

УДК 621.396.6

ПОВЫШЕНИЕ ВИБРОПРОЧНОСТИ КОНСТРУКЦИЙ МОБИЛЬНЫХ ЭЛЕКТРОННЫХ СИСТЕМ

Д.А. БЕРЖАНИН; д-р техн. наук, проф. В.Л. ЛАНИН

(Белорусский государственный университет информатики и радиоэлектроники, Минск)

Рассматривается задача повышения вибропрочности конструкций мобильных электронных систем на этапе их проектирования. Посредством анализа собственных частот и форм свободных механических колебаний элементов конструкции и электронных модулей с применением пакета ANSYS выявлены наиболее нагруженные элементы конструкции. Введение упрочняющих силовых элементов позволило снизить механические напряжения в зонах возможных разрушений в 1,2...2,0 раза.

Введение. Развитие межгосударственной стандартизации сделало возможным появление на рынке в широком ассортименте готовых корпусов и несущих конструкций электронной аппаратуры, а также разнообразных функционально и конструктивно законченных модулей, из которых можно собирать достаточно сложные системы. Проектировщику электронной аппаратуры в этой ситуации остается подобрать необходимые готовые модули, установить их в корпус, разработать проводной межблочный монтаж и программное обеспечение. В последующем принцип модульности позволяет легко изменять конфигурацию системы, снизить расходы на ее модернизацию и наращивать функциональные возможности. В специальном оборудовании доля готовых функциональных модулей ниже, но и в этом случае в распоряжении разработчика есть готовые источники питания, фильтры электромагнитных помех, контроллеры, жидкокристаллические дисплеи с интегрированной схемой управления и другие типовые элементы.

Конструирование электронной аппаратуры, как и любой другой творческий процесс, является итерационным. Окончательное решение, как правило, требует проработать несколько возможных вариантов. Конструкция современных планшетов (как промышленных, так и коммерческих) в большинстве случаев модульная, с той или иной степенью разукрупнения. Считается, что чем больше функциональных модулей в устройстве и чем проще к ним доступ, тем лучше ремонтпригодность устройства. Рассматриваемая мобильная электронная система как раз представляет такой пример конструкции, где каждый модуль является логически продуманным и функционально завершенным с точки зрения выполняемых им функций (рис. 1).

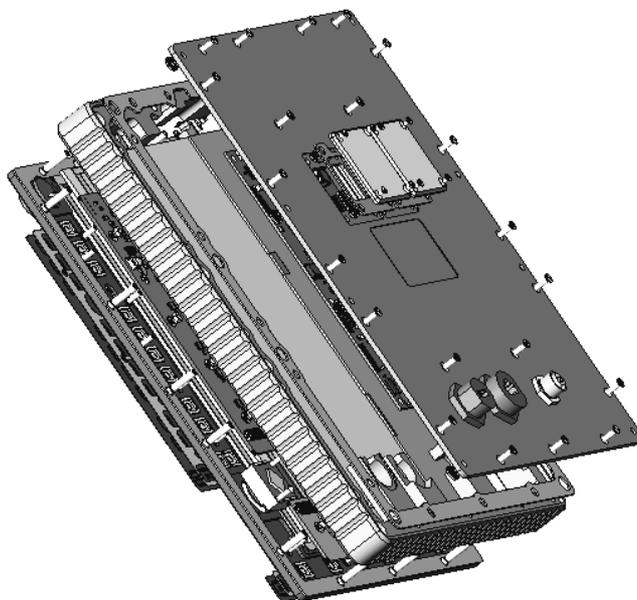


Рис. 1. Мобильная электронная система с разнесением модулей

Электрические соединения в устройстве представлены паяными соединениями элементной базы и жгутов, а также штыревыми и под плоский шлейф типами соединителей. Механические соединения – резьбовыми соединениями, запрессовкой, склеиванием и пайкой. Для испытаний на вибропрочность наибольшую значимость представляют места механических соединений модулей, крепление их к корпусу и соединения корпусных деталей.

