

РАЗРАБОТКА И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ПОДТВЕРЖДЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКОЙ КОНЕЧНОЭЛЕМЕНТНОЙ МОДЕЛИ СОЛНЕЧНОЙ БАТАРЕИ В КОНФИГУРАЦИИ УЧАСТКА ВЫВЕДЕНИЯ, УЧИТЫВАЮЩЕЙ ВЛИЯНИЕ ВОЗДУШНОЙ СРЕДЫ

© 2018 г. Межин В.С., Обухов В.В.

Ракетно-космическая корпорация «Энергия» имени С.П. Королёва (РКК «Энергия»)
Ул. Ленина, 4А, г. Королёв, Московская обл., Российская Федерация, 141070, e-mail: post@rsce.ru

В процессе старта ракеты-носителя космический аппарат и его оборудование подвергаются интенсивному вибрационному и акустическому воздействию. Анализ реакции конструкции оборудования, обладающего малой массой при больших площадях составляющих его элементов (в частности, солнечных батарей в сложенном состоянии), на такое воздействие является весьма актуальным и проводится во многих аэрокосмических компаниях. Целью данной работы является разработка и экспериментальное подтверждение динамической конечноэлементной модели конструкции солнечной батареи, учитывающей влияние воздушной среды на этапе выведения на орбиту Земли в составе космического аппарата. Реализация поставленной цели осуществлена на примере одной из солнечных батарей для космических аппаратов разработки РКК «Энергия». Приводится краткое описание математической (динамической) конечноэлементной модели конструкции солнечных батарей в конфигурации участка выведения, учитывающей влияние воздушной среды. Экспериментальное подтверждение (верификация) динамической модели солнечных батарей осуществлено с использованием амплитудно-частотных характеристик, определенных при проведении вибропрочностных испытаний солнечных батарей на вибростенде. Динамическая модель предназначена для использования в расчетах нагрузок для области низких (до 100 Гц) частот. По результатам сравнения расчетных и экспериментальных данных проведен анализ и сделаны выводы о влиянии воздушной среды на динамические характеристики конструкции солнечных батарей.

Ключевые слова: воздушная среда, космический аппарат, солнечная батарея, конечноэлементная динамическая модель, экспериментальное подтверждение (верификация), конечноэлементная модель, амплитудно-частотная характеристика, динамические характеристики конструкции.

THE DEVELOPMENT AND EXPERIMENTAL VERIFICATION OF SOLAR ARRAY IN FOLDED CONFIGURATION DYNAMIC FINITE ELEMENT MODEL WITH TAKING INTO ACCOUNT AN AIR ENVIRONMENT

Mezhin V.S., Obukhov V.V.

S.P. Korolev Rocket and Space Public Corporation Energia (RSC Energia)
4A Lenin str., Korolev, Moscow region, 141070, Russian Federation, e-mail: post@rsce.ru

During launcher's take-off, spacecraft and its equipment units are subjected to intensive vibration and acoustic loads. The structure analysis of equipment that is characterized by small mass and big surface square of some structure elements (in particular, solar arrays in folded configuration) to such type loads is very actual and carried out by many aerospace companies. The aim of this study is development and experimental verification

of spacecraft solar array in folded configuration dynamic finite element model with taking into account an air environment action. Realization of the mentioned aim has been made based on the one of spacecraft's solar array that has been developed by RSC Energia. Short description of solar array mathematic (dynamic) model is presented. The modelling is realized with taking into account environmental air action. Dynamic model verification was implemented based on frequency response functions determined under solar array (in folded configuration) vibration strength tests which was a part of general qualification testing program. The model developed is dedicated for making loads calculations for low frequency range up to 100 Hz. Using the calculation results and experimental data comparison, the analysis has been implemented and corresponding conclusions about air environment influence on solar array structure's dynamic parameters has been made.

Key words: *air environment, spacecraft, solar array, folded configuration, finite element dynamic model, dynamic model verification, frequency response function, structure's dynamic parameters.*



МЕЖИН В.С.



ОБУХОВ В.В.

МЕЖИН Вячеслав Семенович — кандидат технических наук, начальник сектора РКК «Энергия», e-mail: vyacheslav.mezhin@rsce.ru

MEZHIN Vyacheslav Semenovich — Candidate of Science (Engineering), Head of Subdepartment at RSC Energia, e-mail: vyacheslav.mezhin@rsce.ru

ОБУХОВ Владимир Васильевич — кандидат технических наук, заместитель руководителя НТИ РКК «Энергия», e-mail: vladimir.obukhov@rsce.ru

ОБУКHOV Vladimir Vasilyevich — Candidate of Science (Engineering), Deputy Head of STC at RSC Energia, e-mail: vladimir.obukhov@rsce.ru

Введение

В процессе старта и на начальном этапе полета космических аппаратов (КА) их конструкция и оборудование подвергаются интенсивному вибрационному и акустическому воздействию, поэтому для обеспечения надежного функционирования всех систем КА на орбите необходимо максимально достоверно с использованием подтвержденных экспериментально (верифицированных) математических моделей оценивать величины динамических перегрузок, воздействующих на выводимое оборудование. К такому виду оборудования относятся, в частности, солнечные батареи (СБ), выводимые на орбиту в составе КА в сложенном виде, которые включают в себя конструктивные элементы с малой массой и большой площадью поверхности. Для оценки нагрузок, действующих

на оборудование такого типа на старте, необходимо разрабатывать математические модели, учитывающие влияние воздушной среды на динамические характеристики конструкции. Объектом исследования является одна из СБ, разработанная РКК «Энергия». Экспериментальное подтверждение математической (динамической) конечноэлементной модели (КЭМ) конструкции анализируемой СБ проведено с использованием амплитудно-частотных характеристик (АЧХ), определенных в процессе проведения вибропрочностных испытаний СБ.

Формирование динамической модели

Конструкция СБ на этапе выведения (в сложенном состоянии) представляет собой совокупность четырех панелей, соединенных между собой с помощью силовых

элементов шарнирного типа, а также четырех механизмов фиксации панелей. Специальная рамная конструкция соединяет привод СБ с ее силовым каркасом и служит для раскрытия СБ и приведения ее в орбитальную конфигурацию.

