масса поворотной конструкции; g_* — ускорение свободного падения на планете назначения.

При движении к нормали от центра планеты масса раскрываемых конструкций тормозит движение с приращением момента сил сопротивления за счет гравитации:

$$\Delta M_{с.г} = \vec{G} (l_{г} + \mu r). \quad (27)$$

При движении от нормали масса раскрывающихся конструкций разгоняет движение с приращением движущего момента

$$\Delta M_{дв.г} = l_{г} \vec{G}, \quad (28)$$

при этом приращение момента сил сопротивления в шарнире к выражению (4) имеет вид

$$\Delta M_{с.г1} = \vec{G} (l_{г} + \mu r). \quad (29)$$

Влияние посадки на наклонную поверхность. Наклон посадочной площадки влияет на приращение движущих моментов (28) и моментов сил сопротивления (27), (29) от гравитационной составляющей пропорционально углу наклона.

Промежуточные выводы. В соответствии с (18)–(29) задача надежности функционирования по запасам движущего момента (3) относительно орбитальных условий усложняется, что требует:

- численного моделирования при расчетах движущих моментов и моментов сил сопротивления;
- установления ограничений по допустимой ветровой нагрузке;
- оценки допустимости использования запасов движущих моментов в соотношении не менее 2 : 1 (запас не менее 100 %) в условиях неопределенностей раскрытия на планетах назначения.

Особенности обеспечения условий прочности при проектировании механизмов раскрытия и фиксации десантных модулей. При раскрытии механизмов десантных модулей возникают две задачи: с одной стороны, приводы должны иметь энергию, достаточную для преодоления сопротивления на пути движения, с другой стороны, избыток энергии по преодолению сопротивления не должен привести к нарушению условий прочности раскрываемой конструкции в момент фиксации их в конечном положении при срабатывании защелок.

Определение верхнего предела запаса движущего момента в случае возникновения неопределенностей при расчетах момента сил сопротивления позволяет предельно повысить надежность функционирования по запасам движущего момента (имея приближенные расчеты моментов сил сопротивления).

При выполнении условия (4) разность работ движущего момента $A_{дв}(\varphi)$ и момента сил сопротивления $A_{с}(\varphi)$ на пути перемещения раскрываемой поворотной конструкции приводит к накоплению ее кинетической энергии ΔK при раскрытии:

$$A_{\text{дв}}(\varphi) - A_{\text{с}}(\varphi) = \Delta K, \quad (30)$$

$$\text{где } A_{\text{дв}}(\varphi) = \int_{\varphi}^{\varphi_{\text{н}}} M_{\text{дв}}(\varphi) d\varphi; \quad A_{\text{с}}(\varphi) = \int_{\varphi}^{\varphi_{\text{н}}} M_{\text{с}}(\varphi) d\varphi.$$

При достижении заданного угла раскрытия $\varphi_{\text{к}}$ происходит жесткая фиксация поворотной конструкции в конечном положении, накопленная кинетическая энергия переходит в потенциальную энергию деформации изгиба консоли. Уравнение сохранения энергии с учетом (30) в момент фиксации поворотной конструкции в конечном положении имеет вид

$$A_{\text{дв}}(\varphi_{\text{к}}) - A_{\text{с}}(\varphi_{\text{к}}) = \Pi, \quad (31)$$

где Π — потенциальная энергия деформации изгиба консоли в конечном положении.

Условие сохранения прочности силовых элементов консольной конструкции в момент фиксации с учетом (31) можно записать в виде

$$n_{\text{к}} = \frac{A_{\text{дв}}^{\text{макс}}(\varphi_{\text{к}})}{A_{\text{с}}^{\text{мин}}(\varphi_{\text{к}}) + \Pi_{\text{пред}}} < 1, \quad (32)$$

где $n_{\text{к}}$ — энергетический коэффициент консоли; $\Pi_{\text{пред}}$ — предельно допустимая потенциальная энергия деформации изгиба консоли в конечном положении в результате деформации под действием динамических нагрузок, образующихся при мгновенной остановке.

