МОДЕЛИРОВАНИЕ КОНТАКТНОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ЭЛЕМЕНТОВ ПЬЕЗОЭЛЕКТРИЧЕСКОГО ДВИГАТЕЛЯ

А. В. Азин¹ ✉, С. А. Кузнецов², С. А. Пономарев¹,
С. В. Пономарев¹, С. В. Рикконен¹

¹ Национальный исследовательский Томский государственный университет,
г. Томск, Российская Федерация

² АО «Информационные спутниковые системы» им. акад. М. Ф. Решетнёва»,
г. Железногорск, Красноярский край, Российская Федерация

В статье представлены результаты разработки шагового пьезоэлектрического двигателя нового типа. Оригинальность конструкции шагового пьезоэлектрического двигателя состоит в конструкционном рычажном элементе – «захвате», который позволяет организовать как прямой, так и обратный ход штока при работе одного пьезоэлемента. Для выбора эффективного режима работы шагового пьезоэлектрического двигателя разработана математическая модель. Данная математическая модель описывает функционирование пьезоэлектрического двигателя с учетом особенностей контактного и электроупругого деформирования. С использованием пакета прикладных программ ANSYS разработана конечно-элементная модель пьезоэлектрического двигателя типа «Захват». Данная конечно-элементная модель позволяет оценить напряженно-деформированное состояние элементов конструкции пьезоэлектрического двигателя при их контактном взаимодействии и определить эффективный пошаговый режим работы пьезоэлектрического двигателя. С использованием разработанной конечно-элементной модели исследовано влияние параметров режима работы пьезоэлектрического двигателя на величину перемещения штока. По результатам проведенных экспериментальных исследований определено, что предложенная численная модель позволяет смоделировать динамический процесс пошагового режима работы пьезоэлектрического двигателя с погрешностью не более 6 %. Данная конечно-элементная модель учитывает характер внешней нагрузки на пьезоэлектрический двигатель и может использоваться для проектирования шаговых пьезоэлектрических двигателей различной сферы применения.

Ключевые слова: пьезоэлектрический двигатель, шаговый двигатель, пилообразный сигнал управления, математическая модель, пьезопакет.

Введение

Высокие радиотехнические характеристики параболических антенн обусловили их широкое применение в конструкциях космических аппаратов (КА). Для систем мобильной связи, средств метеорологического мониторинга и наблюдения за наземными и космическими объектами требуются спутниковые антенны с большим коэффициентом усиления, обеспе-

чивающие прием и передачу высокочастотного широкополосного сигнала и имеющие высокое угловое разрешение. Эти требования могут быть реализованы только при больших размерах апертуры и высокой точности отражающей поверхности (ОП) параболической антенны [1–3]. Увеличение размеров рефлектора при ограниченном объеме головного обтекателя ракеты влечет усложнение конструкций трансформируемых рефлекторов космических аппаратов, что приводит к увеличению веса конструкции и усложняет процесс настройки формы ОП.

Одним из перспективных способов настройки формы ОП рефлектора с высокой точностью является применение в конструкции рефлектора КА энергетически автономных натяжителей вантовых элементов. Автономный на-

✉ antonazin@mail.ru

© Азин А. В., Кузнецов С. А., Пономарев С. А.,
Пономарев С. В., Рикконен С. В., 2019

Работа выполнена при финансовой поддержке
Минобрнауки России, уникальный идентификатор
RFMEFI57817X0257

тяжатель состоит из источника питания, блока управления и прецизионного привода. Широкое применение в технике миниатюрных двигателей определяет появление ряда конкурирующих типов преобразователей энергии. Наиболее применимыми в технике являются электромагнитные двигатели и пьезодвигатели (ПД) [4; 5]. Недостатки каждого из типов преобразователей энергии подробно рассмотрены в [6].

ПД обладают рядом преимуществ перед электромагнитными двигателями, что определяет эффективность применения ПД в миниатюрных приводах и устройствах. Для реализации больших линейных перемещений разрабатывают ПД с пошаговым режимом работы. Проблема состоит в том, что в пошаговом режиме работы энергетические параметры ПД резко снижаются.

