

2. Патент № 51394 Украина Способ упрочняющей чистовой обработки деталей машин / Р.П. Дидык, Д.В. Лоскутов и др. – Бюл. №11. – 2002.

УДК 531.3

АНАЛИЗ МЕХАНИЧЕСКИХ НАПРЯЖЕНИЙ В ВЫВОДАХ РАДИОЭЛЕМЕНТОВ ПРИ ВИБРАЦИОННЫХ ВОЗДЕЙСТВИЯХ

К.В. Рошин¹

¹кандидат технических наук, доцент Кубанского государственного университета, г. Краснодар, Россия, e-mail: kostik777@mail.ru

Аннотация. Сформулированы требования к методу оценки времени до усталостного разрушения выводов радиоэлементов (РЭ) при вибрационных воздействиях. В основу метода оценки времени до усталостного разрушения выводов РЭ положен иерархический подход. Конструкция блока подразделяется на конструктивные уровни разукрупнения. Разработанные расчетные модели легли в основу автоматизированной подсистемы анализа и обеспечения времени до усталостного разрушения элементов конструкций бортовой радиоэлектронной аппаратуры при вибрационных воздействиях и использованы для оценки времени до усталостного разрушения выводов РЭ.

Ключевые слова: выводы радиоэлементов, усталостное разрушение, гармоническая, случайная вибрация, колебания, напряжения, динамические воздействия.

THE ANALYSIS OF MECHANICAL STRESS IN RADIOELEMENTS' OUTPUT UNITS SUBJECT TO VIBRATION EFFECT

K.V. Roschin¹

¹Ph.D., assistant of professor Kuban state university, Krasnodar, Russia, e-mail: kostik777@mail.ru

Abstract. Requirements to a method of a time estimation before the fatigue failure of radioelements (RE) outputs are formulated at vibration effects. The hierarchical approach is put in a basis of a method of time estimation before fatigue failure of RE outputs. A construction of the block is subdivided on the structural levels of breaking up into smaller units. Designed calculated models are put in foundation of the automized subsystem for the analysis and security of time before fatigue failure in constructions of onboard radio-electronic equipment at vibrational actions and are used for an time estimation before fatigue failure of RE outputs.

Keywords: Radioelements outputs, fatigue failure, harmonious, casual vibration, fluctuations, pressure, dynamic influences.

Введение. В настоящее время весьма актуальна задача математического моделирования радиоэлементов (РЭ) в составе блоков кассетного

типа (БКТ) и блоков этажерочного типа (БЭТ) бортовой радиоэлектронной аппаратуры (РЭА) с учетом неравномерности распределения температуры по печатной плате для анализа длительной работоспособности РЭ при вибрационных воздействиях, а также разработка метода оценки времени до усталостного разрушения выводов РЭ в составе БКТ и БЭТ при вибрационных воздействиях. Для этого в свою очередь требуется разработать расчетные модели для оценки времени до усталостного разрушения выводов РЭ и расчетные модели для анализа механических процессов в БКТ и БЭТ, а также на их основе создать программные и методические средства для обеспечения длительной работоспособности РЭ в составе БКТ и БЭТ бортовых РЭА при вибрационных воздействиях.

Экспериментальные исследования БКТ и БЭТ бортовой РЭА при их проектировании являются трудоемкими и в большинстве случаев не позволяют оценить длительную работоспособность РЭ при вибрационных воздействиях, так как время испытаний аппаратуры при номинальных нагрузках достигает десятков тысяч часов, что практически не реализуемо, а проведение ускоренных испытаний требует знания коэффициентов пересчета полученных значений времени до усталостного разрушения выводов РЭ из форсированного режима в номинальный, которые в настоящее время для большинства РЭ неизвестны, тем более, что они могут быть получены только экспериментально.

Анализ используемых в настоящее время методов и моделей для анализа механических характеристик конструкций РЭА, пакетов прикладных программ (ППП), созданных на их основе, а также методик для анализа и обеспечения механических характеристик конструкций РЭА показал, что применять их для оценки длительной работоспособности РЭ в составе БКТ и БЭТ при вибрационных воздействиях практически невозможно [1].

Цель работы. Исследования конструкций БКТ и БЭТ бортовой РЭА, проведенные автором, позволяют сформулировать требования к методу оценки времени до усталостного разрушения выводов РЭ при вибрационных воздействиях.

