

Анализ характеристик гармонических колебаний композитной сотованели сканера космического аппарата

В. Н. Маслей^а, Н. Г. Крищук^б, А. С. Цыбенко^б

^а ГП “Конструкторское бюро “Южное” им. М. К. Янгеля”, Днепр, Украина

^б Национальный технический университет Украины “Киевский политехнический институт имени Игоря Сикорского”, Киев, Украина

По данным имитационного моделирования гармонических колебаний композитной сотованели сканера космического аппарата с установленным технологическим оборудованием (сканер, оптические приборы, магнитометр) получены распределения по координатам и частоте величины амплитуд перемещений, ускорений, коэффициентов усиления виброускорений, а также эквивалентных по Мизесу напряжений. Динамическая имитационная модель композитной сотованели разработана с помощью современных средств конечноэлементного анализа в пакете ANSYS APDL. Образующие сотованель углепластиковые композитные пластины с сотовым наполнителем из алюминиевой фольги в виде регулярных шестигранных ячеек правильной формы аппроксимированы многослойными пластинчатыми конечными элементами. Технологическое оборудование – оптические приборы, сканер и магнитометр – представлены в модели сосредоточенными массами, жестко связанными с панелью. С применением разработанной имитационной модели определен спектр собственных частот и собственных форм свободных колебаний сотованели сканера. В интервале рабочих частот исследуемого режима гармонических колебаний сотованели сканера установлены резонансные амплитуды перемещений, ускорений, коэффициентов усиления амплитуд виброускорений, а также распределения амплитуд эквивалентных по Мизесу напряжений.

Ключевые слова: сотованель, углепластик, композитные пластины, собственные частоты и формы колебаний, гармонические колебания, амплитудно-частотные характеристики, напряжения, конечные элементы, численные эксперименты.

Введение. Композитные конструкции с сотовым наполнителем находят широкое применение в качестве силовых элементов панельных платформ, оболочечных отсеков, профилированных агрегатов космических аппаратов и т.п. [1, 2]. Их основное достоинство – высокая прочность и жесткость при относительно небольшой массе.

При разработке композитных конструкций панельных платформ для сканера космического аппарата (СКА) [3, 4] одной из важнейших задач является обеспечение их прочности [5–7]. Варианты компоновки и типового исполнения пластин сотованели из слоистых лент композиционного материала [2, 4] и ячеек сотового наполнителя из алюминиевых сплавов в случае вибрационного, силового и термического нагружений влияют на показатели прочности на каждом этапе жизненного цикла изделий данного типа. Это предопределяет необходимость оценки несущей способности композитных панельных платформ СКА, в том числе и для условий гармонических вибраций при выведении на орбиту [8–11].

Целью работы является определение по данным имитационного моделирования спектра резонансных частот и амплитудно-частотных характеристик (АЧХ) сотованели СКА при гармонических колебаниях.

Объект исследования. Типовая платформа СКА представляет собой сотованель с закладными элементами крепления навесного технологического оборудования (сканер, оптические приборы, магнитометр) – рис. 1,а. Сотованель СКА состоит из двух композитных пластин, сотового наполнителя, окантовочных углепластиковых труб, соединительных элементов из сплава ВТ6, расположенных между пластинами и

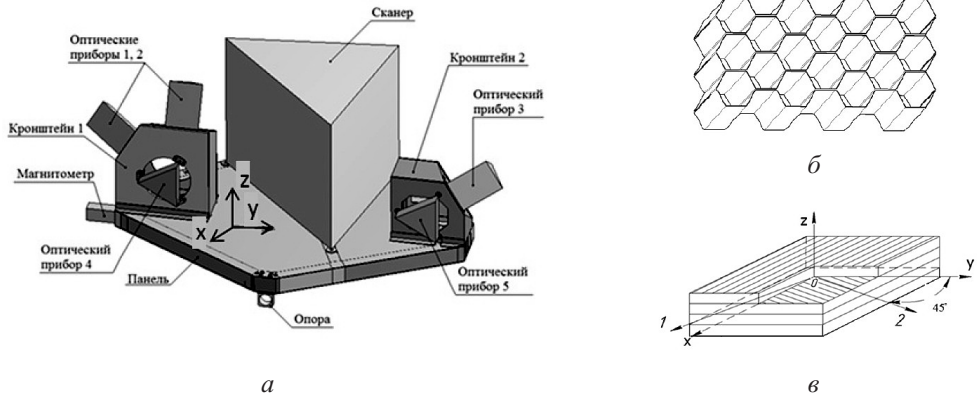


Рис. 1. Сотопанель конструкции платформы для СКА с технологическими приборами (а), сотовый наполнитель (б) и композитная пластина сотопанели (в).

армирующими панелями. Сотопанель крепится к основному каркасу адаптера СКА в трех опорных узлах на углепластиковых трубах [4].

