МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ И ЭКСПЕРИМЕНТ ПО ОПРЕДЕЛЕНИЮ ПАРАМЕТРОВ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ ЭЛАСТИЧНЫХ ОПОРНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ПРИ НЕСТАЦИОНАРНОМ ТЕПЛОСИЛОВОМ НАГРУЖЕНИИ

¹МОРМУЛЬ Р. В., ²ЕРЕМЕНКО П. П., ³ШАЙДУРОВ А. А.

¹ Пермский военный институт войск национальной гвардии РФ,
614112, г. Пермь, ул. Гремячий Лог, 1

² ПАО НПО «Искра», 614038, г. Пермь, ул. Академика Веденеева, д. 28

³ НПП «Полис», 614056, г. Пермь, ул. Соликамская, д. 281, к. А

АННОТАЦИЯ. Разработан автоматизированный вычислительный алгоритм и математическая модель исследования параметров напряженно-деформированного состояния (НДС) эластичного опорного шарнира (ЭОШ) поворотного управляющего сопла (ПУС) перспективного ракетного двигателя твердого топлива (РДТТ) и тонкослойных резинометаллических элементов (ТРМЭ), применяемых в качестве упругих компенсаторов поперечных перемещений сообщающихся между собой трубопроводов. Получены оценки по распределению минимальных значений коэффициента запаса прочности элементной базы резинометаллического пакета. Проведены испытания на циклическую прочность ТРМЭ при механическом растяжении. На первом этапе решается задача о распределении поля температуры с учетом абляции композиционных материалов при заданных подвижных граничных условиях, на втором – задача определения параметров НДС. Проведен вычислительный эксперимент по определению параметров НДС ТРМЭ при малоамплитудной и более высокой частотой модуляции поля перемещений в поперечном направлении. В рамках численного моделирования использована двухпараметрическая модель Муни-Ривлина. Показано, что наиболее «опасным» является случай малоамплитудного высокочастотного гармонического нагружения, которому соответствует более высокая интенсивность эквивалентных напряжений. Проведена верификация результатов численного моделирования и показаний телеметрии при циклическом растяжении. Данные результаты показали хорошую согласованность.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: ракетный двигатель твердого топлива, математическое моделирование, напряженно-деформированное состояние, метод конечных элементов, эластично-опорный шарнир, тонкослойный резинометаллический элемент, термоупругость, модуляция, циклическая нагрузка.

ВВЕДЕНИЕ

Термоупругость [1 – 5] является важным разделом механики деформируемого твердого тела, в котором обобщается теория упругости для неизотермической деформации. Она получила в последнее время значительное развитие в связи с актуальными задачами, возникающими при разработке новых конструкций газовых турбин, самолетов и ракетных двигателей. Объясняется это тем, что вопросы напряженного состояния, вызываемого неравномерным нагревом, имеют большое значение для анализа прочности и надежности функционирования перспективных РДТТ [6, 7, 9 – 12], работающих в условиях высоких температур. Тепловые напряжения могут вызвать появление трещин, привести к возникновению и развитию зон пластических деформаций конструкционных материалов, используемых при проектировании РДТТ [6, 10, 11] а также снижению их жесткости, термовыпучиванию и потере устойчивости тонкослойных резинометаллических элементов [13, 14] (рис. 1).

Целями настоящей работы является разработка вычислительного алгоритма, позволяющего адекватно моделировать термоупругое поведение входной части соплового блока РДТТ в составе ЭОШ ПУС при нестационарном газодинамическом и высокотемпературном нагружениях, сопровождающееся абляцией композиционных материалов, определение параметров НДС ТРМЭ при комплексном термомеханическом нагружении.

Рис. 1. Потеря устойчивости тарелей ЭОШ ПУС

КОНСТРУКТИВНОЕ ИСПОЛНЕНИЕ ВХОДНОЙ ЧАСТИ СОПЛА

Расположение слоев материалов конструкции и схема нагружения ее несущих деталей относительным давлением представлены на рис. 2. Расчетная область включает вкладыш центральный (1), выполненный из углерод-углеродного композиционного материала (УУКМ), подложку (2), воротник (3), козырек (4), вкладыш (5) из углеволокнита, кольцо опорное (6) из сплава титанового, ЭОШ (7).