Применение разрабатываемого метода в качестве математического обеспечения автоматизированного проектирования БКТ и БЭТ должно позволять:

– проводить на ранних этапах проектирования (без изготовления макетов и опытных образцов) иерархический анализ динамики конструкций БКТ и БЭТ с учетом влияния температуры с целью определения механических режимов РЭ и их выводов;

– определять пути наиболее рационального изменения конструкции БКТ и БЭТ с целью обеспечения требований ТЗ по вибрационным воздействиям, а также требований технических условий на РЭ на основе функций параметрической чувствительности механических характеристик БКТ и БЭТ.

Вибрационные воздействия задаются для верхнего уровня иерархии аппаратуры – блока. Поскольку стоит задача проанализировать отдельный РЭ, то нужно получить коэффициенты передачи вибрационных воздействий от мест крепления блока к местам крепления печатного узла (ПУ), а от них – к местам крепления РЭ.

Материалы и результаты исследований. В основу метода оценки времени до усталостного разрушения выводов РЭ положен иерархический подход. Конструкция блока подразделяется на конструктивные уровни разукрупнения. При этом для каждого уровня используются свои математические модели. Структурная схема разработанного метода приведена на рисунке 1.

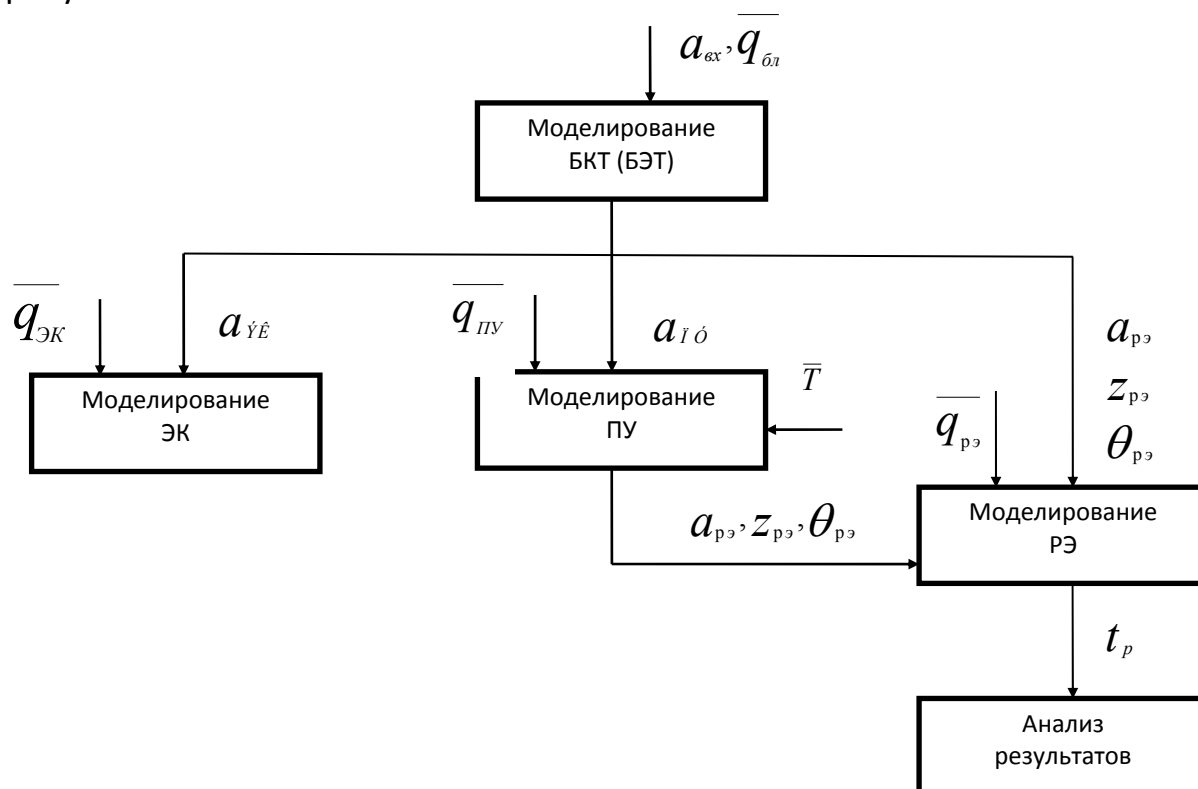


Рисунок 1 – Структурная схема метода оценки времени до усталостного разрушения выводов РЭ при вибрационных воздействиях