Каждая панель СБ является трехслойной сотовой конструкцией типа «сэндвич», состоящей из двух углепластиковых пластин, между которыми находится изготовленный из алюминиевой фольги сотовый наполнитель. На пластины наклеены фотоэлектрические преобразователи, которые при моделировании, вследствие их бесконечно малой жесткости, учитывались как равномерно распределенная масса. Суммарная толщина каждой панели равна 20 мм, расстояние между панелями также 20 мм. Размеры каждой панели в плане: $2,025 \times 2,120$ м, т. е. ее площадь $S = 4,3$ м².

Математическая (динамическая) КЭМ СБ, используемая для расчета и анализа нагрузок (внутренних силовых факторов), разработана на базе соответствующей 3D-модели в среде программных комплексов *MSC.NASTRAN* и *MSC.PATRAN*. При моделировании были использованы следующие типы конечных элементов:

- пластинчатые (*QUAD4*);
- балочные (*BEAM*);
- пружинные (*BUSH, SPRING*);
- сосредоточенные массы (*CONM*);
- «твердотельные» элементы (*SOLID*).

Общее количество элементов, имитирующих конструкцию СБ, составило 355 609, а количество узловых точек модели равно 119 296.

Общий вид КЭМ СБ для этапа выведения приведен на рис. 1.

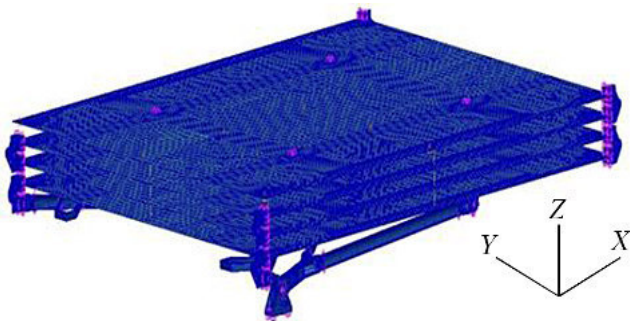


Рис. 1. Общий вид конечноэлементной модели солнечных батарей для этапа выведения

Для нахождения частот и соответствующих форм собственных колебаний конструкции СБ используется приведенная в работе [1] система уравнений в матричном виде:

$$[M]\{\ddot{\mathbf{u}}\} + [K]\{\mathbf{u}\} = 0,$$

где $[M]$ — матрица масс конструкции; $[K]$ — матрица жесткости конструкции; $\{\ddot{\mathbf{u}}\}$, $\{\mathbf{u}\}$ — переменные по времени векторы ускорений и перемещений узловых точек динамической модели (ДМ), соответственно.

С целью контроля правильности разработки ДМ (которая в дальнейшем анализе названа моделью ДМ1) проведен расчет собственных частот СБ при свободных граничных условиях, дающий возможность подтвердить отсутствие в модели незакрепленных элементов, т. е. механизмов. Результаты расчета первых семи тонов собственных колебаний показали, что:

- количество тонов твердого тела равно шести;
- максимальное значение частоты собственных колебаний СБ как твердого тела не превышает 0,001 Гц, т. е. требование, заданное в работах [2, 3] к КЭМ, выполняется;
- требования, заданные в программном комплексе *MSC.NASTRAN* в части потенциальной энергии деформаций для модели ДМ1 как свободной системы, также выполняются.

Выбор основных энергетических тонов колебаний

Индикаторами, характеризующими направления движения конструкции при колебаниях на собственных частотах, являются эффективные массы (моменты инерции) соответствующей моды (тона колебаний). Эффективные массы (моменты инерции) r -го нормального тона колебаний определяются по приведенной в работах [3, 4] формуле

$$M^e(r, j) = \frac{(\{\varphi_r\}^T [M] \{\varphi_{RB, j}\})^2}{\{\varphi_r\}^T [M] \{\varphi_r\}},$$

где $\{\varphi_{RB, j}\}$ — форма колебаний твердого тела в j -ом направлении линейного (T_1, T_2, T_3) или углового (R_1, R_2, R_3) перемещений, $j = 1, 2, \dots, 6$; $\{\varphi_r\}$ — форма колебаний упругой конструкции; $r = 1, 2, \dots, N$; N — количество учитываемых упругих тонов колебаний; $[M]$ — матрица масс; T — знак транспонирования.

В соответствии с рекомендациями, приведенными в работе [3], в качестве основных энергетических тонов колебаний, вносящих наибольший вклад в реакцию конструкции СБ, для анализа выбирают те тона, вклад которых в эффективную массу (или момент инерции) по отдельным компонентам превышает 5%. Значения частот, эффективных масс и моментов инерции, выраженных в процентах от их

суммарных значений, для основных энергетических тонов колебаний, определенных по модели ДМ1 для диапазона частот 20...100 Гц, приведены в табл. 1.

Таблица 1

Частоты, эффективные массы и эффективные моменты инерции (%), определенные по динамической модели ДМ1

| Частота, Гц | Эффективные массы | | | Эффективные моменты инерции | | |
|-------------|-------------------|-------|-------|-----------------------------|-------|-------|
| | T1 | T2 | T3 | R1 | R2 | R3 |
| 31,10 | 0,06 | 0,79 | 0,18 | 10,78 | 0,73 | 0,21 |
| 33,83 | 3,15 | 0,05 | 3,57 | 0,48 | 25,25 | 0,02 |
| 40,92 | 0,35 | 0,01 | 5,61 | 0,05 | 0,46 | 0,01 |
| 47,78 | 0,01 | 10,80 | 0,01 | 34,79 | 0,01 | 5,62 |
| 63,05 | 0,02 | 8,24 | 0,02 | 7,07 | 0,03 | 0,04 |
| 70,56 | 0,01 | 0,03 | 74,79 | 0,04 | 35,39 | 1,34 |
| 81,86 | 16,48 | 0,31 | 0,60 | 0,15 | 0,08 | 0,33 |
| 87,13 | 0,02 | 23,53 | 0,06 | 10,32 | 0,03 | 23,85 |
| 96,43 | 8,03 | 0,26 | 0,05 | 0,11 | 11,33 | 0,03 |

Необходимо отметить, что при разработке модели ДМ1 влияние воздушной среды на динамические характеристики конструкции не учитывалось. Поэтому данная математическая (динамическая) модель может быть применена только в диапазоне частот до 100 Гц и только для случаев нагружения, реализующихся в вакууме или сильно разреженной воздушной среде.

