

УДК 621.396.6

В.В. Сухов

## МЕТОД МОДЕЛИРОВАНИЯ СИСТЕМ ВИБРОЗАЩИТЫ И ПРОЧНОСТИ КОНСТРУКЦИЙ ПРИБОРОВ РАДИОЭЛЕКТРОННОЙ АППАРАТУРЫ

*Сухов Владимир Васильевич, кандидат технических наук, окончил машиностроительный факультет МГТУ им. Н.Э. Баумана по специальности «Радиомеханические приборные устройства». Ведущий научный сотрудник ОАО «Концерн «Моринсис-Агат», г. Москва. Имеет статьи и патенты в области испытаний и расчетов динамики и прочности РЭА, систем виброизоляции, вибро-акустических и шумовых характеристик, тепловых режимов. [e-mail: vsuhov51@yandex.ru].*

### Аннотация

Оптимизация систем виброзащиты приборов радиоэлектронной аппаратуры (РЭА) является существенным элементом повышения надежности и прочности. В условиях постоянного роста цен на подобное оборудование моделирование его механической прочности на всех этапах проектирования позволяет обеспечить выполнение требований по надежности, что дает возможность заменить механические испытания приборов моделированием.

Ключевые слова: радиоэлектронная аппаратура, виброзащита, конструкция прибора, моделирование, прочность, устойчивость.

*Vladimir Vasilyevich Sukhov, Candidate of Engineering, graduated from the Faculty of Mechanical Engineering of Bauman Moscow State Technical University in the profession 'Radiomechanical Devices'; leading staff scientist at Joint Stock-Company Concern 'Morinformsystem-Agat' (Moscow); author of articles, holds patents in the field of trials and calculations of dynamics and strength of radio equipment, system of vibration isolation, vibroacoustic and noise characteristics, thermal conditions. e-mail: vsuhov51@yandex.ru.*

### Abstract

Optimization of vibroprotection systems for radio devices is an essential element for increase of reliability and strength. Under permanent increase in prices of similar equipment, modeling of its mechanical strength at all the design stages lets ensure compliance with reliability requirements and replace mechanical trials of devices with modeling.

Key words: radio equipment, vibroprotection, device design, modeling, strength, stability.

### ВВЕДЕНИЕ

Механические воздействия, определенные в нормативно-технической документации, могут вызывать отказы приборов. Подавляющее большинство из этих отказов связано с выходом за пределы механических характеристик параметров колебаний (ускорений, деформаций и перемещений), что приводит к нарушению прочности и потере устойчивой работы радиоэлектронной аппаратуры. Одним из основных методов защиты приборов РЭА от механических воздействий и повышения надежности является создание вибро- и ударозащиты на основе новейших технологий и моделирования конструкций приборов РЭА.

Выбор систем виброизоляции и определение прочности конструкций приборов в целом и отдельных их узлов в частности определяется на основе ориентировочных конструкторских расчетов. Правильность принятых решений проверяется экспериментально. Такой подход приводит к большим материальным и временным затратам и не позволяет оптимизировать параметры защиты с точки

зрения минимизации воздействия на аппаратуру внешних мешающих факторов.

Дефектами, влияющими на надежность функционирования приборов РЭА, являются разрыв или срез болтов крепления, разрушение паяных соединений и трещины в сварных швах, разрушение панелей при ударах или во время резонанса конструкции, обрыв ножек транзисторов и микросхем. Разрушения объясняются большим количеством циклов нагружения, которые возможны при вибрации и многократном ударе.

В настоящее время оценка надежности функционирования РЭА, определяемая качеством виброизоляции, производится с использованием разрушающих методов контроля, РЭА подвергается продолжительным циклическим предельным разрушающим нагрузкам. Это требует больших финансовых затрат, временных и людских ресурсов и не решает проблему защиты приборов. После таких испытаний дорогостоящее изделие в эксплуатацию не передается, а подлежит утилизации.

**РАЗРАБОТКА МЕТОДА МОДЕЛИРОВАНИЯ**

Решить данную задачу можно на основе применения анализа прочности конструкции, устойчивости прибора и его поведения в реальных условиях эксплуатации, используя результаты оптимизации системы виброизоляции (динамические характеристики виброизоляторов и элементов крепления конструкций, входящих в состав прибора) с применением математического моделирования [1–4].

В основу оптимизации параметров виброзащиты РЭА в условиях эксплуатации положен принцип проведения моделирования конструкций приборов на всех стадиях проектирования по единой идеологии. В этом случае прибор (или элемент его конструкции) представлялся абсолютно жестким телом на гибких связях, снабженным демпферами. Многомассовая модель конструкции приведена на рисунке 1 [5, 6]. Прибор представляется в виде набора  $i = 100$  инерционных элементов (ИЭ), соединенных между собой элементами связи (ЭС). Количество ЭС может быть не равно количеству ИЭ. Модель, приведенная на рисунке 1, составляется при проведении конструкторской проработки конструкции в программных комплексах AutoCAD

или COMPASS. При использовании программного комплекса SolidWorks применяется модель, построенная в этом комплексе. Подобная модель приведена на рисунке 2.