Накопление кинетической энергии по формуле (30) возможно только при наличии энергетического запаса движущего момента $k_{\text{А}}(\varphi)$:

$$k_{\text{А}}(\varphi) = \frac{A_{\text{дв}}(\varphi)}{A_{\text{с}}(\varphi)} > 1. \quad (33)$$

В произвольной точке, например, $\varphi = \varphi_{\text{к}}$, имеем

$$k_{\text{А}}(\varphi_{\text{к}}) = \lim_{\varphi \rightarrow \varphi_{\text{к}}} \frac{A_{\text{дв}}(\varphi)}{A_{\text{с}}(\varphi)} \cong \frac{M_{\text{дв}}(\varphi_{\text{к}})}{M_{\text{с}}(\varphi_{\text{к}})}. \quad (34)$$

При движении раскрывающейся конструкции с ускорением энергетический запас движущего момента (33) в конце раскрытия (34) можно представить с помощью операторного соотношения

$$k_{\text{А}}(\varphi_{\text{к}}) = L(n_{\text{к}}). \quad (35)$$

Максимальное значение энергетического коэффициента консоли $n_{\text{к}}^{\text{пред}}$ реализуется при $A_{\text{с}}^{\text{мин}}(\varphi_{\text{к}})$. Для проведения оценочных расчетов при проектировании выражение (32) можно использовать в виде

$$n_{\text{к}}^{\text{пред}} = \frac{A_{\text{дв}}^{\text{макс}}(\varphi_{\text{к}})}{\Pi_{\text{пред}}} < 1. \quad (36)$$

В случае $n_{\text{к}} > 1$ необходимо повысить предельно допустимую потенциальную энергию деформации изгиба консоли в конечном положении, либо снизить значение движущего момента при выполнении (3).

С учетом (32)–(36) можно записать выражение для максимально допустимого значения энергетического запаса движущего момента $k_{\text{А}}^{\text{макс}}(\varphi_{\text{к}})$:

$$k_{\text{А}}^{\text{макс}}(\varphi_{\text{к}}) \leq L \left(n_{\text{к}}^{\text{пред}} \right) \propto \frac{1}{n_{\text{к}}^{\text{пред}}}. \quad (37)$$

С учетом (3) и (37) условие работоспособности поворотной конструкции при раскрытии можно выразить в виде двойного неравенства:

$$2 < k < k_{\text{А}}^{\text{макс}}(\varphi_{\text{к}}). \quad (38)$$

Неравенство (38) справедливо для механизмов раскрытия и фиксации десантных модулей, если при определении работы движущих сил $A_{\text{дв}}(\varphi)$ будут учтены приращения движущих моментов (24), (28) и фактор наклонной поверхности.

Особенности обеспечения надежности функционирования механизмов раскрытия и фиксации на этапе конструирования десантного модуля. Рассмотрим, как условия раскрытия механизмов на планете назначения могут повлиять на конструкторско-технологическую надежность, связанную с выполнением условий работоспособности (надежности) (12), (15)–(17).

1. Силы ветра (21) и гравитации (26), достигая значения, равного $\vec{T}(\varphi)$ в формуле (12), способны привести к ситуации, когда срабатывание толкателя не приведет к страгиванию. Таким образом, условие (12) должно быть составлено с учетом (20)–(29).

2. Длительное пребывание пружин в условиях глубокого вакуума, термоциклирования и посадочных нагрузок может вызвать повреждения материала и покрытий пружин, что приведет к отказам. Барьером этому является дублирование пружин и выбор материалов и покрытий пружин.

3. Пылевые бури способны привести к запрессовке шарниров песком мелкой фракции (исчезновение зазора δ в формуле (16)). Барьером здесь служит установка в шарнирах пыльников, защищающих подшипники от попадания в них пыли.

4. Для предотвращения зацеплений при раскрытиях необходимо обеспечивать жесткость раскрывающихся конструкций, не допускаю-

щую деформаций, способных привести к зацеплениям за смежные конструкции.

Заключение. Традиционный подход к оценке надежности конструкций и их элементов согласно схеме нагрузка–прочность при использовании нормативных коэффициентов безопасности (коэффициентов запаса) дает прогнозные оценки по безотказности, близкие к единице.