Учет влияния воздушной среды

Как показано в работах [5, 6], воздушная среда, воздействующая на панели СБ при их колебаниях в момент старта и на начальном участке полета КА в составе ракеты-носителя (РН), оказывает заметное влияние на динамические характеристики конструкции СБ в целом и, тем самым, непосредственно на уровень напряженно-деформированного состояния элементов конструкции СБ. Учет влияния воздушной среды для анализируемой СБ проводился путем корректировки матриц масс [M] и жесткостей [K] математической модели ДМ1 в предположении, что воздушная среда является невязкой и несжимаемой. В частности, суммарная эквивалентная жесткость *i*-го воздушного слоя между двумя соседними панелями СБ (*i* = 1, 2, 3) определялась на основе формулы, приведенной в работе [7], для экспериментально

подтвержденной частоты, на которой реализуется максимальное значение коэффициента передачи акустической энергии. Упомянутая формула имеет вид:

$$\omega^2 = \frac{2M_b c^2}{M_k d^2}, \tag{1}$$

где *c* — скорость звука в воздухе; *d* — расстояние между соседними панелями; *M_b* — масса воздуха между двумя соседними панелями; *M_k* — масса одной панели.

Используя формулу (1), получаем выражение для определения эквивалентной жесткости воздушного слоя между двумя соседними панелями:

$$K_b = \omega^2 \frac{M_k}{2} = \frac{M_b c^2}{d^2};$$

$$M_b = \rho S d, \tag{2}$$

где ρ — плотность воздуха; *S* — площадь панелей.

Суммарная жесткость *K_b* воздушного слоя, находящегося между двумя соседними панелями, определяемая по формуле (2), представлена в КЭМ в виде пружинных элементов равной жесткости, соединяющих соответствующие узловые точки соседних панелей.

Влияние воздушной среды, действующей на наружные поверхности верхней и нижней панелей СБ, учитывается в соответствии с методом, изложенным в работе [8].

Динамическая математическая модель ДМ1, доработанная с учетом воздействия воздушной среды и применимая для расчета нагрузок при старте и на начальном участке полета, когда давление воздуха равно или близко к атмосферному, названа ДМ2.

Частоты, эффективные массы и эффективные моменты инерции СБ, определенные по модели ДМ2, приведены в табл. 2, а на рис. 2 приведена расчетная форма для основного энергетического тона колебаний в направлении оси координат *Z*, частота которого равна 63,06 Гц.

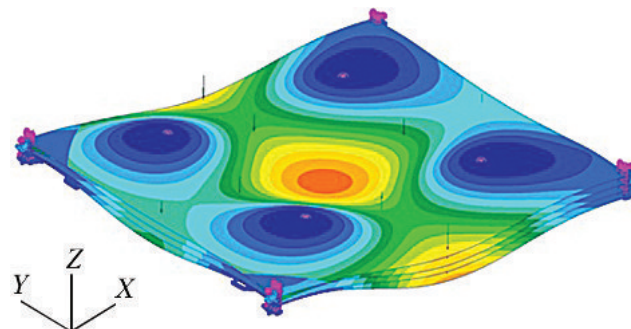


Рис. 2. Форма солнечной батареи для основного энергетического тона колебаний в направлении оси координат *Z*, частота которого равна 63,06 Гц

Таблица 2

Частоты, эффективные массы и эффективные моменты инерции (%), определенные по динамической модели ДМ2

| Частота, Гц | Эффективные массы | | | Эффективные моменты инерции | | |
|-------------|-------------------|-------|-------|-----------------------------|--------|-------|
| | T1 | T2 | T3 | R1 | R2 | R3 |
| 23,54 | 0,94 | 0,36 | 0,04 | 5,17 | 6,73 | 0,08 |
| 28,05 | 1,67 | 0,09 | 2,72 | 0,99 | 14,708 | 0,02 |
| 33,51 | 0,02 | 0,01 | 6,97 | 0,03 | 1,18 | 0,01 |
| 43,44 | 0,02 | 10,57 | 0,087 | 33,16 | 0,04 | 5,78 |
| 52,70 | 0,01 | 6,04 | 0,23 | 5,01 | 0,01 | 0,03 |
| 63,06 | 0,04 | 0,02 | 72,50 | 0,02 | 29,82 | 0,01 |
| 77,77 | 9,62 | 0,03 | 0,50 | 0,03 | 2,29 | 0,03 |
| 83,18 | 0,02 | 21,91 | 0,04 | 9,59 | 0,02 | 29,91 |
| 96,12 | 5,89 | 15,33 | 0,05 | 6,75 | 1,37 | 1,16 |

Амплитудно-частотные характеристики

Для целей экспериментального подтверждения разработанной динамической модели ДМ2 использовались АЧХ, которые были определены в процессе проведения вибропрочностных испытаний динамического макета СБ аналогично подходу, изложенному в работах [9, 10]. Силовая конструкция макета была изготовлена по

технологии, соответствующей летному образцу. Следовательно, его массово-инерционные и жесткостные характеристики также соответствовали характеристикам летного изделия.

Фотография экспериментальной установки (ЭУ), в составе которой определялись АЧХ СБ для направлений X и Y, показана на рис. 3. При проведении испытаний по определению АЧХ использовалась специально разработанная силовая оснастка, с помощью которой динамический макет СБ был закреплен на столе стационарного вибростенда.

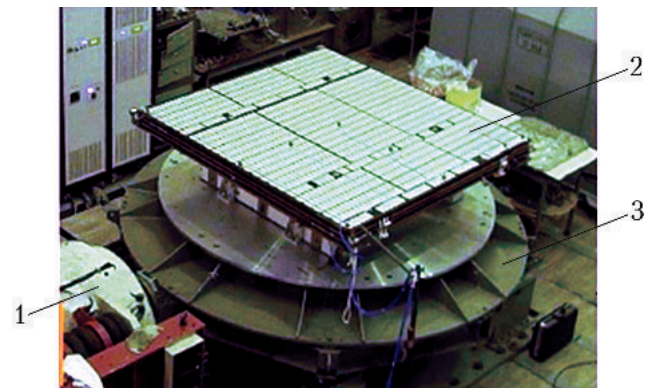


Рис. 3. Экспериментальная установка, в составе которой определялись амплитудно-частотные характеристики солнечных батарей для направлений X и Y: 1 – вибростенд; 2 – объект испытаний; 3 – силовая оснастка

Схема ЭУ для проведения испытаний по определению АЧХ СБ для направления Z приведена на рис. 4.