От 30 до 50 % отказов мобильных систем вызывается механическими воздействиями. Наиболее опасными механическими воздействиями, ухудшающими надёжность и стабильность работы аппаратуры, являются вибрации, удары и линейные перегрузки. Источниками данных воздействий могут быть разного рода двигатели, в том числе и реактивные, быстро вращающиеся разбалансированные массы, дорожная тряска, акустические шумы, ударная волна и многие другие. В одних случаях они приводят к снижению точности работы аппаратуры, в других – к помехам в каналах передачи информации, так как параметры электронных компонентов и модулей могут претерпеть обратимые и необратимые изменения, а также к механическим разрушениям элементов конструкций [1].

Все испытания, проводимые на реальных образцах, несмотря на неразрушающие методы контроля механических напряжений, имеют недостаток – достаточно дорогостоящие, так как необходимо использовать готовый образец изделия, иметь соответствующее оборудование для испытаний и т.д. Поэтому в современной электронике используется моделирование большинства технологических процессов и конструкций.

Математическое моделирование позволяет составить описание функционирования конструкции или технологического объекта в условиях окружающей среды, определить выходные параметры и характеристики, получить оценку показателей эффективности и осуществить поиск оптимальной структуры и параметров объекта, что имеет большое значение для сокращения сроков освоения новых изделий в производстве [2].

В процессе эксплуатации мобильные электронные системы и их составные части – электронные модули – подвергаются воздействию механических нагрузок, в частности вибрационным воздействиям. Под действием веса крупногабаритных компонентов несущие элементы конструкции модулей – печатные платы – прогибаются и в них могут накапливаться остаточные механические напряжения. В этих случаях физическое состояние конструкции несущего элемента определяется его статическими характеристиками: жёсткостью, прочностью, уровнем статических деформаций. Причинами отказов и нарушений функционирования аппаратуры из-за механических воздействий могут быть: обрывы проводников в платах; обрывы межсоединений в многослойных печатных платах; нарушение паяных, клеевых и сварных соединений; отрывы элементов и т.д. Как правило, в момент возникновения резонанса амплитуда вибрации и ускорения в определённой области печатной платы по сравнению с амплитудой в точках крепления увеличивается в десятки раз. Наряду с резонансами несущих конструкций могут наблюдаться резонансы отдельных элементов. Однако чаще всего в диапазон действия резонансных частот попадают именно несущие конструкции (печатные платы, массивные электронные узлы), поскольку масса электронных компонентов мала и их собственные резонансные частоты лежат за пределами диапазонов воздействующих вибраций на аппаратуру [3].

Моделирование собственных резонансных частот мобильной электронной системы. Одним из важнейших показателей надёжности функционирования устройства, закладываемого на этапе проектирования, является вибропрочность в заданном диапазоне частот. В правильно сконструированной аппаратуре собственная частота конструкции не должна находиться в спектре частот внешних воздействий. Хотя любая конструкция обладает несколькими значениями собственных частот, однако расчет выполняется только для низших значений, поскольку деформации конструкций в этом случае будут максимальными. Если низшее значение собственной частоты входит в диапазон внешних воздействий, то конструкцию дорабатывают с целью увеличения и выхода из спектра частот внешних воздействий. Поэтому на этапе проектирования необходим анализ свободных механических колебаний, который проводится с целью определения собственных частот и форм колебаний элементов конструкции. Расчет свободных механических колебаний проводится без учета динамических нагрузок, но является первым и обязательным шагом при решении более сложных динамических задач.

В качестве программы, позволяющей применить метод конечных элементов для поиска и анализа значений собственных частот и форм волн, выбран пакет ANSYS. Методика анализа колебаний включает: создание геометрической модели, задание свойств материалов и граничных условий, настройку опций расчета, выбор варианта закрепления конструкции (при необходимости), просмотр и анализ результатов.

Дифференциальное уравнение свободных колебаний является частным случаем общего уравнения движения [4]:

$$[M]\{\ddot{x}\} + [K]\{x\} = 0, \quad (1)$$

где M – масса; K – коэффициент упругости.