Однако при этом не учитываются факторы, обеспечивающие функциональную надежность механизмов раскрытия и фиксации. Во многом надежность функционирования механизмов определяет запасы движущих моментов (сил) приводов раскрытия с учетом конструкторско-технологических факторов, причем для механизмов десантных модулей они должны рассчитываться, исходя из климатических, атмосферных и гравитационных условий и воздействий планет назначения.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Sarafin T.P., Larson W.J. *Spacecraft structures and mechanisms*. Springer Netherlands, 1995.
- [2] Conley P.L., Packard D., Purdy W. *Space vehicle mechanisms*. New York, John Wiley and Sons, 1998.
- [3] Fowler R.M., Howell L.L., Magleby S.P. Compliant space mechanisms: a new frontier for compliant mechanisms. *Mech. Sc.*, 2011, vol. 2, no. 2, pp. 205–215.
DOI: <https://doi.org/10.5194/ms-2-205-2011>
- [4] Biswal M.M.K., Annavarapu R.N. Mars missions failure report assortment review and conspectus. *AIAA Propulsion and Energy Forum*, 2020.
DOI: <https://doi.org/10.2514/6.2020-3541>
- [5] Штокал А.О., Рыков Е.В., Добросовестнов К.Б. и др. Пути повышения надежности работы узлов раскрытия космических аппаратов с отложенным срабатыванием. *Вестник НПО им. С.А. Лавочкина*, 2017, № 4, с. 60–67.
- [6] Gore B.W. Critical clearances in space vehicles. Aerospace report No. ATR-2009(9369)-1. El Segundo, Aerospace Corporation, 2008.
- [7] Похабов Ю.П. Теория и практика обеспечения надежности механических устройств одноразового срабатывания. Красноярск, СФУ, 2018.
- [8] Похабов Ю.П. О необходимости запасов движущих моментов (сил) в подвижных узлах раскрываемых конструкций. *Вестник машиностроения*, 2020, № 2, с. 29–33.
- [9] Горовцов В.В., Жиряков А.В., Телепнев П.П. и др. Исследование динамики и решение задачи проектирования трансформируемых конструкций посадочного модуля КА «Экзомарс». *Вестник НПО им. С.А. Лавочкина*, 2016, № 4, с. 75–80.

- [10] Ефанов В.В., Телепнев П.П., Кузнецов Д.А. и др. Методологические аспекты задачи структурной идентификации параметров динамической схемы космического аппарата. *Вестник НПО им. С.А. Лавочкина*, 2021, № 3, с. 44–53.
DOI: <https://doi.org/10.26162/LS.2021.53.3.006>
- [11] Кузнецов А.А. Надежность конструкции баллистических ракет. М., Машиностроение, 1978.
- [12] Кузнецов А.А., Золотов А.А., Комягин В.А. и др. Надежность механических частей конструкции летательных аппаратов. М., Машиностроение, 1979.
- [13] Бирюков Г.П., Кукушкин Ю.Ф., Торпачёв А.В. Основы обеспечения надежности и безопасности стартовых комплексов. М., Изд-во МАИ, 2002.
- [14] Похабов Ю.П., Шендалёв Д.О., Колобов А.Ю. и др. К вопросу установления коэффициентов безопасности и запасов прочности при заданной вероятности неразрушения силовых конструкций. *Сибирский аэрокосмический журнал*, 2021, т. 22, № 1, с. 166–176. DOI: <https://doi.org/10.31772/2712-8970-2021-22-1-166-176>
- [15] Алешин В.Ф., Колобов А.Ю., Петров Ю.А. Проблемные вопросы прогнозирования и подтверждения надежности космических аппаратов длительного функционирования. *Наука и образование: научное издание МГТУ им. Н.Э. Баумана*, 2015, № 6, с. 31–41. DOI: <https://doi.org/10.7463/0615.0778993>
- [16] Postma R.W. Force and torque margins for complex mechanical systems. *Proc. 37th Aerospace Mechanisms Symp.*, 2004, pp. 107–118.
- [17] Романов А.В., Тестоедов Н.А. Основы проектирования информационно-управляющих и механических систем космических аппаратов. СПб., Профессинал, 2015.
- [18] Золотов А.А., Похабов Ю.П., Гусев Е.В. Обеспечение проектной надежности раскрывающихся конструкций космических аппаратов. *Полет*, 2018, № 7, с. 36–45.
- [19] Хопин П.Н. Оценка работоспособности пар трения с твердосмазочными покрытиями в условиях вакуума. *Вестник НПО им. С.А. Лавочкина*, 2016, № 2, с. 85–90.

Похабов Юрий Павлович — канд. техн. наук, главный специалист АО «НПО ПМ МКБ» (Российская Федерация, Красноярский край, 662972, г. Железнодорожск, ул. Ленина, д. 55а).

