

AV & S-2128

<u>ИПМ им.М.В.Келдыша РАН</u> • <u>Электронная библиотека</u> <u>Препринты ИПМ</u> • <u>Препринт № 76 за 2019 г.</u>

> ISSN 2071-2898 (Print) ISSN 2071-2901 (Online)

Голубев Ю.Ф., Яскевич А.В.

Компьютерное моделирование динамики периферийного упруго-адаптивного стыковочного механизма космических аппаратов

Рекомендуемая форма библиографической ссылки: Голубев Ю.Ф., Яскевич А.В. Компьютерное моделирование динамики периферийного упруго-адаптивного стыковочного механизма космических аппаратов // Препринты ИПМ им. М.В.Келдыша. 2019. № 76. 34 с. doi:<u>10.20948/prepr-2019-76</u>

URL: http://library.keldysh.ru/preprint.asp?id=2019-76

Ордена Ленина ИНСТИТУТ ПРИКЛАДНОЙ МАТЕМАТИКИ имени М.В.Келдыша Российской академии наук

Голубев Ю.Ф., Яскевич А.В.

Компьютерное моделирование динамики периферийного упруго-адаптивного стыковочного механизма космических аппаратов

Голубев Ю.Ф., Яскевич А.В.

Компьютерное моделирование динамики периферийного упругоадаптивного стыковочного механизма космических аппаратов

В настоящей работе представлена математическая модель динамики периферийного стыковочного механизма с накоплением энергии в пружинах с управляемой блокировкой отдачи. Пружины частично сжимаются перед стыковкой устройством стягивания. Накопленная ими энергия освобождается при контакте стыковочных агрегатов и обеспечивает быстрое выдвижение механизма вперед для улучшения сцепки. После сцепки блокировка отдачи вновь включается, и пружины могут только сжиматься, накапливая энергию сближения активного космического аппарата.

Ключевые слова: космические аппараты, стыковочные механизмы, математическое моделирование

Golubev Y.P., Yaskevich A.V.

Computer simulation of spacecraft peripheral elasticity-adaptive docking mechanism

This paper presents the dynamics math model of a peripheral docking mechanism with energy accumulation using springs with a controlled lock of recoil. Before docking, the springs are partially compressed by a retraction device. The accumulated energy is released during contact interaction of docking units and provides quick extension of the mechanism for improving capture performance. After capture, the lock of recoil is activated again, thus the springs can only compress accumulating energy of spacecraft approach.

Key words: spacecrafts, docking mechanisms, math simulation

Работа выполнена при поддержке Российского фонда фундаментальных исследований (РФФИ: 19-01-00123)

Оглавление

. 3
. 3
. 6
. 8
16
23
29
29

Введение

Стыковка космических аппаратов реализуется активным и пассивным стыковочными агрегатами и начинается с момента их первого контакта. После сцепки агрегатов происходит поглощение энергии сближения, выравнивание и стягивание стыкуемых космических аппаратов, образование их жесткого соединения. Для сцепки периферийных стыковочных агрегатов необходимо совместить плоскости их стыковочных колец, чтобы защелки, расположенные на направляющих элементах кольца стыковочного механизма, вошли в зацепление с ответными упорами пассивного агрегата. Для ускорения совмещения плоскостей колец используются различные приемы. В активном периферийном агрегате АПАС [1] стыковочное кольцо разворачивалось навстречу кольцу пассивного агрегата под действием сил контактного взаимодействия за счет дифференциальных связей в кинематических цепях механизма. В новых стыковочных механизмах IBDM [2, 3] и NDS [4, 5], разработанных соответственно европейским космическим агентством и NASA совместно с компанией Boeing, используется активная сцепка, когда стыковочное кольцо выдвигается вперед навстречу кольцу пассивного агрегата электроприводами в периферийных кинематических цепях. Эти механизмы имеют сложное управление, пассивные устройства демпфирования у них отсутствуют. Поглощение энергии сближения активного космического аппарата производится электродвигателями, работающими в генераторном режиме. Инерция их роторов и трение в передачах лишь частично компенсируют малый момент сопротивления в этом режиме. Поэтому управляемая активная сцепка значительно сужает допустимый диапазон начальных условий стыковки – промахов и скоростей в момент первого контакта агрегатов.

Уравнения динамики различных периферийных стыковочных механизмов как параллельных манипуляторов рассмотрены в [6]. В предлагаемом препринте рассматривается математическая модель динамики конкретного упругоадаптивного периферийного механизма, аккумулирующего энергию в пружинах с управляемой блокировкой отдачи. Энергия, накопленная перед началом стыковки, освобождается за счет снятия блокировки отдачи пружин и вызывает быстрое выдвижение стыковочного кольца для улучшения сцепки. После сцепки блокировка отдачи вновь включается, и пружины могут только сжиматься. Скорость выдвижения кольца и величина поглощаемой энергии сближения у этого механизма больше, а чувствительность к начальным условиям стыковки и массам стыкуемых космических аппаратов меньше, чем в механизмах [2-5].

1. Кинематика периферийного упруго-адаптивного стыковочного механизма

Кинематической основой стыковочного механизма является платформа Гью – Стьюарта (Gough-Stewart) [7, 8]. Конструктивная реализация ее параллельных периферийных кинематических цепей далее для краткости называется штангами. Кинематику и функционирование упруго-адаптивного стыковочного механизма [9] отличают следующие основные особенности.

- Штоки штанг представляют собой винты, которые могут двигаться поступательно и вращаться относительно своих продольных осей. Эти движения преобразуются во вращение валов спиральных пружин.
- При максимально выдвинутых штоках платформа имеет наименьшую подвижность, что ухудшает сцепку. Поэтому стыковочный механизм имеет три фиксированных положения: конечное, в котором штоки полностью втянуты; *переднее*, в котором они максимально выдвинуты, и *исходное* – некоторое промежуточное перед началом стыковки. Фиксация механизма в конечном или исходном положении обеспечивается блокировкой отдачи сжатых пружин.
- Стыковочный механизм втягивается в конечное положение тремя тросами, приводимыми в движение одним электроприводом. При этом пружины штанг накапливают энергию, которая впоследствии используется для приведения механизма из конечного в исходное, а затем из исходного в переднее положение.
- При обнаружении контакта колец агрегатов датчиками механизма блокировка отдачи всех пружин снимается, штоки всех штанг выдвигаются, и кольцо механизма быстро перемещается вперед навстречу кольцу пассивного агрегата для сцепки с ним. Подстройка кольца стыковочного механизма под положение кольца пассивного агрегата осуществляется за счет податливости пружин.
- После сцепки отдача пружин вновь блокируется, энергия сближения космического аппарата аккумулируется без возврата в механическую систему (штоки штанг только втягиваются).

На упрощенной кинематической схеме (рис. 1) пары штанг стыковочного механизма показаны универсальные шарниры 1, корпуса штанг 2, штоки-винты 3, шарико-винтовые преобразователи 4, пружины 5, управляемые обгонные муфты 6, контактные устройства 7, стыковочное кольцо с направляющими выступами 8, датчик совмещения колец 9, корпус механизмов защелок 10, трос 11, барабан намотки троса 12, силовой редуктор 13, электропривод устройства стягивания 14. Управляемые обгонные муфты 6 имеют два состояния, соответствующие включенной или выключенной блокировке отдачи пружин. Вместе с пружинами они образуют устройства аккумулирования энергии. Блок управления стыковочным механизмом обеспечивает обработку сигналов датчиков, переключение управляемых обгонных муфт, включение и выключение электропривода.

При выдвижении в исходное положение перед началом стыковки блок управления механизмом переключает все управляемые обгонные муфты в состояние снятой блокировки отдачи пружин и задает вращение привода в направлении, соответствующем увеличению свободной длины тросов. Штоки



Рис. 1. Упрощенная кинематическая схема пары штанг накапливающего энергию стыковочного механизма

штанг выдвигаются под действием сжатых пружин. Сигнал с контактного устройства каждой штанги формируется, когда ход штока достигает величины, соответствующей исходному положению стыковочного механизма. При появлении такого сигнала в какой-нибудь штанге блок управления переключает состояние ее управляемой обгонной муфты, включая блокировку отдачи пружины. При блокировке пружин всех штанг стыковочный механизм фиксируется в исходном положении.

В начале стыковки при перемещении стыковочного кольца под действием контактных сил свободные длины штоков штанг могут уменьшаться, отклоняясь от своих исходных положений. Блок управления интерпретирует потерю сигнала контактного устройства хотя бы в одной штанге как наличие первого контакта колец агрегатов и переключает все управляемые обгонные муфты в состояние снятия блокировки отдачи пружин своих штанг. Это приводит к быстрому выдвижению кольца навстречу пассивному стыковочному агрегату.