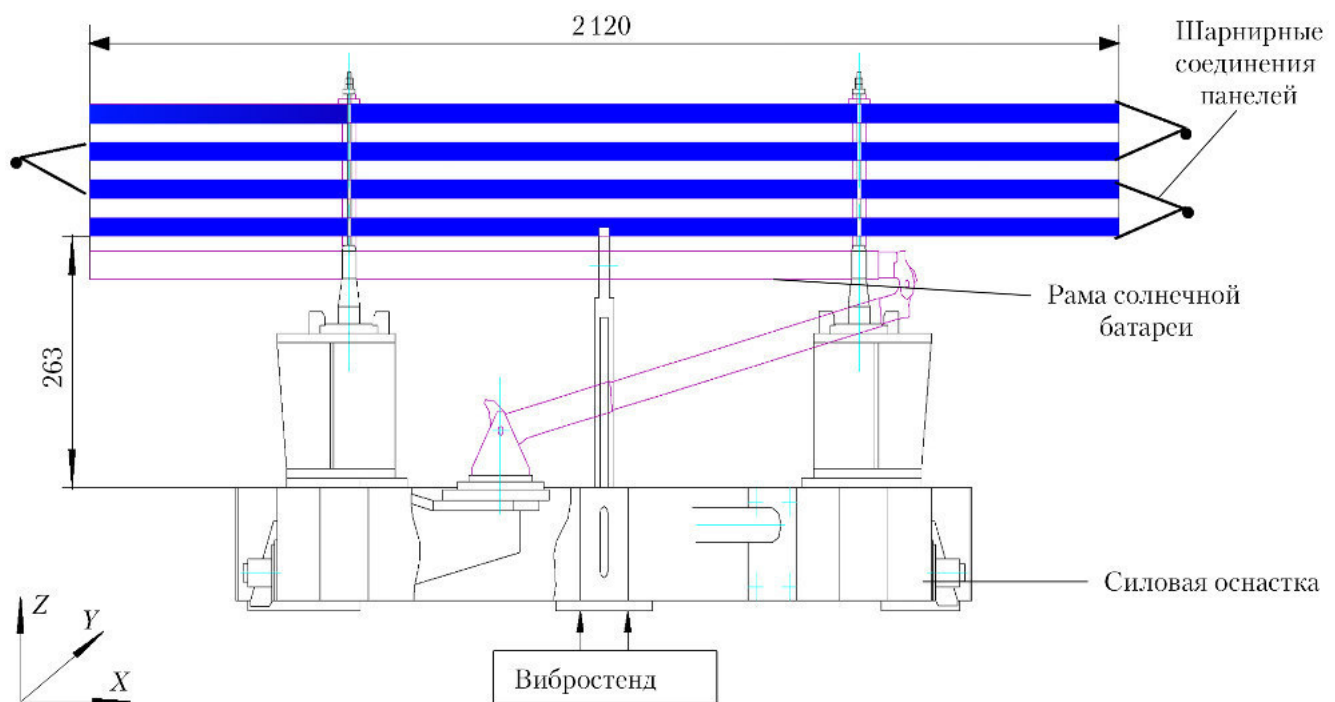


Рис. 4. Схема экспериментальной установки для проведения испытаний по определению амплитудно-частотных характеристик солнечных батарей для направления Z

АЧХ СБ определялись путем плавного изменения частоты колебаний стола вибростенда при скорости сканирования 0,5 октавы в минуту. При этом «задающие» ускорения стола вибростенда в процессе испытаний по определению АЧХ изменялись от 0,2g на частоте 5 Гц до 0,8g на частоте 200 Гц и контролировались акселерометрами, установленными на столе вибростенда.

На рис. 5 приведена схема расположения на макете СБ трехкомпонентных акселерометров, которые использовались для измерения ускорений и последующего анализа результатов испытаний.

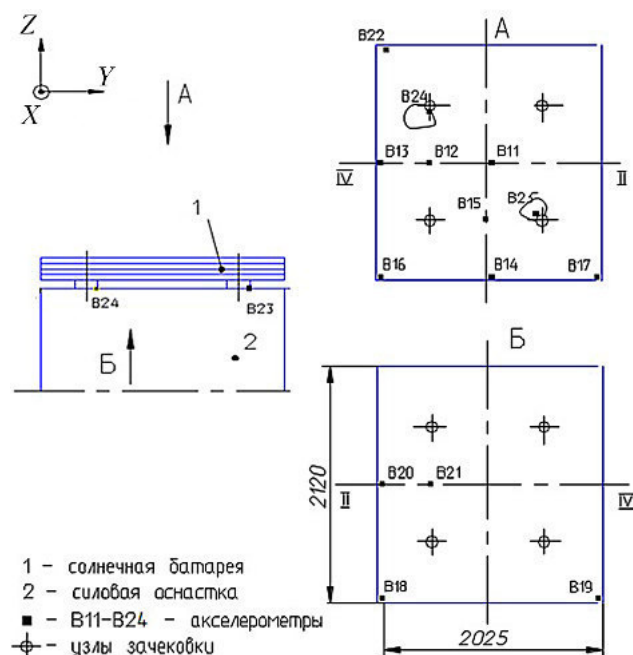


Рис. 5. Схема расположения акселерометров на макете солнечных батарей

В качестве примера на рис. 6–8 показаны изменения в диапазоне частот 10...105 Гц модулей ускорений, зарегистрированных при возбуждении колебаний по оси Z акселерометрами В11Z, В16Z и В13Z (соответственно). Направления осей системы координат XYZ, которая использовалась при измерениях и анализе результатов, показаны на рис. 5.