На рисунке 1 приняты следующие обозначения: $a_{\dot{o}\dot{o}}$ – амплитуда входного ускорения в заданном диапазоне частот; $\dot{a}_{\dot{y}\dot{e}}$, $\dot{a}_{\dot{m}\dot{y}}$, $\dot{a}_{\dot{o}\dot{y}}$ – амплитуды виброускорений в точках крепления этажерочной конструкции (ЭК), ПУ и РЭ; $z_{\dot{o}\dot{y}}$

– виброперемещение в точке крепления вывода РЭ; $\theta_{\delta y}$ – угол изгиба печатной платы (стенки блока) в точке крепления вывода РЭ; T – температура участков печатной платы; $\bar{q}_{\delta x}$, $\bar{q}_{\delta y}$, $\bar{q}_{\delta z}$, $\bar{q}_{\delta \theta}$ – геометрические и физико-механические параметры материалов стенок корпуса БКТ (БЭТ), шпилек, печатных плат, РЭ соответственно; t_p – время до усталостного разрушения выводов РЭ.

Вибрационные воздействия, поступающие на опоры блока, при гармонической вибрации задаются в виде графика виброускорения в зависимости от частоты в определенном частотном диапазоне. При случайной вибрации задается график спектральной плотности ускорения в зависимости от частоты в определенном частотном диапазоне. Так как моделирование проводится для гармонической вибрации, то необходим переход от гармонической вибрации к случайной. Необходим также переход от случайной вибрации к гармонической при задании входных воздействий.

Для анализа верхнего уровня иерархии используется математическая модель, разработанная автором и представленная на рисунке 2. Данная задача упрощается или усложняется в зависимости от рассматриваемых направлений воздействий и количества анализируемых граней блока. В этом состоит преимущество разработанной модели блока перед существующими аналогичными моделями. При этом БЭТ моделируется совместно с ЭК при колебаниях в направлении, перпендикулярном плоскости ПУ в ЭК (по оси Z). При колебаниях БЭТ в направлениях, параллельных плоскостям ПУ в ЭК (по осям X и Y), моделирование ЭК проводится отдельно. Учитывая большую жесткость основания БЭТ при колебаниях по осям X и Y, а также результаты экспериментальных исследований, можно считать, что виброускорения к местам крепления ЭК по осям X и Y передаются от мест крепления блока без изменения.

Виброускорения в местах крепления РЭ на корпусе блока и ПУ получаются в результате расчета корпуса блока. Каждой опоре соответствует своя амплитудно-частотная характеристика (АЧХ).

Для анализа воздействий по осям X и Y на систему ПУ, составляющих этажерочную конструкцию, используется модель, разработанная автором и представленная на рисунке 3. Расчет ЭК сводится к анализу модели, состоящей из сосредоточенных масс (ПУ), соединенных друг с другом механическими связями с упругими и демпфирующими сосредоточенными параметрами (шпильки). В результате расчетов определяются виброускорения в местах крепления платы по осям X и Y.

