

ядерної та радіаційної безпеки в Україні у 2013 році [Електронний ресурс] / Режим доступу: <http://www.snrc.gov.ua>. 3. The Ux Consulting Company [Electronic resource] / Available at: <http://www.uxc.com>. 4. Лисиченко, Г. В. Уранові руди України [Текст] / Г. В. Лисиченко, Ю. П. Мельник та ін. – Київ: Наукова думка, 2010. – 221 с. 5. Ядерне законодавство України: Збірник нормативно – правових актів. В 2 т. Т. 1. [Текст] / за ред. Ю. С. Шапиуценка; вид. 2-ге перероб. і допов. – К.: Вид. Дім «Ін Юре», 1999. – 648 с. 6. Ukrainian Centre for Economic & Political Studies Named after Olexander Razumkov [Text] / Nuclear energy in the world and in Ukraine: state and prospects of development. – 2008. – Vol. 3. – P. 60.

Юрій Зиньковський, Борис Уваров

НТУУ "КПІ"

УДК 531/534(075.8)

УСТОЙЧИВОСТЬ РАДИОЭЛЕКТРОННОЙ АППАРАТУРЫ ЗАЩИТЫ ИНФОРМАЦИИ ПРИ ДЕСТАБИЛИЗИРУЮЩИХ МЕХАНИЧЕСКИХ ВОЗДЕЙСТВИЯХ

Аннотация: Рассмотрены методы определения параметров колебательных процессов при действии дестабилизирующих механических факторов на радиоэлектронную аппаратуру (РЭА) защиты информации, устанавливаемую на подвижных объектах. Проведен анализ таких воздействий на РЭА с трехуровневой иерархической структурой несущих конструкций. Приведены рекомендации по определению характеристик виброизоляции, обеспечивающих необходимую защиту РЭА от механических воздействий.

Summary: The methods of determining the parameters of oscillatory processes under the action of destabilizing factors on the mechanical electronics (CEA) to protect information that is installed on mobile objects. The analysis of such impacts on the CEA with a three-level hierarchical structure of load-bearing structures. The recommendations for the characterization of vibration isolation, provides the necessary protection against mechanical impacts REA.

Ключевые слова: Радиоэлектронная аппаратура, дестабилизирующие механические факторы, параметры колебательных процессов.

Введение

К радиоэлектронной аппаратуре (РЭА) защиты информации следует отнести устройства, генерирующие электромагнитные поля для подавления нежелательных радиосигналов других источников излучения, а также аппаратуру, позволяющую локализовать внешние источники подобных излучений. Такая аппаратура часто устанавливается на подвижных объектах (различных транспортных средствах) и поэтому должна устойчиво функционировать под действием дестабилизирующих механических факторов – вибраций и ударов.

В методах проектирования высоконадежной РЭА защиты информации должны быть использованы все возможности повышения показателей надежности конструкции радиоэлектронных средств (РЭС) в ее составе.

Для оценки работоспособности в условиях действия вибраций и ударов необходимо прежде всего определить собственные частоты механических колебаний аппарата. При совпадении этих частот с частотами внешних воздействий возникают резонансные явления – амплитуды колебаний могут стать недопустимо большими, привести к нарушению целостности элементов конструкции и отказам РЭА.

Аппарат, установленный на основании на виброизоляторах, если представить его в виде одномассового объекта, в общем случае может иметь шесть собственных частот, соответствующих трем линейным перемещениям и трем вращательным.

Большинство реальных конструкций РЭА – это комплексы приборов и блоков, несущие конструкции которых представляют собой иерархическую структуру второго или третьего уровня конструктивной сложности, т. е. двух- или трехмассовые системы, и соответствующее число частот собственных колебаний может быть равно 12-ти или 18-ти.

Расчетные оценки таких частот методически достаточно сложны, например, для трехмассовой системы математическая модель колебательного процесса приводит к необходимости находить корни алгебраических уравнений 18-ой степени.

В статье рассмотрены двух- и трехмассовые физические модели блоков РЭС, приведены математические модели (системы уравнений), описывающие колебательные процессы в них, и результаты решения этих систем.

I Физические модели блоков РЭС

Модель трехмассового блока РЭС схематически представлена на рис. 1.