Цель исследования состояла в разработке математической модели контактного взаимодействия элементов конструкции ПД типа «Захват» для эффективного проектирования подобного типа конструкций.

Описание конструкции ПД типа «Захват» представлено в [6–8]. Особенностью ПД типа «Захват» от ПД других конструкций заключается в наличии контактной пары «захват – шток». При организации угла наклона между толкателем с захватом и штоком захват одной гранью упирается в шток и упруго деформирует его. При этом шток фиксируется захватом. Данный контакт обладает существенным значением силы трения F_{f1} , которая позволяет удерживать и преодолевать значительные силы нагрузки вплоть до разрушения корпуса ПД. Перемещение захвата относительно штока в сторону нагрузки ограничивается силой трения F_{f2} , которое много меньше F_{f1} . Эта особенность данного контакта позволяет организовать пошаговый режим движения штока вместе с нагрузкой. Вопрос моделирования пошагового режима работы ПД при контактном взаимодействии элементов конструкции ПД с учетом сил трения рассмотрен в этой статье.

1. Постановка задачи

Рассмотрим некоторый ПД Ω , представленный набором областей $\Omega_j = \Omega_{pk}$; $k = 1, 2, \dots, N_p$; $j = k$ со свойствами пьезоэлектрических материалов и набором областей $\Omega_j = \Omega_{em}$; $m = 1, 2, \dots, N_e$; $j = N_p + m$ со свойствами упругих материалов. Считаем, что физико-механические процессы, происходящие в средах Ω_{pk} и Ω_{em} можно адекватно описать в рамках теорий электроупругости и упругости. Пусть $\Gamma = \partial\Omega$ – граница области Ω ; $n = n(x)$ – вектор внешней единичной нормали к Γ ($x \in \Gamma$).

Для сред $\Omega_j = \Omega_{em}$ с чисто упругими свойствами считаем, что состояние среды определя-

ется вектор-функцией перемещений $u = u(x, t)$. Тогда уравнения движения среды имеет вид:

$$\rho u_{i,t} + \alpha_d \rho u_{i,t} - \sigma_{ij,j} = f_i, \quad (1)$$

где u_i , σ_{ij} – компоненты вектора перемещения и второго тензора напряжений Пиолы-Кирхгофа; α_d – первый коэффициент демпфирования по Релею (инерционный коэффициент); $\rho = \rho(x)$ – плотность материала; $f_i = f(x_i, t)$, при $i = 1, 2, 3$ – массовые силы.

Связь деформаций и перемещений рассматривается в виде:

$$\varepsilon_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) = \frac{1}{2} (u_{i,j} + u_{j,i}), \quad (2)$$

где ε_{ij} – компоненты тензора деформаций.

Для моделирования механического поведения в напряженном состоянии используется закон Гука:

$$\sigma_{ij} = \lambda \theta \delta_{ij} + 2\mu \varepsilon_{ij}, \quad (3)$$

$$\theta = \varepsilon_{11} + \varepsilon_{22} + \varepsilon_{33} = \text{div} \vec{u},$$

где δ_{ij} – символ Кронекера; μ , λ – параметры Ламе.

Для пьезоэлектрической среды $\Omega_j = \Omega_{pk}$ считаем, что состояние среды определяется кроме вектор-функцией перемещений $u = u(x, t)$ также и скалярной функцией электрического потенциала $\varphi = \varphi(x, t)$. Связь деформаций и перемещений рассматривается, как выражение (2), связь напряженности электрического поля E и потенциала φ рассматривается в виде:

$$E_i = -\frac{\partial \varphi}{\partial x_i} = -\varphi_{,i}. \quad (4)$$

Для пьезоэлектрической среды в линейном приближении существует линейная связь между тензором деформаций ε и вектором напряженности электрического поля E с тензором напряжений σ и вектором электрической индукции D . Эти зависимости носят название определяющих соотношений и имеют следующий вид:

$$\sigma_{ij} = c_{ijkl}^E (\varepsilon_{kl} + \beta_d \cdot \varepsilon_{kl,t}) - e_{kij} E_k, \quad (5)$$

$$D_i = e_{ikl} \varepsilon_{kl} + \varepsilon_{ik}^S E_k, \quad (6)$$

где c_{ijkl}^E , e_{ikl} , ε_{ik}^S – материальные константы, характеризующие, соответственно, упругие, пьезоэлектрические и диэлектрические свойства материала тела; β_d – второй коэффициент демпфирования по Релею (конструкционный коэффициент) [9].