Блок управления определяет факт сцепки по срабатыванию трех датчиков совмещения колец и переключает управляемые обгонные муфты всех штанг в состояние блокировки отдачи пружин. После этого штоки штанг могут только втягиваться, а пружины – накапливать потенциальную энергию, преобразованную из кинетической энергии сближения активного космического аппарата. Через фиксированный интервал времени после сцепки, достаточный для полного поглощения энергии сближения, блок управления подает сигнал на электропривод устройства стягивания для вращения барабанов в направлении уменьшения свободной длины тросов, прикрепленных к стыковочному кольцу. Стыковочный механизм движется в направлении своего конечного положения, плоскости стыков агрегатов и стыкуемые космические аппараты соответствен-

но сближаются. Более подробно функционирование устройства стягивания рассматривается в разделе 4.

2 Уравнения динамики платформы стыковочного механизма с дифференциальными шарнирами

Для улучшения сцепки необходимо максимально увеличить возможный ход штоков штанг при выдвижении стыковочного механизма вперед по сигналу первого контакта. При реализации обычной шарико-винтовой пары с одной степенью подвижности (рис. 2a) винт 1 может перемещаться только поступательно, а гайка 2 – только вращаться. Эти поступательное x_{Screw} и угловое φ_{Nut} перемещения связаны через шаг винта t соотношением

$$x_{Screw} = \varphi_{Nut} / (2\pi/t).$$



Puc.2. а) Шарико-винтовой преобразователь с одной степенью подвижности; б) дифференциальный, с двумя степенями подвижности

При этом значительное место в корпусе штанги занимают крестовина 3 с роликами вращения и направляющие желобы 4, блокирующие вращение винта относительно своей оси. Отказ от этой блокировки упрощает конструкцию и увеличивает ход штока, но шарнир становится дифференциальным – поступательное перемещение винта определяется разностью углов поворота его самого и гайки шарико-винтового преобразователя (рис. 26). При правом направлении винта связь его шарнирных координат и их производных по времени описывается соотношениями

$$\begin{aligned} x_{Screw} &= (\varphi_{Nut} - \varphi_{Screw}) / (2\pi/t), \\ \dot{x}_{Screw} &= (\dot{\varphi}_{Nut} - \dot{\varphi}_{Screw}) / (2\pi/t), \\ \ddot{x}_{Screw} &= (\ddot{\varphi}_{Nut} - \ddot{\varphi}_{Screw}) / (2\pi/t), \end{aligned}$$
(2.1)

где φ_{Screw} – угол поворота винта относительно своей оси.

С гайкой через передачу связан вал спиральной пружины, момент которой преобразуется в силу, действующую на шток. Инерция гайки и всех связанных с нею звеньев вращения преобразуется в добавочную приведенную осевую массу винта. В обычном шарико-винтовом преобразователе сила f_s на шток и его добавочная осевая масса Δm_x определяются соотношениями

$$f_{S} = (2\pi/t)m_{S}, \quad \Delta m_{x} = (2\pi/t)^{2}I_{Nut}^{\Sigma}$$

где m_S – момент спиральной пружины, действующий на гайку; I_{Nut}^{Σ} – приведенный к гайке суммарный момент инерции всех передач вращения.

Спецификой данного механизма является использование дифференциальных преобразователей в его периферийных кинематических цепях. В таких преобразователях винты с двумя степенями подвижности можно представить как цилиндрические шарниры. Тогда каждая *k*-я периферийная кинематическая цепь описываемого механизма будет иметь структуру $U_k C_k U_k$. Два угла вращения в универсальном шарнире, поступательное перемещение и вращение винта образуют (4×1) вектор шарнирных переменных \mathbf{p}_k . Алгоритмы вычисления (4×4) матрицы \mathbf{A}_k обобщенной инерции и (4×1) вектора \mathbf{b}_k обобщенных сил для *k*-й периферийной кинематической цепи описаны в [6]. Но система тел этой цепи вместе с гайкой подчиняется также уравнениям связи (2.1). Если в качестве зависимых переменных выбрать угол поворота гайки $p_{N,k}^{(d)}$ и его производные $\dot{p}_{N,k}^{(d)}$, $\ddot{p}_{N,k}^{(d)}$, а независимыми считать векторы \mathbf{p}_k , $\dot{\mathbf{p}}_k$, $\ddot{\mathbf{p}}_k$, то решения этих уравнений могут быть записаны в виде

$$p_{N,k}^{(d)} = \mathbf{H}_N \mathbf{p}_k, \quad \dot{p}_{N,k}^{(d)} = \mathbf{H}_N \dot{\mathbf{p}}_k, \quad \ddot{p}_{N,k}^{(d)} = \mathbf{H}_N \ddot{\mathbf{p}}_k,$$

где $\mathbf{H}_{N} = [0, 0, i_{N}, 1] - (1 \times 4)$ матрица; $i_{N} = 2\pi/t$.

Тогда в соответствии с методом разделения переменных [10] при решении уравнений связей относительно ускорений матрица \mathbf{A}_k и вектор \mathbf{b}_k будут скорректированы по соотношениям

$$\mathbf{A}_{k}^{*} = \mathbf{A}_{k} + \mathbf{H}_{N,k}^{T} I_{Nut}^{\Sigma} \mathbf{H}_{N,k} = \mathbf{A}_{k} + \Delta \mathbf{A}_{k}, \quad \mathbf{b}_{k}^{*} = \mathbf{b}_{k} + \mathbf{H}_{N,k}^{T} m_{Nut,k} = \mathbf{b}_{k} + \Delta \mathbf{b}_{k},$$

где

*m*_{Nut,k} – суммарный действующий на гайку момент пружины и управляемой обгонной муфты при включенной или выключенной блокировке. Для компенсации дополнительного момента на стыковочное кольцо, создаваемого пружиной вследствие использования дифференциального шариковинтового преобразователя, все штанги стыковочного механизма делятся на пары, в каждой из которых один шток имеет правое направление винта, а другой – левое. Для штоков с левым направлением винтов изменяется знак перед x_{Screw} в уравнениях связи (2.1), матрицы $\Delta \mathbf{A}_k$ и векторы $\Delta \mathbf{b}_k$ вычисляются аналогично.

После выполнения описанной выше коррекции в соответствии с [6] осуществляется расчет коэффициентов уравнений динамики стыковочного механизма относительно его независимых обобщенных ускорений

$$\mathbf{A}_{C}^{*}\dot{\mathbf{u}}_{C}=\mathbf{b}_{C}^{*},$$

где $\mathbf{A}_{C}^{*} - (6 \times 6)$ – обобщенная матрица инерции, $\mathbf{b}_{C}^{*} - (6 \times 1)$ – вектор обобщенных сил; $\mathbf{u}_{C} = [\mathbf{v}_{C}^{T}, \mathbf{\omega}_{C}^{T}]^{T} - (6 \times 1)$ – вектор скоростей и квазискоростей стыковочного кольца.

Внутренние активные силы стыковочного механизма определяют элементы векторов \mathbf{b}_k и в конечном счете – вектора \mathbf{b}_C^* . Они создаются устройствами аккумулирования энергии (пружинами и управляемыми обгонными муфтами) в периферийных кинематических цепях, а также устройством стягивания. Ниже рассматриваются алгоритмы расчета этих сил.

3. Расчет сил, создаваемых устройствами аккумулирования энергии

Устройство аккумулирования энергии в каждой штанге состоит из пружины и управляемой обгонной муфты, которая блокирует или разрешает ее отдачу, а также ограничивает величину силы растяжения штанги при наличии блокировки. Управляемая обгонная муфта расположена в корне периферийной кинематической цепи, начало которой находится в месте крепления верхнего шарнира штанги к стыковочному кольцу. Поэтому блокировка вала пружины не предотвращает деформацию этой цепи, что учитывается в математической модели.

При анализе результатов моделирования удобнее оперировать не угловыми деформациями и моментами сопротивления спиральных пружин, а поступательными перемещениями штоков штанг и противодействующими этим перемещениям силами. Поэтому вместо угла $p_{N,k} = i_N p_{3,k} + p_{4,k}$ и скорости $\dot{p}_{N,k} = i_N \dot{p}_{3,k} + \dot{p}_{4,k}$ поворота гайки, момента $m_{Nut,k} = m_{Nut,k} (p_{N,k}, \dot{p}_{N,k})$ сопротивления этому повороту и силы $f_{S,k} = i_N m_{Nut,k}$, действующей на шток в k-й периферийной кинематической цепи, вычисляются эффективные поступательные ход штока: $p_{3,k}^{eff} = p_{N,k} / (-i_N) = p_{3,k} - p_{4,k} / i_N$ и его скорость $\dot{p}_{3,k}^{eff} = \dot{p}_{3,k} - \dot{p}_{4,k} / i_N$,

соответствующие повороту гайки на угол $p_{N,k}$ со скоростью $\dot{p}_{N,k}$, сила $f_{S,k} = f_{S,k} (p_{3,k}^{eff}, \dot{p}_{3,k}^{eff})$ и момент $m_{Nut,k} = f_{S,k} / i_N$, действующие на винт. В итоге, как и прежде, третья компонента вектора $\Delta \mathbf{b}_k (3) = f_{S,k}$, $\Delta \mathbf{b}_k (3) = f_{S,k}$, а четвертая соответственно $\Delta \mathbf{b}_k (4) = m_{Nut,k}$.