Композитные пластины сотопанели содержат по семь слоев углепластиковой ленты с заданной схемой армирования. Слой армирования под углом 45° для материала пластины показан в осях 1, 2 локального декартового базиса (рис. 1, в). Пластины жестко соединены специальным клеем с сотовым наполнителем 5056-6-23, изготовленным из алюминиевой фольги (модуль Юнга 69 ГПа, коэффициент Пуассона 0,36, удельная плотность 2700 кг/м^3) [2]. Размер ядра шестигранной ячейки сотопанели – 6 мм, толщина стенки – 0,023 мм, для контактирующих граней – 0,046 мм (рис. 1, б). Углепластиковая лента изготовлена из высокопрочного угольного компаунда. Механические характеристики монослоя углепластиковой ленты на основе угольных волокон марки ТС 36S-12К и эпоксидного связующего марки ЭДТ-10 ОСТ 92-0957 [4] такие: $E_x = 150,0 \text{ ГПа}$, $E_y = 8,1 \text{ ГПа}$, $E_z = 8,1 \text{ ГПа}$, $G_{xy} = 15,9 \text{ ГПа}$, $G_{yz} = 0,7 \text{ ГПа}$, $G_{zx} = 15,9 \text{ ГПа}$, $\mu_{xy} = 0,25$, $\mu_{yz} = 0,22$, $\mu_{zx} = 0,25$, $\rho = 1500 \text{ кг/м}^3$. Для конструктивных элементов (фитинги, втулки) сотопанели из сплава ВТ6 приняты модуль упругости 115 ГПа, коэффициент Пуассона 0,37, удельная плотность 4450 кг/м^3 [7].

Пластины сотопанели воспринимают продольные нагрузки (сжатие, сдвиг) в своей плоскости, а также изгибающие моменты. Сотовый наполнитель оказывает сопротивление поперечным силам при изгибе трехслойной конструкции и обеспечивает совместную работу несущих слоев (пластин). Способность сотового наполнителя воспринимать нагрузку в плоскости несущих слоев зависит от конструкции ячеек и его жесткостных характеристик. Закладные элементы (углепластиковые трубы и кронштейны, фитинги и втулки из сплава ВТ6 для соединения труб и оптических приборов) обеспечивают необходимую жесткость конструкции сотопанели при действии сосредоточенных усилий и моментов в местах крепления технологического оборудования и на опорах, передающих вибрацию.

Основным требованием к условиям механического деформирования оборудованной сотопанели СКА при гармонических колебаниях на этапе выведения на орбиту является обеспечение работы материалов в области упругих деформаций [7–11].

Конечноэлементная модель. Для исследования характеристик гармонических колебаний сотопанели СКА на этапе выведения на орбиту использовали данные ГП «Конструкторское бюро «Южное» им. М. К. Янгеля», работы [4] и компьютерные интегрированные технологии имитационного моделирования [8, 12, 13].

Для конструкции композитной сотопанели СКА с технологическим оборудованием (рис. 1) в системе инженерного анализа ANSYS APDL [13] построена конечно-элементная модель (рис. 2), состоящая из стержневых (BEAM188), многослойных пластинчатых (SHELL181) и объемных (SOLSH190) конечных элементов (КЭ). Контактные КЭ TARGE170 и CONTA173 использовали для сопряжения степеней свободы объемных и пластинчатых КЭ дискретных тел различной пространственной конфигурации (фитинги, втулки, пластины) путем создания контактных пар узел–поверхность. Навесные элементы технологического оборудования СКА – четыре оптических прибора, сканер и магнитометр – аппроксимировали сосредоточенными массами с использованием КЭ MASS21. С помощью жестких связей MPC184 соединяли массовые эквиваленты оптических приборов и магнитометра с кронштейнами, массовые эквиваленты сканера с композитной пластиной сотопанели (рис. 1). Сотовый наполнитель 5056-6-23 [2] моделировали в виде пластинчатой структуры с разбиением по толщине на четыре слоя КЭ SHELL181 при учете двойных стенок в зоне сварки алюминиевой фольги.