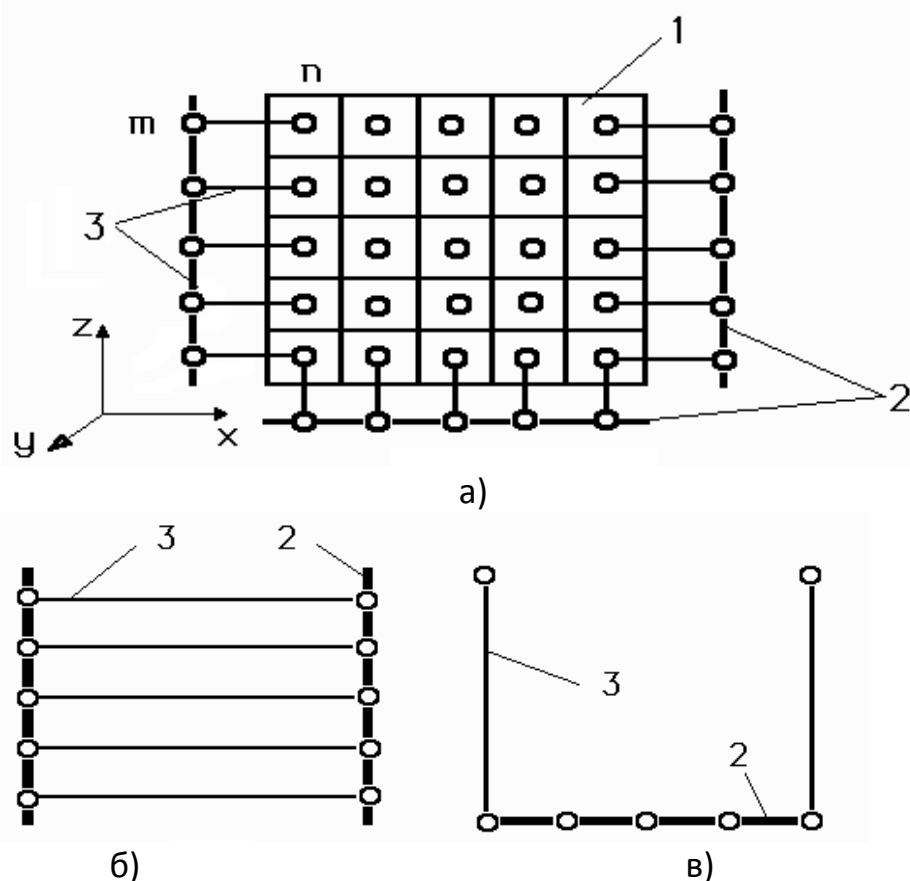


Рисунок 2 – Расчетная макромодель каркаса БКТ с ПУ: а – при колебаниях по оси Y; б – при колебаниях по оси X; в – при колебаниях по оси Z; 1 – ПУ; 2 – стержни каркаса; 3 – жесткие связи

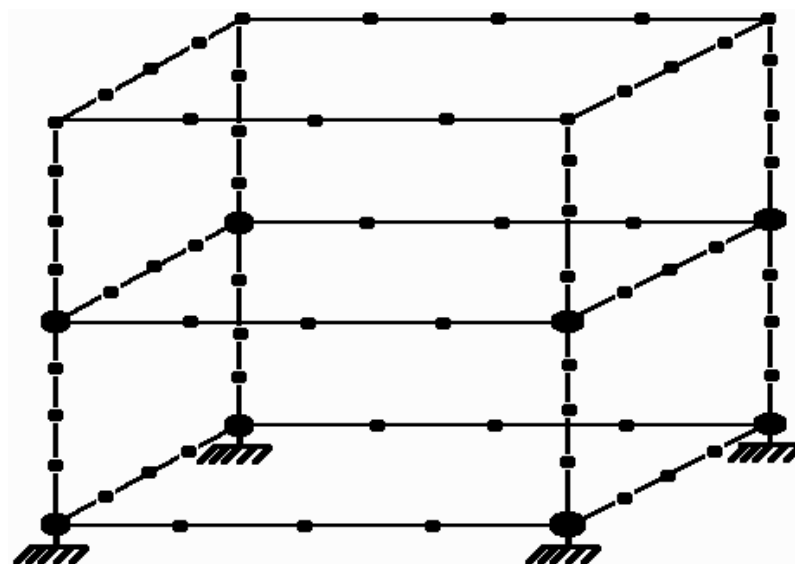


Рисунок 3 – Расчетная макромодель конструкции стойки

Для анализа ПУ при воздействии по оси Z (в поперечном направлении) используется метод конечных разностей. Для анализа РЭ, как установленных на печатной плате, так и на корпусе блока, используются модели,

представленные ниже. Расчет РЭ сводится к анализу расчетной схемы, состоящей из сосредоточенной массы (корпус РЭ), соединенной с источником воздействия вибрации рамной конструкцией (выводы). Для полного анализа – по трем осям координат – можно рассмотреть расчетную схему три раза: по оси X, по оси Y и по оси Z. В результате расчетов определяются механические напряжения в точках пайки выводов к плате, изгиба выводов, соединения выводов с корпусом РЭ. Для анализа мгновенной прочности выводов РЭ по результатам расчета механических напряжений используются гипотезы прочности [2]. Для пластичных материалов, каковыми являются материалы выводов РЭ, при трехосном напряженном состоянии используют энергетическую гипотезу формоизменения (называемую также четвертой гипотезой прочности или гипотезой Губера-Мизеса) [2], которая имеет вид:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - \sigma_1\sigma_2 - \sigma_2\sigma_3 - \sigma_3\sigma_1} \leq \sigma_{adm} ,$$

где $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ – одноосные напряжения (вдоль осей X, Y, Z); σ_{red} – эквивалентное напряжение; σ_{adm} – предельное значение напряжения при одноосном напряженном состоянии.