Математически колебательные движения данной модели описываются в общем виде системой дифференциальных уравнений в направлении осей координат вида:

$$\begin{aligned} & \{M\}_i \ddot{\epsilon}_i + \sum_{j=1}^{10} \{K\}_{ij} (\dot{\epsilon}_{ij} - \dot{\epsilon}_{(i-1)j}) + \\ & + \sum_{j=1}^{10} \{C\}_{ij} (\epsilon_{ij} - \epsilon_{(i-1)j}) \pm \\ & \pm \sum_{j=1}^{10} F_{mp} (\dot{\epsilon}_{ij} - \dot{\epsilon}_{(i-1)j}) = \sum_{l=1}^5 F_{il}(t), \end{aligned} \quad (1)$$

где  $\{M\}_i$  – матрица масс ИЭ;

$\{K\}_{ij}$  – матрицы функциональных зависимостей демпфирования ЭС, соединенного с  $i$ -м ИЭ;

$\{C\}_{ij}$  – матрицы функциональной зависимости жесткости ЭС, соединенного с  $i$ -м ИЭ;

$\ddot{\epsilon}_i$  – абсолютное ускорение с  $i$ -м ИЭ;

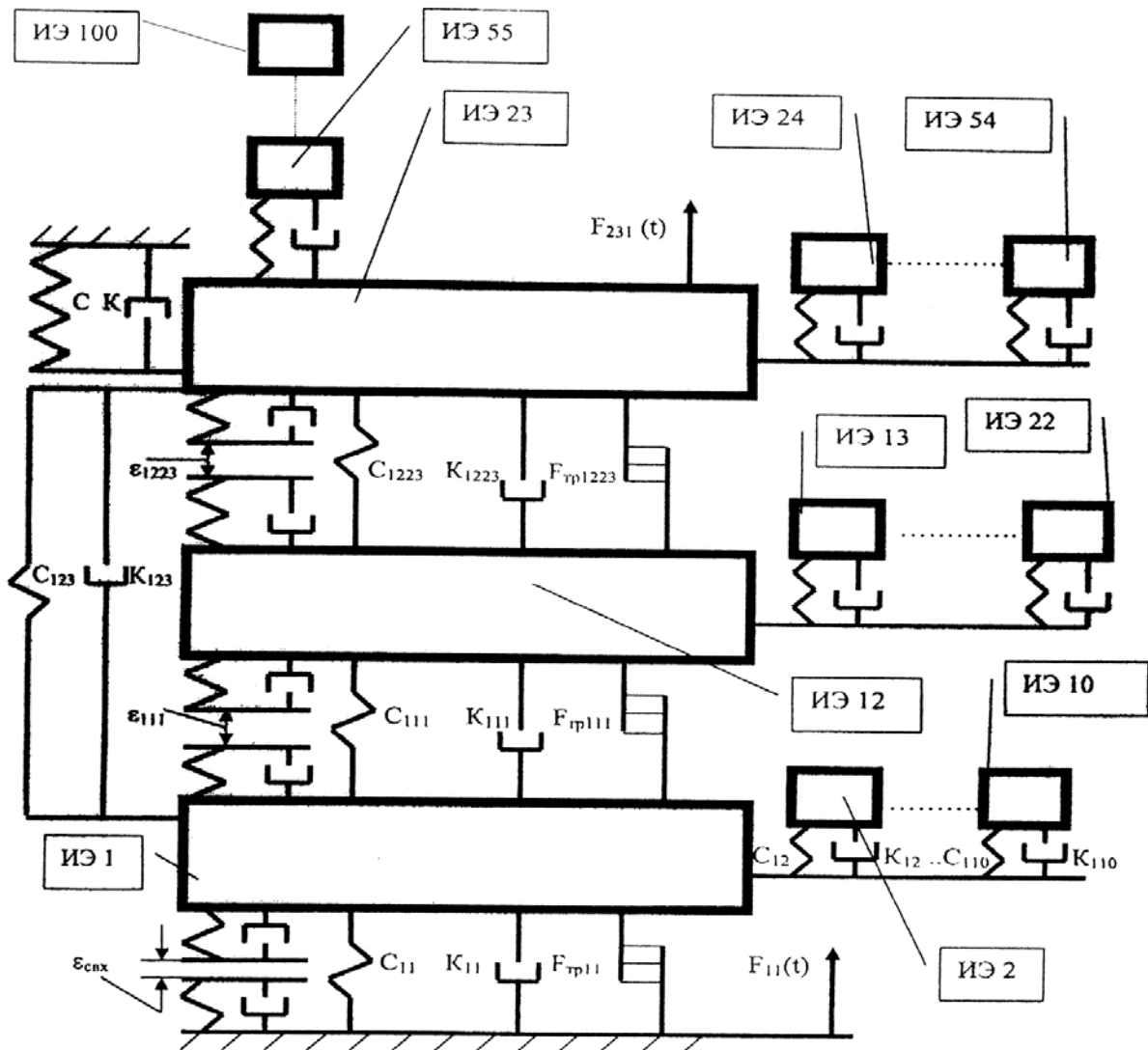


Рис. 1. Обобщенная модель прибора

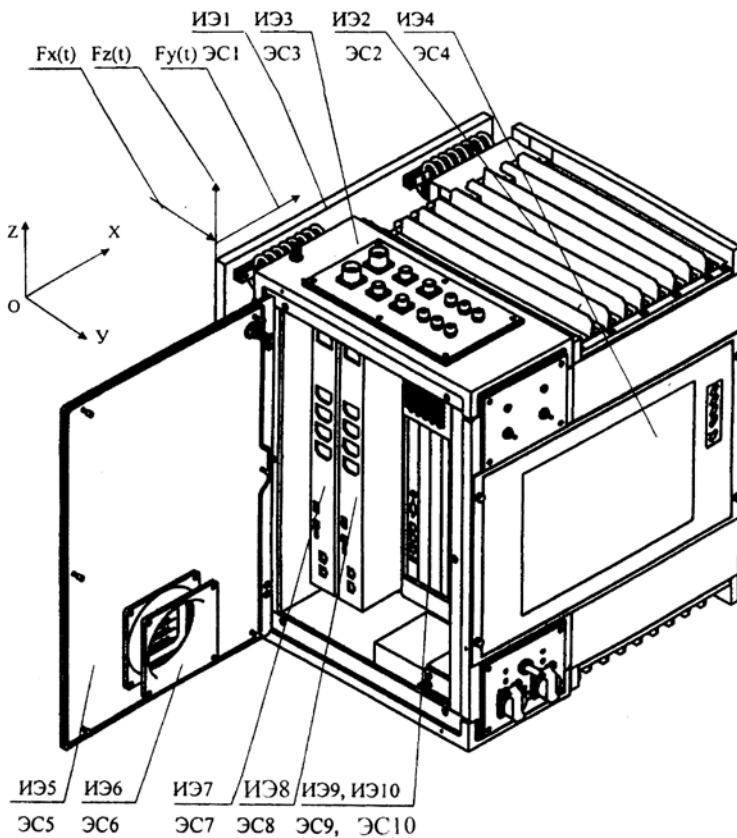


Рис. 2. Модель прибора в среде SolidWorks

$(\dot{\epsilon}_{ij} - \dot{\epsilon}_{(i-1)j})$  – скорость деформации ЭС, соединенного с  $i$ -м и  $(i-1)$ -м ИЭ;

$(\epsilon_{ij} - \epsilon_{(i-1)j})$  – деформация ЭС, соединенного с  $i$ -м и  $(i-1)$ -м ИЭ;

$F_{mpij}(\dot{\epsilon}_{ij} - \dot{\epsilon}_{(i-1)j})$  – сила трения-скольжения в зависимости от скорости деформации в направлении осей координат;

$F_{ij}(t)$  – механическое воздействие, приложенное к  $i$ -му ИЭ,