Рис. 2. Конструктивное исполнение (слева) и схема нагружения входной части сопла давлением (справа), кгс/мм²

КОНСТРУКТИВНОЕ ИСПОЛНЕНИЕ ТРМЭ

Конструкция ТРМЭ и основные геометрические параметры, а также схемы нагружения элементной базы приведены на рис. 3. ТРМЭ состоит из опорных колец и резинометаллического пакета, состоящего из 15 стальных тарелей, разделенных слоями смеси резиновой 51-2186-I. Смесь резиновая с тарелями и опорными кольцами соединена клеем Хемосил 211.

Рис. 3. Конструктивное исполнение и схема нагружения ТРМЭ:
А. – статическое; Б. – циклическое со сдвигом опорных колес

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ НДС ЭЛАСТИЧНЫХ ОПОРНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ПРИ КОМПЛЕКСНОМ ТЕРМОМЕХАНИЧЕСКОМ НАГРУЖЕНИИ

В данной статье приводится математическая модель решения задачи с использованием метода конечных элементов (МКЭ) в объемной постановке.

При проведении теплового расчета используется уравнение нестационарной теплопроводности [4, 8].

$$\rho C \frac{\partial T}{\partial t} = \lambda_{\text{эф}} \Delta T. \quad (1)$$

В уравнении (1) введены обозначения: t – время, ρ – плотность материала тепловой защиты, T – поле температуры, C – теплоемкость, $\Delta = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2}$ – оператор Лапласа цилиндрической системы координат, $\lambda_{\text{эф}}$ – эффективный коэффициент температуропроводности.

Начальным условием уравнения (1) служит равномерное распределение температуры по толщине многослойной стенки:

$$T(0, r, z) = T_n. \quad (2)$$

Граничным условием является баланс энергии на перемещающейся вследствие уноса стенке:

$$-\lambda \left(\frac{\partial T}{\partial r} \right)_{r=r_w} = \frac{\alpha}{C_p} (I_e - I_w) + \xi_{\text{эф}} \sigma_{SB} (T_\infty^4 - T_w^4) + Qm. \quad (3)$$

В выражении (3) введены обозначения: α – коэффициент конвективного теплообмена, C_p – удельная теплоемкость, m – массовая скорость эрозийного уноса композиционного материала, I_e, I_w – энтальпия продуктов сгорания при температурах восстановления и стенки, T_∞ – термодинамическая температура газового потока, T_w – температура газа у стенки, $\xi_{\text{эф}}$ – эффективный коэффициент степени черноты, σ_{SB} – показатель Стефана-Больцмана, Q – тепловой эффект разложения композита.

На стыках слоев выполняются условия сопряжения:

$$T_{i+0} = T_{i-0}; \quad -\lambda_{i-0} \left(\frac{\partial T}{\partial r} \right)_{i-0} = -\lambda_{i+0} \left(\frac{\partial T}{\partial r} \right)_{i+0}. \quad (4)$$

Граничным условием на наружной поверхности последнего слоя является условие теплообмена с окружающей средой:

$$-\lambda \left(\frac{\partial T}{\partial r} \right)_{r=r_k} = \alpha_n (T_n - T_{\text{вн}}) + \xi_{\text{эфн}} \sigma_{\text{SBo}} (T_{\infty n}^4 - T_{\text{вн}}^4). \quad (5)$$

В процессе эксплуатации внутри ТРМЭ со скоростью 4 – 8 м/с течет морская вода в диапазоне температур от -2 °С до 40 °С. Наружная поверхность ТРМЭ окружена воздухом с температурой от нуля до 55 °С.

Тепловому воздействию подвергается наружная поверхность ТРМЭ 180 °С (граничное условие I-го рода) при аварийной ситуации в случае возникновения внешнего пожара.

Для решения упругопластической граничной задачи также использовался МКЭ на базе вариационного подхода Лагранжа [5]. Среди всех допустимых значений перемещений фактически существующие определяются вариационным уравнением [5], которое записывается в следующем виде:

$$\Lambda = \frac{2E}{(1+\mu)(1-2\mu)} \sum_{i=1}^n \int_V \{ (1-\mu)U + 2\mu H + \lambda_0 J \} dV - \int_S (P_r u_r + P_z u_z) dS. \quad (6)$$