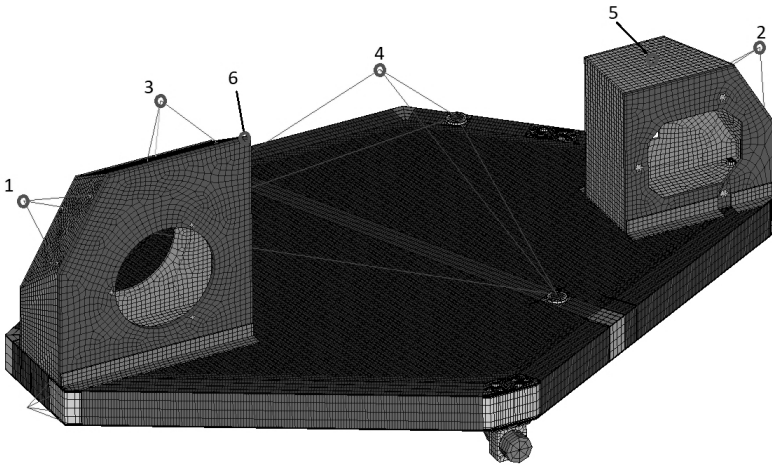


Рис. 2. Дискретная модель композитной сотопанели конструкции платформы СКА (точки 1, 2, 3, 4 соответствуют центрам массы приборов; 5, 6 – размещены на поверхностях кронштейнов сотопанели).

Количество узлов сетки составляет 167328, количество элементов – 214212. Расчетная масса имитационной модели конструкции сотопанели СКА с навесным оборудованием равна 154,6 кг.

Физико-механические свойства материала многослойных пластинчатых КЭ SHELL181 композитных пластин с принятой схемой армирования задавали формулами для преобразований числовых данных (толщина, угол) каждого из семи слоев углепластиковой ленты и ее упругих характеристик, приведенных выше. Локальные координаты многослойных КЭ для структур композитного материала пластин ориентировали в соответствии с главным направлением укладки слоев углепластиковой ленты.

Учитывали, что виброускорения (табл. 1, 2) синфазно передаются на сотопанель СКА от адаптера ракеты-носителя через три опорных узла крепления (рис. 1,а).

Методы исследования и алгоритм. В соответствии с методом конечных элементов [12] уравнения динамического равновесия вибронгруженной сотопанели представили в полудискретной форме [13]:

$$\begin{bmatrix} [M_{XX}] & [M_{XY}] \\ [M_{YX}] & [M_{YY}] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{X}(t) \\ \ddot{Y}(t) \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} [C_{XX}] & [C_{XY}] \\ [C_{YX}] & [C_{YY}] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{X}(t) \\ \dot{Y}(t) \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} [K_{XX}] & [K_{XY}] \\ [K_{YX}] & [K_{YY}] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} X(t) \\ Y(t) \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix}, \quad (1)$$

Т а б л и ц а 1

**Параметры гармонических колебаний опор сотопанели
в продольном (z) направлении**

Полоса частот Ω , Гц	Амплитуда виброускорений A_z
5...10	0,5
10...30	0,8
30...50	1,2
50...100	0,8

Т а б л и ц а 2

**Параметры гармонических колебаний опор сотопанели
в поперечных (x, y) направлениях**

Полоса частот Ω , Гц	Амплитуда виброускорений $A_x = A_y$
5...7,5	0,4
7,5...10	0,4...0,6
10...100	0,6

где t – время; $\{X(t)\}$, $\{\dot{X}(t)\}$, $\{\ddot{X}(t)\}$ – векторы амплитуд перемещений, скоростей и ускорений соответственно в незакрепленных узлах дискретной модели сотопанели; $\{Y(t)\}$, $\{\dot{Y}(t)\}$, $\{\ddot{Y}(t)\}$ – векторы амплитуд перемещений, скоростей и ускорений опорных узлов сотопанели с кинематическим возбуждением по соответствующим степеням свободы; $[M]$, $[C]$, $[K]$ – матрицы соответственно масс, демпфирования и жесткости, представленные в блочном виде для векторов узловых неизвестных.

Векторы $\{X(t)\}$ рассматривали в виде суммы составляющих псевдостатической и динамической части:

$$\{X(t)\} = \{X_s(t)\} + \{X_d(t)\}. \quad (2)$$

Псевдостатические амплитуды перемещений получены из системы уравнений (1) путем исключения первых двух слагаемых в левой части и заменой вектора неизвестных перемещений $\{X(t)\}$:

$$\{X_s(t)\} = -[K_{XX}]^{-1}[K_{XY}]\{Y(t)\}. \quad (3)$$

С учетом (3) систему уравнений (1) представим в виде

$$[M_{XX}]\{\ddot{X}_d(t)\} + [M_{XX}]\{\ddot{X}_d(t)\} + [M_{XX}]\{\ddot{X}_d(t)\} = [\bar{M}]\{\ddot{Y}(t)\}, \quad (4)$$

$$[\bar{M}] = -([M_{XX}][K_{XX}]^{-1}[K_{XY}] + [M_{XY}]).$$

Левая часть (4) содержит матрицы масс, демпфирования и жесткости сотопанели, неподвижно закрепленной в трех опорных узлах, правая – характеризует силы инерции при ускорении $\{\ddot{Y}(t)\}$ опорных узлов. Первое слагаемое в правой части (4) определяет эквивалентные силы, обусловленные кинематическим возмущением.