$i = 1 \dots 100$  – количество ИЭ в модели прибора;

$j = 1 \dots 10$  – количество ЭС, соединенных с одним ИЭ;

$l = 1 \dots 5$  – количество механических воздействий, прикладываемых к  $i$ -му ИЭ.

#### РЕШЕНИЕ СИСТЕМЫ ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНЫХ УРАВНЕНИЙ

Представленные выше дифференциальные уравнения (1) необходимо решить относительно:  $\ddot{\epsilon}_i$  – ускорения на ИЭ,  $F_{ij} = C_{ij}(\epsilon_{ij} - \epsilon_{(i-1)j})$  – усилия деформации ЭС, прямо пропорционально связанного с жесткостью и деформацией и величиной  $(\epsilon_{ij} - \epsilon_{(i-1)j})$  – деформации ЭС.

К методам решения дифференциальных уравнений предъявляются требования по точности и сходимости при минимальном количестве вычислительных операций в каждом интервале (или шаге) интегрирования дифференциального уравнения второго порядка. Существу-

ет много методов интегрирования дифференциальных уравнений. В данном случае метод решения определяется конкретными характеристиками модели, приведенной на рисунке 1, условиями моделирования и начальными условиями. Так, если при моделировании приборов РЭА учитывать виброизоляторы, которые могут иметь нелинейные и линейные характеристики одновременно, то решать приходится дифференциальное уравнение, обладающее нелинейными зависимостями  $F_{ij} = C_{ij}(\epsilon_{ij} - \epsilon_{(i-1)j})$ .