В формуле (6) использованы следующие обозначения: n – количество, V – объем конечного элемента, S – площадь конечного элемента, u_r, u_z – перемещения в радиальном и осевом направлениях, P_r, P_z – поверхностные силы в радиальном и осевом направлениях; параметры:

$$\lambda_0 = \frac{1-2\mu}{2}; \quad U = \left(\frac{\partial u_r}{\partial r} \right)^2 + \left(\frac{u_r}{r} \right)^2 + \left(\frac{\partial u_z}{\partial z} \right)^2; \quad J = \left(\frac{\partial u_r}{\partial r} + \frac{\partial u_z}{\partial z} \right)^2; \quad H = \left(\frac{\partial u_r}{\partial r} \frac{u_r}{r} + \frac{\partial u_z}{\partial z} \frac{\partial u_r}{\partial r} + \frac{\partial u_z}{\partial z} \frac{u_r}{r} \right).$$

Упругие деформации и напряжения вычисляются с помощью известных соотношений теории упругости [1 – 5]:

$$\left\{ \begin{array}{l} \varepsilon_r = \frac{\partial u_r}{\partial r} \\ \varepsilon_\theta = \frac{u_r}{r} \\ \varepsilon_z = \frac{\partial u_z}{\partial z} \\ \varepsilon_{rz} = \frac{\partial u_r}{\partial z} + \frac{\partial u_z}{\partial r} \end{array} \right. \quad (7), \quad \left\{ \begin{array}{l} \sigma_r = \frac{E}{(1+\mu_r)(1-2\mu_r)} ((1-\mu)\varepsilon_r + \mu\varepsilon_\theta + \mu\varepsilon_z) \\ \sigma_\theta = \frac{E}{(1+\mu)(1-2\mu)} ((1-\mu)\varepsilon_\theta + \mu\varepsilon_r + \mu\varepsilon_z) \\ \sigma_z = \frac{E}{(1+\mu)(1-2\mu)} ((1-\mu)\varepsilon_z + \mu\varepsilon_r + \mu\varepsilon_\theta) \\ \sigma_{rz} = \frac{E}{2(1+\mu)} \varepsilon_{rz} \end{array} \right. \quad (8)$$

В соотношениях (7) и (8) введены следующие обозначения: E – модуль упругости, μ – коэффициент Пуассона, $\varepsilon_r, \varepsilon_\theta, \varepsilon_z, \varepsilon_{rz}$ – радиальные, окружные, осевые и сдвиговые деформации, $\sigma_r, \sigma_\theta, \sigma_z, \sigma_{rz}$ – радиальные, окружные, осевые и касательные напряжения.

Уравнение равновесия системы конечных элементов имеет вид:

$$[K]\{\delta\} = \{R\}. \quad (9)$$

В соотношении (9) приняты обозначения: $[K]$ – матрица жесткости конструкции, $\{\delta\}$ – вектор неизвестных, $\{R\}$ – вектор нагрузки.

Матрицы жесткости конечного элемента определяются с использованием следующего соотношения:

$$[k]^e = 2\pi \int_S [B]^T [D] [B] r dS. \quad (10)$$

В соотношении (10): $[B]$ – геометрическая матрица, используемая для связи деформаций и перемещений в конечном элементе, зависящая от типа конечного элемента, $[D]$ – матрица упругости, зависящая от вида напряженного состояния.

Учитывая свойства анизотропии материалов [1 – 5] и свойство симметрии матрицы $[D]$, получим:

$$[D] = \begin{vmatrix} \frac{E_r}{\nu} \left(1 - \mu_r^2 \frac{E_z}{E_\theta} \right) & \frac{E_r}{\nu} \mu_r (1 + \mu_r) & \frac{E_r}{\nu} \mu_r \left(1 + \mu_r \frac{E_z}{E_\theta} \right) & 0 \\ \frac{E_r}{\nu} \mu_r (1 + \mu) & \frac{E_\theta}{\nu} \left(1 - \mu_\theta^2 \frac{E_r}{E_z} \right) & \frac{E_r}{\nu} \mu_z \left(1 + \mu_z \frac{E_z}{E_\theta} \right) & 0 \\ \frac{E_r}{\nu} \mu_r \left(1 + \mu_r \frac{E_z}{E_\theta} \right) & \frac{E_r}{\nu} \mu_r \left(1 + \mu_r \frac{E_r}{E_z} \right) & \frac{E_z}{\nu} \left(1 - \mu_z^2 \frac{E_r}{E_\theta} \right) & 0 \\ 0 & 0 & 0 & G_{rz} \end{vmatrix} \quad (11)$$

В матрице (11): $E_r, E_\theta, E_z, \mu_r, \mu_\theta, \mu_z$ – модули упругости и коэффициенты Пуассона в радиальном, кольцевом и осевом направлениях, соответственно, G_{rz} – модуль сдвига, $\nu = 1 - \mu_r^2 \left(\frac{E_r}{E_z} + \frac{E_z}{E_\theta} \right) - \mu_r^2 \frac{E_r}{E_\theta} (1 + 2\mu_r)$.