Для пьезоэлектрического тела уравнения движения будут иметь вид, как для упругого тела (1).

В силу того, что скорости упругих и электромагнитных волн отличаются на порядки, а

пьезоэлектрические среды являются диэлектриками, можно принять уравнение приближения квазиэлектростатики вида:

$$D_{i,j} = \sigma_{\Omega}, \quad (7)$$

где σ_{Ω} – объемная плотность электрических зарядов, причем $\sigma_{\Omega} = 0$.

Подставляя в (1) и (7) определяющие соотношения (5) и (6) и формулы (2) и (4), получаем итоговую систему дифференциальных уравнений линейной электроупругости относительно функций u и φ :

$$\rho u_{i,tt} + \alpha_d \rho u_{i,tt} - (c_{ijkl}^E (u_{k,l} + \beta_d u_{k,lt}) - e_{kij} \varphi_{,k})_{,j} = f_i, \quad (8)$$

$$(e_{ikl} u_{k,l} - \varepsilon_{ik}^S \varphi_{,k})_{,i} = \sigma_{\Omega}. \quad (9)$$

Граничные условия подразделяются на механические и электрические.

Для формулировки механических граничных условий предположим, что граница Γ разбивается на два участка Γ_u и Γ_{σ} , на которых задаются, соответственно, векторы перемещений u_{Γ} и напряжений p_{Γ} .

Тогда механические граничные условия для закрепленных граней тела:

$$u = u_{\Gamma}, \quad u_{\Gamma} = 0, \quad x \in \Gamma_u, \quad (10)$$

Так как пьезопакет предварительно нагружен, то справедливо выражение:

$$p = n^* \cdot \sigma, \quad p = p_{\Gamma}, \quad x \in \Gamma_{\sigma}, \quad (11)$$

где $p = n^* \cdot \sigma$ – трехмерный вектор напряжений на площадке с нормалью n , при этом внешние воздействия u_{Γ} и p_{Γ} зависят от пространственных переменных x и времени t [9].

Для учета поведения материалов при контактом взаимодействии элементов ПД введем дополнительные механические граничные условия. Возьмем две области с упругими свойствами Ω_{en} и $\Omega_{e(n+1)}$, причем область Ω_{en} включает область $\Omega_{e(n+1)}$, $\Omega_{en} \in \Omega_{em}$, $\Omega_{e(n+1)} \in \Omega_{em}$, $n < m$. Контактное взаимодействие элементов ПД характеризуется одновременным действием тангенциальных F_x и нормальных F_N сил.

Условие схватывания двух тел имеет вид:

$$\tau \leq \mu \sigma,$$

где τ – тангенциальное напряжение, σ – нормальное напряжение, μ – коэффициент трения.

Зона контакта разделяется на две зоны: зона схватывания (область $\Omega_{e(n+1)}$), зона проскальзывания (область Ω_{en} без $\Omega_{e(n+1)}$, $\Omega_{en} \setminus \Omega_{e(n+1)}$). Схватывание внутри зоны контакта означает, что в этой области смещения постоянны [10]:

$$u_i(x) = \text{const} \quad \text{при } x \in \Omega_{e(n+1)}. \quad (12)$$

В области проскальзывания действует закон трения Кулона:

$$\tau = \mu \sigma(x, t) \quad \text{при } x \in \Omega_{en} \setminus \Omega_{e(n+1)}. \quad (13)$$

Для задания электрических граничных условий будем считать, что существует независимое разбиение границы Γ : $\Gamma = \Gamma_{\varphi} + \Gamma_D$.