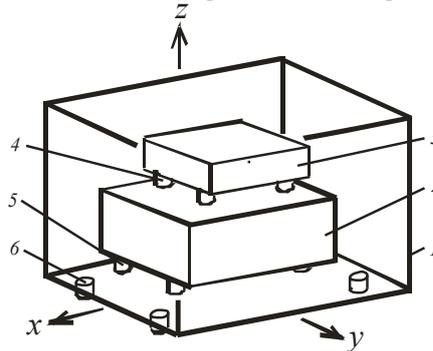


Рисунок 1 – Трехмассовая модель блока РЭС

В корпусе блока 1 устанавливают на соответствующих опорных элементах ячейки 2 (обычно это так называемые шасси или печатные платы из диэлектрика с металлическим каркасом); на шасси и платах размещают функциональные узлы (ФУ) 3 и элементы электронной структуры (ЭЭС) – микросборки и микросхемы.

Для РЭА, размещаемой на транспортных средствах, сам корпус блока крепят к полу, стенке кабины или отсека на виброизоляторах 6.

Шасси в корпусе блока устанавливают на опорных элементах 5, ФУ и ЭЭС – на опорах 4. Поэтому для расчета динамических колебательных процессов физическую модель системы блок – шасси – ФУ можно рассматривать как систему из трех физических тел, соединенных упругими связями с основанием а также и друг с другом.

Значительная часть конструкций РЭС может быть представлена двухмассовыми моделями. ФУ и ЭЭС на шасси или платах ячеек крепят достаточно жестко (крепежными деталями, микросборки и микросхемы часто приклеивают), поэтому ячейки и входящие в них ЭЭС могут рассматриваться как одно целое. Такая модель блока РЭС представлена на рис. 2.

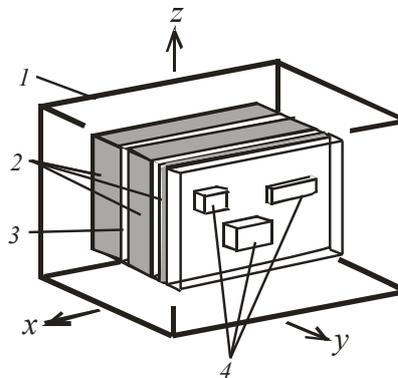


Рисунок 2 – Двухмассовая модель блока РЭС

В корпусе 1 блока с помощью направляющих или крепежных деталей (на рисунке не показаны) установлены ячейки 2 (между ними – зазоры 3), а на самих платах – ФУ и ЭЭС 4. Упругие связи в конструкции – это виброизоляторы, на которых корпус установлен на основании, и крепежные детали, которыми ячейки крепятся к корпусу. В такой модели первая масса – корпус блока, вторая – совокупность ячеек с ФУ и ЭЭС.

В одномассовой модели блок РЭС – корпус вместе с ячейками – рассматривается как твердое тело, установленное на упругих связях (виброизоляторах) на основании, являющемся источником дестабилизирующих воздействий.

Такие конструктивные схемы позволяют получить физические модели конструкций блоков.

Для реальной конструкции РЭС физическая модель должна быть трехмерной, т.е. должны учитываться перемещения относительно всех трех координатных осей, соответствующие инерционные параметры и коэффициенты жесткости упругих связей. Массы структурных элементов блока для всех трех осей одни и те же, однако моменты инерции по отношению к осям чаще всего будут различными, кроме того, необходимо будет учесть центробежные моменты инерции. Различны в большинстве случаев и коэффициенты жесткости упругих элементов относительно осей, хотя они и создаются одними и теми же виброизоляторами (для корпуса блока) или элементами крепления (для шасси и ФУ).

Колебательные процессы в реальных конструкциях РЭС будут характеризоваться и линейными, и вращательными перемещениями, и поэтому физические модели получаются достаточно сложными.

Так, например, если рассматривать перемещения для трехмассовой системы относительно только одной из осей (например, оси X), получим физическую модель, приведенную на рис. 3.

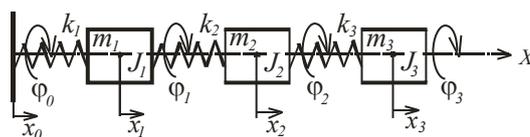


Рисунок 3 – Физическая модель трехмассовой системы

В этой модели 1 – корпус блока, 2 – шасси, 3 – ФУ. Инерционные параметры каждого из этих структурных элементов характеризуются массами m_i и моментами инерции J_i . Виброизоляторы корпуса, элементы крепления шасси к корпусу и ФУ к шасси представлены как упругие связи с коэффициентами жесткости k_i .

Динамический колебательный процесс для такой системы должен характеризоваться линейными перемещениями каждого элемента x_i и вращательными φ_i ; источником возмущений будут смещения основания x_0 и φ_0 .