Блинов Дмитрий Сергеевич — д-р техн. наук, доцент кафедры «Основы конструирования машин» МГТУ им. Н.Э. Баумана (Российская Федерация, 105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1); ведущий конструктор, АО «НПО Лавочкина» (Российская Федерация, 141402, Московская обл., г. Химки, Ленинградская ул., д. 24).

Колобов Анатолий Юрьевич — канд. техн. наук, доцент, главный специалист АО «НПО Лавочкина» (Российская Федерация, 141402, Московская обл., г. Химки, Ленинградская ул., д. 24).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Похабов Ю.П., Блинов Д.С., Колобов А.Ю. О надежности функционирования механизмов раскрытия десантных модулей. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение*, 2022, № 3 (142), с. 40–56.

DOI: <https://doi.org/10.18698/0236-3941-2022-3-40-56>

**ON THE RELIABILITY OF THE FUNCTIONING
OF THE DEPLOYING LANDING MODULE MECHANISMS**

Yu.P. Pokhabov¹

pokhabov_yury@mail.ru

D.S. Blinov^{2,3}

dmitriyblinov@mail.ru

A.Yu. Kolobov³

kolobov@laspace.ru

¹ JSC “NPO PM SDB”, Zheleznogorsk, Krasnoyarsk Region, Russian Federation

² Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation

³ JSC “NPO Lavochkina”, Khimki, Moscow Region, Russian Federation

Abstract

The development of mechanisms for deploying, fixing nodes and systems of interplanetary automatic spacecraft landing modules is the most difficult engineering task, errors in its solution lead to critical or fatal failures. The fact that interplanetary missions are rare and the implementation of each of them is very expensive leads to the need for practically trouble-free operation of deploying mechanisms, which in turn requires improving the efficiency of design techniques and computational and experimental reliability assurance in the face of limited statistical data and incomplete knowledge of the conditions and effects of planets on interplanetary spacecraft. In contrast to foreign experience, in domestic practice insufficient attention is paid to the methodology for designing highly reliable opening and fixation mechanisms. The article considers approaches to the computational and experimental reliability assurance of the functioning the mechanisms for deploying landing modules. The factors having a decisive effect on the reliability of the deploying and fixation mechanisms are analyzed. It is shown that the reliability of the functioning the deploying and fixation mechanisms largely determines the reserves of driving moments (forces) of the deploying drives, taking into account design and tech-

Keywords

Automatic spacecraft, landing modules, reliability, failures, opening and fixation mechanisms

nological factors, and for the landing module mechanisms, they should be calculated based on the conditions and effects of the destination planets (climatic, atmospheric and gravitational)

Received 11.04.2022

Accepted 24.04.2022

© Author(s), 2022

REFERENCES

- [1] Sarafin T.P., Larson W.J. Spacecraft structures and mechanisms. Springer Netherlands, 1995.
- [2] Conley P.L., Packard D., Purdy W. Space vehicle mechanisms. New York, John Wiley and Sons, 1998.
- [3] Fowler R.M., Howell L.L., Magleby S.P. Compliant space mechanisms: a new frontier for compliant mechanisms. *Mech. Sc.*, 2011, vol. 2, no. 2, pp. 205–215.
DOI: <https://doi.org/10.5194/ms-2-205-2011>
- [4] Biswal M.M.K., Annavarapu R.N. Mars missions failure report assortment review and conspectus. *AIAA Propulsion and Energy Forum*, 2020.
DOI: <https://doi.org/10.2514/6.2020-3541>
- [5] Shtokal A.O., Rykov E.V., Dobrosovestnov K.B., et al. Ways of dependability enhancement of spacecraft deployment units with suspended actuation operating. *Vestnik NPO im. S.A. Lavochkina*, 2017, no. 4, pp. 60–67 (in Russ.).
- [6] Gore B.W. Critical clearances in space vehicles. Aerospace report No. ATR-2009(9369)-1. El Segundo, Aerospace Corporation, 2008.
- [7] Pokhabov Yu.P. Teoriya i praktika obespecheniya nadezhnosti mekhanicheskikh ustroystv odnorazovogo srabatyvaniya [Theory and practice of ensuring the reliability of mechanical one-shot devices]. Krasnoyarsk, SFU Publ., 2018.
- [8] Pokhabov Yu.P. On the necessity for margins of driving moments (forces) in the moving units of the expanding structures. *Vestnik mashinostroeniya*, 2020, no. 2, pp. 29–33 (in Russ.).
- [9] Gorovtsov V.V., Zhiryakov A.V., Telepnev P.P., et al. Dynamic analysis and design approach to transformable structures of the “Exomars” landing module. *Vestnik NPO im. S.A. Lavochkina*, 2016, no. 4, pp. 75–80 (in Russ.).
- [10] Efanov V.V., Telepnev P.P., Kuznetsov D.A., et al. Methodological aspect of the problem of structural identification of the parameters of the dynamic scheme of a spacecraft. *Vestnik NPO im. S.A. Lavochkina*, 2021, no. 3, pp. 44–53 (in Russ.).
DOI: <https://doi.org/10.26162/LS.2021.53.3.006>
- [11] Kuznetsov A.A. Nadezhnost' konstruksii ballisticheskikh raket [Reliability of ballistic missile design]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1978.
- [12] Kuznetsov A.A., Zolotov A.A., Komyagin V.A., et al. Nadezhnost' mekhanicheskikh chastey konstruksii letatel'nykh apparatov [Mechanical parts reliability of aircraft design]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1979.