Амплитуды виброперемещений опор сотопанели, изменяющиеся гармонически с одинаковой круговой частотой Ω и различной амплитудой по трем взаимно орто-

гональным направлениям (табл. 1, 2), представлены в комплексной тригонометрической форме:

$$\{Y(t)\} = \{y(\Omega)\}e^{i\Omega t}, \quad i = \sqrt{-1}. \quad (5)$$

Аналогичную форму разложения использовали для определения перемещений незакрепленных узлов сотопанели:

$$\{X_d(t)\} = \{x_d(\Omega)\}e^{i\Omega t}. \quad (6)$$

Коэффициенты матрицы демпфирования в анализируемом частотном диапазоне гармонических колебаний определяли согласно формуле Рэлея [13].

Для вычисления АЧХ сотопанели СКА решали систему уравнений (1) с учетом разложений (5), (6) в математической постановке задач модального и гармонического анализа [6, 12].

Из решения системы алгебраических уравнений свободных колебаний сотопанели с главными граничными условиями

$$[[K] - \omega^2[M]]\{\varphi\} = \{0\}; \quad (7)$$

$$\{\varphi\}_{S=S_1} = \{\bar{\varphi}\} \quad (8)$$

находили N собственных частот ω_i и собственных форм колебаний $\{\varphi_i\}$, $i = 1, \dots, N$.

В случае гармонических колебаний СКА для решения системы уравнений (1) использовали метод главных координат (суперпозиции форм) [12], в основе которого лежит разложение вектора $\{X_d(t)\}$ по собственным формам свободных колебаний в пространстве модальных координат $x_{dj}(t)$:

$$\{X_d(t)\} = \sum_{j=1}^m \{\varphi_j\}x_{dj}(t), \quad (9)$$

где $\{\varphi_j\}$ – j -я собственная форма свободных колебаний; m – количество используемых собственных форм разложения.

Для нахождения модальных координат x_{dj} (1) преобразовали с учетом ортогональности собственных форм свободных колебаний [12] к виду n отдельных уравнений:

$$\ddot{x}_{dj} + 2\omega_j\xi_j\dot{x}_{dj} + \omega_j^2x_{dj} = -\{\varphi_j\}^T[\bar{M}]\{\ddot{y}_r\}, \quad j = 1, 2, \dots, n. \quad (10)$$

С использованием в (10) тригонометрического разложения модальных координат $x_{dj} = x_{djce}^{i\Omega t}$ и их производных, а также соответствующих компонент вектора виброускорений опор сотопанели $\{\ddot{y}_r\} = \{\ddot{y}_{rc}(\Omega)\}e^{i\Omega t}$ амплитуды компонент искомого вектора комплексных перемещений находили как

$$\{X_d(\Omega)\} = \sum_{j=1}^m \{\varphi_j\} \left(\frac{\{\varphi_j\}^T[\bar{M}]\{\ddot{y}_{rc}(\Omega)\}}{\omega_j^2 \left(1 - \left(\frac{\Omega}{\omega_j} \right)^2 + 2i\xi_j \frac{\Omega}{\omega_j} \right)} \right), \quad (11)$$

где $\{\ddot{y}_{rc}(\Omega)\}$ – амплитуды вектора виброускорений сотопанели с ненулевыми коэффициентами для степеней свободы соответствующих узлов дискретной модели в опорах; ω_j – собственная круговая частота j -й моды.

Зависимость коэффициентов относительного демпфирования ξ_j j -й моды от частоты в расчетах не учитывали, полагали $\xi = 0,05$. В этом случае пики амплитудно-частотных характеристик гармонических колебаний сотопанели СКА имеют место при $\Omega \approx \omega_j$.

Искомые величины компонент вектора амплитуд виброускорений и коэффициентов усиления амплитуд продольных и поперечных ускорений сотопанели, эквивалентных напряжений по Мизесу $\sigma_{VM,harm}$ в элементах конструкции композитной сотопанели СКА находили для узловых значений вектора амплитуд виброперемещений дискретной модели [13], вычисленных по данным гармонического анализа.

Результаты численных экспериментов. Модальный анализ имитационной модели оборудованной сотопанели СКА (рис. 1) проводили на основе решения (8), (9) методом Ланцоша в ANSYS APDL [13]. Полученные результаты представлены для первых шести собственных частот в табл. 3 и типовыми собственными формами колебаний на рис. 3.