Соответствующая физическая модель двухмассовой системы (корпус блока и ячейки) приведена на рис. 4.

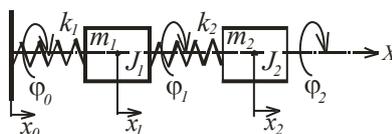


Рисунок 4 – Физическая модель двухмассовой системы

Если рассматривать блок РЭС как абсолютно твердое тело, установленное на упругих связях (виброизоляторах) на основании, может быть использована одномассовая – наиболее простая модель расчета характеристик процесса.

II Математические модели колебательных процессов в РЭС

Относительно простую математическую модель колебательного процесса для трехмассовой системы (рисунок 3) можно получить, если рассматривать только линейные или только вращательные перемещения масс системы относительно какой-либо оси.

Для реальной конструкции блока РЭС это может быть только в том случае, если сам блок и его структурные модули полностью симметричны относительно центров своих масс, а центры жесткостей их виброизоляторов совпадают с центрами масс модулей. В такой системе все модули совершают линейные колебания вдоль оси, проходящей через центры масс, если основа блока также смещается линейно, или вращательные колебания вокруг этой оси, если основа смещается вращательно.

Для трехмассовой системы определитель характеристической матрицы $H_i = S - \omega^2 M$, связывающей инерционные характеристики структурных модулей M_i , коэффициенты жесткости упругих связей S_i и частоты собственных колебаний масс ω , имеет вид [1]:

$$|H_i| = \begin{vmatrix} S_{11} - \omega^2 M_{11} & S_{12} - \omega^2 M_{12} & S_{13} - \omega^2 M_{13} \\ S_{21} - \omega^2 M_{21} & S_{22} - \omega^2 M_{22} & S_{23} - \omega^2 M_{23} \\ S_{31} - \omega^2 M_{31} & S_{32} - \omega^2 M_{32} & S_{33} - \omega^2 M_{33} \end{vmatrix} = 0. \quad (1)$$

Он определяет собственные частоты колебаний системы.

Если рассматривать только линейные колебания для трехмассовой модели (рис. 3), выражения инерционных характеристик и коэффициентов жесткости следует принять такими:

инерционные характеристики модулей – это их массы:

$$M_{11} = m_1, M_{22} = m_2, M_{33} = m_3, M_{12} = M_{13} = \\ = M_{21} = M_{23} = M_{31} = M_{32} = 0,$$

коэффициенты жесткости упругих связей:

$$S_{11} = k_1 + k_3, S_{12} = S_{21} = -k_2, S_{13} = S_{31} = 0, \\ S_{22} = k_2 + k_3, S_{23} = S_{32} = -k_3, S_{33} = k_3.$$

Определитель (1) принимает такой вид:

$$\Delta = \begin{vmatrix} k_1 + k_3 - \omega^2 m_1 & -k_2 & 0 \\ -k_2 & k_2 + k_3 - \omega^2 m_2 & -k_3 \\ 0 & -k_3 & k_3 - \omega^2 m_3 \end{vmatrix} = 0.$$

Развернув определитель, получим характеристическое уравнение для определения частот собственных линейных колебаний вдоль оси X в виде:

$$\theta^3 - \frac{k_2 m_1 + k_3 m_2}{m_1 m_2} \theta^2 - \frac{k_3 m_1 + (k_2^2 - k_{13} k_{23}) m_3}{m_1 m_2 m_3} \theta + \frac{k_{13} k_3^2}{m_1 m_2 m_3} = 0, \quad (2)$$

где обозначены: $\theta = \omega^2$, $k_{13} = k_1 + k_3$, $k_{23} = k_2 + k_3$.

Корни этого уравнения третьей степени для θ (все положительные вещественные числа – квадраты собственных частот структурных масс блока) [2]:

$$\theta_1 = 2\sqrt{-\frac{p}{3}} \cos \frac{\alpha}{3}; \quad \theta_{2,3} = -2\sqrt{-\frac{p}{3}} \cos \left(\frac{\alpha}{3} \pm \frac{2\pi}{3} \right), \quad (3)$$