Потери энергии от «внутреннего» трения в спиральной пружине штанги обусловливают наличие гистерезиса – двух ветвей в ее статической характеристике жесткости, соответствующих прямому и обратному ходу деформаций. Величина гистерезиса (разность амплитуд прямого и обратного хода, запаздывание по фазе движения) определяется экспериментально или с использованием математической модели деформации пружины с нелинейной характеристикой жесткости. Форма ветвей гистерезиса описывается с помощью кусочнолинейной аппроксимации и задается в виде табличных значений углов, моментов и коэффициентов жесткости. Перед началом моделирования эти параметры приводятся к эффективному поступательному ходу штока (силы преобразуются в моменты). В модели устройства аккумулирования энергии они дополняется ветвями, учитывающими деформацию всей кинематической цепи и ограничение величины максимальной силы растяжения штанги фрикционом управляемой обгонной муфты при включенной блокировке отдачи пружины. Гистерезис при деформации кинематической цепи значительно меньше, чем в пружине, и поэтому не учитывается. Все ветви гистерезиса нумеруются, и номер ветви, которая описывает текущую деформацию, соответствует состоянию модели. Текущее состояние зависит от предшествующего, а также от знака скорости деформации.

В модели устройства аккумулирования энергии используется характеристика его жесткости как функция деформации $d = p_3^{PP} - p_3^{eff}$, то есть изменения эффективного хода штока штанги по сравнению с его величиной p_3^{PP} в переднем положении (для сокращения записи индекс k кинематической цепи далее опускается). Задается кусочно-линейное представление этой характеристики. Изменение силы на прямой ветви гистерезиса пружины описывается массивом значений $f_{1,i}$, на обратной – массивом $f_{2,i}$. Значения соответствующих им деформаций задаются массивами $d_{1,i}$ и $d_{2,i}$, линейным отрезкам прямой и обратной ветвей соответствуют коэффициенты жесткости $k_{1,i}$ и $k_{2,i}$, где i=1 при нахождении штока в переднем положении и $i=N_{RP}$ – при его полностью втянутом положении.

Геометрическое представление кусочно-линейной характеристики жесткости устройства аккумулирования энергии приведено на рис. 3. Для наглядности обозначено: прямая ветвь – красная, обратная ветвь – синяя, а переходные отрезки имеют цвет маренго, цифры в прямоугольниках обозначают состояния модели. Прямой ветви при сжатии пружины соответствует состояние 1, обратной – состояние 2, переходному отрезку между ветвями 1 и 2 – состояние 3, падению силы сжатия до нуля при снятии нагрузки – состояние 4, механическому упору при сжатии и полностью втянутом штоке – состояние 5. Люфту при растяжении соответствует состояние 0, растяжению штанги от люфта до максимального значения силы, ограниченной управляемой обгонной муфтой – состояние 11, ограничению максимальной силы растяжения фрикционом управляемой обгонной муфты – состояние 12.





В переднем положении штока сила f_1^{FP} сопротивления его втягиванию положительна для того, чтобы все штанги вместе обеспечивали сопротивление кольца, необходимое для срабатывания защелок. Поэтому при растяжении штанги сила f_s сначала изменяется от значения $f_{1,1} = f_1^{FP}$ до нуля, при прохождении зоны люфта она равна нулю, а после этого отрицательная сила реакции штанги нарастает до максимальной по модулю величины – f_{FR}^{max} , определя-

емой настройкой фрикциона управляемой обгонной муфты. Жесткость при растяжении принимается равной жесткости k_{Stop} механического упора штанги. Концы переходных отрезков, соответствующих состояниям 3, 4, и 11, описываются следующими парами координат: (d_3^B, f_3^B) и (d_3^E, f_3^E) , $(d_4^B, 0)$ и (d_4^E, f_4^E) , $(d_{11}^B, -f_{FR}^{max})$ и $(d_{11}^E, 0)$. Их жесткость также принимается равной k_{Stop} . Отрезок $[d_{11}^E, d_4^B]$ соответствует зоне люфта.

Сила сопротивления $f_{\rm S}$ устройства аккумулирования энергии вычисляется как

$$f_S = f_B + k_S \left(d - d_B \right),$$

где k_s , f_B , d_B – жесткость текущего линейного участка, сила сопротивления и деформация в его начале соответственно. Их значения выбираются в зависимости от состояния модели.

До начала численного интегрирования уравнений динамики стыковки модели устройств аккумулирования энергии отдельных штанг медленным втягиванием стыковочного кольца (увеличением деформации сжатия пружин) переводятся из состояния 0 в состояние 1, соответствующее исходному положению штоков. Эти состояния сохраняются вследствие включенной блокировки отдачи пружин. При этом ход t_k каждого штока находится в диапазоне $(t_{\min}^{IP}, t_{\max}^{IP})$, величина которого определяется зоной нечувствительности контактного устройства.

В процессе интегрирования уравнений динамики механизма при нахождении модели устройства аккумулирования энергии в состоянии 1 или 2 производится выбор параметров линейного отрезка прямой или обратной ветви. При выполнении условия $d_{1,i} < d < d_{1,i+1}$, $i = \overline{1, N_{RP} - 1}$, выбираются параметры $d_B = d_{1,i}$, $f_B = f_{1,i}$, $k_S = k_{1,i}$ или $d_B = d_{2,i}$, $f_B = f_{2,i}$, $k_S = k_{2,i}$. Смена знака скорости деформации на обратный переводит модель в состояние 3. Координаты (d_3^B, f_3^B) и (d_3^E, f_3^E) концов переходного отрезка, который имеет единственный постоянный параметр – коэффициент жесткости k_{Stop} , определяются следующим образом.

Отрезок ветви с номером n, соответствующей n-му состоянию модели устройства аккумулирования энергии ($n \in \overline{1,3}$), задается в плоскости *XOY* координатами двух конечных точек ($x_{n,1}, y_{n,1}$), ($x_{n,2}, y_{n,2}$) и описывается уравнением [11]

$$A_n x + B_n y + C_n = 0,$$

где $A_n = y_{n,2} - y_{n,1}$, $B_n = -(x_{n,2} - x_{n,1})$, $C_n = -A_n x_{n,1} - B_n y_{n,1}$.

При переходе из состояния 1 в состояние 2 точка на отрезке прямой ветви с номером 1, соответствующая текущему значению переменной d, считается конечной точкой ($x_{E,3} = d, y_{E,3}$) переходного отрезка 3, так как значение d в процессе перехода будет убывать. Ордината $y_{E,3}$ конечной точки определяется из параметров отрезка прямой ветви на момент начала перехода (рис. 4а).





Для получения уравнений переходного отрезка вычисляются координаты точки его пересечения с осью абсцисс и его параметры

$$x_{0,3} = x_{E,3} - y_{E,3} / k_{Stop}, \quad y_{0,3} = 0,$$

$$A_3 = y_{E,3} - y_{0,3} = y_{E,3}, \quad B_3 = (y_{E,3} - y_{0,3}) / k_{Stop} = y_{E,3} / k_{Stop}, \quad C_3 = -A_3 x_{0,3}.$$

Далее определяются координаты точки переходного отрезка на обратной ветви 2 гистерезиса. С этой целью последовательно для каждого очередного отрезка A_2, B_2, C_2 обратной ветви решается система уравнений

$$\begin{cases} A_2 x + B_2 y = -C_2 \\ A_3 x + B_3 y = -C_3 \end{cases}$$

где $A_2 = y_{2,i+1} - y_{2,i}, B_2 - (x_{2,i+1} - x_{2,i}), C_2 = -A_2 x_{2,i} - B_2 y_{2,i}, i = \overline{1, N_{RP}}$.

При выполнении условий $x_{2,i} < x_C < x_{2,i+1}$ и $y_{2,i} < y_C < y_{2,i+1}$ решение $x_C = \Delta_1 / \Delta_0$, $y_C = \Delta_2 / \Delta_0$ этой системы уравнений, где $\Delta_0 = A_2 B_3 - A_3 B_2$, $\Delta_1 = -C_2 B_3 + C_3 B_2$, $\Delta_2 = -A_2 C_3 + A_3 C_2$, будет начальной точкой переходного отрезка: $x_{B,3} = x_C$, $y_{B,3} = y_C$.

Аналогично при переходе из состояния 2 в состояние 1 точка на отрезке обратной ветви, соответствующая текущему значению переменной перемещения, является начальной точкой ($x_{B,3} = d, y_{B,3}$) переходного отрезка, так как значение переменной в процессе перехода будет расти. Ордината $y_{B,3}$ определяется из параметров отрезка обратной ветви на момент начала перехода.