После перехода от виброизоляторов к корпусу прибора и модулям зависимости усилий деформации становятся сугубо линейными, если напряжения деформации в этом случае не превышают пределов пластичности, т. е. при решении дифференциальных уравнений приходится сталкиваться с линейными характеристиками уравнения, которые можно описать как коэффициент, и нелинейными зависимостями, которые в данном случае описываются в матричной форме.

Рядом исследователей [4, 7] показано, что при решении задачи с использованием метода конечных разностей более точное совпадение результатов  $F_{ij} = C_{ij}(\epsilon_{ij} - \epsilon_{(i-1)j})$  и

$(\epsilon_{ij} - \epsilon_{(i-1)j})$ , хотя в реальности измерить достаточно точно можно только ускорение на ИЭ) с аналитическими решениями при выполнении требований о минимальном количестве операций в шаге интегрирования обеспечивает метод, использующий оператор центральной разности. Исходными данными является положение центров масс каждого ИЭ во временном интервале  $t_{k-1}$  и  $t_k$ , т. е. в предыдущий и в настоящий моменты времени. Между двумя моментами времени интервал равен шагу решения дифференциального уравнения. Шаг решения дифференциального уравнения может быть представлен как:

$$\Delta t = t_k - t_{k-1}, \quad (2)$$

где  $k$  – общее количество итераций при решении системы дифференциальных уравнений, которое определяется по формуле:

$$k = \frac{T}{\Delta t}, \quad (3)$$

где  $T$  – общее время счета, которое часто равно времени действия ударного воздействия, или период колебания виброизолированного прибора, который определяется исходя из собственной частоты виброизоляторов.

Например, при использовании виброизоляторов ВЦК собственные частоты колебаний составляют 10–15 Гц, тогда общее время счета определяется 0,066 – 0,1 с для ударного воздействия на ударном стенде копер К-200.

При моделировании вибрационного воздействия общее время счета  $T$  принимает большие значения (время счета может быть 120 с на каждой частоте).

Рассмотрим одно из дифференциальных уравнений из системы (1) и перепишем его в виде, который описывает один ИЭ:

$$M_i \frac{d^2 \varepsilon_i}{dt_k^2} + K_{ij} \left( \frac{d\varepsilon_i}{dt_k}, \varepsilon_i \right) \frac{d\varepsilon_i}{dt_k} + C_{ij}(\varepsilon_i) \varepsilon_i \pm \pm F_{mpij} \left( \frac{d\varepsilon_i}{dt_k}, \varepsilon_i \right) \frac{d\varepsilon_i}{dt_k} = F_{ii}(t_k). \quad (4)$$

Деформация ЭС определяется следующим выражением:

$$\varepsilon_i = \varepsilon_{ij} - \varepsilon_{(i-1)j}, \quad (5)$$

где  $\varepsilon_{ij}$ ,  $\varepsilon_{(i-1)j}$  – величины перемещений центров масс  $j$ -го и  $(j-1)$ -го ЭС, соединенного с  $i$ -м ИЭ.

Для наглядности на рисунке 3 приведен фрагмент модели. Схема метода конечных разностей приведена на рисунке 4. Выражение (4) преобразуем в скорость и получим выражение:

$$\frac{d\varepsilon_i}{dt_k} = \frac{\varepsilon_{ij} - \varepsilon_{(i-1)j}}{2\Delta t} = \dot{\varepsilon}_i, \quad (6)$$

Аналогично выражение (6) преобразуем в ускорение и получим выражение:

$$\frac{d^2 \varepsilon_i}{dt_k^2} = \frac{\frac{d\varepsilon_{ij}}{dt_k} \Big|_{t_k+\Delta t} - \frac{d\varepsilon_{(i-1)j}}{dt_k} \Big|_{t_k-\Delta t}}{\Delta t} = \ddot{\varepsilon}_i. \quad (7)$$

Учитывая схему метода конечных разностей, числитель в выражении (7) можно представить в следующем виде:

$$\frac{d\varepsilon_{ij}}{dt_k} \Big|_{t_k+\Delta t} = \dot{\varepsilon}_{ij}^n \text{ и } \frac{d\varepsilon_{(i-1)j}}{dt_k} \Big|_{t_k-\Delta t} = \dot{\varepsilon}_{(i-1)j}^n \quad (8)$$

где  $\dot{\varepsilon}_{ij}^n$ ,  $\dot{\varepsilon}_{(i-1)j}^n$  – величины скоростей в новый и предыдущий моменты времени.

Аналогичное обозначение имеют и перемещения, приведенные на рисунке 3:  $\varepsilon_{ij}^n$  – величина перемещения центра масс в новое время решения дифференциального уравнения;  $\varepsilon_{(i-1)j}^n$  – величина перемещения центра масс в предыдущее время решения дифференциального уравнения;  $\varepsilon_{ij}$  – величина перемещения центра масс в текущее время решения дифференциального уравнения.