Анализ времени до усталостного разрушения выводов РЭ также рассматривался автором [3].

После получения виброускорений РЭ по всем трем осям значение модуля результирующего пространственного виброускорения определится из выражения [4]:

$$a_{\Sigma} = \sqrt{a_x^2 + a_y^2 + a_z^2} ,$$

где a_x, a_y, a_z – значения ускорений РЭ по осям X, Y, Z соответственно.

Схема, представленная на рисунке 1, относится в полной мере для анализа конструкций БКТ и БЭТ на гармоническую вибрацию. Для анализа на случайную вибрацию необходим переход от гармонической вибрации к случайной и наоборот.

Для расчета времени до усталостного разрушения выводов РЭ необходимо определить механические напряжения в выводах. Следовательно, нужно получить макромодели РЭ для расчета механических напряжений в выводах, а затем рассчитать по известным формулам время до усталостного разрушения выводов РЭ при гармонической и случайной вибрациях.

Один и тот же РЭ может быть закреплен различными способами [3]. Это приводит к тому, что один и тот же РЭ имеет различные расчетные макромодели. В то же время разные РЭ могут иметь незначительные конструктивные отличия корпусов, крепления, а следовательно, одинаковые расчетные макромодели. РЭ, установленные на собственных выводах, могут

иметь резонансы в диапазоне частот воздействующей вибрации или акустического шума, которые приводят к значительному возрастанию колебаний и, в результате, чаще всего к поломкам выводов. РЭ, корпуса которых жестко скреплены с платой, практически не имеют резонансов в рабочем диапазоне частот механических воздействий, но из-за изгибных колебаний ПУ имеют значительные механические напряжения в выводах, которые также могут привести к поломкам, в том числе к усталостным. Выводы таких РЭ имеют значения собственных частот, значительно превышающие верхнюю границу заданного частотного диапазона. Поэтому резонансные колебания выводов РЭ, корпуса которых жестко скреплены с платой, здесь не рассматриваются.

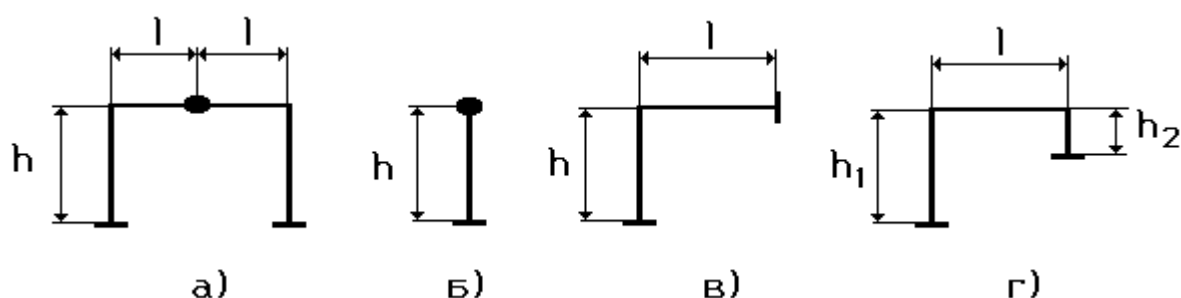


Рисунок 4 – Расчетные модели РЭ

Количество РЭ на печатной плате может превышать сотню. В одном блоке может быть несколько десятков ПУ. В одной стойке или шкафу может быть несколько блоков. Несложный арифметический расчет показывает, что в одной стойке или шкафу может быть несколько тысяч РЭ. Если проводить расчет в частотном диапазоне, например на 100 частотах, потребуется проводить несколько сот тысяч расчетов РЭ для одной стойки или шкафа. А если расчет проводить по методу Монте-Карло, то и того больше. И если при этом использовать дискретные модели, то расчет может затянуться на месяцы и даже годы. Единственным выходом является использование аналитических макромоделей РЭ. Кроме того, количество расчетов можно уменьшить методически, используя аналогию конструкций и опыт расчетов для предыдущих проектов.