В анализе свободных колебаний предполагается упругое поведение конструкции, поэтому ожидаемый отклик является гармоническим:

$$\{x\} = \{\phi_i\} \cos(\omega_i t). \quad (2)$$

Здесь ϕ_i определяет форму колебаний i -той моды; ω_i является собственной частотой этой моды.

Поставив (2) в (1), получим уравнение, по которому рассчитывают свободные колебания элементов конструкции электронной системы:

$$([K] - \omega_i^2 [M])\{\phi_i\} = 0. \quad (3)$$

При расчете свободных колебаний закрепление конструкции не является обязательным условием расчета, как в задачах статики; форма свободных колебаний вычисляется в относительных единицах и не позволяет определить абсолютные смещения [5].

При анализе свободных колебаний к конструкции не прикладываются нагрузки, поэтому для расчета необходимо знать только модуль Юнга, коэффициент Пуассона и плотность материалов (табл. 1).

Таблица 1

Свойства материалов конструкции

Материал	Модуль Юнга, МПа	Коэффициент Пуассона	Плотность, кг/м ³
Сталь	210000	0,3	7800
Алюминий	74000	0,34	2700
Полиамид	3000	0,31	1200
Оргстекло	31000	0,35	1200
Стеклотекстолит	21000	0,22	2050
Резина	900	0,5	1000
Пластик	1400	0,37	1000
Полиэтилентерефталат	3500	0,4	2100

В данном анализе объекты, напрямую не влияющие на вибропрочность устройства и имеющие незначительные массы, представлены условно. Платы печатные с элементной базой также изображены условно, так как их массовые характеристики не оказывают значительного влияния на расчет; их физические свойства, необходимые для расчета, усреднены. В анализе свободных вибраций, который проведен при температуре 22 °С, не задаются конструкционные и тепловые нагрузки, которые могут быть учтены только как предварительные.

В заданном диапазоне частот (от 0 до 150 Гц) при анализе было выявлено 6 резонансных частот. Три первые выявленные резонансные частоты близки к 0 Гц и соответствуют жесткому движению конструкции – нулевые значения колебаний со смещением положения сборки (табл. 2). В отличие от статического линейного анализа, при расчете свободных вибраций предотвращение жесткого движения тел обязательным условием не является [6].

Таблица 2

Резонансные частоты

Резонанс	Частота, Гц
1	30,1
2	81,8
3	97,6

Первый резонанс панели мобильной электронной системы соотносится с частотой 30,1 Гц. При такой частоте максимум амплитуд приходится на углы устройства, минимум – на геометрический центр, при этом колебания имеют кольцевую направленность, фактически параллельную лицевой плоскости устройства. Так, на резонансной частоте 30,1 Гц наибольшие упругие колебания с учетом направления воздействия вибраций наблюдаются на элементах крепежа, выполняющих несущие функции внутри устройства. Несущие металлические пластины, находящиеся с лицевой и обратной стороны устройства, имеют минимальное напряжение и не подвержены колебаниям по меньшему габаритному размеру (по оси Z).

На резонансных частотах 81,8 и 97,6 Гц механические напряжения возникают на несущих пластинах, так как колебания направлены на их изгиб по меньшему габаритному размеру (по оси Z), и элементах крепежа, особенно на тех элементах, оси которых перпендикулярны направлению колебаний. Наибольшие значения механические напряжения имеют в местах соединения несущих пластин, крепления материнской платы к корпусу и крепления люков к задней крышке устройства.

Первый ответственный тип соединений (рис. 2, а) в рассматриваемой системе – *места соединения пластин* (потайные винты М3×12 в местах контакта с пластиной корпуса). Так, на резонансной частоте 30,1 Гц максимальная нагрузка приходится на винт и составляет 120 относительных единиц, на частоте 81,8 Гц – 69 единиц, на частоте 97,6 Гц – 160 единиц.

Второй ответственный тип соединений (рис. 2, б) – *места крепления материнской платы* (потайные винты М3×10 в местах контакта с пластиной корпуса).