Т а б л и ц а 3

Собственные частоты свободных колебаний модели сотопанели СКА

№ собственной частоты колебаний	f , Гц
1	56,7
2	68,6
3	88,3
4	109,1
5	117,5
6	126,2

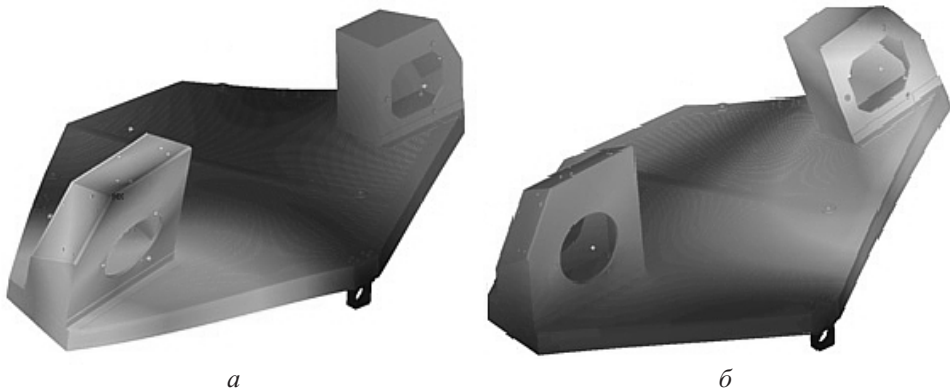


Рис. 3. Первая (а) и вторая (б) собственные формы свободных колебаний сотопанели СКА.

Анализ результатов позволяет заключить, что основные собственные формы свободных колебаний сотопанели СКА определяются ее жесткостными характеристиками и инерцией оптических приборов, закрепленных на массивных кронштейнах. Динамическая реакция сканера (рис. 1), как наиболее массивного, проявляется на 6-й форме колебаний при частоте 126,2 Гц, которая выше максимального значения 100 Гц частоты возбуждения.

Поэтому можно утверждать, что в диапазоне вибронагрузок 5...100 Гц (табл. 3, рис. 3) резонансы сотопанели СКА имеют место в окрестности трех первых собственных частот свободных колебаний – 56,7; 68,6 и 88,3 Гц.

По данным модального анализа и характеристикам виброускорений в опорах сотопанели (табл. 1, 2) с использованием соотношений (11) метода модальных координат в ANSYS APDL [13] определены АЧХ для компонент векторов амплитуд перемещений (рис. 4), ускорений (рис. 5) и коэффициентов усиления (рис. 6) в точках сотопанели СКА (на рис. 2 точки 1–6).

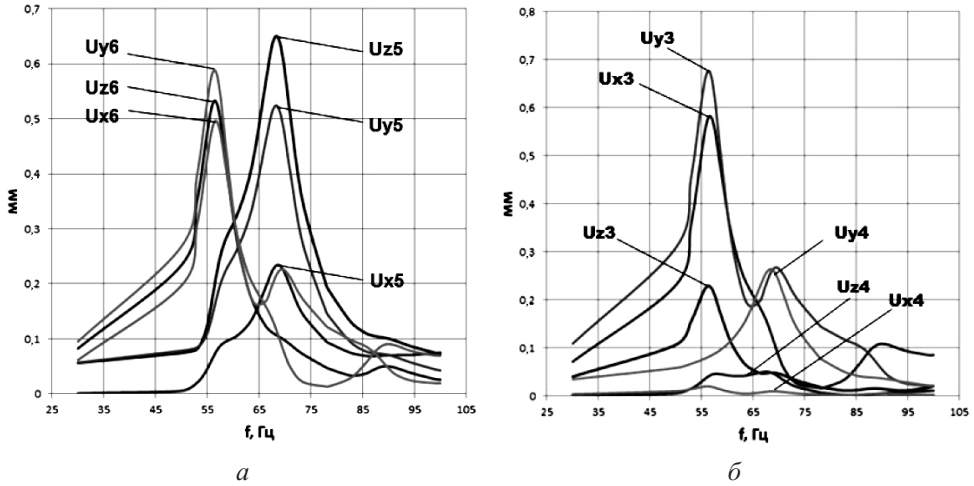


Рис. 4. Амплитудно-частотные характеристики сотопанели СКА для компонент вектора амплитуд перемещений с указанием экстремальных величин на поверхностях кронштейнов (а) – на рис. 2 точки 5, 6 и центрами масс оптических приборов (б) – на рис. 2 точки 3, 4.