На границе Γ_{φ} нанесены электроды, которые питаются генератором напряжения с выходным потенциалом $V(t)$, то есть:

$$\varphi = \Phi_{\Gamma}, \quad \Phi_{\Gamma} = V(t), \quad x \in \Gamma_{\varphi}, \quad (14)$$

На границе пьезоэлектрического материала Γ_D , где нет электродов, задается поверхностная плотность электрических зарядов $\sigma_{\Gamma} = \sigma_{\Gamma}(x, t)$:

$$n^* \cdot D = -\sigma_{\Gamma}, \quad \sigma_{\Gamma} = 0, \quad x \in \Gamma_D, \quad (15)$$

Начальные условия: при $t = 0$ поле перемещений u_0 и скоростей v_0 предполагается заданным:

$$u(x, 0) = u_0(x), \quad (16)$$

$$u_{,t}(x, 0) = \vec{v}_0(x), \quad (17)$$

где $u_0(x)$ – начальное положение тела, $\vec{v}_0(x)$ – начальная скорость.

Таким образом, постановка задачи для системы ПД включает в себя систему дифференциальных уравнений (1)–(9), граничные условия (10)–(15) и начальные условия (16) и (17) [11].

2. Построение модели

2.1 Моделирование конструкционного узла захват-толкатель.

При моделировании конструкционного узла захват-толкатель экспериментально определялась жесткость этого узла.

Определение жесткости соединения элементов захвата и толкателя в конструкции пьезоэлектрического привода типа «Захват» проводилось с помощью настольной системы для микроиспытаний INSTRON MicroTester 5948 (USA).

При испытаниях пьезоэлектрический привод типа «Захват» фиксировался на предметном столике настольной системы в вертикальном и горизонтальном положении, и к захвату подводился индентор. Индентор перемещался со скоростью 0,5 мм/мин, и при этом фиксировался уровень нагрузки и величина перемещения. Ограничение по нагрузке составляло 10 Н.

На рис. 1 приведены результаты экспериментальных исследований по определению жесткости соединения элементов захвата и толкателя. Таким образом, при вертикальном расположении ПД прогиб соединения захвата и толкателя под действием вертикальной нагрузки составляет 0,025 мм, а при горизонтальном расположении ПД прогиб составляет 0,05 мм.

Конструкционный узел захват-толкатель моделировался в виде стержня. Жесткость стержня должна соответствовать полученным экспериментальным данным. Для определения геометри-

ческих размеров стержня использовалось соотношение по определению прогиба стержня из [12]:

$$y(l) = -(F \cdot l^3) / (3 \cdot E \cdot J_x) \cdot (1 + \lambda),$$

где $y(l)$ – наибольший прогиб стержня, м; l – длина стержня, м; F – изгибающая сила, Н; E – модуль Юнга материала стержня, Па; $J_x = b \cdot h^3 / 12$ – момент инерции сечения стержня; b – толщина сечения стержня, м; h – высота сечения стержня, м; $\lambda = k(1 + \nu)h^2 / 2l^2$ – коэффициент приращения прогиба при учете деформации сдвига; k – безразмерный коэффициент сдвига, зависящий от формы поперечного сечения; ν – коэффициент Пуассона материала стержня.

Рис. 1. График зависимости величины прогиба захвата от величины нагрузки:
1 – вертикальное расположение ПД;
2 – горизонтальное расположение ПД

По результатам расчета подобраны оптимальные геометрические размеры стержня, которые будут использоваться в моделировании: $h = 0,0015$ м, $b = 0,003$ м, $l = 0,0137$ м.

2.2 Моделирование контактного взаимодействия захват-шток.

Работоспособность ПД зависит от надежности контактной пары захват-шток. Моделирование напряженно-деформированного состояния элементов ПД при заданных рабочих нагрузках проводилось с использованием программы конечно-элементного моделирования ANSYS.

На рис. 2 представлена расчетная геометрическая модель контактной пары захват-шток, которая рассматривается в двумерной постановке. Поскольку в конструкции ПД предусмотрено, что шток проходит в отверстие захвата, ограничен этим отверстием и не имеет возможности смещаться в сторону, то достаточно рассмотреть эту задачу в двумерной постановке. Геометрическая модель состоит из пяти элементов: захват (1), шток (2), корпус (3), вант рефлектора (4) и пьезопакет АПМ 2-22 (5) [13]. В задаче учитывается корпус, потому что необходимо учесть силу трения штока о корпус. Захват к поверхности штока располагается под углом α . Взаимодействие вант с другими элементами конструкции рефлектора моделируется упругой связью с жесткостью

$k = 800$ Н/м. Жесткость упругой связи определена в соответствии с методикой, представленной в [14].