Температурные напряжения и деформированная форма конструкции при неравномерном нагреве рассчитаны с помощью МКЭ [4, 8]. Матрицы жесткости элементов в термоупругих задачах имеют тот же вид, что и при силовом воздействии на систему, но необходимо учитывать дополнительные температурные деформации, возникающие при действии тепловых нагрузок [2, 5].

Вектор температурных деформаций определяется следующим образом:

$$\{\varepsilon_0\} = \{\alpha_T\} T, \quad (12)$$

где $\{\alpha_T\} = \{\alpha_r, \alpha_\theta, \alpha_z\}^T$ – вектор линейного теплового расширения.

Вектор узловых сил от действия температурной нагрузки определяется из соотношения:

$$\{F^e\} = 2\pi \int_S [B]^T [D] \{\varepsilon_0\} r dS. \quad (13)$$

Для определения компонент этого вектора необходимо вычислить поле перемещений элемента, по которому формируется матрица $[B]$, упругие постоянные матрицы $[D]$ и температурную деформацию $\{\varepsilon_0\}$.

Тензоры полных деформаций и напряжений определяются соотношением:

$$\begin{cases} \tilde{\varepsilon} = \tilde{\varepsilon}^e + \tilde{\varepsilon}^p + \tilde{\varepsilon}^T \\ \tilde{\sigma} = \tilde{\sigma}^e + \tilde{\sigma}^p + \tilde{\sigma}^T \end{cases} \quad (14)$$

где $\tilde{\varepsilon}^e, \tilde{\varepsilon}^p, \tilde{\varepsilon}^T$ – тензоры упругих, пластических и тепловых деформаций, $\tilde{\sigma}^e, \tilde{\sigma}^p, \tilde{\sigma}^T$ – тензоры упругих, пластических и тепловых напряжений, соответственно.

В рамках численного моделирования гиперупругого поведения смеси резиновой 51-2186-I использована двухпараметрическая модель Муни-Ривлина, согласно которой полная удельная энергия деформирования определена соотношением:

$$W = \frac{1}{d} (J - 1)^2 + C_{10} (I_1 - 3) + C_{01} (I_2 - 3). \quad (15)$$

В выражении (15): I_i, J, C_{10}, C_{01} – i -е инварианты девиатора деформации, определитель матрицы градиента деформации, материальные константы модели, соответственно,

$d = \frac{1 - 2\mu}{C_{10} + C_{01}}$ – коэффициент несжимаемости резины, $\mu(T, t)$ – коэффициент Пуассона.

Инварианты тензора деформации представляются в виде:

$$I_1 = \lambda_1^2 + \lambda_2^2 + \lambda_3^2; \quad I_2 = \lambda_1^2 \lambda_2^2 + \lambda_2^2 \lambda_3^2 + \lambda_3^2 \lambda_1^2; \quad I_3 = \lambda_1^2 \lambda_2^2 \lambda_3^2. \quad (16)$$

В соотношении (16): λ_i – i -е главные деформации.

Напряжения Коши в смеси резиновой определяются соотношением:

$$\sigma_{ij} = -p\delta_{ij} + 2\frac{\partial W}{\partial I_1}C_{ij} - \frac{2}{C_{ij}}\frac{\partial W}{\partial I_2}. \quad (17)$$

В выражении (17): p, C_{ij}, δ_{ij} – наружное давление, главные инварианты, дельта-функция Кронекера, соответственно.

РЕЗУЛЬТАТЫ ЧИСЛЕННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ

Результаты численного моделирования теплового состояния входной части сопла и ТРМЭ на случай максимального прогрева визуализированы на рис. 4.

Величина уноса вкладыша центрального на конечный момент работы изделия изменяется по длине от 6,8 до 8,2 мм перед минимальным сечением и далее падает до 3,2 мм.

На протяжении всей работы двигателя металл над стыком вкладыша центрального с подложкой остается «холодным», температура прогрева не превышает 70 °С. Таким образом, материалы тепловой защиты ПУС обеспечивают надежную теплоизоляцию ЭОШ.