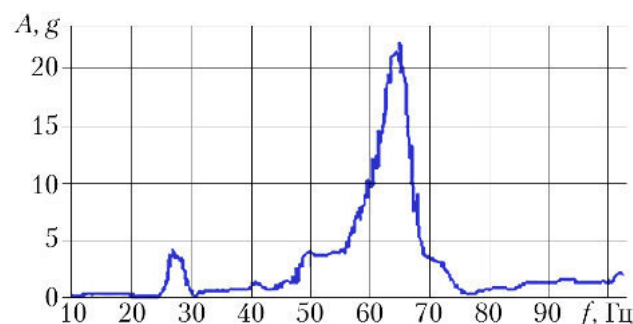


Рис. 6. Изменение по частоте модуля ускорений по оси Z, зарегистрированных акселерометром В11

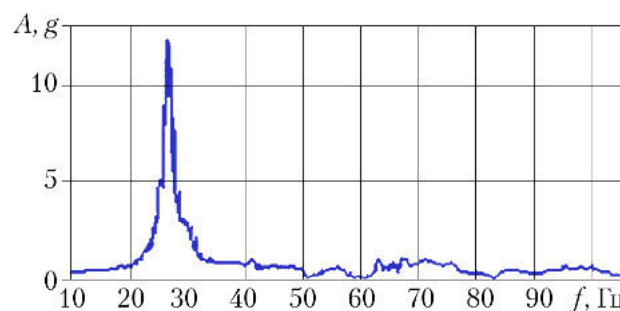


Рис. 7. Изменение по частоте модуля ускорений по оси Z, зарегистрированных акселерометром В16

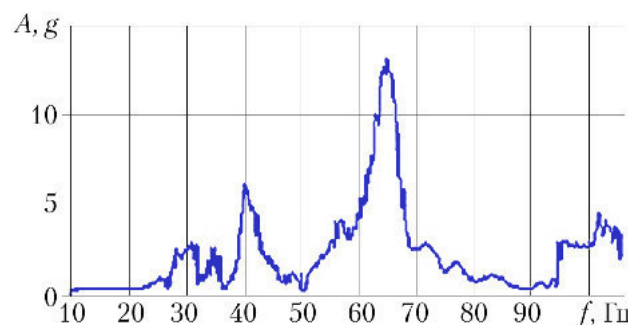


Рис. 8. Изменение по частоте модуля ускорений по оси Z, зарегистрированных акселерометром В13

Верификация динамической модели ДМ2

Вначале по методу, изложенному в работе [4], была выполнена редукция (конденсация) матриц масс и жесткостей модели ДМ2 к узловым точкам, в которых были установлены акселерометры В11–В22. Редуцированные матрицы масс $[M^*]$ и жесткостей $[K^*]$ имеют размерности 72×72 .

Верификация редуцированной модели ДМ2 проведена с использованием экспериментально полученных значений частот и форм колебаний. Формы колебаний определялись по значениям мнимых частей передаточных функций на резонансных частотах (по показаниям акселерометров В11–В22) и последующей нормировкой их по максимальному на данной частоте значению мнимой части АЧХ, определенному по показаниям акселерометров.

Далее была проведена проверка ортогональности экспериментальных форм колебаний. Ортогональность проверялась по приведенной в работе [4] формуле:

$$[ORTHO] = [\varphi_r]^T \times [M^*] \times [\varphi_i],$$

где $[M^*]$ – матрица масс, редуцированная к узловым точкам модели, в которых были установлены акселерометры; $[\varphi_r]$, $[\varphi_i]$ – векторы матрицы форм колебаний редуцированной модели; $r, i = 1, 2, \dots, N_R$ (здесь N_R – количество тонов колебаний, учитываемых в процессе редукции, $N_R = 9$).

Матрица [ORTHO]-критерия, отображающая взаимную ортогональность экспериментально определенных форм основных энергетических тонов колебаний, приведена в табл. 3.

Таблица 3

Матрица [ORTHO]-критерия для экспериментально определенных форм колебаний

| Частота, Гц | 24,39 | 26,76 | 31,43 | 41,88 | 48,47 | 64,02 | 74,71 | 83,75 | 95,02 |
|-------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| 24,39 | 1,00 | 0,12 | 0,06 | 0,09 | 0,07 | 0,04 | 0,08 | 0,11 | 0,08 |
| 26,76 | 0,12 | 1,00 | 0,04 | 0,03 | 0,08 | 0,03 | 0,06 | 0,12 | 0,05 |
| 31,43 | 0,06 | 0,04 | 1,00 | 0,14 | 0,10 | 0,02 | 0,05 | 0,09 | 0,07 |
| 41,88 | 0,09 | 0,03 | 0,14 | 1,00 | 0,07 | 0,05 | 0,04 | 0,06 | 0,15 |
| 48,47 | 0,07 | 0,08 | 0,10 | 0,07 | 1,00 | 0,07 | 0,04 | 0,06 | 0,05 |
| 64,02 | 0,04 | 0,03 | 0,02 | 0,05 | 0,07 | 1,00 | 0,08 | 0,05 | 0,09 |
| 74,71 | 0,08 | 0,06 | 0,05 | 0,04 | 0,04 | 0,08 | 1,00 | 0,07 | 0,08 |
| 83,75 | 0,11 | 0,12 | 0,09 | 0,06 | 0,06 | 0,05 | 0,07 | 1,00 | 0,14 |
| 95,02 | 0,08 | 0,05 | 0,07 | 0,15 | 0,05 | 0,09 | 0,08 | 0,14 | 1,00 |

Анализ данных, приведенных в табл. 3, показывает, что значения диагональных элементов автокорреляционной матрицы равны 1,0. Значения большей части недиагональных членов матрицы не превышают 0,1, что свидетельствует, как указано в работе [3], о качественном определении основных энергетических тонов колебаний.

Оценка соответствия расчетных форм колебаний формам колебаний, определенным по экспериментальным данным, проводится

с использованием МАС-критерия. Значения элементов корреляционной матрицы МАС (Φ_a, Φ_b) определяются по приведенной в работах [3, 4] формуле:

$$MAC(\Phi_a, \Phi_b) = \frac{(\Phi_a^T, \Phi_b)^2}{(\Phi_a^T, \Phi_a)(\Phi_b^T, \Phi_b)}$$

где Φ_a — аналитическая матрица форм колебаний; Φ_b — матрица форм колебаний, определенная по результатам эксперимента.