Как и ранее, сначала вычисляются координаты точки пересечения переходного отрезка с осью абсцисс и параметры этого отрезка (рис. 4б):

$$x_{0,3} = x_{B,3} - y_{B,3} / k_{Stop}, \quad y_{0,3} = 0$$

$$A_3 = y_{B,3} - y_{0,3} = y_{B,3}, \quad B_3 = (y_{B,3} - y_{0,3}) / k_{Stop} = y_{B,3} / k_{Stop}, \quad C_3 = -A_3 x_{0,3}$$

и для каждого очередного отрезка A_1, B_1, C_1 прямой ветви решается система уравнений

$$\begin{cases} A_1 x + B_1 y = -C_1 \\ A_3 x + B_3 y = -C_3 \end{cases}$$

где $A_1 = y_{1,i+1} - y_{1,i}, B_1 - (x_{1,i+1} - x_{1,i}), C_1 = -A_1 x_{1,i} - B_1 y_{1,i}, i = \overline{1, N_{RP}}$.

При выполнении условий $x_{1,i} < x_C < x_{1,i+1}$ и $y_{1,i} < y_C < y_{1,i+1}$ решение $x_C = \Delta_1 / \Delta_0$, $y_C = \Delta_2 / \Delta_0$ этой системы уравнений, где $\Delta_0 = A_1 B_3 - A_3 B_1$, $\Delta_1 = -C_1 B_3 + C_3 B_1$, $\Delta_2 = -A_1 C_3 + A_3 C_1$, будет начальной точкой переходного отрезка: $x_{B,3} = x_C$, $y_{B,3} = y_C$.

Условия изменения состояний модели устройства аккумулирования энергии при выключенной блокировке отдачи пружин представлены в таблице 1. Их выполнение обеспечивается назначением соответствующей величины шага численного интегрирования.

При включенной блокировке отдачи пружин растяжение штанги $(\dot{d} < 0)$ вызывает переход модели устройства поглощения энергии из предшествующих состояний 1, 2 или 3 только в состояние 4.

При переходе из состояния 1 точка на отрезке прямой ветви с номером 1, соответствующая текущему значению переменной d, является конечной точкой отрезка, соответствующего состоянию 4: $d_4^E = d$, а сила f_4^E определяется из параметров отрезка ветви 1 на момент начала перехода. При переходе из состояния 3 принимается $d_4^E = d_3^E$ и $f_4^E = f_3^E$. При переходе из состояния 2 сначала определяются параметры отрезка, соответствующего состоянию 3, а после этого d_4^E и f_4^E . Начальная точка отрезка, соответствующего состоянию 4, определяется параметрами $d_4^B = d_4^E - f_4^E / k_{Stop}$ и $f_4^B = 0$.

Таблица 1

Предш.	Условия	Новое	Дополнительное вычисление
состояние	перехода	состояние	параметров
0	$d < d_{11}^E$	11	
	$d > d_4^B$	4	
	$d_{11}^E < d < d_4^B$	0	
1	$\dot{d} < 0$	3	$(d_3^B, f_3^B), (d_3^E, f_3^E)$
	$\dot{d} > 0$	1	
3	$d > d_3^E$	1	
	$d < d_3^B$	2	
2	$\dot{d} > 0$	3	$(d_3^B, f_3^B), (d_3^E, f_3^E)$
	$\dot{d} < 0$	2	
	\dot{d} < 0, d < d_2^{FP}	4	

Смена состояний модели устройства аккумулирования энергии при выключенной блокировке отдачи пружины

При превышении максимально допустимой силы растяжения штанги $(f_s < -f_{FR}^{\max})$, то есть при $d < d_{11}^B$, начинает работать фрикционный тормоз управляемой обгонной муфты. Модель устройства поглощения энергии переходит из состояния 11 в состояние 12, в котором вычисляется невозвратная деформация $d_{Tens} = d - d_{11}^B < 0$. На эту величину изменяются границы всех ветвей.

Условия изменения состояний модели устройства аккумулирования энергии при включенной блокировке отдачи пружины представлены в таблице 2. Переход из состояния 0 выполняется аналогично тому, как описано в таблице 1, и здесь не рассматривается.

К силе сопротивления $f_{S,k}$, вычисляемой в соответствии с описанным выше алгоритмом, добавляется сила вязкого трения $-c_{G,k}\dot{p}_{3,k}^{eff}$ ($c_{G,k}$ – коэффициент демпфирования), которая отражает потери энергии в передачах вращения и шарнирах *k*-й периферийной кинематической цепи.

В процессе моделирования процесса стыковки при потере сигнала исходного положения в любой из штанг, то есть при ходе штока $t_i < t_{\min}^{IP}$, $i \in \overline{1, 6}$; блокировки отдачи пружин всех штанг отключаются до сцепки. Поэтому в зависимости от контактных сил, действующих на стыковочное кольцо, модели от-

дельных устройств могут оставаться в состоянии 1 либо через состояние 3 переходить в состояние 2.

Таблица 2

Изменение состояния модели устройст	гва аккумулирования энергии
при включенной блокиров	ке отдачи пружины

Предш.	Условия	Новое	Дополнительное вычисление
состояние	перехода	состояние	параметров
1	$d > d_1^{RP}$	5	
	\dot{d} < 0	4	$d_4^B, \ (d_4^E, f_4^E)$
2		3	$(d_3^B, f_3^B), \ (d_3^E, f_3^E)$
3		4	$d_4^E = d_3^E, \ f_4^E = f_3^E, \ d_4^B$
5	$d < d_1^{RP}$	4	$d_4^B, (d_4^E, f_4^E)$
	$d \ge d_1^{RP}$	5	
4	$d_{11}^{End} < d < d_4^{Beg}$	0	
	$d > d_4^E < d_1^{RP}$	1	
	$d > d_4^E = d_1^{RP}$	5	
	$d_4^B \le d < d_4^E$	4	
	$d < d_{14}^E = d_4^B$	11	
11	$d_{11}^E < d < d_4^B$	0	
	$d_{11}^B < d < d_{11}^E$	11	
	$d < d_{11}^{B}$	12	
12	$\dot{d} < 0$	12	$d_{Tens} = d - d_{11}^B < 0,$
			$d_{11}^B = d_{11}^B + d_{Tens}, d_{11}^E = d_{11}^E + d_{Tens},$
			$d_4^B = d_4^B + d_{Tens}, d_4^E = d_4^E + d_{Tens},$
			$d_{1,i} = d_{1,i} + d_{Tens}; \ d_{2,i} = d_{2,i} + d_{Tens}$
12	$\dot{d} > 0$	11	

При достижении сцепки (появлении сигналов трех датчиков совмещения колец) блокировки отдачи всех пружин ПМ вновь включаются и модели устройств аккумулирования энергии могут находиться только в состояниях 1, 5, соответствующих сжатию без отдачи, в состояниях 0, 11 и 12, соответствующих растяжению, или в переходном состоянии 4.

Описанная модель устройства аккумулирования энергии обеспечивает нечувствительность к вычислительному шуму при численном интегрировании, а также корректное вычисление сил сопротивления перемещению штоков-винтов штанг стыковочного механизма.

4. Расчет сил, создаваемых устройством стягивания

В приводе устройства стягивания (рис. 5а) два дублирующих электродвигателя 1 связаны с выходным валом 5 через стопорные муфты 2, планетарный механизм (дифференциал) 3 и две планетарные передачи 4. Стопорные муфты предотвращают передачу движения от основных колес дифференциала к электродвигателям.



Рис. 5. а) Кинематическая схема привода; б) планетарный механизм; в) планетарный редуктор

Уравнения динамики отдельных колес планетарного механизма (рис. 5б) – основных колес *a* и *b*, водила *H* и сателлита *g* имеют вид

$$I_a \ddot{\varphi}_a = m_a, \quad I_b \ddot{\varphi}_b = m_b, \quad I_H \ddot{\varphi}_H = m_H, \quad I_g \ddot{\varphi}_g = m_g,$$

где I_a, I_b, I_H, I_g – приведенные моменты инерции с учетом передач, стопорных муфт и роторов электродвигателей; m_a, m_b, m_H, m_g – действующие активные моменты; $\varphi_a, \varphi_b, \varphi_H, \varphi_g$ – углы поворота звеньев относительно своих осей.

Система из указанных четырех тел вращения имеет две степени свободы. В качестве независимых выбираются угловые ускорения основных колес: соответственно первая и вторая компоненты вектора ускорений $\ddot{\mathbf{q}}(1) = \ddot{\varphi}_a$ и

 $\ddot{\mathbf{q}}(2) = \ddot{\varphi}_b$ основных колес. Ускорения вращения водила и сателлита подчиняются уравнениям связей

$$\ddot{\varphi}_{H}R_{H} = \frac{R_{a}\ddot{\varphi}_{a} + R_{b}\ddot{\varphi}_{b}}{2}, \quad \ddot{\varphi}_{g}R_{g} = \frac{R_{b}\ddot{\varphi}_{b} - R_{a}\ddot{\varphi}_{a}}{2},$$
 (4.1)

где R_a, R_b, R_H, R_g – радиусы колес.