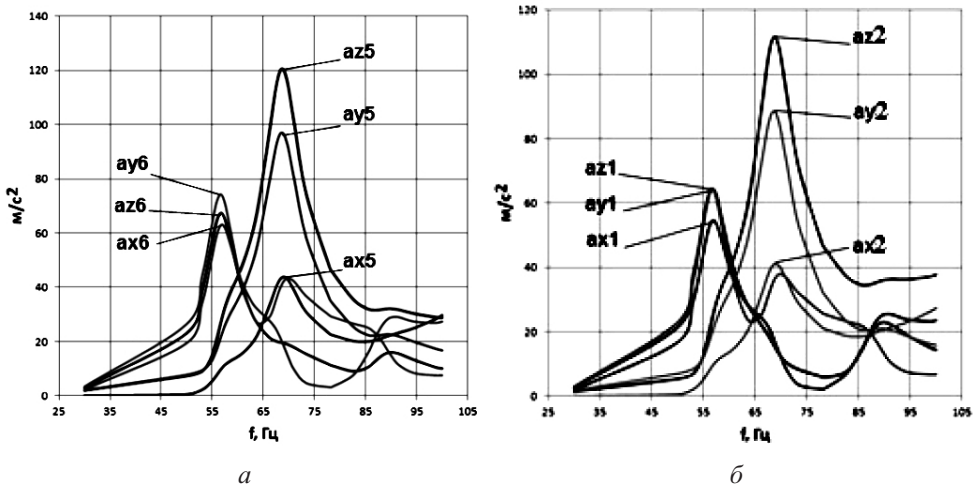


Рис. 5. Амплитудно-частотные характеристики сотопанели СКА для компонент вектора амплитуд ускорений с указанием экстремальных величин для кронштейнов (а) – на рис. 2 точки 5, 6 и центрами масс технологических приборов (б) – на рис. 2 точки 1, 2.

Установлено, что максимумы амплитуд продольных и поперечных перемещений центра масс оптических приборов и точек на поверхности кронштейнов сотопанели СКА (на рис. 2 точки 1–6) наблюдаются на резонансных частотах 56,7 и 68,6 Гц.

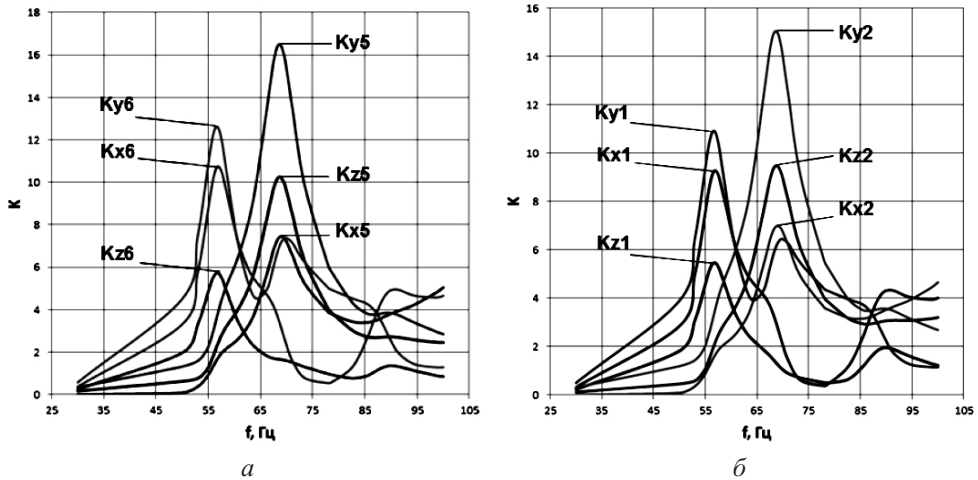


Рис. 6. Амплитудно-частотные характеристики сотопанели СКА для коэффициентов усиления амплитуд продольных (Kz) и поперечных (Kx , Ky) ускорений с указанием экстремальных величин для кронштейнов (a) – на рис. 2 точки 5, 6 и центрами масс технологических приборов (b) – на рис. 2 точки 1, 2.

Амплитуды перемещений кронштейнов на частоте 68,6 Гц (на рис. 4, a точки 5, 6) не превышают 0,68 мм и достигают экстремальных значений для приборов технологического оборудования на частоте 56,7 Гц (на рис. 4, b точки 3, 4).

Закономерности распределения продольных и поперечных амплитуд ускорений (рис. 5) для двух кронштейнов панели СКА в окрестности резонансных частот 56,7 и 68,6 Гц одинаковы. Амплитуды ускорений оптических приборов (рис. 5, b), размещенных на кронштейнах СКА, на 10...20% меньше, чем для сотопанели (рис. 5, a). За границами интервала 56,7...88,3 Гц амплитуды перемещений и ускорений при гармонических колебаниях сотопанели СКА малы по сравнению с соответствующими значениями на резонансных частотах (рис. 4).

Из данных, приведенных на рис. 6, видно, что для центра масс оптических приборов, размещенных на левой проушине сотопанели (на рис. 2 точка 1), максимальные значения коэффициентов усиления поперечных и продольных виброускорений на первой собственной частоте 56,7 Гц составляют соответственно ~ 11 и ~ 5 . На второй собственной частоте 68,6 Гц экстремальные значения коэффициентов усиления поперечных ~ 15 и продольных ~ 9 виброускорений имеют место для центра масс оптических приборов, размещенных на правой проушине сотопанели (на рис. 2 точка 2).