Матрица МАС-критерия, показывающая корреляцию между формами основных энергетических экспериментальных и расчетных тонов колебаний модели ДМ2, откорректированной с учетом полученных экспериментальных данных, приведена в табл. 4. Графическое представление МАС-критерия для форм основных энергетических экспериментальных и расчетных тонов колебаний показано на рис. 9.

Из данных, приведенных в табл. 4 и на рис. 9, следует:

- несовпадение значений частот, определенных по модели ДМ2, с соответствующими экспериментально полученными значениями частот, не превышает $\pm 10\%$, что удовлетворяет требованиям, заданным в работе [3] для автономных конструкций типа СБ, входящих в состав КА;
- диагональные значения матрицы МАС-критерия находятся в диапазоне 0,70...0,91, а недиагональные — в диапазоне 0,04...0,23. При этом большинство значений недиагональных членов матрицы МАС-критерия не превышают нормативное значение, указанное в работе [3] и равное 0,10.

Таблица 4

Матрица МАС-критерия, показывающая корреляцию между формами основных энергетических экспериментальных и расчетных тонов колебаний модели ДМ2

| Частоты тонов колебаний, полученные экспериментально, Гц | Частоты тонов колебаний, рассчитанные по модели ДМ2, Гц | | | | | | | | |
|--|---|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| | 23,54 | 28,05 | 33,51 | 43,44 | 52,70 | 63,06 | 77,77 | 83,18 | 96,12 |
| 24,39 | 0,81 | 0,16 | 0,06 | 0,08 | 0,10 | 0,12 | 0,06 | 0,09 | 0,13 |
| 26,76 | 0,16 | 0,84 | 0,08 | 0,06 | 0,07 | 0,08 | 0,07 | 0,12 | 0,11 |
| 31,43 | 0,06 | 0,08 | 0,82 | 0,10 | 0,07 | 0,09 | 0,08 | 0,07 | 0,09 |
| 41,88 | 0,07 | 0,10 | 0,09 | 0,78 | 0,22 | 0,06 | 0,09 | 0,06 | 0,07 |
| 48,47 | 0,10 | 0,08 | 0,07 | 0,23 | 0,80 | 0,19 | 0,12 | 0,09 | 0,12 |
| 64,02 | 0,12 | 0,07 | 0,09 | 0,07 | 0,18 | 0,91 | 0,07 | 0,08 | 0,06 |
| 74,71 | 0,07 | 0,06 | 0,04 | 0,09 | 0,11 | 0,07 | 0,79 | 0,09 | 0,14 |
| 83,75 | 0,06 | 0,12 | 0,07 | 0,06 | 0,06 | 0,05 | 0,09 | 0,73 | 0,06 |
| 95,02 | 0,13 | 0,08 | 0,09 | 0,07 | 0,11 | 0,06 | 0,14 | 0,06 | 0,70 |

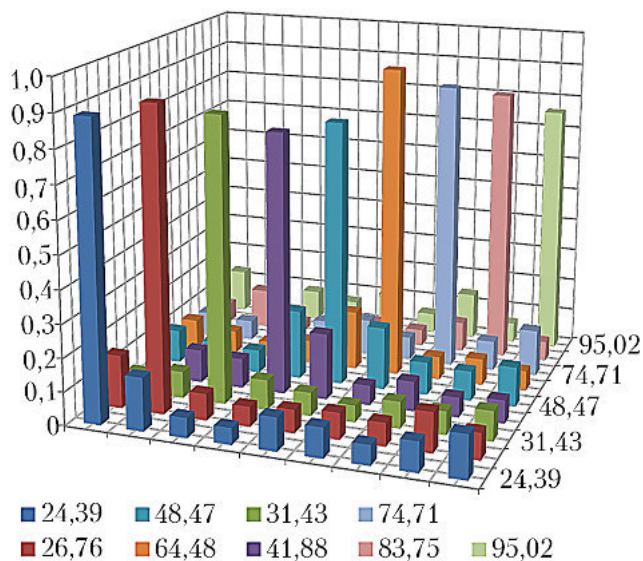


Рис. 9. Графическое представление МАС-критерия для форм основных энергетических экспериментальных и расчетных тонов колебаний

Это свидетельствует об удовлетворительном, в целом, совпадении расчетных и экспериментальных значений форм для основных энергетических тонов колебаний.

Необходимо также отметить, что значения погрешностей для матрицы МАС-критерия отображают лишь количественную меру корреляции данных «расчет–эксперимент» и не являются мерой погрешности определения нагрузок, действующих на отдельные конструкции, входящие в состав КА, в т. ч. и на СБ.

Значения собственных частот колебаний, определенных расчетным путем по модели ДМ1, соответствующей условиям вакуума, и по модели ДМ2, учитывающей влияние воздушной среды, а также значения экспериментально определенных частот, приведены в табл. 5. Там же приведены значения погрешностей определения собственных частот колебаний, определенных расчетным путем, относительно частот колебаний, полученных экспериментально.

Анализ данных, приведенных в табл. 5, показывает, что воздушная среда в низкочастотной области (до 100 Гц) оказывает заметное влияние на динамические характеристики анализируемой СБ. В частности, имеет место снижение частот собственных колебаний. Максимальное снижение частоты собственных колебаний СБ в конфигурации участка выведения, определенное по модели ДМ1, по сравнению с экспериментом составило 30,19%.

С ростом частоты амплитуда колебаний панелей СБ уменьшается, влияние воздушной среды ослабевает и на частотах, превышающих 100 Гц, воздушная среда влияния

на динамические характеристики СБ практически не оказывает. Эта закономерность подтверждается также экспериментальными данными, которые приведены в работе [7] для аналогичной СБ *ARA Mark 3*, разработанной в Европейском Космическом Агентстве.