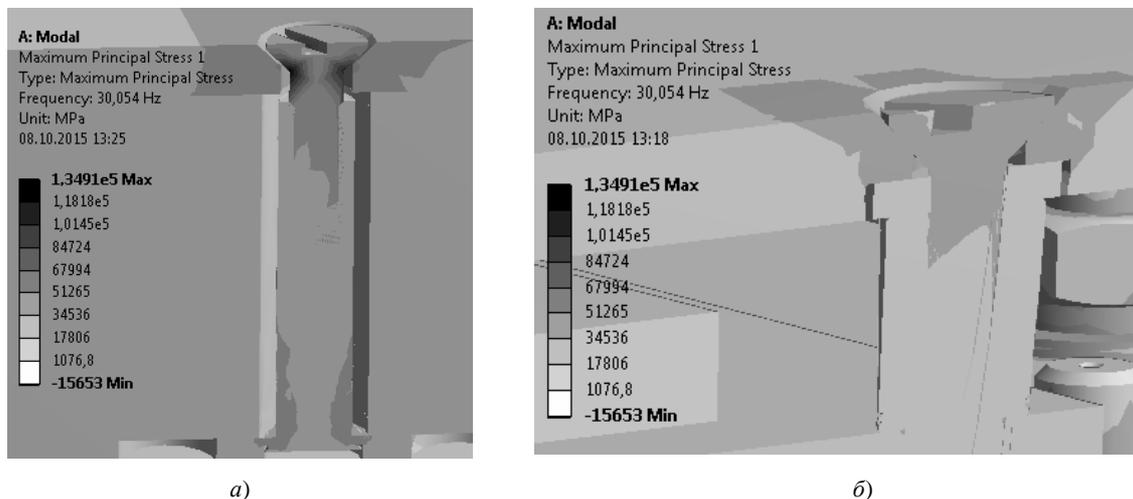


Рис. 2. Механические напряжения в соединениях: «винт М3×12 – пластина корпуса» (а), «винт М3×10 – пластина корпуса» (б) на резонансной частоте 30,1 Гц

Результат моделирования позволяет сделать вывод, что напряжения, возникающие в конструкции, возрастают с увеличением резонансной частоты. Так, на резонансной частоте 30,1 Гц максимальная нагрузка на винт составляет 15 единиц, на частоте 81,8 Гц – 16, на частоте 97,6 Гц максимум нагрузки на кромку крепежного отверстия составляет 67 единиц.

Третий ответственный тип соединений (рис. 3) – *места крепления люков к корпусу* (потайные винты М2,5×4 в местах контакта с запрессованными втулками KF2-М2,5). На резонансной частоте 30,1 Гц максимальная нагрузка приходится на втулку и составляет 49 единиц, нагрузка на кромку отверстия – 15 единиц. На частоте 81,8 Гц максимальная нагрузка на втулку составляет 170 единиц, на кромку отверстия – 140 единиц. На частоте 97,6 Гц максимальная нагрузка на втулку снижается до 150 единиц.

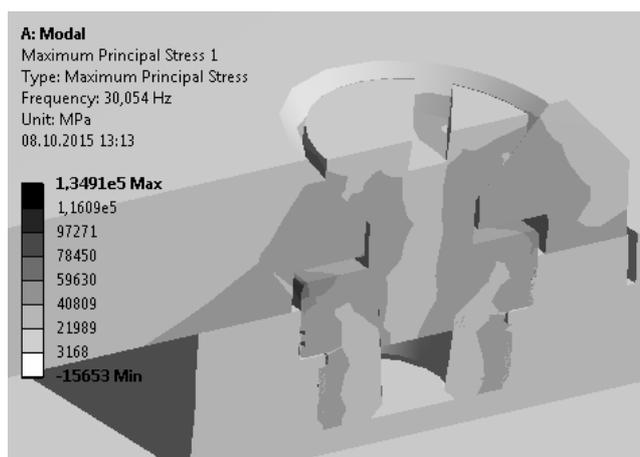


Рис. 3. Механические напряжения в соединении «винт М2,5×4 – втулка» на резонансной частоте 30,1 Гц

Гистограммы распределения напряжений по типам соединений (в условных единицах) и по резонансным частотам устройства представлены на рисунках 4 и 5 соответственно.