где обозначены:

$$p = -\frac{a^2}{3} + b; \quad q = 2\left(\frac{a}{3}\right)^3 - \frac{ab}{3} + c; \quad \alpha = \arccos \left[\frac{-q}{2\sqrt{-(p/3)^3}} \right]; \\ a = -\frac{m_2 (k_3 m_1 + k_{13} m_3) + k_{23} m_1 m_3}{m_1 m_2 m_3}; \quad c = \frac{k_{13} k_{23} k_3 - k_{13} k_3^2 - k_2^2 k_3}{m_1 m_2 m_3}; \\ b = -\frac{k_3^2 m_1 + k_2^2 m_3 - k_{23} (k_3 m_1 + k_{13} m_3) - k_3 k_{13} m_2}{m_1 m_2 m_3}.$$

Сами собственные частоты:

$$\omega_1 = \sqrt{\theta_1}; \quad \omega_2 = \sqrt{\theta_2}; \quad \omega_3 = \sqrt{\theta_3}. \quad (4)$$

Аналогичным образом можно получить выражения для собственных частот крутильных колебаний трехмассовой системы. При этом в качестве инерционных характеристик должны быть взяты главные моменты инерции J_1, J_2, J_3 , а в качестве коэффициентов жесткости упругих связей – их крутильные жесткости $k_{к1}, k_{к2}, k_{к3}$.

Можно получить систему уравнений математической многомассовой модели в покоординатной форме, однако следует учесть, что “симметричных” реальных конструкций блоков РЭС не бывает, поэтому для каждого структурного элемента блока следует определить координаты центра масс, осевые и центробежные моменты инерции, различные коэффициенты жесткости упругих связей относительно координатных осей.

Как отмечено выше, для двухмассовой модели система уравнений должна содержать 12 дифференциальных уравнений, а для трехмассовой – 18. Соответственно и будут получены 12 или 18 значений собственных частот, причем это будут частоты связанных колебаний.

Ниже иллюстрируется получение системы дифференциальных уравнений колебательного процесса для “простой” одномассовой модели блока, приведенное в [3].

Исходными для дифференциальных уравнений движения одномассового физического тела (корпуса блока с его структурными элементами) являются уравнения Лагранжа в дифференциальной форме:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} + \frac{\partial \Pi}{\partial q_i} = Q_i(\tau), \quad i = 1, 2, \dots, 6, \quad (5)$$

где q_i – i -я обобщенная координата; \dot{q}_i – i -я обобщенная скорость; T – кинетическая, Π – потенциальная энергия системы; $Q_i(\tau)$ – обобщенная сила, действующая по i -той координате.

Выражения для энергий:

$$\Pi = \frac{1}{2} \sum_{i,k=1}^6 \alpha_{ik} q_i q_k; \quad T = \frac{1}{2} \sum_{i,k=1}^6 \beta_{ik} \dot{q}_i \dot{q}_k,$$

где α_{ik} – обобщенные коэффициенты жесткости, т. е. единичные реакции связей в i -том направлении при перемещении системы в k -том направлении; β_{ik} – обобщенные инерционные характеристики – массы и моменты инерции.

Предполагается, что блок расположен на виброизоляторах с коэффициентами жесткости k_x, k_y, k_z , установленными в точках с координатами x, y, z каждый.

Тогда для системы с шестью степенями свободы коэффициенты жесткости:

– линейные: $\alpha_{11} = \Sigma k_x; \alpha_{22} = \Sigma k_y; \alpha_{33} = \Sigma k_z;$

– линейно-поворотные:

$\alpha_{15} = \Sigma k_x z; \alpha_{16} = -\Sigma k_x z; \alpha_{24} = -\Sigma k_y z;$

$\alpha_{24} = -\Sigma k_y z; \alpha_{34} = \Sigma k_z y; \alpha_{35} = -\Sigma k_z x;$

– гироскопические:

$\alpha_{45} = -\Sigma k_z x y; \alpha_{46} = -\Sigma k_y z x; \alpha_{56} = -\Sigma k_x y z;$

– крутильные:

$\alpha_{44} = \Sigma(k_y z^2 + k_z y^2); \alpha_{55} = \Sigma(k_z x^2 + k_x z^2);$

$\alpha_{66} = \Sigma(k_x y^2 + k_y x^2).$

Схема определения линейно-поворотных коэффициентов жесткости приведена на рис. 5. Например, коэффициент α_{34} представляет собой вертикальную упругую реакцию P_z , возникающую в точке A крепления виброизолятора при повороте корпуса блока вокруг оси x , отнесенную к углу поворота φ_1 : $\alpha_{34} = P_z / \varphi_1 = P_z \Delta \varphi_1 = k_z y_A$.