Для центра масс сканера экстремальное значение коэффициента усиления поперечных виброускорений ~ 11 отмечается только для второй собственной частоты 68,6 Гц.

Максимальные значения коэффициентов усиления поперечных $\sim 12...16$ и продольных $\sim 6...10$ величин виброускорений сотопанели СКА (рис. 6) реализуются соответственно вблизи первой 56,7 Гц и второй 68,6 Гц собственных частот колебаний (на рис. 2 точки 5, 6).

Эпюры распределения амплитуд эквивалентных по Мизесу напряжений $\sigma_{VM, harm}$ в элементах конструкции сотопанели СКА на частоте возбуждения 68,4 Гц представлены на рис. 7, 8. Из анализа напряженно-деформированного состояния конструкции сотопанели СКА следует, что амплитуды эквивалентных по Мизесу напряжений $\sigma_{VM, harm}$ в элементах конструкции (композитные пластины, кронштейны, трубы, сотовый наполнитель, фитинги и втулки) существенно различаются, что свидетельствует об их неоднородной динамической нагруженности.

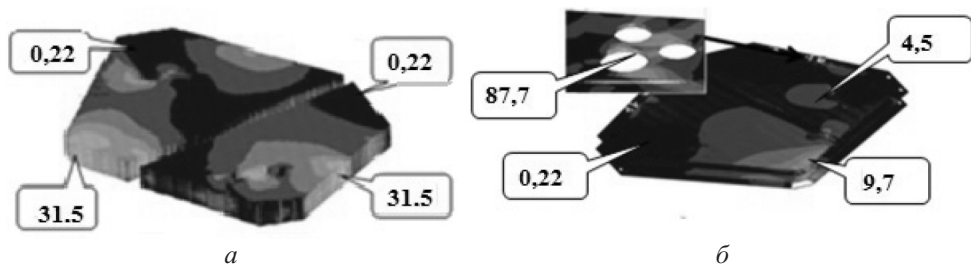


Рис. 7. Амплитуды эквивалентных по Мизесу напряжений в элементах конструкции сотовой панели СКА на частоте 68,4 Гц с локальным максимумом: *а* – 31,5 МПа в сотовом заполнителе; *б* – 87,7 МПа в отверстиях углепластиковых пластин.

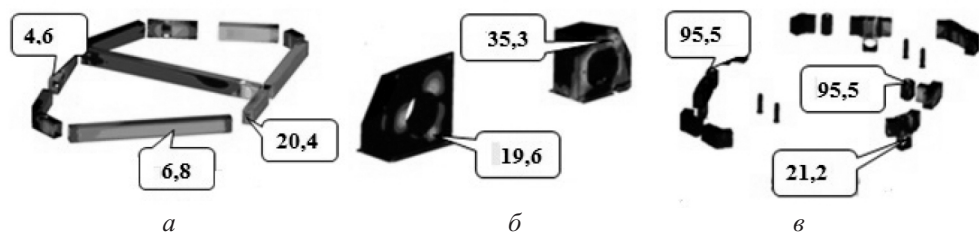


Рис. 8. Амплитуды эквивалентных по Мизесу напряжений в элементах конструкции сотовой панели СКА на частоте 68,4 Гц с локальным максимумом: *а* – 20,4 МПа в углепластиковых трубах; *б* – 35,3 МПа в углепластиковых кронштейнах; *в* – 95,5 МПа в фитингах и втулках.

В углепластиковой пластине сотовой панели распределение амплитуд эквивалентных по Мизесу напряжений $\sigma_{VM,harm}$ однородное, за исключением зон у поверхностей опор для сканера и технологических отверстий, где они достигают соответственно 95,5 и 87,7 МПа (рис. 7,б). Амплитуды напряжений $\sigma_{VM,harm} = 31,5$ МПа в сотовом заполнителе СКА в три раза меньше (рис. 7,а), чем в углепластиковых пластинах.

Для заданных условий гармонических колебаний сотовой панели СКА в углепластиковых трубах и кронштейнах максимальные амплитуды эквивалентных напряжений $\sigma_{VM,harm}$ не превышают соответственно 20,4 (рис. 8,а) и 35,3 МПа (рис. 8,б). В фитингах и втулках углепластиковых труб они достигают локальных максимумов 95,5 МПа – рис. 8,в.

Выводы

1. Разработанная динамическая модель сотовой панели с адекватным описанием механических свойств материалов, топологии ячеистых структур, схем армирования композиционных материалов из семи слоев углепластиковых лент, массивных тел технологических приборов может быть эффективно применена для оценки несущей способности конструкций данного типа.

2. Для исследуемых режимов гармонических колебаний сотовой панели СКА максимальные амплитуды продольных ускорений кронштейнов порядка 12g соответствуют резонансным частотам 56,7 и 68,6 Гц. В анализируемом частотном диапазоне гармонических колебаний сотовой панели СКА с коэффициентом относительного демпфирования материалов 0,05 по закону Рэлея максимальный коэффициент усиления амплитуд продольных виброускорений равен 16.