Рис. 2. Расчетная геометрическая модель

На основе геометрической модели строилась конечно-элементная модель (КЭМ). Для наглядного отображения напряженно-деформированного состояния (НДС) элементов конструкции при их нагружении необходимо в местах наиболее вероятных максимальных напряжений уменьшить размеры элементов. В рассматриваемом случае это зона контакта захват-шток. На рис. 3 представлена КЭМ и продемонстрировано уменьшение элементов в зоне вероятных максимальных напряжений.

Рис. 3. Конечно-элементная модель (а) и зона захват-шток (б)

Количество элементов в представленной КЭМ составляет 7094. Для расчетов использовался двумерный элемент объемного НДС Plane42. Для захвата и штока был выбран материал сталь, для корпуса – алюминий, для пьезопакета – ЦТС-46. Коэффициент трения сталь/сталь μ равен 0,2; коэффициент трения алюминий/сталь μ равен 0,1. Свойства материала представлены в табл. 1. Данные по пьезокерамике взяты из [11], по остальным материалам – справочные.

Таблица 1

Свойства материалов

Материал	Плотность, кг/м ³	Модуль упругости, Па	Коэффициент Пуассона
Сталь	7800	$2,1 \cdot 10^{11}$	0,29
Алюминий	2700	$7 \cdot 10^{10}$	0,34

В расчетной модели учитываются две пары контактов: захват-шток (тип: узел-поверхность) и шток-корпус (тип: поверхность-поверхность).

Граничные условия в расчетной модели: корпус ПД, вант и левая грань пьезопакета жестко закреплены по всем направлениям (рис. 3).

2.2.1 Определение НДС в зоне контактного взаимодействия.

В конструкции ПД захват упирается гранью в поверхность штока, тем самым прижимая шток к поверхности корпуса. От угла наклона захвата к поверхности штока α будет зависеть величина перемещения штока и максимальная интенсивность напряжений в зоне контакта захвата и штока. При подаче управляющего сигнала на пьезопакет, пьезопакет удлиняется и давит на захват. При этом захват контактирует со штоком и перемещает его.

В табл. 2 представлены результаты моделирования величины перемещения штока при перемещении захвата на заданную величину. Варьировался угол наклона захвата к поверхности штока α . Совместно с величиной перемещения в каждом рассмотренном случае оценивалась интенсивность напряжений в области контакта захвата и штока.

Таблица 2

Результаты моделирования

Угол наклона α , °	Перемещения по оси X, $\times 10^{-4}$ м	Максимальная интенсивность напряжений σ , ГПа
30	0,263	7,16
20	0,285	4,76
15	0,291	3,61
12	0,293	2,83
10	0,294	2,29
9	0,294	2,02
8	0,294	1,77
6	0,294	1,3
5	0,294	1,1
4	0,293	0,851
3	0,292	0,619
2	0,292	0,426
1	0,291	0,206

Анализ результатов моделирования НДС конструкции ПД типа «Захват» показал, что при увеличении угла наклона α перемещение штока уменьшается. При увеличении угла наклона возрастает вертикальная составляющая силы нагрузки, а, следовательно, и сила трения, что влечет уменьшение величины перемещения штока. Но и при уменьшении угла наклона α есть момент, когда вертикальная (прижимная) составляющая силы нагрузки становится очень маленькой и захват начинает проскальзывать. Такой процесс наблюдается при угле наклона $\alpha \leq 4^\circ$. По результатам моделирования определен максимальный порог величины перемещения штока X, равный $0,294 \cdot 10^{-4}$ м при угле наклона $10^\circ \geq \alpha \geq 5^\circ$. По результатам оценки максимума интенсивности напряжения в каждом из этих случаев, наиболее оптимальным является расчетный случай при угле наклона $\alpha = 5^\circ$, при этом $\sigma = 1,1$ ГПа.