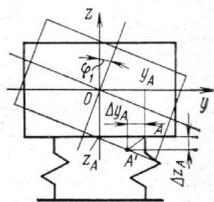


Рисунок 5 – Определение линейно-поворотного коэффициента жесткости

Схема образования гироскопических коэффициентов показана на рисунке 6. Например, гироскопический коэффициент α_{45} – это момент M_2 упругой реакции P_z относительно оси Y , отнесенный к углу поворота точки A вокруг оси X :

$$M_2 = P_z x_A = k_z \Delta z x_A = k_z x_A \varphi_2 x_A.$$

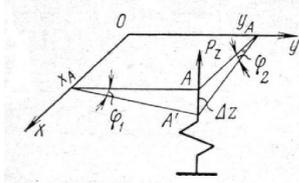


Рисунок 6 – Определение гироскопического коэффициента жесткости

Из рисунка следует, что $x_A \varphi_2 = -y_A \varphi_1$, поэтому

$$\alpha_{45} = M_2 / \varphi_1 = k_z x_A y_A.$$

Крутильные коэффициенты – это отношение моментов к вызываемым ими углам поворота; так, например, $\alpha_{44} = M_1 / \varphi_1$, что поясняется рисунком 7.

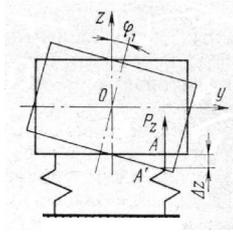


Рисунок 7 – Определение крутильного коэффициента жесткости

Подобным образом определяются и остальные коэффициенты жесткости.

Математическая модель колебательного процесса для одномассовой системы координат состоит из шести уравнений свободных линейных и вращательных колебаний блока [2]:

$$\left. \begin{aligned} \beta_{11}\ddot{\delta}_1 + \alpha_{11}\dot{\delta}_1 + \alpha_{15}\varphi_2 + \alpha_{16}\varphi_3 &= 0; \\ \beta_{11}\ddot{\delta}_2 + \alpha_{22}\dot{\delta}_2 + \alpha_{24}\varphi_1 + \alpha_{26}\varphi_3 &= 0; \\ \beta_{11}\ddot{\delta}_3 + \alpha_{33}\dot{\delta}_3 + \alpha_{34}\varphi_1 + \alpha_{35}\varphi_2 &= 0; \\ \beta_{44}\ddot{\varphi}_1 + \beta_{45}\ddot{\varphi}_2 + \beta_{46}\ddot{\varphi}_3 + \alpha_{24}\dot{\delta}_2 + \alpha_{34}\dot{\delta}_3 + \alpha_{44}\varphi_1 + \alpha_{45}\varphi_2 + \alpha_{46}\varphi_3 &= 0; \\ \beta_{45}\ddot{\varphi}_1 + \beta_{55}\ddot{\varphi}_2 + \beta_{56}\ddot{\varphi}_3 + \alpha_{15}\dot{\delta}_1 + \alpha_{35}\dot{\delta}_3 + \alpha_{45}\varphi_1 + \alpha_{55}\varphi_2 + \alpha_{56}\varphi_3 &= 0; \\ \beta_{46}\ddot{\varphi}_1 + \beta_{56}\ddot{\varphi}_2 + \beta_{66}\ddot{\varphi}_3 + \alpha_{16}\dot{\delta}_1 + \alpha_{26}\dot{\delta}_2 + \alpha_{46}\varphi_1 + \alpha_{56}\varphi_2 + \alpha_{66}\varphi_3 &= 0; \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

где δ_i – линейные перемещения вдоль осей, φ_i – соответствующие крутильные перемещения; α_{ik} – обобщенные коэффициенты жесткости виброизоляторов, β_{ik} – обобщенные инерционные характеристики блока.

Для получения характеристической матрицы следует принять частные решения (линейные и поворотные смещения блока) в виде:

$$\left. \begin{aligned} \delta_1 &= A_1 \sin(\omega t + \alpha); \quad \delta_2 = A_2 \sin(\omega t + \alpha); \quad \delta_3 = A_3 \sin(\omega t + \alpha); \\ \varphi_1 &= A_4 \sin(\omega t + \alpha); \quad \varphi_2 = A_5 \sin(\omega t + \alpha); \quad \varphi_3 = A_6 \sin(\omega t + \alpha); \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