Вместе с тем важно учитывать и минимальные нагрузки, так как слишком большое различие в распределении нагрузок на узел может оказаться наиболее разрушительным. Минимальные нагрузки

распространяются по элементам конструкции следующим образом: 1-я резонансная частота – потайные винты; 2-я резонансная частота – стойки CSS M3-20; 3-я резонансная частота – гайки KF2-M2,5.

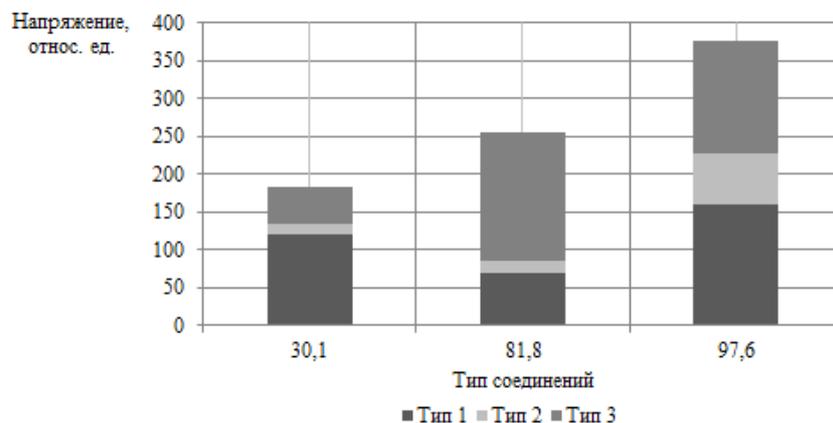


Рис. 4. Гистограмма распределения напряжений по типам соединений

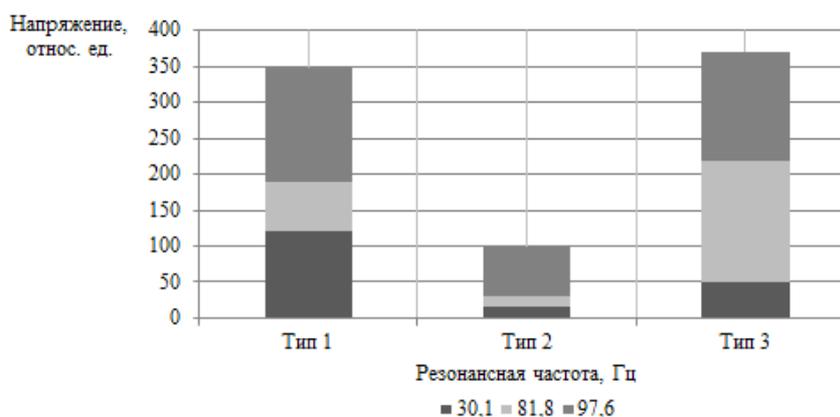


Рис. 5. Гистограмма распределения напряжений по резонансным частотам

Для увеличения вибропрочности в конструкции отдельных элементов вводятся дополнительные крепления, ребра и рельефы жесткости, отбортовки, выдавки, используются материалы с высокими демпфирующими свойствами, демпфирующие покрытия. Для первого типа соединений с целью предотвращения отвинчивания крепежных элементов использован анаэробный фиксатор. Для второго – увеличено количество соединений для крепления материнской платы и использован анаэробный фиксатор для предотвращения отвинчивания крепежных элементов. Для повышения вибропрочности резьбовых соединений третьего типа применен анаэробный фиксатор и уменьшена масса самих люков с целью уменьшения нагрузок на крепежные элементы.