2.2.2 Переходный процесс пуска ПД.

Расчет переходного процесса пуска ПД проходил в два этапа:

1) Вертикальный прижим захвата к штоку, где варьировалась величина предварительного поджатия. Таким образом, имитируется положение захвата в конструкции ПД при фиксации штока.

2) Подача на пьезопакет управляющего пилообразного сигнала, где варьировалась частота сигнала. Время подачи сигнала составляло 1 с.

В расчетной модели на пьезопакет ПД подавалось напряжение в виде пилообразного сигнала. Пьезопакет преобразовывал электрическую энергию в механические колебания на основе свойств материала пьезокерамики, заложенных в модели. На рис. 4 представлен график зависимости перемещения свободной от закрепления границы пьезопакета от времени в одном из рассмотренных случаев.

Рис. 4. Перемещение на свободной от закрепления границе пьезопакета

В результате решения получены зависимости величины перемещения штока от времени. На рис. 5 приведен график перемещения штока при силе поджатия захвата $F = 10$ Н и частоте управляющего сигнала $f = 30$ Гц.

Рис. 5. Результаты расчета. Перемещение штока

Результаты моделирования взаимодействия элементов конструкции привода представлены в табл. 3. Выявлено влияние выбранных параметров режима работы (силы поджатия захвата F и частоты управляющего сигнала f) на максимальное перемещение штока.

Таблица 3

Влияние выбранных параметров режима на перемещение штока

Частота сигнала, Гц	Сила поджатия, Н	Максимальное перемещение штока, $\times 10^{-6}$ м	Скорость перемещения штока, мм/мин
10	1,5	4,8	0,288
	5	5,9	0,354
	10	6,6	0,396
20	1,5	7,3	0,438
	5	12,9	0,774
	10	13,5	0,81
30	1,5	18	1,08
	5	29	1,776
	10	30,6	1,83

Для определения достоверности предложенной конечно-элементной модели проведено сравнение теоретических расчетов и экспериментальных данных.

Задавались одинаковые условия: амплитуда напряжения $U = 100$ В, частота сигнала $f = 30$ Гц, сила поджатия захвата к штоку $F = 10$ Н.

Эксперимент проводился на экспериментальном стенде с нагрузкой в виде упругой связи, где варьировалась сила упругого сопротивления

от 0 до 12 Н. Работа ПД без нагрузки (холостой ход) проходила при скорости перемещения штока $V = 6,6$ мм/мин. С увеличением силы упругого сопротивления до $F_{\text{наг}} = 10$ Н скорость штока уменьшалась линейно до 0,15 мм/мин, при $F_{\text{наг}} = 12$ Н скорость штока снизилась до нуля (режим короткого замыкания).

По результатам моделирования определено, что скорость перемещения штока равна $V = 1,83$ мм/мин и сила упругого сопротивления при данной скорости составляет $F_{\text{наг}} = 6,61$ Н. Расхождение результатов моделирования с экспериментальными данными составляет 6 %.

Полученные результаты моделирования наглядно демонстрируют достоверность данного подхода по подбору материалов для изготовления конструкции ПД, выбору оптимальных режимов работы ПД.

Заключение

По результатам проведенного исследования разработана конечно-элементная модель ПД, учитывающая особенности контактного и электроупругого деформирования. Модель учитывает характер внешней нагрузки на ПД и может использоваться для проектирования энергетически автономных натяжителей антенных рефлекторов КА.

Разработан алгоритм решения нелинейного динамического контактного взаимодействия элементов ПД для всех режимов работы, включая переходный процесс при пуске системы. Исследовано влияние параметров режима работы ПД на величину перемещения штока.