После подстановки решений (7) в уравнения (6) получим характеристическую матрицу, а из нее – детерминант, подобный (1), для нахождения частот колебаний в виде:

$$\Delta = \begin{vmatrix} \alpha_{11} - \beta_{11}\omega^2 & 0 & 0 & 0 & \alpha_{15} & \alpha_{16} \\ 0 & \alpha_{22} - \beta_{11}\omega^2 & 0 & \alpha_{24} & 0 & \alpha_{26} \\ 0 & 0 & \alpha_{33} - \beta_{11}\omega^2 & \alpha_{34} & \alpha_{35} & 0 \\ 0 & \alpha_{24} & \alpha_{34} & \alpha_{44} - \beta_{44}\omega^2 & \alpha_{45} - \beta_{45}\omega^2 & \alpha_{46} - \beta_{46}\omega^2 \\ \alpha_{15} & 0 & \alpha_{35} & \alpha_{45} - \beta_{45}\omega^2 & \alpha_{55} - \beta_{55}\omega^2 & \alpha_{56} - \beta_{56}\omega^2 \\ \alpha_{16} & \alpha_{26} & 0 & \alpha_{46} - \beta_{46}\omega^2 & \alpha_{56} - \beta_{56}\omega^2 & \alpha_{66} - \beta_{66}\omega^2 \end{vmatrix} = 0$$

Развернув детерминант, получим частотное уравнение шестой степени относительно ω^2 :

$$A\omega^{12} + B\omega^{10} + C\omega^8 + D\omega^6 + E\omega^4 + F\omega^2 + G = 0,$$

корни которого и будут частотами колебаний блока.

Анализ диагональных единичных детерминантов $\alpha_{ik} - \beta_{ik}\omega^2$ дает значения так называемых простых частот, а недиагональных – связанных.

Для двухмассовой трехмерной физической модели математическая модель колебательного процесса – это система 12-ти связанных дифференциальных уравнений, подобных системе (6), которые и дадут спектр частот механических колебаний каждой из масс.

III Численное моделирование колебательных процессов в РЭС

Результаты оценки частотных характеристик линейных колебаний для физической модели, приведенной на рис. 3, проведена для таких параметров:

- массы (кг): корпуса блока $m_1 = 2$, шасси с несколькими ФУ $m_2 = 3,5$, отдельного ФУ на шасси 0,5;
- коэффициенты жесткости виброизоляторов АД (Н/м): $k_1 = 12 \cdot 10^3$; $k_2 = 7 \cdot 10^3$; $k_3 = 2 \cdot 10^3$.

Расчетные значения частот собственных колебаний (Гц) получены такими: $f_1 = 9,83$; $f_2 = 9,78$; $f_3 = 0,97$.

Если предположить, что блок эксплуатируется на автомобиле (частоты механических воздействий для такой РЭА находятся в диапазоне $f_0 = 30 \dots 70$ Гц), надежность конструкции будет достаточно высокой, т. к. все собственные частоты достаточно низки и блок находится в зарезонансной зоне.

Для такой трехмассовой системы возможно получить практически полную виброизоляцию ФУ, установленных на шасси, если подобрать определенным образом значения масс m_1 и m_2 и коэффициентов жесткости виброизоляторов.

Если масса шасси равна $m_2 = 3,81$ кг, расчеты дают значения частот $f_1 = 9,75$, $f_2 = 9,75$ Гц (корпус и шасси совершают колебания с одинаковой частотой, но в противофазе), а частота ФУ (массы m_3) $f_3 = 0,014$ Гц, т. е. ФУ практически неподвижен, обеспечена его полная защита от внешних механических воздействий.

Подобный принцип используется для создания динамических гасителей колебаний в многомассовых системах при защите их от внешних периодических воздействий [1].

Для расчета динамических характеристик реальных конструкций разработан программный модуль (компьютерная программа) *Vibro1* [4], основу которой составляет математическая модель с системой уравнений (6). Программа создана в интегрированной среде *C++Builder* и может использоваться на любом современном персональном компьютере.

Ее использование иллюстрируется на примере расчета динамических характеристик блока питания измерительного комплекса РЭА защиты информации.

В корпусе блока с размерами $400 \times 200 \times 480$ мм установлены пять ФВ общей массой 13 кг, масса самого корпуса 3 кг. Крепление ФВ в корпусе достаточно жесткое, поэтому вся конструкция может быть представлена как одномассовая система.

Блок крепится в фургоне автомобиля шестью виброизоляторами АПН-4 (это виброизоляторы пространственного нагружения, т. е. их коэффициенты жесткости одинаковы во всех направлениях): четырьмя на основании блока и двумя на его задней стенке.

Схема корпуса с размещением ФВ и виброизоляторов приведена на рис. 8.