Для решения линейных задач подставим полученные выше выражения (5)–(8) в дифференциальное уравнение (4). В этом случае точность решения составляет не ниже  $\Delta t^2$ . При нелинейных задачах аппроксимация достигается за счет величины перемещения  $\varepsilon_{ij}$  в выражении (6), когда точность недостаточная и возникает необходимость использовать метод конечных разностей с оператором ле-

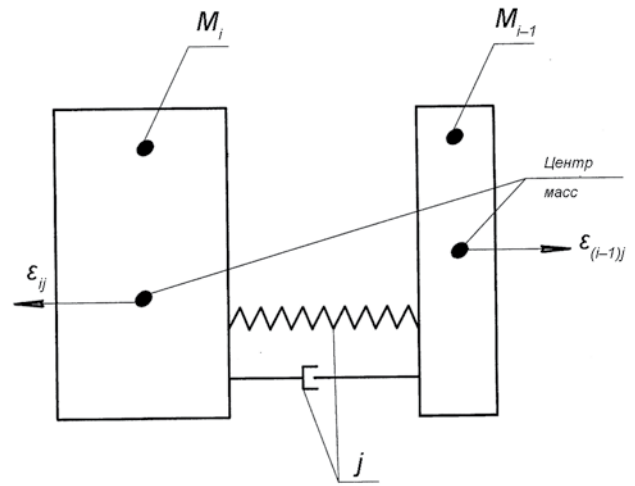


Рис. 3. Фрагмент модели прибора

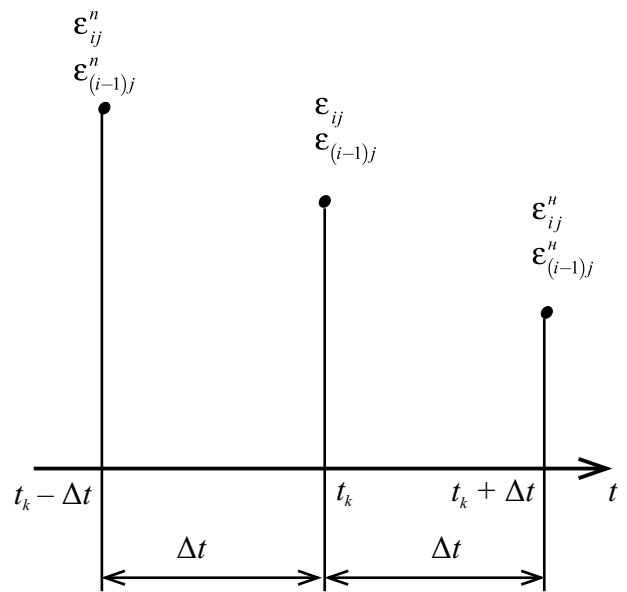


Рис. 4. Схема метода конечных разностей

вой разности, тогда выражение (6) можно представить в следующем виде:

$$\frac{d\varepsilon_i}{dt_k} = \frac{3\varepsilon_{ij}^n - 4\varepsilon_{(i-1)j}^n + \varepsilon_{(i+1)j}^n}{2\Delta t} = \dot{\varepsilon}_i. \quad (9)$$

Вторая производная, учитывая выражения (8) и рисунки 3 и 4, примет вид:

$$\frac{d^2 \varepsilon_i}{dt_k^2} = \frac{\varepsilon_{(i-1)j}^n - 2\varepsilon_{ij}^n + \varepsilon_{(i+1)j}^n}{\Delta t^2} = \ddot{\varepsilon}_i. \quad (10)$$

Подставим выражения (5), (9) и (10) в уравнение (7), решим его относительно перемещения в новый момент времени и получим выражение:

$$\varepsilon_{ij}^n = \frac{2M \left[ 2\varepsilon_{ij} - \varepsilon_{ij}^n + K_{ij} (\varepsilon_{ij} - \varepsilon_{ij}^n) + \frac{\Delta t C_{ij}}{2M} (\varepsilon_{ij}^n - \varepsilon_{(i-1)j}^n + \varepsilon_{(i+1)j}^n) \right]}{2M + \Delta t C_{ij}} \quad (11)$$

Аналогично (11) решим уравнение (4) относительно демпфирования, подставив в него выражения (5), (9) и (10), и после преобразования получим:

$$K_{ij} = \frac{-2C_{ij}\Delta t (\varepsilon_{ij} - \varepsilon_{(i-1)j}) - 1/\Delta t \cdot 2M (\varepsilon_{ij}'' - 2\varepsilon_{ij}' + \varepsilon_{(i-1)j}'')}{\varepsilon_{ij}'' - \varepsilon_{ij}' - \varepsilon_{(i-1)j}'' + \varepsilon_{(i-1)j}'}. \quad (12)$$

Таким образом, выражения (10)–(12) позволяют в настоящей методике определять ускорение на *i*-м ИЭ, перемещения *i*-го ИЭ, соединенного с *j*-м ЭС и демпфирование в момент времени  $t_k + \Delta t$ . Выражения (10) и (11) используются в методике моделирования прочности прибора [1–3, 6], выражение (12) используется в программе DAMP [8]. Использование данного метода решения дифференциального уравнения приводит к решению системы алгебраических уравнений.