3. Максимальное значение коэффициента усиления ускорений центра масс сканера составляет ~ 11 и наблюдается на второй собственной частоте 68,6 Гц поперечных колебаний сотовой панели СКА.

4. При вибронагружении максимальные амплитуды эквивалентных по Мизесу напряжений $\leq 95,5$ МПа имеют место в композитных пластинах, кронштейнах и трубах сотованели СКА.

5. Максимальный уровень резонансных амплитуд виброперемещений и виброускорений конструкции сотованели СКА для исследуемых режимов гармонических колебаний удовлетворяет предъявляемым к ней техническим требованиям и обеспечивает функциональную работоспособность. Конструктивные элементы сотованели СКА с пластинами из композитных материалов при гармонических колебаниях на этапе выведения на орбиту деформируются упруго.

Резюме

За даними імітаційного моделювання гармонічних коливань композитної сотованелі сканера космічного апарата з установленим технологічним устаткуванням (сканер, оптичні прилади, магнітометр) отримано розподіл по координатах і частоті величини амплітуд переміщень, прискорень, коефіцієнтів підсилення віброприскорень та еквівалентних за Мізесом напружень. Динамічну імітаційну модель композитної сотованелі розроблено за допомогою сучасних засобів скінченноелементного аналізу в пакеті ANSYS APDL. Вуглепластикові композитні пластини із сотовим заповнювачем з алюмінієвої фольги у вигляді шестигранних комірок правильної форми, що утворюють сотованель, апроксимовано багатозаровими пластинчастими скінченними елементами. Технологічне устаткування – оптичні прилади, сканер і магнітометр представлено в моделі зосередженими масами, жорстко зв'язаними з панеллю. За допомогою розробленої імітаційної моделі визначено спектр власних частот і власних форм вільних коливань сотованелі сканера. В інтервалі робочих частот досліджуваного режиму гармонічних коливань сотованелі сканера встановлено резонансні амплітуди переміщень, прискорень, коефіцієнтів підсилення амплітуд віброприскорень та розподілу амплітуд еквівалентних за Мізесом напружень.

1. Панин В. Ф. Конструкции с сотовым наполнителем. М.: Машиностроение, 1982. 152 с.
2. Иванов А. А., Кашин С. М., Семенов В. И. Новое поколение сотовых наполнителей для авиационно-космической техники. М.: Энергоатомиздат, 2000. 436 с.
3. Дегтярев А. В., Коваленко В. А., Потапов А. В. Применение композиционных материалов при создании перспективных образцов ракетной техники. *Авиационно-косм. техника и технология*. 2012. № 2 (89). С. 34–38.
4. Маслей В. Н., Кришук Н. Г. Определение динамических характеристик многослойных углепластиковых пластин конструкции сканера высокого разрешения. *Mech. Adv. Technol.*, 2017. **80**, № 2. С. 45–51. <https://doi.org/10.20535/2521-1943.2017.80.109689>.
5. Махутов Н. А. Конструкционная прочность, ресурс и техногенная безопасность. В 2 частях. Ч. 1: Критерии прочности и ресурса. 494 с. Ч. 2: Обоснование ресурса и безопасности. 610 с. Новосибирск: Наука, 2005.
6. Прочность, устойчивость, колебания. Справочник. В 3 т. Под ред. И. А. Биргера, Я. Г. Пановко. М.: Машиностроение, 1968. 568с.
7. Трощенко В. Т., Курият Р. И., Лебедев А. А. и др. Прочность материалов и конструкций. Киев: Академперіодика, 2005. 1086 с.
8. Хейдарифар М., Тиняков Д. В., Рябков В. И. Анализ предельной несущей способности конструкций с сотовым наполнителем. Открытые информационные и компьютерные интегрированные технологии, 2014. № 64. С. 64–70.

9. ГОСТ Р 56514-2015. Нормы прочности автоматических космических аппаратов. Введ. 01.01.2016.
10. ECSS-E-HB-32-26A: Space Engineering Spacecraft Mechanical Loads Analysis Handbook. 2013. http://www.vibrationdata.com/tutorials2/ECSS-E-HB-32-26A_19February2013.pdf.
11. ECSS-E-ST-10-03C. Space Engineering. Testing. 2012. <http://everyspec.com/ESA/download.php?spec=ECSS-E-ST-10-03C.048162.pdf>.
12. Bathe K. J. and Wilson E. L. Numerical Methods in Finite Element Analysis. Prentice Hall, 1976. 528 p.
13. ANSYS Structural Analysis Guide. Release 12.1. ANSYS, Inc., Canonsburg, PA. 2009.

Поступила 26. 02. 2018