Максимальная температура нагрева конструкции ТРМЭ реализуется на наружной поверхности пакета резинометаллических тарелей ТРМЭ и составляет 180 °С, минимальная – на внутренней поверхности ТРМЭ (40 °С). Деструкция резиновых прослоек определяется скоростью перемещения изотермы 300 °С, формирование «цветов побежалости» на металлических поверхностях ТРМЭ – скоростью перемещения изотермы 700 °С.

Температурный режим эксплуатации ТРМЭ от 40 до 180 °С полностью обеспечивает целостность и «живучесть» резинометаллического пакета.

Рис. 4. Распределение поля температуры, °С
на поверхности входной части сопла (слева) и ТРМЭ (справа)

Карта распределения теплонапряженного состояния элементной базы ПУС и ТРМЭ с учетом ортотропной зависимости модуля упругости от температуры нагрева представлена на рис. 5.

Наличие теплозащитного козырька входной части ПУС гарантировано снижает тепловое значение коэффициента вариации глубины термодеструкции в районе лобовой точки сопла на 32 %, максимальную осевую тепловую деформацию вкладыша центрального – на 11 %.

Рис. 5. Распределение кольцевых напряжений, на поверхности входной части сопла (слева, кгс/мм²) и ТРМЭ (справа, МПа)

Результаты вычислительного эксперимента по распределению параметров НДС ТРМЭ термоупругой граничной задачи показал, что максимальная интенсивность эквивалентных по Мизесу напряжений реализуется на поверхностях металлических тарелей и составляет $\sigma_{eqv_Me_тарел.}^{max} = 130,82$ МПа (рис. 6).

Максимумы тепловой и механической деформации резиновых слоев ТРМЭ определены в соотношении 23,6 : 1.

Рис. 6. Карта распределения параметров НДС термоупругой граничной задачи:
А. – относительная осевая тепловая деформация ТРМЭ;
Б. – интенсивность эквивалентных напряжений, МПа

Распределение минимального коэффициента прочности конструкции ТРМЭ и входной части сопла определим согласно классической теории прочности:

$$\eta_{\min} = \frac{\sigma_B(T)}{\sigma_{\max}} > 1,$$

где $\eta_{\min}$ – минимальный коэффициент запаса прочности; $\sigma_B(T)$ – предел прочности материалов конструкции в зависимости от температуры нагрева; $\sigma_{\max} = \max\{\sigma_r, \sigma_\theta, \sigma_z, \sigma_{eqv}\}$ – максимум среди расчетных напряжений; $\sigma_r, \sigma_\theta, \sigma_z, \sigma_{eqv}$ – радиальные, кольцевые, осевые и эквивалентные напряжения, соответственно.

Максимальные напряжения сжатия входной части сопла $\sigma_{\max}^- = 53,27$ кгс/мм² реализуются в осевом, максимальные растягивающие напряжения $\sigma_{\max}^+ = 6,67$ кгс/мм² – в кольцевом направлениях.

Минимальный запас прочности для металлических тарелей ТРМЭ составляет:

$$\eta_{\min}^{\text{тарел}} = \frac{\sigma_B(T)}{\sigma_{\text{eqv_Me_тарел.}}^{\max}} = 2,58,$$

где $\sigma_{\text{eqv_Me_тарел.}}^{\max} = 130,82$ МПа – максимальная интенсивность эквивалентных напряжений в тарелях, $\sigma_B(T) = 337,4$ МПа – предел прочности материала тарелей при температуре $T = 128$ °С, минимальный коэффициент запаса прочности опорных колец составляет:

$$\eta_{\min}^{\text{опор_кольц}} = \frac{\sigma_B(T)}{\sigma_{\text{eqv_опор_кольц.}}^{\max}} = 4,97, \text{ минимальный запас прочности резиновых слоев на сдвиг}$$

определен соотношением: $\eta_{\min}^{\text{сдв_рез}} = \frac{\tau_B^{\text{сдв}}(T)}{\tau_{\text{rz}}^{\max}} = \frac{0,74 \text{ МПа}}{0,55 \text{ МПа}} = 1,35 > 1.$

ЦИКЛИЧЕСКАЯ ПРОЧНОСТЬ ТРМЭ.

ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ И ЭКСПЕРИМЕНТ

ТРМЭ должен обеспечивать динамическую прочность при действии кратковременных ударных нагрузок при давлении 9,45 МПа с амплитудой ± 40 мм в поперечном направлении со скоростью деформирования 3,5 м/с не менее 5 раз без потери работоспособности после удара в течение 1000 часов. Максимальные циклические напряжения сдвига в резине ТРМЭ имеют значения от 0,38 МПа (при малоцикловом нагружении с амплитудой 40 мм) до 0,05 МПа (при многоцикловом нагружении с амплитудой 5 мм). Результаты обобщения данных экспериментальных исследований показывают, что эти значения находятся в диапазоне допускаемых напряжений сдвига в зависимости от числа циклов 0,7 МПа – 0,14 МПа.

Однако, учитывая сложность физико-механических превращений, сопровождающихся в процессе циклического деформирования резины, конкретный состав материала, влияние динамической составляющей нагрузки, масштабного фактора, частоты и скорости нагружения, функциональное назначение и требования к надежности, циклическая прочность ТРМЭ требует экспериментального подтверждения на полноразмерных моделях [13, 14].

Низкочастотная высокоамплитудная гармоническая модуляция поля радиальных перемещений и стык материалов конструкции с существенно различными ФМХ генерируют нелинейное упруго-волновое поведение элементов резинометаллического пакета ТРМЭ в поперечном направлении.

Проведен вычислительный эксперимент по определению параметров НДС ТРМЭ при малоамплитудной (0,25 мм) и более высокой модуляции (50 Гц) поля перемещений в поперечном направлении.

Результаты численного моделирования в виде интенсивности напряжений представлены ниже на рис. 7, масштаб деформирования 1:30. Анализ результатов численного моделирования показал, что в большей степени (по сравнению с амплитудой) ключевую роль при циклическом нагружении ТРМЭ играет частота модуляции поля перемещений.

По результатам вычислительного эксперимента установлено, что наиболее «опасным» является случай малоамплитудного высокочастотного гармонического нагружения ($A = 0,25$ мм, $f = 50$ Гц), которому соответствует более высокая интенсивность эквивалентных напряжений. Повышение частоты модуляции до 70 Гц и ее амплитуды до 3 мм приводит к выдавливанию резины из металлических тарелей ТРМЭ и потере их устойчивости.

Рис. 7. Карта интенсивности эквивалентных напряжений, МПа:
А. – циклическое нагружение с поперечным сдвигом верхнего опорного кольца;
Б. – статическое нагружение ТРМЭ;
В. – статическое нагружение ЭОШ

Авторами настоящей статьи был проведен анализ перемещений ТРМЭ при циклическом растяжении.

На рис. 8 представлена оснастка для проведения циклических испытаний ТРМЭ.

Рис. 8. Оснастка для проведения циклических испытаний ТРМЭ на растяжение

В целях верификации, на рис. 9 представлены результаты сравнительного анализа вычислительного эксперимента и испытаний ТРМЭ для 4-х циклов статического усилия растяжения. Данные результаты показали хорошую согласованность. При этом материальные константы резиновых тарелей уточнялись эмпирическим путем.