Разработанные алгоритмы и программы позволяют вести многопараметрический направленный поиск оптимальных вариантов систем виброизоляции, материалов и элементов крепления конструкций наполнения и прибора в целом. Полученные при моделировании зависимости могут сравниваться с допустимыми параметрами колебаний, используя следующие критерии:

1) Критерий максимальных ускорений:  $\ddot{\varepsilon}_i < [\ddot{\varepsilon}_i]$ , где  $\ddot{\varepsilon}_i$  – максимальные ускорения на корпусе прибора;  $[\ddot{\varepsilon}_i]$  – допустимые ускорения для данной конструкции.

2) Критерий допустимого свободного хода виброизоляторов:  $\varepsilon < [\varepsilon_{свха}]$ , где  $\varepsilon$  – максимальные деформации виброизолятора;  $[\varepsilon_{свха}]$  – величина свободного хода виброизолятора.

3) Критерий максимальных напряжений деформации:  $\sigma < [\sigma]$ , где  $\sigma$  – максимальные напряжения деформации в ЭС конструкции прибора;  $[\sigma]$  – допустимые напряжения деформации для материала, из которого изготовлены элементы крепления виброизоляторов.

Таким образом, осуществляется многопараметрическая оценка прочности конструкции прибора и каждого его модуля в частности. Это позволяет повысить надеж-

ность работы аппаратуры в процессе испытаний и эксплуатации.

Построение временных зависимостей выполняется с помощью графического редактора MathCad, в который передаются сформированные наборы данных. В определенной последовательности строятся зависимости, которые необходимы при оптимизации системы виброизоляции и прочности конструкции прибора.

### МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЧНОСТИ ПРИБОРА

В качестве примера приведены расчетные временные зависимости ускорения на корпусе прибора. Модель прибора представлена на рисунке 2. Прибор массой 70 кг установлен на вертикальной плоскости на виброизоляторах ВЦК74А ДАЕИ.304242.006ТУ, изготовленных из стального нержавеющей каната. В приборе использован корпус «Багет-ВМФ», разработанный по технологии «Евромеханика». Результаты моделирования приведены на рисунке 5. Экспериментальная зависимость, полученная при проведении испытаний данного прибора, приведена на рисунке 6.

Моделирование проводилось с использованием выражений (10) и (11). Зависимостей, приведенных на рисунке 6, было получено не менее 30 для приборов, аналогичных рассчитанным по массе, габаритам и использованной системе виброизоляции. Как показали многочисленные испытания, приборы, выполненные на основе корпуса «Багет-ВМФ», имеют достаточную прочность и выдерживают не менее 150 одиночных ударов с большим ускорением. Такая прочность объясняется наличием ребер на корпусе, необходимых для обеспечения выполнения требований по тепловым режимам при естественном теплоотводе. Для обеспечения прочности корпуса наличия ребер не требуется. При использовании виброизоляторов ВЦК надежность приборов и устойчивость к механическим воздействиям повышается.

Для определения зависимости демпфирования от скорости деформации используется формула (12). В работе [8] описан способ определения динамических характеристик сложных элементов связи. Для использования этого способа при определении зависимости демпфирования от скорости деформации необходимо получить исходные данные, которые определяются в процессе проведения неразрушающих испытаний исследуемой конструкции.

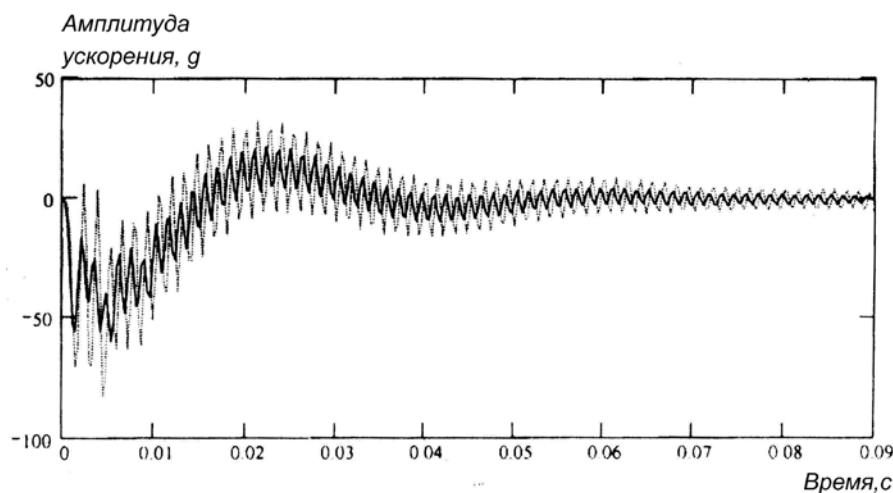


Рис. 5. Расчетные временные зависимости ускорения на корпусе прибора при копровом одиночном ударе