Список литературы

- [1] Жуков А. П. Динамика отражающей поверхности крупногабаритного зонтичного рефлектора космического аппарата : дисс. ... канд. физ.-мат. наук: 01.02.04. Томск, 2016. 157 с.
- [2] Ozawa S. Design concept of large deployable reflector for next generation L-band SAR satellite // The 2nd International Scientific Conference Advanced Lightweight Structures and Reflector Antennas Proceedings, Tbilisi, 2014, pp. 43–51.
- [3] Zheng F., Chen M. New Conceptual Structure Design for Affordable Space Large Deployable Antenna // IEEE Transactions on Antennas and Propagation, 2015, vol. 63, no. 4, pp. 1351–1358. doi: 10.1109/TAP.2015.2404345
- [4] Peng Y., Gu X., Wang J., Yu H. A review of long range piezoelectric motors using frequency leveraged method // Sensors and Actuators, 2015, vol. 235, pp. 240–255. doi: 10.1016/j.sna.2015.10.015
- [5] Wang L., Chen W., Liu J., Deng J., Liu Y. A review of recent studies on non-resonant piezoelectric actuators // Mechanical Systems and Signal Processing, 2019, vol. 133, no. 106254. doi: 10.1016/j.ymssp.2019.106254
- [6] Азин А. В., Кузнецов С. А., Пономарев С. А., Пономарев С. В., Рикконен С. В. Математическое моделирование процесса работы пьезодвигателя типа «Захват» // Космические аппараты и технологии. 2019. Т. 3. № 3. С. 164–170. doi: 10.26732/2618-7957-2019-3-164-170
- [7] Азин А. В., Рикконен С. В., Пономарев С. В., Орлов С. А. Линейный реверсивный вибродвигатель. Пат. № 2187888, Российская Федерация, 2019, бюл. № 10.
- [8] Azin A., Rikonen S., Ponomarev S., Kuznetsov S., Maritsky N. Designing a precision motor for the spacecraft reflector control system // AIP Conference Proceedings, 2019, vol. 2103, no. 020001. doi: 10.1063/1.5099865
- [9] Наседкин А. В. Моделирование пьезоэлектрических преобразователей в ANSYS : учеб. пособие / Ростов-н/Д : Южный федеральный университет, 2015. 176 с.

- [10] Попов В. Л. Механика контактного взаимодействия и физика трения. От нанотрибологии до динамики землетрясений. М. : ФИЗМАТЛИТ, 2013. 352 с.
- [11] Храмцов А. М. Напряженно-деформированное состояние взаимодействующих элементов пьезоактюатора : дисс. ... канд. физ.-мат. наук: 01.02.04. Томск, 2017. 135 с.
- [12] Прочность, устойчивость, колебания : справочник в трех томах. Т. 1 // Под ред. И. А. Биргера, Я. Г. Пановко. М. : Машиностроение, 1968. 831 с.
- [13] Многослойные пьезоактюаторы [Электронный ресурс]. URL: <https://www.elpapiezo.ru/Datasheets/AKTUATORS%20multilayer.pdf> (дата обращения: 23.09.2019)
- [14] Belkov A., Belov S., Pavlov M., Ponomarev V., Ponomarev S., Zhukov A. Stiffness estimation for large-sized umbrella space reflector // MATEC Web of Conferences, 2016, vol. 48, no. 02001. doi: 10.1051/matecconf/20164802001

SIMULATION OF CONTACT INTERACTION OF PIEZOELECTRIC ENGINE ELEMENTS

**A. V. Azin¹, S. A. Kuznetsov², S. A. Ponomarev¹,
S. V. Ponomarev¹, S. V. Rikkonen¹**

¹ Tomsk State University, Tomsk, Russian Federation

² JSC Academician M. F. Reshetnev Information Satellite Systems,
Zheleznogorsk, Krasnoyarsk region, Russian Federation

In the article the results of a new type of piezo-electric step-engine research are presented. The original construct of piezo-electric step-engine is contained in special engineering lever called grab device that can organize back and forward rod's motion with only one piezo element activity. To choose the effective process of piezo-electric step-engine work the mathematical model was created. This mathematical model describes inner piezo-electric step-engine process with features of contact and electroelastic deformation. Using the ANSYS application package, a finite element model of the piezo-electric step-engine has been developed. This finite element model allows estimate the stress-strain state of structural elements of the piezo-electric step-engine and determine the effective step-by-step operation mode of the piezo-electric step-engine. Using the finite element model, the influence of the piezo-electric step-engine operating mode parameters on the amount of displacement of the rod is studied. According to results of experimental studies, the proposed numerical model allows to simulate the dynamic process of step-operation of a piezo-electric step-engine with an error of no more than 6 %. This finite element model include the external load on piezo-electric step-engine and can be used to design piezo-electric step-engine of various fields of application.