- [13] Biryukov G.P., Kukushkin Yu.F., Torpachev A.V. *Osnovy obespecheniya nadezhnosti i bezopasnosti startovykh kompleksov* [Fundamentals of ensuring reliability and safety for launch complexes]. Moscow, MAI Publ., 2002.
- [14] Pokhabov Yu.P., Shendalev D.O., Kolobov A.Yu., et al. To the question of establishing safety coefficient and assurance coefficient at a given probability of non-destruction of load-bearing structures. *Sibirskiy aerokosmicheskiy zhurnal* [Siberian Aerospace Journal], 2021, vol. 22, no. 1, pp. 166–176 (in Russ.).
DOI: <https://doi.org/10.31772/2712-8970-2021-22-1-166-176>
- [15] Aleshin V.F., Kolobov A.Yu., Petrov Yu.A. Challenging issues for predicting and validating reliability of sustained spacecraft operation. *Nauka i obrazovanie: nauchnoe izdanie MGTU im. N.E. Baumana* [Science and Education: Scientific Publication], 2015, no. 6, pp. 31–41 (in Russ.). DOI: <https://doi.org/10.7463/0615.0778993>
- [16] Postma R.W. Force and torque margins for complex mechanical systems. *Proc. 37th Aerospace Mechanisms Symp.*, 2004, pp. 107–118.
- [17] Romanov A.V., Testoedov N.A. *Osnovy proektirovaniya informatsionno-upravlyayushchikh i mekhanicheskikh sistem kosmicheskikh apparatov* [Design fundamentals of information-control and mechanical systems for spacecraft]. St. Petersburg, Professional Publ., 2015.
- [18] Zolotov A.A., Pokhabov Yu.P., Gusev E.V. Ensuring the design reliability of unfolding structures spacecraft. *Polet* [Flight], 2018, no. 7, pp. 36–45 (in Russ.).
- [19] Khopin P.N. Assessment of operability of couples of friction with solid lubricating coverings in vacuum conditions. *Vestnik NPO im. S.A. Lavochkina*, 2016, no. 2, pp. 85–90 (in Russ.).

Pokhabov Yu.P. — Cand. Sc. (Eng.), Chief Executive Officer, JSC “NPO PM SDB” (Lenina ul. 55a, Zheleznogorsk, Krasnoyarsk Region, 662972 Russian Federation).

Blinov D.S. — Dr. Sc. (Eng.), Assoc. Professor, Department of Fundamentals of Machine Design, Bauman Moscow State Technical University (2-ya Bauman-skaya ul. 5, str. 1, Moscow, 105005 Russian Federation); Design Project Leader, JSC “NPO Lavochkina” (Leningradskaya ul. 24, Khimki, Moscow Region, 141402 Russian Federation).

Kolobov A.Yu. — Cand. Sc. (Eng.), Assoc. Professor, Chief Executive Officer, JSC “NPO Lavochkina” (Leningradskaya ul. 24, Khimki, Moscow Region, 141402 Russian Federation).

Please cite this article in English as:

Pokhabov Yu.P., Blinov D.S., Kolobov A.Yu. On the reliability of the functioning of the deploying landing module mechanisms. *Herald of the Bauman Moscow State Technical University, Series Mechanical Engineering*, 2022, no. 3 (142), pp. 40–56 (in Russ.).

DOI: <https://doi.org/10.18698/0236-3941-2022-3-40-56>