Для прибора, установленного на виброизоляторах ВЦК74А, в результате испытаний на ударное воздействие определяются: временные зависимости ускорения на изделии (после виброизоляторов) и на основании, где установлен прибор (перед виброизоляторами); временные зависимости перемещения корпуса прибора и основания. Зависимости усилия от деформации виброизолятора ВЦК74А приведены в ДАЕИ304242.006ТУ. После введения полученных исходных данных в уравнение (4) и решения его с помощью формулы (12) была получена зависимость гиперболического вида, приведенная на рисунке 7. Полученная зависимость в матричном виде (в виде двух матриц столбцов – демпфирования и скорости) хранится в базе данных и может использоваться при моделировании конструкций приборов и выборе систем виброизоляции. В матричном виде хранятся и значения скорости деформации, соответствующие матрице демпфирования. Аппроксимировать какими-либо зависимостями обе матрицы не стоит, так как они имеют довольно сложный характер и их удобно использовать именно в матричном виде. Для использования матриц демпфирования и скорости деформации при решении системы уравнений (1) вполне достаточно применить кусочно-линейную аппроксимацию.

Кусочно-линейная аппроксимация необходима и при использовании в системе уравнений (1) зависимостей усилий от деформации, так как эти усилия при моделировании виброизоляторов ВЦК имеют нелинейный характер. К тому же зависимости усилий от деформации имеют и гистерезис (который часто не учитывают при моделировании конструкций приборов). Поскольку внешнее механическое воздействие, которое используется в системе уравнений (1), также удобно задавать в матричном виде, то это дает возможность избежать лишней аппроксимации, так как все ударные воздействия отличаются сложной формой. Особенно это касается ударного воздействия,

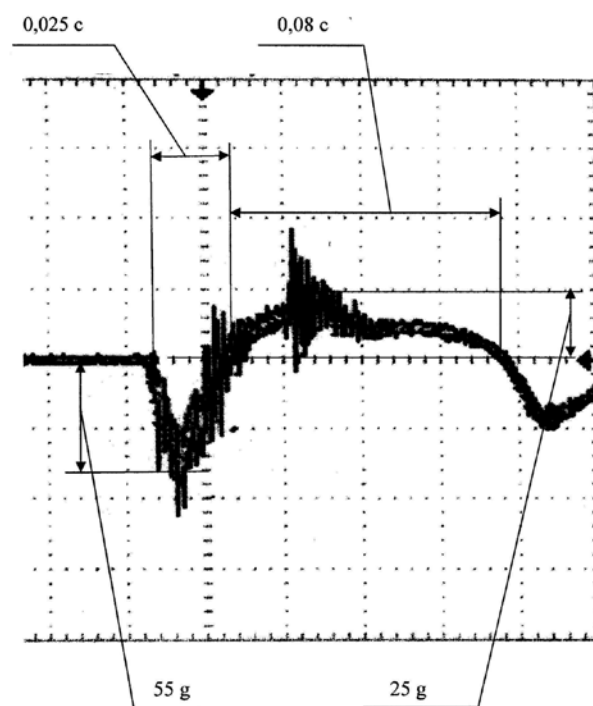


Рис. 6. Типовая экспериментальная временная зависимость ускорения на корпусе прибора при одиночном ударе на копере К-200

воспроизводимого ударной установкой копер К-200. Вибрационное воздействие (как гармоническая вибрация, так и широкополосная случайная вибрация) может быть задано при решении системы уравнений (1) как разбитым на интервалы (т. е. в матричном виде, что актуально при моделировании широкополосной случайной вибрации), так и в виде двумерной матрицы, первым членом которой является амплитуда виброускорения или вибропереме-