В большинстве случаев масса корпуса РЭ много больше массы выводов. Следовательно, массой выводов можно пренебречь. В то же время жесткость выводов на изгиб много меньше жесткости корпуса РЭ на изгиб. Таким образом, расчетная макро модель представляется в виде П-образной рамы с заземленными краями и сосредоточенной посередине массой (рисунок 4, а). Аналогично для других способов крепления РЭ, представленных в [3], расчетные макро модели имеют вид сосредоточенных масс, установ-

ленных на стержне (рисунок 4, б). В зависимости от направления динамической силы такие макромодели при определении собственных частот колебаний РЭ нужно рассматривать как системы с одной, двумя или, например, шестью степенями свободы. Для таких систем в работе при расчете ускорений корпусов РЭ и собственных частот колебаний РЭ используется макромодель конструкции РЭА на виброизоляторах, которая приведена в [5]. Для расчета напряжений в выводах используется метод сил [2], широко применяемый в строительной механике.

Учитывая, что у РЭ корпуса которых жестко скреплены с платой и не влияют на колебания выводов при механических воздействиях, макромодели для расчета напряжений в выводах таких РЭ представлены в виде рам.

Так как колебания выводов РЭ являются изгибными, для расчета времени до усталостного разрушения выводов РЭ необходимы только нормальные механические напряжения. Нормальные напряжения в выводах определяются по формуле [2]:

$$\sigma = \frac{Md}{2I},$$

где M – изгибающий момент в сечении вывода, в котором рассчитывается напряжение; d – сторона поперечного сечения вывода, параллельная плоскости изгиба (для круглого сечения – диаметр); I – момент инерции поперечного сечения вывода.

Очевидно, что механические напряжения следует определять в так называемых опасных сечениях выводов, в которых они максимальны и вероятность поломки наибольшая. Это места крепления выводов к корпусу РЭ и к плате, а также точки изгиба. Как видно из последней формулы, основным неизвестным является изгибающий момент. Необходимо провести его расчет для различных способов крепления РЭ.

Для определения виброускорения РЭ, установленного на собственных выводах, получена следующая общая формула [5]:

$$|a_p| = a \sqrt{\frac{I + \gamma^2}{\left[I - \left(\frac{\omega}{\omega_0} \right)^2 \right]^2 + \gamma^2}},$$

где a – ускорение участка ПУ в месте крепления выводов РЭ; ω_0 – резонансная частота колебаний РЭ (циклическая); ω – текущая круговая частота колебаний; γ – коэффициент механических потерь (КМП) в материале вывода.

Данная модель является нелинейной, так как γ зависит от напряжения, которое в свою очередь зависит от виброускорения. Таким образом, в дан-

ной модели осуществляется учет рассеивания энергии в материалах конструкции выводов РЭ. При этом в расчетах используется максимальное напряжение в выводах, определение которого будет рассмотрено ниже.

Получены формулы расчета резонансных частот для поступательных и вращательных движений корпуса РЭ и изгибающих моментов при вибрационных воздействиях. Существует множество РЭ, жестко скрепленных с платой. Как было отмечено выше, корпуса таких РЭ практически не имеют резонансов в диапазоне частот воздействующей вибрации (обычно до 2-3 кГц) или акустического шума (до 10 кГц). Их ускорения можно считать равными ускорениям участков ПУ в местах крепления корпуса. Для таких РЭ возникает необходимость проведения расчета механических напряжений в опасных сечениях выводов, обусловленных исключительно деформациями печатной платы.

Расчетная схема гибкого проводника, используемого для соединения контактов кристалла и корпуса интегральной схемы (ИС), представлена на рисунке 5. Проводник имеет вид криволинейной арки круглого поперечного сечения диаметром d , изогнутой по дуге окружности радиусом r . Концы арки жестко закреплены. Силы инерции имеют произвольное направление. Для оценки прочности гибкого проводника целесообразно отдельно вычислить напряжения при действии сил инерции в трех характерных направлениях: в направлении, совпадающем с направлением оси Y ; в направлении, противоположном направлению оси Y ; в направлении, перпендикулярном плоскости YOX .