Таблица 5

Частоты, полученные экспериментально и определенные по ДМ1 и ДМ2

| Частоты, Гц | | | Погрешность определения частот, % | |
|-------------|-------|-------------|-----------------------------------|-------|
| ДМ1 | ДМ2 | Эксперимент | ДМ1 | ДМ2 |
| 31,10 | 23,54 | 24,39 | 27,51 | -3,64 |
| 33,83 | 28,05 | 26,76 | 26,42 | 4,82 |
| 40,92 | 33,51 | 31,43 | 30,19 | 6,62 |
| 47,78 | 43,44 | 41,88 | 14,73 | 3,72 |
| 63,05 | 52,70 | 48,47 | 30,08 | 8,05 |
| 70,56 | 63,05 | 64,02 | 10,22 | -1,50 |
| 81,86 | 77,77 | 74,71 | 9,57 | 4,09 |
| 87,13 | 83,18 | 81,97 | 6,29 | 1,48 |
| 96,43 | 96,12 | 95,02 | 1,48 | 1,15 |

Влияние воздушной среды необходимо учитывать при разработке динамической модели СБ, являющейся автономной конструкцией, а также при создании обобщенной динамической модели КА в целом. Такая модель необходима для проведения уточненного «связанного» РН/КА расчета нагрузок, действующих на отдельные элементы конструкции КА (в т. ч. и на СБ) при старте и на начальном этапе полета.

Сравнение параметров реакции конструкции

Одними из основных параметров динамической реакции (отклика) конструкции на внешнее воздействие являются ее АЧХ. С целью верификации динамической модели ДМ2 сделано сравнение АЧХ, определенных расчетным путем, с соответствующими АЧХ, зарегистрированными в процессе испытаний.

На рис. 10 представлены расчетные значения, полученные с использованием динамической модели ДМ2, и экспериментальные значения АЧХ для параметра В11Z в диапазоне частот 55...70 Гц. Из сравнения кривых видно, что имеет место достаточно хорошая корреляция значений АЧХ, определенных расчетным путем,

и значений АЧХ, определенных экспериментально. Аналогичная картина наблюдается и для других измеренных параметров. Это свидетельствует о том, что математическая модель ДМ2 достаточно хорошо описывает динамические характеристики находящейся в воздушной среде реальной конструкции СБ в конфигурации участка выведения. Небольшие расхождения при сравнении объясняются как некоторым отличием частот (см. табл. 5), так и форм собственных колебаний (см. табл. 4 и рис. 9).

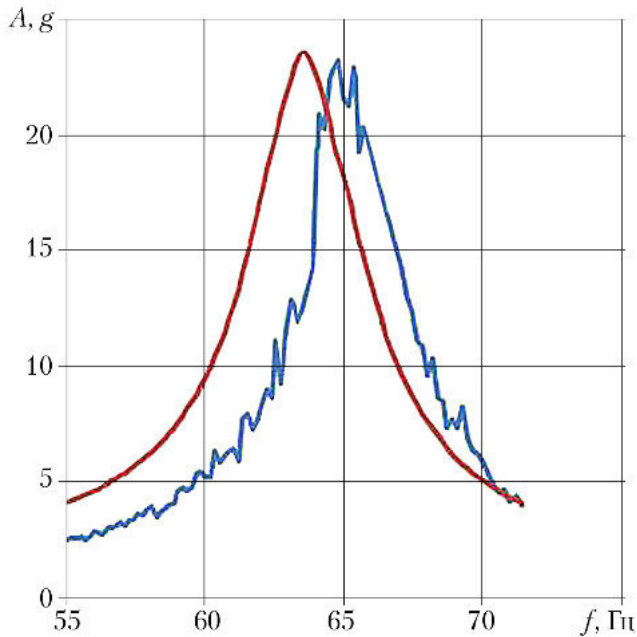


Рис. 10. Сравнение расчетной и экспериментальной амплитудно-частотных характеристик параметра В11Z в диапазоне частот 55...70 Гц: — эксперимент; — расчет

На основании результатов сравнения, приведенных в данном и предыдущем разделах, можно считать, что математическая (динамическая) модель ДМ2 верифицирована, т. е. подтверждена результатами эксперимента.

Параметры демпфирования

Расчет параметров реакции конструкции СБ на стационарное гармоническое воздействие проводится с использованием модулей передаточных функций $|H(j\omega)|$, где j — мнимая единица.

Значения модуля $|H(j\omega_k)|$ на резонансных частотах ω_k , т. е. АЧХ, в значительной степени зависят от демпфирования конструкции СБ. При этом относительная ошибка определения значения $|H(j\omega_k)|$ приближенно (без учета взаимного влияния соседних тонов колебаний СБ) равна относительной ошибке определения коэффициентов демпфирования ζ_k .

Значения ζ_k определялись как среднее квадратичное значение ансамбля коэффициентов демпфирования $\langle \zeta_{kn} \rangle$. При этом $\zeta_{kn} = df_{kn}/f_k$, где df_{kn} — ширина n -ой резонансной кривой на уровне $1/\sqrt{2}$ нормированного относительно точки приведения для данного k -го тона колебаний; f_k — значение резонансной частоты.

Значения коэффициентов демпфирования ζ_k , определенные по данным, полученным при проведении испытаний по определению АЧХ СБ, и соответствующие им значения добротностей Q_k приведены в табл. 6 ($k = 1, 2, \dots, 9$).

В соответствии с методиками, приведенными в работах [6, 8], сделана оценка вклада воздушной среды (α , %) в значения коэффициентов демпфирования ζ для тонов колебаний, определенных экспериментально. При этом были использованы формы колебаний, определенные по модели ДМ2. Полученные значения α_k приведены в табл. 6, из которой следует, что вклад демпфирования, создаваемого воздушной средой, в экспериментальные значения коэффициента демпфирования для отдельных тонов колебаний анализируемой СБ может достигать 27,9%.

Таблица 6

Параметры демпфирования и добротности солнечных батарей

| Экспериментальное значение частоты, Гц | ζ_k , % | Q_k | α , % |
|--|---------------|-------|--------------|
| 24,39 | 2,4 | 21,0 | 2,7 |
| 26,76 | 2,6 | 19,2 | 17,3 |
| 31,43 | 4,7 | 10,7 | 12,5 |
| 41,88 | 3,9 | 12,9 | 26,8 |
| 48,47 | 4,2 | 11,9 | 21,3 |
| 64,02 | 1,9 | 26,3 | 27,9 |
| 74,71 | 2,4 | 20,8 | 16,8 |
| 81,97 | 5,0 | 9,9 | 9,5 |
| 95,02 | 4,4 | 11,4 | 2,2 |

Выводы

1. Разработаны математические (динамические) модели типовой СБ разработки РКК «Энергия» в конфигурации участка выведения для двух вариантов окружающей среды: вакуума и воздуха при атмосферном давлении. Динамическая модель, учитывающая влияние воздушной среды, верифицирована с использованием экспериментальных данных, полученных при проведении вибрационных испытаний по определению АЧХ.