С учетом (4.1) представление ускорений звеньев через (1×2)-матрицы \mathbf{R}_{a} , \mathbf{R}_{b} , \mathbf{R}_{H} , \mathbf{R}_{g} парциальных скоростей ($\mathbf{R} = \partial \dot{\varphi} / \partial \dot{\mathbf{q}} = \partial \ddot{\varphi} / \partial \ddot{\mathbf{q}}$):

$$\ddot{\varphi}_{a} = \begin{bmatrix} 1 & 0 \end{bmatrix} \ddot{\mathbf{q}} = \mathbf{R}_{a} \ddot{\mathbf{q}}, \quad \ddot{\varphi}_{b} = \begin{bmatrix} 0 & 1 \end{bmatrix} \ddot{\mathbf{q}} = \mathbf{R}_{b} \ddot{\mathbf{q}}$$
$$\ddot{\varphi}_{H} = \frac{1}{2R_{H}} \begin{bmatrix} R_{a}, R_{b} \end{bmatrix} \ddot{\mathbf{q}} = \mathbf{R}_{H} \ddot{\mathbf{q}}, \quad \dot{\varphi}_{g} = \frac{1}{2R_{g}} \begin{bmatrix} R_{a}, -R_{b} \end{bmatrix} \ddot{\mathbf{q}} = \mathbf{R}_{g} \ddot{\mathbf{q}}$$

и использование уравнений Кейна [12] позволяют записать уравнения динамики планетарного механизма в виде

$$\mathbf{A}\ddot{\mathbf{q}} = \mathbf{Q}.\tag{4.2}$$

Элементы постоянной симметричной (2×2)-матрицы обобщенной инерции **A** и (2×1)-вектора обобщенных сил **Q** равны

$$\mathbf{A}_{1,1} = I_a + \frac{R_a^2}{4R_H^2} I_H + n_g \frac{R_a^2}{4R_g^2} I_g, \quad \mathbf{A}_{12} = \frac{R_a R_b}{4} \left(\frac{I_H}{R_H^2} - n_g \frac{I_g}{R_g^2} \right),$$
$$\mathbf{A}_{2,2} = I_b + \frac{R_b^2}{4R_H^2} I_H + n_g \frac{R_b^2}{4R_g^2} I_g,$$
$$\mathbf{Q}_1 = m_a + \frac{R_a}{2R_H} m_H, \quad \mathbf{Q}_2 = m_b + \frac{R_b}{2R_H} m_H,$$

где n_g – число сателлитов; m_a , m_b – силовые моменты, действующие на основные колеса a и b; m_H – момент внешней нагрузки, приведенный к водилу.

Силовые моменты, действующие на основные колеса, создаются связанными с этими колесами электродвигателями

$$\begin{split} m_{a} &= i_{mot,a} \left(k_{u} u_{mot} - k_{\omega} \omega_{mot,a} - sign(\omega_{mot,a}) m_{Fr} - c_{d} \omega_{mot,a} \right), \\ m_{b} &= i_{mot,b} \left(k_{u} u_{mot} - k_{\omega} \omega_{mot,b} - sign(\omega_{mot,b}) m_{Fr} - c_{d} \omega_{mot,b} \right), \end{split}$$

где $\omega_{mot,a} = i_{mot,a} \dot{\phi}_a$, $\omega_{mot,b} = i_{mot,b} \dot{\phi}_b$; $i_{mot,a}$, $i_{mot,b}$ – коэффициенты редукции от электродвигателей к колесам дифференциала; k_u , k_ω – постоянные характери-

стики электродвигателя; u_{mot} – напряжение питания; m_{Fr} , c_d – момент трения и коэффициент конструкционного демпфирования в кинематической цепи.

При неподвижном колесе b_G ($\omega_{G,b} = 0$) в планетарной передаче (рис. 5в) угловые скорости водила H_G и сателлита g_G в соответствии с (4.1) равны

$$\omega_{G,H} = \omega_{G,a} R_{G,a} / 2R_{G,H}, \quad \omega_{G,g} = -\omega_{G,a} R_{G,a} / 2R_{G,g}, \quad (4.3)$$

где $R_{G,a}, R_{G,H}, R_{G,g}$ – радиусы колес передачи; $\omega_{G,a}, \omega_{G,H}, \omega_{G,g}$ – их угловые скорости.

С учетом этого суммарный коэффициент редукции двух планетарных передач от водила дифференциала к выходному валу привода равен $i_{PG} = (R_{G,a}/2R_{G,H})^2$. На выходной вал привода действует суммарный момент m_{Cable}^{Σ} , создаваемый силами натяжения трех тросов. Момент на оси водила H дифференциала равен $m_H = m_{Cable}^{\Sigma}/i_{PG}$.

Подстановка угловых скоростей (4.3) в выражение для кинетической энергии вращения водила и сателлитов позволяет получить соотношение для приведения момента инерции планетарной передачи к оси *a* ее главного колеса

$$I_{G,a}^* = I_{G,a} + (R_{G,a} / (R_{G,a} + R_{G,b}))^2 I_{G,H} + n_g (R_{G,a} / 2R_{G,g})^2 I_{G,g},$$

где $I_{G,a}, I_{G,H}, I_{G,g}$ – моменты инерции колес планетарной передачи.

Так как планетарные передачи не имеют собственных степеней свободы, их инерция приводится к оси водила дифференциала, увеличивая его момент инерции с учетом двух ступеней планетарного редуктора на величину

$$\Delta I_{H} = I_{G,a}^{*} + (R_{G,a}/2R_{G,H})^{2} I_{G,a}^{*} = (1+i_{PG}) I_{G,a}^{*}.$$

Уравнения связей, аналогичные (4.1), справедливы также для скоростей и углов поворота колес планетарного механизма. После численного интегрирования уравнений динамики (4.2) они определяют скорость и угол поворота выходного вала привода

$$\varphi_{Drive} = i_{PG} \frac{R_a \, \varphi_a + R_b \, \varphi_b}{2R_H}, \quad \omega_{Drive} = i_{PG} \frac{R_a \, \dot{\varphi}_a + R_b \, \dot{\varphi}_b}{2R_H}.$$

После поглощения энергии сближения активного космического корабля пружинами штанг стыковочное кольцо находится в некотором произвольном положении, из которого начинается его втягивание. На рис. 6 показана расчетная схема только с двумя тросами, но она действительна и для трех. Все соотношения для расчета создаваемых тросами сил справедливы при движении механизма в обоих направлениях – при втягивании в конечное положение и при выдвижении в исходное. Направление движения определяется знаками управляющего напряжения и угловой скорости вращения выходного вала привода.



Рис. 6. Относительное положение кулачков барабанов и силовых редукторов ненатянутого (слева) и натянутого (справа) тросов при их втягивании

Вращение с выходного вала привода 1 передается гибкими валами 2 на входы трех силовых редукторов 3, каждый из которых связан со своим барабаном 4 намотки троса 9 устройства стягивания. При боковых и угловых перемещениях стыковочного кольца тросы могут провисать. Для выборки их избыточной длины выходные валы силовых редукторов связаны с барабанами через кулачки 5-7. Для увеличения разности угловых ходов каждый барабан имеет основной 6 и дополнительный, промежуточный 7 кулачки. Разводящая пружина 8, связывающая выходной вал силового редуктора с валом барабана, обеспечивает небольшое натяжение ослабленного троса за счет отведения кулачков 6,7 от кулачка 5. Связь между силовым редуктором и барабаном становится жесткой при контакте всех кулачков, когда разводящая пружина полностью сжата натянутым тросом.

Силовой редуктор – это планетарный редуктор с цевочным зацеплением [13], имеющий большое значение коэффициента редукции i_{Gear} , которое обу-

словливает эффект самоторможения – невозможность передачи вращения с выходного на входной вал. Из-за этого, а также по причине большого демпфирования в гибких валах колебания системы «гибкий вал – силовой редуктор» не рассматриваются. Принимается, что сумма моментов, создаваемых силами натяжения трех тросов и пересчитанных к входным валам силовых редукторов, непосредственно нагружает выходной вал привода:

$$m_{Cable}^{\Sigma} = \frac{1}{i_{Gear}} \sum_{i=1}^{3} f_{Cable,i} R_{Roll},$$

где $f_{Cable,i}$ – сила натяжения *i*-го троса; R_{Roll} – радиус барабана, на который наматывается трос.

При расчете сил, создаваемых тросами, предполагается, что углы поворота кулачков барабанов неотрицательны: $\varphi_{CamR,i} \ge 0$, $i = \overline{1,3}$. Равенство нулю имеет место только при полностью втянутых тросах и втянутом стыковочном механизме. Положительная скорость вращения $\omega_{CamR,i}$ кулачков барабанов соответствует удлинению тросов, отрицательная – их втягиванию.

Во время выдвижения стыковочного механизма из полностью втянутого в исходное положение выходной вал привода, силовые редукторы и барабаны вращаются в положительном направлении, освобождая тросы, которые вытягиваются кольцом 11, движущимся под действием пружин штанг 10. При достижении исходного положения отдача пружин штанг блокируется, кольцо останавливается и длины тросов между ним и барабанами после этого не изменяются. Но привод продолжает работать, создавая запас длины тросов для выдвижения кольца из исходного положения вперед с целью улучшения сцепки, увеличивая угловое расстояние между кулачками 5 силовых редукторов, и кулачками 6,7 барабанов, которые при этом сохраняют свое положение под действием разводящих пружин 8. Эти пружины создают малые силы натяжения тросов: $f_{Spring,i}^{Tens} > 0$, прилагаемые к барабанам, и $-f_{Spring,i}^{Tens}$, прилагаемые к кольцу. Знаки этих сил определяются направлением оси \mathbf{x}_0 системы координат основания стыковочного механизма. Так как | $f_{Spring,i}^{Tens}$ | значительно меньше сил пружин штанг, то они практически не оказывают влияния на выдвижение кольца из исходного положения вперед для улучшения сцепки.