Рис. 9. Диаграмма перемещений тарелей ТРМЭ при циклическом растяжении

Анализ результатов испытаний показал, что площадь поверхности, ограниченной «петлей Гистерезиса», незначительно повышается по мере увеличения циклов нагружения, о чем свидетельствует наличие невысокого уровня остаточных деформаций ТРМЭ.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В заключение следует отметить, что разработан вычислительный автоматизированный алгоритм и комплекс программ, позволяющих адекватно исследовать напряженно-деформированное состояние эластичных опорных элементов в условиях нестационарного термомеханического и циклического нагружения, что позволяет оптимальным образом проектировать герметичность ЭОШ в составе ПУС перспективного РДТТ и виброизоляцию упругих компенсаторов поперечных перемещений сообщающихся между собой трубопроводов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Лурье А. И. Нелинейная теория упругости. М.: Наука, 1980. 512 с.
2. Аннин Б. Д., Бытев В. О., Сенашов С. И. Групповые свойства уравнений упругости и пластичности. Новосибирск: Наука СО, 1985. 142 с.
3. Тимошенко С. П., Гудьер Дж. Теория упругости / пер. с англ., под ред. Г.С. Шапиро. М.: Наука, 1979. 560 с.
4. Сегерлинд Л. Применение метода конечных элементов / пер. с англ. А.А. Шестакова. М.: Мир, 1979. 392 с.
5. Ильюшин А. А. Механика сплошной среды : Учебник. Изд. 3-е, перераб. и доп. М.: Изд-во МГУ, 1990. 310 с.
6. Исследование ракетных двигателей на твёрдом топливе / под ред. М. Саммерфилда, пер. с англ. Е.П. Голубкова. М.: Издательство иностранной литературы, 1963. 440 с.
7. Калинин В. В., Ковалёв Ю. Н., Липанов А. М. Нестационарные процессы и методы проектирования узлов РДТТ. М.: Машиностроение, 1986. 212 с.
8. Калиткин Н. Н. Численные методы. М.: Наука, 1978. 512 с.
9. Липанов А. М., Алиев А. В. Проектирование ракетных двигателей твёрдого топлива. М.: Машиностроение, 1995. 400 с.
10. Липанов А. М., Бобрышев В. П., Алиев А. В., Спиридонов Ф. Ф., Лисица В. Д. Численный эксперимент в теории РДТТ / под ред. А.М. Липанова. Екатеринбург: УИФ «Наука», 1994. 300 с.
11. Губертов А. М., Миронов В. В., Борисов Д. М., Баскаков В. Н. Газодинамические и теплофизические процессы в ракетных двигателях твердого топлива / под ред. А.С. Коротева. М.: Машиностроение, 2004. 512 с.
12. Гладков И. М., Ермаков Ю. П., Малкин Б. Я., Малкин Б. Я., Мухамедов В. С., Наливайко В. А., Солоухин А. С. Двигатели специального назначения импульсного типа на твёрдом топливе. Основы проектирования, конструкция и опыт отработки. М.: ЦНИИ информации, 1990. 116 с.
13. Губанов В. В., Масленников В. Г. Определение долговечности призматического резинометаллического амортизатора сжатия на основе энтропийного критерия // В сборнике статей «Вопросы динамики и прочности». Рига: Зинатне, 1977. Вып. 34. С. 139-141.
14. Губанов В. В. Прогнозирование срока службы резинотехнических изделий, работающих при циклических деформациях // В сборнике статей «Вопросы динамики и прочности». Рига: Зинатне, 1982. Вып. 40. С. 21-33.

MATHEMATICAL SIMULATIONS AND EXPERIMENTS ON THE CHARACTERIZATION OF STRESS-STRAIN STATE OF ELASTIC SUPPORT ELEMENTS UNDER NON-STATIONARY THERMAL MECHANICAL LOADING

¹Mormul R. V., ²Eremenko P. P., ³Shaidurov A. A.

¹ Perm Military Institute of National Guard Forces, Perm, Russia

² Iskra Scientific and Production Association, PJS, Perm, Russia

³ Polis Scientific and Production Association, Perm, Russia

SUMMARY. The automated computational algorithm and a mathematical model study of parameters of stress-strain state (SSS) of the elastic supporting hinge rotary control nozzle prospective solid propellant rocket motor (SPRM) and thin-layer rubber elements used as elastic joints transverse displacement interconnected pipelines. The dynamics of the thermoelastic behavior of elastic support element and the input part of the nozzle unit composed. Within the framework of the computational experiment we obtain estimates for the distribution of the minimum values of the safety factor of the element base strength rubber package. The tests on the strength elastic element cyclic mechanical stretch. In order to verify the comparative analysis of the test data and results of mathematical modeling. The purpose of this paper is to develop a computational algorithm that allows to adequately simulate the thermoelastic behavior of the input part of the nozzle block of a solid-propellant block as part of the rotary control nozzle for nonstationary gas dynamic and high-temperature loading, accompanied by ablation of composite materials, determination of the thin-layer rubber elements parameters under complex thermomechanical loading. The task of determining the elements of the input part of the gas track of solid propellant from the action of the nonstationary temperature field and pressure is connected. At the first stage, the problem of the distribution of the temperature field is solved, taking into account the ablation of composite materials under given boundary conditions, and the second is the task of determining the parameters of the thin-layer rubber elements. A computational experiment was performed to determine the parameters of the thin-layer rubber elements at a low-amplitude and higher modulation frequency of the displacement field in the transverse direction. This paper presents a mathematical model of the solution of the problem using the finite element method in volumetric formulation. In the framework of numerical simulation of hyperelastic behavior of a rubber compound, a two-parameter model of Mooney-Rivlin was used. In this case, the material constants of rubber plates were specified empirically. It is shown that the most "dangerous" is the case of low-amplitude high-frequency harmonic loading, which corresponds to a higher intensity of equivalent stresses. Verification of numerical simulation results and telemetry readings during cyclic stretching was carried out. These results showed good consistency.