После внесения корректировок в конструкцию крепежных элементов для первого типа соединений на первой резонансной частоте (30,1 Гц) максимальная нагрузка составила 120 единиц, для второй резонансной частоты (81,8 Гц) – 75, для третьей резонансной частоты (97,6 Гц) – 180 единиц. Для второго типа соединений максимальная нагрузка по частотам снизилась в 2 раза и составила 21, 18 и 9,7 единиц соответственно. Для третьего типа соединений нагрузка снизилась в 1,2 раза и составила по частотам: 46, 160 и 95 единиц соответственно.

Анализ результатов показал, что решения, связанные с анаэробным фиксатором в первом типе соединения, не снижают механических нагрузок на элементы соединений. Снижение уровня механических напряжений удалось достигнуть за счет введения упрочняющих элементов и снижения массы габаритных элементов конструкции. Так как мобильные электронные системы могут использоваться в различных внешних условиях, то дополнительно повысить вибропрочность механических соединений и модулей можно посредством воздействия на источник возбуждения с целью выхода его частот из резонансных частот устройства. Если это не представляется возможным, то необходимо обеспечить отбор энергии от колеблющейся системы с помощью демпфирования.

Заключение. Моделированием собственных резонансных частот и форм механических колебаний в пакете ANSYS удалось выявить наиболее уязвимые элементы мобильной системы, механические на-

пряжения в которых достигают предельных значений. Так как конструкция проектировалась с учетом всех возможных нагрузок и рисков, то все новые конструктивные решения были учтены на этапе разработки. Моделирование подтвердило закладываемые риски и показало места, в которых можно повысить вибропрочность механических соединений.

Необходимыми решениями по корректировке конструктива являются: увеличение крепежных отверстий под материнскую плату (тип 2), снижение массы люков (тип 3). После внесения указанных корректировок в модель удалось снизить нагрузку для второго типа соединений в 2 раза, для третьего типа – в 1,2 раза. Первый тип соединений остался самым нагруженным, среднее значение по всем резонансам составляет 125 единиц (это в 0,93 раза больше, чем в начальной модели).

Установлено, что для наиболее ответственных типов механических соединений мобильной электронной системы максимальные напряжения наблюдаются на частоте 97,6 Гц. После корректировки конструкции эта резонансная частота не изменилась, но уменьшилось среднее значение возникающих напряжений в элементах в 1,32 раза.

ЛИТЕРАТУРА

1. Малов, А.В. Параметрическая и структурная оптимизации конструкций радиоэлектронных средств на виброизоляторах в подсистеме АСОНИКА-В / А.В. Малов, А.С. Шалумов // Качество. Инновации. Образование. – 2010. – № 7. – С. 57–63.
2. Сирота, А.А. Компьютерное моделирование и оценка эффективности сложных систем / А.А. Сирота. – М.: Техносфера, 2006. – 280 с.
3. Ланин, В.Л. Конструкции электронных модулей. Оценка устойчивости к механическим воздействиям / В.Л. Ланин, В.В. Парковский // Электроника. Наука. Технология. Бизнес. – 2013. – № 3(44). – С. 148–153.
4. Полянин, А.Д. Методы решения нелинейных уравнений математической физики и механики / А.Д. Полянин, В.Ф. Зайцев, А.И. Журов. – М.: Физматлит, 2005. – 256 с.
5. Kent, L.L. ANSYS Workbench Tutorial / L.L. Kent. – Arlington: University of Texas, 2005. – 76 p.
6. Бержанин, Д.А. Моделирование собственной резонансной частоты мобильной электронной системы / Д.А. Бержанин // Приборостроение-2014: материалы 7-й междунар. науч.-техн. конф.: БНТУ. – Минск, 2014. – С. 254–256.

Поступила 03.04.2015

INCREASE VIBRATION STRENGTH OF MOBILE ELECTRONIC SYSTEMS DESIGNS

D. BERZHANIN, V. LANIN

The problem of increase vibration strength of mobile electronic systems designs at a stage of their designing is observed. By means of the analysis of own frequencies and free mechanical oscillations forms of members and electronic modules with application of ANSYS the most loaded members are revealed. Introduction of reinforcing load-bearing elements allowed to lower mechanical strength in zones of possible destructions in 1,2...2,0 times.