Так как для увеличения запаса длины троса используется дополнительный, промежуточный кулачок 7 барабана, то положительные углы поворота кулачков 5 силовых редукторов при ослаблении тросов после выхода стыковочного механизма в исходное положение изменяются в пределах $\varphi_{CamR,i} + 2\Delta\varphi_{Cam} \leq \varphi_{CamG,i} \leq \varphi_{CamG}^{max}$, где $\varphi_{CamG}^{max} = 2\pi - 4\Delta\varphi_{Cam}$ – максимальный угол поворота, при достижении которого привод выключается; $\Delta\varphi_{Cam}$ – одинаковый угловой размер всех кулачков.

Длины свободных частей тросов равны расстояниям $d_{RR,i}$ между точками их схода с барабанов и крепления на кольце. Они однозначно определяют положительные углы поворота кулачков барабанов

$$\varphi_{CamR,i} = d_{RR,i} - L_{Cable}^{RP} / R_{Roll},$$

где L_{Cable}^{RP} – длина свободной части троса при полностью втянутом стыковочном механизме.

Положительные углы поворота кулачков силовых редукторов равны

$$\varphi_{CamG,i} = (\varphi_{Drive} - \Delta \varphi_{FS,i}) / i_{Gear},$$

где $\Delta \varphi_{FS,i}$ – угловые деформации гибких валов.

Совместное вращение силового редуктора и барабана при втягивании троса или при освобождении его длины во время выдвижения механизма в исходное положение осуществляется при выполнении условия совместного вращения кулачков 5, 6 и 7

$$\varphi_{CamG,i} < \varphi_{CamR,i} + 2\Delta\varphi_{Cam}. \tag{4.4}$$

При втягивании тросов скорости вращения привода и редукторов отрицательные: есть $\omega_{Drive} < 0$, $\omega_{Gear,i} < 0$. Поэтому первым начинает вращаться барабан, кулачок которого наиболее близок к кулачку редуктора, то есть имеет максимальное значение угла $\varphi_{CamR,i}$. Для него условие (4.4) начинает выполняться первым по мере уменьшения положительного угла $\varphi_{CamG,i}$. Это соответствует максимальной величине $d_{RR,i}$, так что первым начинает втягиваться трос с наиболее длинной свободной частью. На рис. 6 это выполняется для троса справа. Для более короткого троса (на рис. 6 слева) угол $\varphi_{CamR,i}$ имеет меньшее значение, угловое расстояние между кулачками редуктора и барабана больше, и движение барабану не передается, его скорость вращения равна нулю. При продолжении втягивания (уменьшении угла $\varphi_{CamG,i}$) кулачок редуктора входит в контакт с кулачком барабана более короткого троса, начиная втягивать его. Это обеспечивает выравнивание кольца стыковочного механизма.

Начиная с момента $t_{Join,i}$ начала совместного вращения кулачков редукторов и барабанов *i*-го троса ($i = \overline{1,3}$) постепенно нарастают суммарное изменения расстояния между его точками схода с барабана и крепления на кольце:

$$\Delta d_{RR,i}^{\Sigma}(t) = \sum_{t_{Join,i}}^{t} \left(d_{RR,i}(t) - d_{RR,i}^{prev} \right),$$
(4.5)

суммарное изменение его намотанной на барабан длины

$$\Delta l_{Cable,i}^{\Sigma}(t) = R_{Roll} \sum_{t_{Join}}^{t} (\varphi_{CamG,i}(t) - \varphi_{CamG,i}^{prev})$$
(4.6)

и отрицательная деформация

$$\Delta_{Cable,i}^{Def} = \Delta l \,_{Cable,i}^{\Sigma}(t) - \Delta d_{RR,i}^{\Sigma}(t) \le 0, \qquad (4.7)$$

где $d_{RR,i}^{prev}$, $\varphi_{CamG,i}^{prev}$ – значения величин на предшествующем шаге интегрирования.

При выдвижении штоков штанг в исходное положение и вытягивании тросов имеем: $\Delta d_{RR,i}^{\Sigma}(t) > 0$, $\Delta l_{Cable,i}^{\Sigma}(t) > 0$, но $|\Delta d_{RR,i}^{\Sigma}(t)| > |\Delta l_{Cable,i}^{\Sigma}(t)|$, следовательно, и в этом случае по-прежнему будет выполнено $\Delta_{Cable,i}^{Def} \le 0$.

Скорости изменения деформаций тросов равны

$$v_{Cable,i}^{Def} = v_{L,Cable,i}(t) - v_{RR,i}(t) = \omega_{CamG,i}R_{Roll} - \mathbf{n}_{Cable,i}^{T}(\mathbf{v}_{R} + \boldsymbol{\alpha}_{R}^{T}\widetilde{\boldsymbol{\omega}}_{R}\mathbf{l}_{CableR,i}), \quad (4.8)$$

где $\mathbf{n}_{Cable,i}$ и \mathbf{v}_{R} – единичный вектор свободной части натянутого троса и скорость центра стыковочного кольца в системе координат (СК) основания стыковочного механизма; $\boldsymbol{\omega}_{R}$, $\mathbf{l}_{CableR,i}$ – угловая скорость кольца и вектор из его центра в точку крепления троса, выраженные в СК кольца; $\boldsymbol{\alpha}_{R}$ – матрица преобразования из СК основания в СК кольца; $\boldsymbol{\omega}_{R}$ – угловая скорость кольца.

Силы натяжения тросов, прилагаемые к барабанам, равны

$$f_{\text{Re}tr,i}^{Tens} = -k_{Cable}^{S} \Delta_{Cable,i}^{Def} - c_{Cable}^{S} v_{Cable,i}^{Def} > 0, \qquad (4.9)$$

где k_{Cable}^{S} , c_{Cable}^{S} – коэффициенты жесткости и демпфирования.

Моменты сил натяжения тросов на выходные валы силовых редукторов $m_{Gear,i}^{Tens} = f_{Retr,i}^{Tens} R_{Roll}$ суммируются на выходном валу привода $m_{Drive}^{Load} = (\sum_{i=1}^{3} m_{Retr,i}^{Tens})/i_{Gear}$. Векторы силы и момента, действующие на стыковочное кольцо со стороны тросов, равны

$$\mathbf{f}_{R}^{Cable} = \sum_{i=1}^{3} (-\mathbf{f}_{\operatorname{Re}tr,i}^{Tens}) = -\sum_{i=1}^{3} (\mathbf{n}_{Cable,i} f_{Gears,i}^{Tens}),$$

$$\mathbf{m}_{R}^{Cabke} = -\sum_{i=1}^{3} \mathbf{l}_{Cable,i}^{R} \times (\boldsymbol{\alpha}_{R} \mathbf{f}_{\operatorname{Re}tr,i}^{Tens}),$$
(4.10)

где $\mathbf{l}_{Cable,i}^{R}$ – векторы из центра кольца в точки крепления тросов.

Векторы силы и момента, действующие на основание стыковочного механизма, определяются аналогично. Угловые деформации гибких валов равны $\Delta \varphi_{FS,i} = (m_{\text{Re}tr,i}^{Tens} / i_{Gear}) / k_{FS,i}$, где $k_{FS,i}$ – жесткость гибкого вала на кручение, определяемая его длиной.

В процессе стягивания стыковочных агрегатов происходит постепенный набор угловых скоростей космических аппаратов вследствие их инерции. В результате скорости точек крепления на кольце некоторых тросов могут превышать скорости их втягивания, что приводит к их нулевой деформации и отводу кулачков барабанов от кулачков приводов под действием разводящих пружин, то есть к нарушению условия (4.4). В этом случае времена $t_{Join,i}$ начала совместного вращения кулачков и суммы (4.5) – (4.7) обнуляются, силы натяжения тросов не вычисляются. При дальнейшем стягивании контакты кулачков редукторов и барабанов восстанавливаются и вычисления по соотношениям (4.5) – (4.10) возобновляются.

5. Особенности динамики стыковки

Компьютерная модель процесса стыковки включает в себя программы, реализующие алгоритмы расчета уравнений динамики стыкуемых космических аппаратов, сил контактного взаимодействия стыковочных агрегатов, уравнений динамики стыковочного механизма, а также программы численного интегрирования и формирования файлов результатов моделирования. Вследствие кратковременности динамического процесса стыковки космические аппараты представляются твердыми или деформируемыми свободными телами, движущимися без учета их орбитального движения под действием контактных, инерционных и управляемых сил и моментов. Их уравнения динамики описаны в [14]. Алгоритмы расчета сил контактного взаимодействия стыковочных агрегатов рассмотрены в [15].