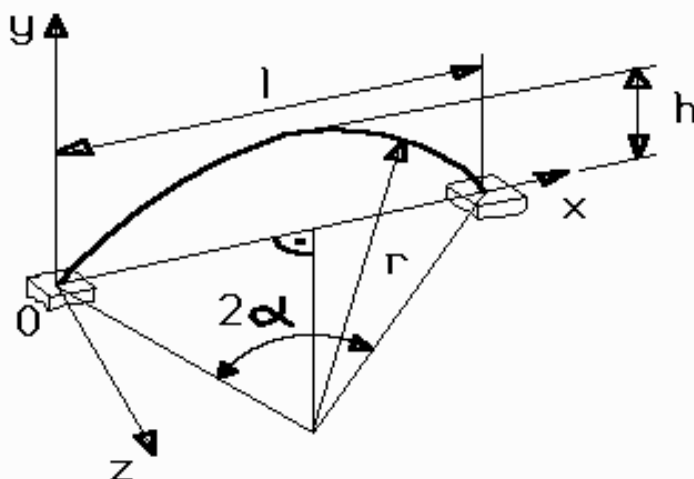


Рисунок 5 – Схема гибкого проводника

В этих формулах приняты следующие обозначения: M_A, M_B – суммарные изгибающие моменты в точках А, В соответственно; M_q^e – изгибающий момент сил инерции; M_{11}^e, M_{12}^e – изгибающие моменты от единичной силы и единичного момента, действующих в гибком проводнике соответственно в

направлении силы X_1 и момента X_2 ; X_3 – изгибающий момент, возникающий в поперечном сечении гибкого проводника по оси симметрии.

Вывод. Полученные модели применяются при сложных механических воздействиях. Однако особую актуальность расчет прочности таких выводов приобретает при воздействии акустических шумов, так как при этом повышается частотный диапазон, а значит, происходит приближение к резонансным частотам.

Разработанные расчетные модели легли в основу автоматизированной подсистемы анализа и обеспечения времени до усталостного разрушения пластинчатых и стержневых элементов конструкций БКТ и БЭТ бортовой РЭА при вибрационных воздействиях и использованы для оценки времени до усталостного разрушения выводов РЭ.

ЛИТЕРАТУРА

1. Роцин К.В. Анализ пакетов прикладных программ, применяемых для математического моделирования механических процессов в конструкциях бортовой радиоэлектронной аппаратуры / К.В. Роцин // Материалы V Междун. научной конф. «Прочность и разрушение материалов и конструкций» (проект РФФИ № 08-08-99700). – Оренбург: Изд-во ИПК ГОУ ОГУ, 2008. – С. 316-318.

2. Степин П.А. Соппротивление материалов: Учебник для немашино-строит. спец. вузов / П.А. Степин. – М.: Высшая школа, 1988. – 367 с.

3. Роцин К.В. Усталостное разрушение выводов радиоэлементов при гармонической и случайной вибрации/ К.В. Роцин // Вестник Донского государственного технического университета. – 2008. – Т.8. – № 1(36). – С. 86-95.

4. Карпушин В.Б. Вибрации и удары в радиоаппаратуре / В.Б. Карпушин. – М.: Сов.радио, 1971. – 344 с.

5. Токарев М.Ф. Механические воздействия и защита радиоэлектронной аппаратуры / М.Ф. Токарев, Е.Н. Талицкий, В.А. Фролов. – М., 1983. – 256 с.

6. Кузнецов О.А. Прочность элемента микроэлектронной аппаратуры/ О.А. Кузнецов, А.И. Погалов, В.С. Сергеев. – М.: Радио и связь, 1990. – 144 с.

УДК 621.791.12: 621.7.044.2

РАСЧЁТ ПРОЧНОСТИ ТВЁРДОГО ТЕЛА С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ КОНФОРМНОГО ОТОБРАЖЕНИЯ

Ю.В. Савченко¹, И.В. Вернер², П.А. Ружин³

¹старший преподаватель кафедры технологии горного машиностроения, Государственное высшее учебное заведение «Национальный горный университет», Днепропетровск, Украина, E-mail: savcheny@ua.fm

²заведующий лаборатории информационных технологий проектирования кафедры основ конструирования механизмов и машин, Государственное высшее учебное заведение «Национальный горный университет», Днепропетровск, Украина, E-mail: ill3@mail.ru