Рисунок 8 – Конструктивная схема корпуса блока: 1 – 5 – номера функциональных узлов

Исходные данные вводятся во входной файл программы, который для данного расчета выглядит так:

Файл *Vibro1.dat* – входные данные параметры блока:

13 – общая масса, кг

параметры корпуса блока:

400 200 480 – ширина (по оси X), глубина (по оси Y), высота (по оси Z)

3 – масса, кг

функциональные узлы (ФУ):

5 – общее число; далее – для каждого ФУ:

масса, кг; размеры по осям, мм; координаты центра ФУ относительно центра блока, мм:

3 200 120 160 90 -40 -110

2 140 80 100 120 60 150

2.5 200 100 120 -100 -50 160

1.5 100 120 160 -150 -30 -40

2 120 120 80 -130 40 -200

виброизоляторы:

6 – общее число

– координаты установки относительно центра корпуса блока, мм:

-180 180 -180 180 -180 180 -x(i)
 90 90 -90 -90 90 90 -y(i)
 -240 -240 -240 -240 220 220 -z(i)
 виброизоляторы АПН-4 с коэффициентами жесткости
 $(k)_x = (k)_y = (k)_z = 2.26 \cdot 10^4 \text{ Н/м}$

Результаты расчета:

масса блока m , кг 13.0
 моменты инерции, кг.м²
 J_x, J_y, J_z 0.428 0.625 0.315
 J_{xy}, J_{yz}, J_{zx} 0.002 -0.009 0.036

координаты центра масс блока, мм:

$x_c = -17 \quad y_c = -7 \quad z_c = -7$

теоретические частоты простых колебаний:

$f_{11} = 16.25, f_{22} = 16.25, f_{33} = 16.25 \text{ Гц,}$
 $f_{44} = 23.84, f_{55} = 23.25, f_{66} = 22.26 \text{ Гц,}$

частоты связанных колебаний:

$f_1 = 13.77 \text{ Гц,} \quad f_2 = 13.93 \text{ Гц}$
 $f_3 = 16.25 \text{ Гц,} \quad f_4 = 22.35 \text{ Гц}$
 $f_5 = 24.43 \text{ Гц,} \quad f_6 = 25.66 \text{ Гц}$

Таким образом, под действием вибраций блок совершает сложные связанные колебания на шести частотах – это объясняется несимметричностью центра масс блока относительно плоскости YOZ и виброизоляторов относительно плоскости XOY.

Теоретически защита блока от внешних вибро-рационных воздействий может быть обеспечена при соотношении частот внешнего воздействия и максимальной собственной $f_{\text{вн}}/f_{0\text{макс}} > \sqrt{2}$; для данной системы виброизоляции

$$f_{\text{вн}}/f_{0\text{макс}} = 30/25.7 = 1.17 < \sqrt{2},$$

т.е. блок попадает в резонансную зону, т. к. нижняя частота внешних вибраций $f_0 = 30 \text{ Гц}$.

Улучшить виброзащиту блока можно, изменив расположение виброизоляторов или применив другие, с иными характеристиками жесткости.

Для этого блока изменены тип и число виброизоляторов и их расположение (рис. 9): четыре изолятора АФД-6 установлены на ребрах корпуса в плоскости XOY центра масс, а пятый – в центре днища блока.

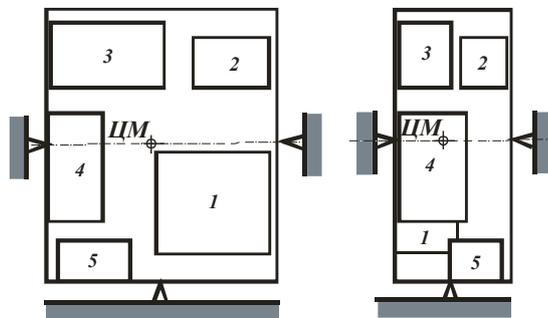


Рисунок 9 – Виброизоляторы на ребрах корпуса блока и под днищем

Частоты собственных колебаний, рассчитанные программой *Vibro1*:
 простых колебаний:

$f_{11} = 11.68, f_{22} = 11.68, f_{33} = 13.78 \text{ Гц,}$
 $f_{44} = 10.38, f_{55} = 13.47, f_{66} = 15.91 \text{ Гц,}$

связанных колебаний:

$f_1 = 8.30 \text{ Гц,} \quad f_2 = 10.53 \text{ Гц,}$
 $f_3 = 13.22 \text{ Гц,} \quad f_4 = 13.77 \text{ Гц,}$
 $f_5 = 14.40 \text{ Гц,} \quad f_6 = 15.97 \text{ Гц.}$

Максимальная частота теперь $f_6 \approx 16 \text{ Гц}$, и блок не попадает в резонансную зону:

$$f_{\text{вн}}/f_{0\text{макс}} = 30/16 = 1.88 > \sqrt{2}.$$

В начальные периоды работы конструкция всегда должна пройти через резонансную зону, поэтому для уменьшения амплитуд смещений при резонансе следует выбирать виброизоляторы, имеющие максимальный коэффициент демпфирования (для виброизоляторов АПН этот коэффициент равен 0.25).