2. Наличие воздушной среды приводит к снижению значений частот собственных колебаний анализируемой СБ (максимум на 30,19%) на частотах, меньших 100 Гц, а на частотах, больших 100 Гц, воздушная среда на динамические характеристики СБ влияния практически не оказывает.

3. Вклад в значения коэффициента демпфирования анализируемой СБ на частотах ниже 100 Гц за счет демпфирования, создаваемого воздушной средой, составляет для отдельных тонов колебаний максимум 27,9%.

4. Коэффициенты усиления колебаний (добротности) СБ на частотах ниже 100 Гц даже при наличии воздушной среды могут достигать значений 20–25, что при планировании и проведении вибропрочностных испытаний приводит к необходимости тщательного анализа режимов нагружения отдельных элементов конструкции СБ.

Авторы благодарят Б.П. Притыковского за помощь, оказанную при разработке модели ДМ1, И.В. Доронина — за проведение расчетов по моделям ДМ1 и ДМ2 и И.В. Плетнева — за помощь при обработке экспериментальных данных.

Список литературы

1. *Зенкевич О.С.* Метод конечных элементов в технике. М.: Мир, 1975. 541 с.

2. *Межин В.С., Обухов В.В.* Практика применения модальных испытаний для целей верификации конечно-элементных моделей конструкции изделий ракетно-космической техники // *Космическая техника и технологии*. 2014. № 1(4). С. 86–91.

3. *ECSS-E-HB-32-26.* *Spacecraft mechanical loads analysis handbook. European Cooperation for Space Standardization Publication, 2013. P. 505.*

4. *Хейлен В., Ламменс С., Сас П.* Модальный анализ: теория и испытания / Пер. с англ. Межина В.С. и Невзорского Н.А. М.: ООО «Новатест», 2010. 319 с.

5. *Beltman W., Tjeldeman H.* *The interaction between oscillating panels and thin air layers // University of Twente publication. 1998. P. 15.*

6. *Witting M., Winter B., Vaucher D., Klein M., Trompette N.* *Systematic investigations into the response prediction of a solar array stack under acoustic excitation // Proceedings of European Conference on Spacecraft Structures. ESA SP-428. February 1999. 8 p.*

7. *Chimeno M., Roibas E., Lopez-Diez J., Simon F.* *Numerical modeling of structures with thin air layers // Aerospace Science and Technology. 2014. № 38. P. 20–29.*

8. *Межин В.С., Притыковский Б.П., Авершьева А.В.* Оценка влияния воздушной среды на динамические характеристики солнечных батарей космических аппаратов // *Космическая техника и технологии*. 2015. № 2(9). С. 75–81.

9. *Безмозгий И.М., Софинский А.Н., Чернягин А.Г.* Моделирование в задачах вибропрочности конструкций ракетно-космической техники // *Космическая техника и технологии*. 2014. № 3(6). С. 71–80.

10. *Межин В.С., Обухов В.В.* Сравнительный анализ методов экспериментального подтверждения конечно-элементных динамических моделей конструкции космических аппаратов // *Космическая техника и технологии*. 2016. № 4(15). С. 14–23.

Статья поступила в редакцию 14.11.2017 г.

Reference

1. *Zenkevich O.S. Metod konechnykh elementov v tekhnike* [Finite element method in engineering]. Moscow, Mir publ., 1975. 541 p.

2. *Mezhin V.S., Obukhov V.V. Praktika primeneniya modal'nykh ispytaniy dlya tselei verifikatsii konechno-elementnykh modelei konstruksii izdelii raketno-kosmicheskoi tekhniki* [The practice of using modal tests to verify finite element models of rocket and space hardware]. *Kosmicheskaya tekhnika i tekhnologii*, 2014, no. 1(4), pp. 86–91.

3. *ECSS-E-HB-32-26. Spacecraft mechanical loads analysis handbook. European Cooperation for Space Standardization Publication, 2013. P. 505.*

4. *Heylen W., Lammens S., Sas P. Modal'nyi analiz: teoriya i ispytaniya* [Modal analysis theory and testing]. Translation from Eng. by Mezhin V.S., Nevzorovskiy N.A. Moscow, OOO Novatest publ., 2010. 319 p.

5. *Beltman W., Tjeldeman H. The interaction between oscillating panels and thin air layers // University of Twente publication, 1998. P. 15.*

6. *Witting M., Winter B., Vaucher D., Klein M., Trompette N. Systematic investigations into the response prediction of a solar array stack under acoustic excitation // Proceedings of European Conference on Spacecraft Structures. ESA SP-428, February 1999, 8 p.*

7. Chimeno M., Roibas E., Lopez-Diez J., Simon F. Numerical modeling of structures with thin air layers// *Aerospace Science and Technology*, 2014, no. 38, pp. 20–29.

8. Mezhin V.S., Pritykovskiy B.P., Aversh'eva A.V. Otsenka vliyaniya vozduшной sredy na dinamicheskie kharakteristiki solnechnykh batarei kosmicheskikh apparatov [An estimate of the effects of air environment on resonant frequencies and damping factors of solar arrays of spacecraft that are recorded during ground modal tests]. *Kosmicheskaya tekhnika i tekhnologii*, 2015, no. 2(9), pp. 75–81.

9. Bezmozgiy I.M., Sofinskiy A.N., Chernyagin A.G. Modelirovanie v zadachakh vibroprochnosti konstruksii raketno-kosmicheskoi tekhniki [The simulation in problems of vibration strength of rocket and space hardware]. *Kosmicheskaya tekhnika i tekhnologii*, 2014, no. 3(6), pp. 71–80.

10. Mezhin V.S., Obukhov V.V. Sravnitel'nyi analiz metodov eksperimental'nogo podtverzheniya konechno-elementnykh dinamicheskikh modelei konstruksii kosmicheskikh apparatov [The comparative analysis of experimental methods of spacecraft structure dynamic finite element models verification]. *Kosmicheskaya tekhnika i tekhnologii*, 2016, no. 4(15), pp. 14–23.