На момент первого контакта стыковочных агрегатов положение и движение активного космического аппарата относительно пассивного определяется одиннадцатью кинематическими параметрами с заранее неизвестными значениями. При проектировании системы стыковки используется проектный диапазон их изменения, определяемый максимально допустимыми величинами, учитывающими неопределенность на этапе создания системы сближения. Предполагается, что в нештатных ситуациях максимальных значений могут достигать несколько, в наихудших сочетаниях – все параметры начальных условий. Такие сочетания выбираются проектировщиками системы стыковки и называются экспертными. В настоящее время при стыковке с использованием периферийных стыковочных механизмов допустимый диапазон начальных условий, а также диапазоны изменения инерционных параметров стыкуемых космических аппаратов определяются международным стандартом IDSS [16].

Наибольшие силы в стыковочных механизмах возникают в направлении их осевого продольного относительного движения, так как основная часть кинети-

ческой энергии активного объекта обусловлена его продольной скоростью сближения. Вследствие этого наибольшая по амплитуде контактная сила при одной и той же массе объекта и его продольной скорости возникает при так называемом «центральном ударе», когда только один этот параметр начальных условий отличен от нуля. Графики на рис. 7 показывают изменение контактной силы и кинематических параметров при центральном ударе с максимальной скоростью 0.1 м/сек активного объекта, имеющего максимальную массу – 25 тонн.



Рис. 7. Поглощение энергии сближения с максимальной скоростью активного космического аппарата массой 25 тонн при центральном ударе

Эти графики позволяют выделить следующие особенности динамического процесса.

- При центральном ударе сцепка стыковочных агрегатов происходит до потери исходного положения штанг механизма, она блокирует выдвижения кольца вперед.
- Вследствие деформаций кинематических цепей одновременно всех штанг возникает динамический пик продольной силы сопротивления механизма. Его амплитуда, как и амплитуда силы при поглощении основной части ки-

нетической энергии сближения, не превышают величин, допустимых международным стандартом.

 Поступательные перемещения штоков штанг не превышают 35 мм, то есть не более 15% от их максимально допустимого хода. Это указывает на большой запас энергоемкости стыковочного механизма, на возможность стыковки с большей, нештатной скоростью сближения.

Наихудшей по критерию сцепки является стыковка активного аппарата минимальной массы, на который силы контактного взаимодействия оказывают максимальное влияние. Ниже рассматриваются результаты моделирования динамики стыковки такого объекта с минимальной массой 5 тонн при следующем экспертном сочетании начальных условий: скорость сближения минимальна и равна 0.5 м/сек, угловые скорости максимальны и равны 0.2 град/сек относительно продольной оси (крен) и 0.2 град/сек – отклонение продольной оси (тангаж/рыскание), боковой промах максимален и равен 0.1 м, угловые отклонения также максимальны и равны 4 град по крену и по тангажу/рысканию. Осевая сила «дожатия» для ускорения сцепки, создаваемая реактивными двигателями активного корабля после первого контакта, не используется. Все перечисленные условия усложияют достижение сцепки.

Графики изменения интерфейсных сил и моментов, кинематических параметров для такого экспертного варианта приведены на рис. 8 – 10. На них цифрами обозначены следующие события: 1 – первый контакт стыковочных агрегатов, 2 – снятие блокировки отдачи пружин при потере признака исходного положения, 3 – выдвижение кольца стыковочного механизма вперед из исходного положения, 4 – включение блокировки отдачи пружин после сцепки, 5 – колебания при выравнивании стыковочного механизма во время стягивания; 6 – преодоление сил сопротивления толкателей и разъемов. Эти графики демонстрируют следующие особенности процесса стыковки при использовании рассматриваемого периферийного стыковочного механизма.

- Выдвижение кольца стыковочного механизма вперед из исходного положения начинается с большой задержкой с момента первого контакта стыковочных агрегатов при достаточно большом сопротивлении пружин штанг, и именно это помогает сцепке – она достигается до исчерпания хода штоков.
- Освобождаемая энергия пружин обеспечивает быстрое выдвижение кольца вперед и не приводит к отталкиванию активного космического аппарата даже минимальной массы.
- В процессе достижения сцепки кольцо стыковочного механизма подстраивается под положение кольца пассивного агрегата под действием сил, создаваемых пружинами штанг, в соответствии с конкретными контактными реакциями, определяемыми относительным положением этих колец.
- При стягивании, которое начинается через 10 сек после сцепки, совместное вращение кулачков силовых редукторов и кулачков барабанов начинается с троса, имеющего самую длинную свободную часть (между сходом с бара-

бана и стыковочным кольцом). При выравнивании стыковочного механизма совместное вращение этих кулачков может прерываться вследствие нарастания относительной угловой скорости стягиваемых космических аппаратов и появления слабины отдельных тросов, которая выбирается разводящими пружинами соответствующих барабанов. На это указывают меняющиеся значения признаков совместного вращения кулачков силовых редукторов и барабанов на рис. 10.

 Сила, создаваемая одним приводом при выравнивании и стягивании стыковочных агрегатов и космических аппаратов, в отличие от механизмов [2-5], достаточна для преодоления сопротивления толкателей, электро- и гидроразъемов при совмещении стыковочных плоскостей.

Несмотря на то что общее число степеней свободы стыкуемых космических аппаратов и стыковочного механизма как системы твердых тел относительно невелико, ход динамического процесса характеризуется большим числом изменяющихся кинематических и динамических величин – относительных перемещений и скоростей, сил и моментов. Значения таких переменных запоминаются в соответствующих файлах, накапливающих результаты моделирования, и используются для анализа особенностей конкретного варианта стыковки с применением различных программ. Одной из них является динамическая мнемосхема процесса стыковки (рис. 11). Как любая мнемосхема, она отображает основные связи между элементами системы и их основные численные параметры. Кроме того, она показывает изменение этих связей во времени и пространстве, в частности изменение контактов стыковочных колец агрегатов и положение штанг механизма. Все данные отображаются в трех окнах, объединенных в одну экранную форму. В верхнем показываются относительное положение колец стыковочных агрегатов, платформа стыковочного механизма, численные значения кинематических параметров, сил и моментов, действующих на основание механизма; в среднем – состояние устройств стыковочного механизма; в нижнем – графики изменения любых выбранных кинематических или динамических величин. Открытие файлов результатов, соответствующих варианту моделирования, и выбор графиков, отображаемых в нижнем окне, осуществляется с помощью меню в верхней части экранной формы.

Для простоты реализации кольцо пассивного агрегата в верхнем окне движется относительно стыковочного механизма с неподвижным основанием. Для упрощения восприятия изображения пространственной сцены движение показано в трех фиксированных проекциях на плоскости XbYb, YbZb, XbZb, образованные осями системы координат XbYbZb основания стыковочного механизма. Направляющие выступы и стыковочное кольцо пассивного агрегата окрашены в различные тона зеленого цвета, а активного агрегата – в различные тона оранжевого. С активным кольцом связана система координат XaYaZa. Штанги стыковочного механизма и их шарниры показаны упрощенно белым цветом. В верхнем окне слева отображаются значения координат центра (переменные RxR, RyR, RzR) и углы ориентации (переменные PhRx, PsRy, ThRz) кольца механизма относительно системы координат XbYbZb, а справа – значения его линейных и угловых скоростей (переменные VxR, VyR, VzR и OmRx, OmRy,OmRz). В верхней части верхнего окна показываются значения компонент вектора из центра кольца пассивного агрегата в центр кольца механизма (переменные RxPA, RyPA, PzPA) и углы ориентации кольца механизма относительно «пассивного» кольца (переменные PhPA, PsPA, ThPA). В нижней части верхнего окна отображаются значения сил и моментов (переменные FbaseX, FbaseY, FbaseZ и MbaseX, MbaseY, MbaseZ), действующих в основании стыковочного механизма на активный космический аппарат. Численные значения всех перечисленных выше параметров позволяют оценивать динамический процесс без построения соответствующих графиков, используя нижнее окно мнемосхемы для других величин.

В среднем окне шесть вертикальных прямоугольников показывают розовым цветом степень сжатия пружин ПМ1 – ПМ6 в устройствах аккумулирования энергии штанг. Минимальная степень сжатия соответствует выдвинутому, переднему положению штоков (верх прямоугольника), максимальная – сжатому, конечному положению (низ прямоугольника). Рядом с каждым прямоугольником справа указывается состояние устройства аккумулирования энергии – включение блокировки отдачи (признаки БлкПМ1 – БлкПМ6) и нахождение в исходном положении (признаки ИП1 – ИП6). В левой части окна отображаются времена наступления основных событий – первого контакта, потери исходного положения и сцепки. В нижней части среднего окна при включении привода устройства стягивания отображаются численное значение скорости вращения выходного вала (переменная OmDrive) и под каждой парой пружин штанг – значения угловых скоростей вращения кулачков барабанов для намотки тросов (переменные OmCamR1 – OmCamR3) только при их совместном вращении с кулачками редуктора (признаки GRjoin1 – Grjoin3).