Выводы

Представление реальных конструкций РЭА в виде физических многомассовых моделей (совокупности структурно-конструктивных модулей – СКМ) при анализе действия внешних механических факторов (вибраций) показывает, что выбором массовых характеристик СКМ и характеристик их упругих связей можно получить эффективную защиту функциональных узлов РЭС от действия вибраций.

В методах расчета динамических характеристик реальных многомассовых систем необходимо учесть, что каждый СКМ в такой системе будет совершать линейные и вращательные колебания относительно осей координатной системы. Математические модели таких процессов достаточно сложны, а сами расчеты требуют соответствующего программного обеспечения.

Список использованной литературы: 1. Тимошенко С. П., Янг Д. Х., Уивер У. Колебания в инженерном деле/Пер. с англ. Л. Г. Корнейчука; под ред. Э. И. Григолока. – М.: Машиностроение, 1985. – 472 с. 2. Г. Корн, Т. Корн. Справочник по математике для научных работников и инженеров. М.: Наука, 1968. – 720 с. 3. Токарев М. Ф., Талицкий Е. Н., Фролов В. А. Механические воздействия и защита радиоэлектронной аппаратуры: Учеб. пособие для вузов/Под ред. В. А. Фролова. – М.: Радио и связь, 1984. – 224 с. 4. Уваров Б. М., Зиньковский Ю. Ф. Проектирование та оптимізація механостійких конст-рукцій радіоелектронних засобів з імовірнісними характеристиками. – К.: "Корнійчук", 2011. – 248 с.

Василь Кузавков, Євген Редзюк

ВІТІДУТ

УДК 681.35

ЗАСТОСУВАННЯ МЕТОДІВ ФОРСОВАНИХ ВИПРОБУВАНЬ ДЛЯ ОТРИМАННЯ ЗАЛЕЖНОСТІ ДІАГНОСТИЧНОГО ПАРАМЕТРУ ВІД ЧАСУ НАПРАЦЮВАННЯ ЦИФРОВИХ РАДІОЕЛЕКТРОННИХ КОМПОНЕНТІВ

Анотація: Розглядається можливість застосування методів форсованих випробувань для отримання залежності діагностичного параметру від часу напрацювання цифрових радіоелектронних компонентів (РЕК) в безконтактному індукційному методі діагностування. Визначення технічного стану радіоелектронної техніки (РЕТ) пов'язано з реєстрацією діагностичних параметрів (ДП) РЕК, що входять до її складу. Використання методів форсованих випробувань дозволяє за час випробувань охопити весь період безвідмовної роботи РЕК, а введення додаткових факторів, що активують – знизити значення частинних коефіцієнтів прискорень та підвищити вірогідність процесу випробувань, наблизивши ідентичність процесів в РЕК до звичайних умов експлуатації.

Summary: We consider a new diagnostic model of the transistor for contactless inductive method of diagnosis. Definition technical state of the radio-electronic technology (RET) is related to the registration of diagnostic parameters (DP) radio electronic components (REC) members of her stuff. Using a new method of diagnosing needs new diagnostic models that reflect the relationship with DP electro physics and chemical physics properties of REC.

Ключові слова: Діагностична модель, форсовані випробування, безконтактний індукційний метод.

І Вступ

При використанні методів форсованих випробуваннях для отримання залежності ДП від часу напрацювання цифрових РЕК в безконтактному індукційному методі діагностування, потрібно мати на увазі, що існує певна межа, за якої набувають чинності фактори, відсутні в реальних умовах експлуатації. Через вплив цих факторів дані, отримані при форсованих випробуваннях, можуть виявитися спотвореними або помилковими.

За наявності принципової та технічної можливості форсування того або іншого фактора зовнішніх впливів в обов'язковому порядку потрібно оцінити припустиму межу його форсування, встановлену з урахуванням збереження якісної картини фізико-хімічних процесів, що визначають накопичення ушкоджень та настання відмови в умовах експлуатації.