KEYWORDS: solid propellant rocket motor, mathematic simulation, stress-strain state, finite element method, elastic support element, thin-layer rubber element, safety factor, fatigue strength, thermal elastic behavior, modulation, cyclic load.

REFERENCES

1. Lur'ye A. I. *Nelineynaya teoriya uprugosti* [Nonlinear theory of elasticity]. Moscow: Nauka Publ., 1980. 512 p.
2. Annin B. D., Bytev V. O., Senashov S. I. *Grupповые свойства уравнений упругости и пластичности* [Group properties of the equations of elasticity and plasticity]. Novosibirsk: Nauka SO Publ., 1985. 142 p.
3. Timoshenko S. P., Goodier J. N. *Theory of Elasticity*. New York: McGraw-Hill, 1970. 506 p.
4. Segerlind L. J. *Applied Finite Element Analysis*. New York: John Wiley and Sons, Inc., 1976. 427 p.
5. Il'yushin A. A. *Mekhanika sploshnoy sredy* [Continuum mechanics]. Moscow: MGU Publ., 1990. 310 p.
6. *Solid Propellant Rocket Research*. Ed by M. Summerfield. New York-London, Acad. press, 1960. 692 p.
7. Kalinin V. V., Kovalov Yu. N., Lipanov A. M. *Nestatsionarnyye protsessy i metody proyektirovaniya uzlov RDTT* [Non-stationary processes and design methods of SPRM]. Moscow: Mashinostroyeniye Publ., 1986. 212 p.
8. Kalitkin N. N. *Chislennyye metody* [Numerical methods]. Moscow: Nauka Publ., 1978. 512 p.
9. Lipanov A. M., Aliyev A. V. *Proyektirovaniye raketnykh dvigateley tvordogo topliva* [Design of SPRM]. Moscow: Mashinostroyeniye Publ., 1995. 400 p.
10. Lipanov A. M., Bobryshev V. P., Aliyev A. V., Spiridonov F. F., Lisitsa V. D. *Chislennyy eksperiment v teorii RDTT* [Numerical experiment in the theory of SPRM]. Pod red. A.M. Lipanova. Yekaterinburg: UIF «Nauka» Publ., 1994. 300 p.
11. Gubertov A. M., Mironov V. V., Borisov D. M., Baskakov V. N. *Gazodinamicheskie i teplofizicheskie protsessy v raketnykh dvigatelyakh tverdogo topliva* [Gas-dynamic and thermophysical processes in solid propellant rocket engines]. Pod red. A.S. Koroteyeva. Moscow: Mashinostroyeniye Publ., 2004. 512 p.
12. Gladkov I. M., Ermakov Yu. P., Malkin B. Ya., Malkin B. Ya., Mukhamedov V. S., Nalivayko V. A., Soloukhin A. S. *Dvigateli spetsial'nogo naznacheniya impul'snogo tipa na tverdom toplive. Osnovy proektirovaniya, konstruktsiya i opyt otrabotki* [Solid-fuel special-purpose engines for solid fuels. Design fundamentals, design and mining experience]. Moscow: TsNII informatsii Publ., 1990. 116 p.
13. Gubanov V. V., Maclennikov V. G. *Opreделение dolgovechnosti prizmaticheskogo rezinometallichesкого амортизатора szhatiya na osnove entropiynogo kriteriya* [Determination of the durability of a prismatic rubber-metal compression shock absorber based on the entropy criterion]. *V sbornike statey "Voprosy dinamiki i prochnosti"* [In the collection of articles "Dynamics and Strength Issues"]. Riga: Zinatne Publ., 1977. Vol. 34, pp. 139-141.
14. Gubanov V. V. *Prognozirovaniye sroka sluzhby rezinotekhnicheskikh izdeliy, rabotayushchikh pri tsiklicheskikh deformatsiyakh* [Prediction of the life of rubber products operating in cyclic deformations] *V sbornike statey "Voprosy dinamiki i prochnosti"* [In the collection of articles "Dynamics and Strength Issues"]. Riga: Zinatne, 1982. Vol. 40, pp. 21-33.

Мормуль Роман Викторович, кандидат технических наук, доцент кафедры «ВМКСиС» ПВИ ВНГ РФ,
e-mail: rmormul@yandex.ru

Еременко Петр Петрович, кандидат технических наук, ведущий инженер ПАО НПО «Искра»,
e-mail: epp705@iskra.perm.ru

Шайдуров Александр Александрович, научный сотрудник НПП «Полис», e-mail: sgi615@mail.ru