В левой части нижнего окна приведена справочная информация – шаг смещения графика по оси времени (изменяемый параметр GraphStep), дата выполнения моделирования (переменная Run Date), комментарии к варианту, время сцепки (переменная T capture) и время завершения моделирования (переменная T Final). Ниже в отдельной рамке отображаются численные значения текущего времени (переменная T Cur) и величин, соответствующих переменным – результатам моделирования, выбранным с помощью меню в верхней части экранной формы. Графики изменения этих переменных смещаются по оси времени справа налево с заданным шагом. Текущее время обозначается в окне вертикальной желтой линией. Ему соответствуют численные значения параметров в рамке слева и изображения во всех трех окнах экранной формы. Просмотр результатов может осуществляться в пошаговом режиме или в режиме «прокрутки» нажатием соответствующих управляющих клавиш.

Динамическая мнемосхема, показанная на рис. 11, представляет собой фрагмент компьютерной анимации результатов моделирования описанного выше и представленного на рис. 8 – 10 варианта стыковки активного космиче-

ского аппарата с минимальной массой 5 тонн. В нижнем окне отображаются графики изменения сил, действующих в основании стыковочного механизма. Показываются только первые 16 сек процесса, до начала втягивания тросов. Последующее выравнивание и стягивание механизма (а также стыковочных агрегатов и космических аппаратов) выполняются с малой скоростью, и их визуализация используется только при детальном анализе.

Моделирование начинается с момента T Cur = 0.0, когда стыковочные агрегаты находятся на некотором малом расстоянии друг от друга. Это сделано для того, чтобы упругие колебания конструкций космических аппаратов, которые могут задаваться в качестве исходных данных, не приводили к преждевременным контактам. В среднем окне мнемосхемы показаны степень сжатия пружин в исходном положении и признаки включенной блокировки их отдачи.

В выбранном варианте первый контакт агрегатов начинается при T Cur = 0.544 сек. Амплитуда создаваемой им контактной силы меньше, чем сила сопротивления кольца в исходном положении стыковочного механизма. Поэтому потеря состояния «Исходное положение» и снятие блокировки отдачи пружин происходят только при T Cur = 3.562 сек, когда механизм начинает оказывать достаточно сильное сопротивление сближению агрегатов и космических аппаратов. Данная особенность является положительным качеством, так как предохраняет от преждевременного выдвижения кольца вперед, когда агрегаты еще удалены друг от друга и хода штоков штанг из исходного положения в переднее недостаточно для обеспечения сцепки. В рассматриваемом варианте сцепка достигается при T Cur = 3.765 сек, то есть через 0.2 сек после снятия блокировки отдачи пружин. За такое время не успевает измениться скорость активного космического аппарата даже минимальной массы, то есть условия для сцепки не ухудшаются.

При стыковке активного космического аппарата минимальной массы с минимальной скоростью сближения длительность фазы поглощения энергии сближения не превышает 1 сек, силы контактного взаимодействия незначительны. Но временной интервал между сцепкой и началом стягивания определяется вариантами начальных условий стыковки с максимальной величиной энергии сближения и равен 10 сек. Поэтому в рассматриваемом варианте привод устройства стягивания включается при T Cur = 13.769 сек. Наибольшую свободную длину имеет первый трос, расположенный между штангами 1 и 2. Поэтому первым начинает вращаться кулачок барабана 1 совместно с кулачком первого редуктора. Соответствующий признак GRjoin1=1 и угловая скорость первого барабана отображаются в нижней части среднего окна. Втягивание троса 1, а начиная с T Cur = 21.39 сек и троса 2 приводит к постепенному, вплоть до T Cur = 88.37 сек, выравниванию кольца стыковочного механизма и агрегатов стыкуемых космических аппаратов. Стягивание завершается на 550-й сек. Графики изменения некоторых параметров, характеризующих этот процесс, показаны на рис. 10.

Заключение

Представленная математическая модель упруго-адаптивного периферийного стыковочного механизма позволяет обеспечить анализ возможных кинематических и конструктивных ограничений на этапе его проектирования, сопровождение наземных динамических испытаний на 6-степенном стенде и в перспективе – сопровождение летных испытаний. Приведенные результаты показывают, что данный стыковочный механизм обладает достаточной энергоемкостью и в то же время обеспечивает сцепку при минимальной массе активного космического аппарата и экстремальных сочетаниях параметров начальных условий стыковки. Достаточно широкий допустимый диапазон начальных условий стыковки – промахов и скоростей в момент первого контакта агрегатов говорит о его хорошей робастности.

Библиографический список

- 1. Сыромятников В.С. Стыковочные устройства космических аппаратов. М.: Машиностроение. 1984. 216 с.
- Claessens D., Preud'Homme F., Paijmans B. Development of the international berthing and docking mechanism compatible with the international docking system standard // Proc. of the 63rd International Astronautical Congress IAC-2012. October 1-5, Naples, Italy, IAC-12,B3,7,9,x15451. URL: https://iafastro.directory/iac/archive/browse/IAC-12/B3/7/15451/. Дата обращения 23.06.2019 г.).
- Dittmer H., Gracia O., Caporicci M., Paijmans B., Meuws D. The International berthing Docking Mechanism (IBDM): Demonstrating full compliance to the International Docking System Standard (IDSS) // Proc. of the 66th International Astronautical Congress IAC 2015. October 12–16, Jerusalem, Israel, Paper ID: 30720. IAC-15,B3,7,7,x30720. Режим обращения: URL: https://iafastro.directory/iac/archive/browse/IAC-15/B3/7/30720/. (дата обращения 23.06.2019 г.).
- 4. Ghofranian S., Chuang L-P., Motaghedi P. The Boeing Company, Spacecraft Docking System // Patent US20150266595 A1, September 24, 2015.
- McFatter J., Keizer K., Rupp T. NASA Docking System Block 1: NASA's new direct electric docking system supporting ISS and future human space exploration. //Proc. of the 44th Aerospace mechanism symposium, NASA Glenn Research Center, May 16-18, 2018. pp. 471-484. URL: https://ntrs.nasa.gov/archive/nasa/casi.ntrs.nasa.gov/20150014481.pdf. (Дата обращения 23.06.2019 г.)
- 6. Голубев Ю.Ф., Яскевич А.В. Уравнения динамики периферийных стыковочных механизмов как параллельных манипуляторов // Препринты ИПМ им. М.В. Келдыша. 2019. № 59. 32 с. doi:10.20948/prepr-2019-59 URL:http://library.keldysh.ru/preprint.asp?id=2019-59

- Gough V.E., Whitehall S.G. Universal tyre test machine // Proceedings of the FISITA Ninth International Technical Congress, May, 1962. – 1962. – P. 117-137.
- Stewart D. A platform with six degrees of freedom // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. 1965. Vol. 180, Part 1, No. 15. P. 371 386.
- Патент № 2657623. Российская Федерация. Периферийный стыковочный механизм. Яскевич А.В., Павлов В.Н., Чернышев И.Е. Рассказов Я.В., Земцов Г.А., Карпенко А.А.; заявитель и патентообладатель — ПАО «РКК «Энергия»; дата регистр. 14.06 2018 г.; приоритет от 01.06.2017 г.
- Wehage R.A., Haug J.E. Generalized coordinate partitioning for dimension reduction in analysis of dynamical systems // Journal of Mechanical Design – 1982. № 104. – P. 247-255.
- 11. Выгодский М.Я. Справочник по высшей математике. М.: Астрель: АСТ, 2008. 991 с.
- 12. Kane T.R. Wang C.F. On the derivation of Equations of Motion, Journal of the Society for Industrial and Applied Mathematics. 1965, Vol. 13, №. 2, P. 487-492.
- 13. Кудрявцев В.Н. Планетарные передачи. Москва- Ленинград: Наука. 1986 г. 307 С.
- Яскевич А.В. Комбинированные уравнения движения для описания динамики стыковки космических аппаратов с помощью системы «штырь-конус» // Изв. РАН. Космические исследования, 2007, том 45, №4, с. 325-336.
- 15. Yaskevich A. Math Simulation of Contact Interaction During Spacecraft Docking and Robotic Assembly Operations. // ECCOMAS Thematic Conference -COMPDYN 2013: 4th International Conference On Computational Methods In Structural Dynamics And Earthquake Engineering, Proceedings - An IACM Special Interest Conference 2013, pp. 4304-4320.
- 16. International Docking System Standard (IDSS) Interface Definition Document (IDD). URL: http://internationaldockingstandard.com. (Дата обращения 23.06.2019 г.).







Рис. 9. Выдвижение стыковочного кольца вперед из исходного положения для достижения сцепки



Рис. 10. Выравнивание стыковочного механизма при стягивании агрегатов и космических аппаратов



Puc. 11. Динамическая мнемосхема, визуализирующая функционирование стыковочного механизма. Анимация мнемосхемы доступна отдельно по ссылке https://keldysh.ru/e-biblio/golubev/docking.mp4