Keywords: piezoelectric motor, step-engine, sawtooth driving signal, mathematical model, PZT stack.

References

- [1] Zhukov A. P. *Dinamika otrazhajushhej poverhnosti krupnogabaritnogo zontichnogo reflektora kosmicheskogo apparata* [Dynamics of the reflecting surface of a large-sized umbrella reflector of a spacecraft] : PhD thesis, Tomsk, 2016. 157 p.
- [2] Ozawa S. Design concept of large deployable reflector for next generation L-band SAR satellite // The 2nd International Scientific Conference Advanced Lightweight Structures and Reflector Antennas Proceedings, Tbilisi, 2014, pp. 43–51.
- [3] Zheng F., Chen M. New Conceptual Structure Design for Affordable Space Large Deployable Antenna // IEEE Transactions on Antennas and Propagation, 2015, vol. 63, no. 4, pp. 1351–1358. doi: 10.1109/TAP.2015.2404345
- [4] Peng Y., Gu X., Wang J., Yu H. A review of long range piezoelectric motors using frequency leveraged method // Sensors and Actuators, 2015, vol. 235, pp. 240–255. doi: 10.1016/j.sna.2015.10.015

- [5] Wang L., Chen W., Liu J., Deng J., Liu Y. A review of recent studies on non-resonant piezoelectric actuators // *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2019, vol. 133, no. 106254. doi: 10.1016/j.ymssp.2019.106254
- [6] Azin A. V., Kuznetsov S. A., Ponomarev S. A., Ponomarev S. V., Rikkonen S. V. Mathematical modeling of piezoelectric step-engine work // *Spacecrafts & Technologies*, 2019, vol. 3, no. 3(29), pp. 164–170. doi: 10.26732/2618-7957-2019-3-164-170
- [7] Azin A., Rikkonen S., Ponomarev S., Orlov S. *Linejnyj reversivnyj vibrodvigatel'* [Linear reversible vibration motor]. Patent RU 2187888, 2019, bulletin no. 10.
- [8] Azin A., Rikkonen S., Ponomarev S., Kuznetsov S., Maritsky N. Designing a precision motor for the spacecraft reflector control system // *AIP Conference Proceedings*, 2019, vol. 2103, no. 020001. doi: 10.1063/1.5099865
- [9] Nasedkin A. V. *Modelirovanie p'ezojelektricheskikh preobrazovatelej v ANSYS* [Piezoelectric Transducer Modeling in ANSYS]. Rostov-on-Don, Southern Federal University, 2015, 176 p. (In Russian)
- [10] Popov V. L. *Mehanika kontaktnogo vzaimodejstvija i fizika trenija. Ot nanotribologii do dinamiki zemletrjasenij* [Mechanics of contact interaction and physics of friction. From nanotribology to earthquake dynamics]. Moscow, FIZMATLIT, 2013, 352 p. (In Russian)
- [11] Khramtsov A. M. *Naprjazhenno-deformirovannoe sostojanie vzaimodejstvujushhih jelementov p'ezoaktjuatora* [The stress-strain state of the interacting elements of the piezoelectric actuator] : PhD thesis, Tomsk, 2017. 135 p.
- [12] Birger I. A., Panovko Ya. G. *Prochnost', ustojchivost', kolebanija. T. 1* [Strength, stability, vibrations. Vol. 1]. Moscow, 1968. 831 p. (In Russian)
- [13] Multilayer piezoelectric actuators. Available at: <https://www.elpapiezo.ru/Datasheets/AKTUATORS%20multilayer.pdf> (accessed: 23.09.2019)
- [14] Belkov A., Belov S., Pavlov M., Ponomarev V., Ponomarev S., Zhukov A. Stiffness estimation for large-sized umbrella space reflector // *MATEC Web of Conferences*, 2016, vol. 48, no. 02001. doi: 10.1051/mateconf/20164802001