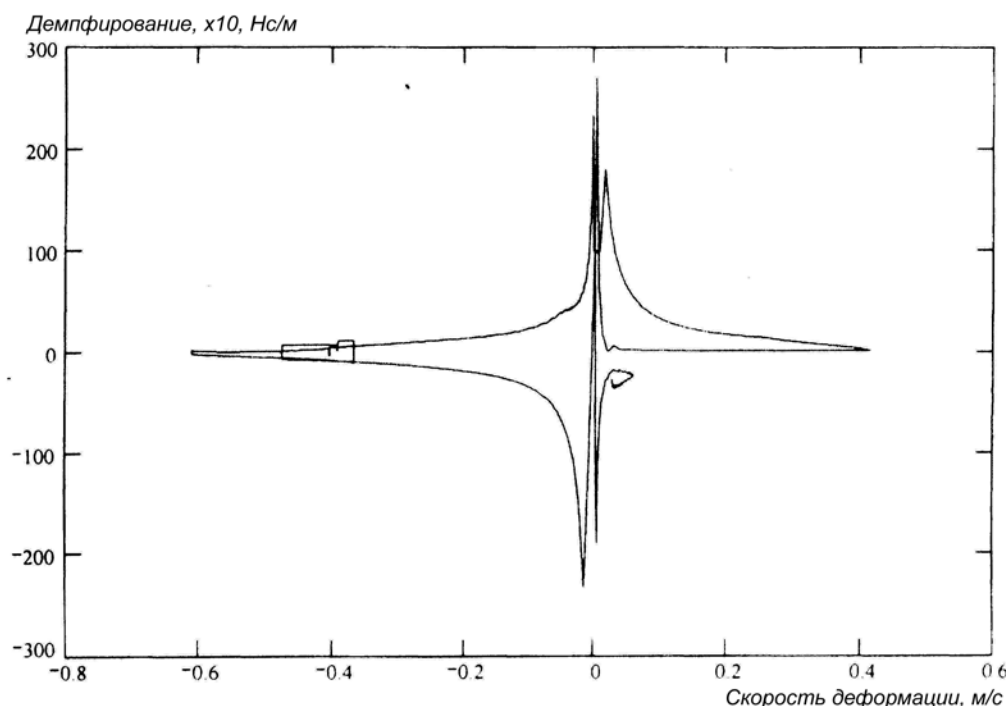


Рис. 7. Зависимость демпфирования от скорости деформации для виброизоляторов ВЦК

щения, а вторым – частота. В этом случае частота не меняется. Моделирование проводится на «фиксированной» частоте. Это приводит к увеличению вариантов расчета, так как необходимо методом последовательных итераций перейти от меньшей частоты к большей и просмотреть требуемый диапазон частот по всем параметрам колебаний.

Таким образом, в статье рассмотрены вопросы моделирования прочности конструкций приборов, составления их моделей или использования моделей, разработанных в результате конструкторской проработки, показано решение дифференциальных уравнений и определение динамических характеристик элементов связи. Рассмотрены вопросы кусочно-линейной аппроксимации динамических характеристик. При сравнении результатов моделирования и испытаний разница составляет не более 15% по амплитуде и 25% по длительности.

### Выводы

Разработан метод моделирования виброзащиты и прочности приборов РЭА для повышения надежности их функционирования в экстремальных условиях эксплуатации. Внедрение данного метода и использование низкочастотных виброизоляторов позволило сократить производственные отказы с 57% до 20% от общего числа отказов, что обеспечивает требуемые надежность и ресурс дорогостоящей аппаратуры при удовлетворении требованиям по механической прочности и стойкости [9, 10].

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Сухов В.В. Разработка алгоритма механического гистерезиса при моделировании конструкций приборов РЭА // Судостроительная промышленность. Сер. ВТ.– 1986. – Вып. 3. – С. 55–59.
2. Сухов В.В. К вопросу определения динамических характеристик амортизаторов АКСС // Структура сложных автоматизированных систем управления и методы обработки информации. – М. : НТО им. акад. А.Н. Крылова, 1987. – Вып. 39. – С. 111–115.
3. Сухов В.В. Алгоритм аппроксимации нелинейных динамических характеристик амортизаторов и элементов конструкций приборов // Судостроительная промышленность. Сер. ВТ. – 1988. – Вып. 11. – С. 42–45.
4. Сухов В.В., Бекишев А.Т. О методах моделирования динамических характеристик конструкций электронной аппаратуры. – М. : Технологии приборостроения. – 2003. – № 1(5). – С. 32–40.
5. Ахрамович И.Л., Сухов В.В. Использование низкочастотных виброизоляторов – путь к повышению надежности морской радиоэлектронной аппаратуры // Системные проблемы надежности, качества, информационных и электронных технологий: матер. X-й между. конф. и V-й рос. науч. школы, Ч. 2. – М. : Радио и связь, 2005. – С. 65–73.
6. Сухов В.В. Методика математического моделирования прочности судовой РЭА, работающей в условиях сложного спектра механических воздействий // Вычислительные системы реального времени и цифровые устройства : науч.-реценз. сб. ОАО «Концерн «Моринформсистема-Агат». – 2008. – Вып. 1. – С. 66–70.
7. Постнов В.А., Хархурим И.Я. Метод конечных элементов в расчетах судовых конструкций. – Л. : Судостроение, 1974.
8. Пат. 2397466 Российская Федерация, МПК G 01 M 7/08 (2006.01). Способ определения фактических динамических характеристик конструкций РЭА с использованием неразрушающего контроля / Сухов В.В., Бекишев А.Т. ; заявитель и правообладатель ОАО «Концерн «Моринформсистема-Агат» ; опубл. 20.08.2010, Бюл. № 23. – 8 с.
9. ГОСТ Р 51371–99. Методы испытаний на стойкость к механическим внешним воздействующим факторам машин, приборов и других технических изделий. Испытания на воздействие ударов.
10. ГОСТ 16962.2–90. Изделия электротехнические. Методы испытаний на стойкость к механическим внешним воздействующим факторам.