

**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ
БЕЛАРУСЬ**

Учреждение образования

**БЕЛОРУССКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
ИНФОРМАТИКИ И РАДИОЭЛЕКТРОНИКИ**

Кафедра радиоэлектронных средств

ШИМКОВИЧ Александр Альбертович

**Конструирование несущих конструкций РЭС и защита
их от дестабилизирующих факторов**

УЧЕБНОЕ ПОСОБИЕ

по курсу «Конструирование радиоэлектронных устройств»
для студентов специальности
«Проектирование и производство радиоэлектронных средств»

АННОТАЦИЯ

«Конструирование несущих конструкций радиоэлектронных средств и защита их от дестабилизирующих факторов» является учебным пособием по курсу «Конструирование радиоэлектронных средств» и предназначается для студентов специальности «Проектирование и производство радиоэлектронных средств».

В книге кратко изложены вопросы структуры НК РЭС и особенности их проектирования, основные характеристики механических воздействий, физические явления, вызываемые ими в электрорадиоэлементах, моделирование МВ, а также методы исследования динамических свойств электронных устройств.

В пособии рассмотрены задачи компоновки НК РЭС различных иерархических уровней и способы их защиты от МВ и влияния внешней агрессивной среды; уделено внимание конструктивным особенностям комплекса УТК, применению метода конечных разностей к определению динамических характеристик различных модулей и т.п.

В заключение приведены наиболее распространенные конструкционные системы – УТК-20 и НК серии 482,6 мм.

ВВЕДЕНИЕ

Проектирование (конструирование) радиоэлектронных средств (РЭС) - один из важных этапов физического воплощения принятых конструктором схмотехнических решений. Этот процесс тесно связан с разработкой конструкторской документации, необходимой как для производства, так и последующей эксплуатации изделия (чертежи, спецификации, технические условия по монтажу, настройке и т.п.).

В РЭС реализуются все известные современной науке основные формы движения материи: механическая (деформации деталей несущих конструкций), физическая (электромагнитные, тепловые, звуковые и др. явления, протекающие в элементах), химическая (электродиффузия и т.д.), биологическая и социальная др. Следовательно, РЭС - это сложнейшая техническая система, характеризующаяся множеством элементов, иерархичностью построения, определенными отношениями и связями, упорядоченностью элементов и отношений.

Совокупность элементной, периферийной, математической и конструкционной систем непосредственно образует функциональную систему РЭС.

Конструкционная система (КС) электронных средств (ЭС) является иерархической совокупностью несущих конструкций (НК). Она организована в определенной соподчиненности на основе размерной совместимости с учетом функциональных, механических и тепловых факторов, а также требований технической эстетики и эргономики.

В зависимости от внутренних свойств и качества ее внешних связей КС представляется в виде некоторого множества уровней (порядков). Иерархия последних определяется по принципу сложности НК, т.е. путем включения модулей низших порядков в более сложные конструкции последующих уровней. НК подразделяются на уровни в зависимости от степени сложности, вида предполагаемой компоновки элементов и способов применения. Для определенной структурной схемы КС каждый уровень характеризуется:

одинаковым назначением входящих в него элементов, рядом определенных типоразмеров НК, совместимых с соответствующими рядами других уровней;

наличием согласованных механических и электрических средств связи;

степенью завершенности и готовностью изделий одного порядка к применению в модулях других уровней. Таким образом, КС обеспечивает не только конструктивную совместимость изделий, но и совместимость функциональную, энергетическую, информационную и механическую.

Круг задач, решаемых с помощью РЭС, постоянно расширяется, а сложность их возрастает. В модулях протекают обратимые и необратимые механические, физические и химические процессы. В таких условиях отказ в работе хотя бы одного из узлов конструкции может привести к выходу ее из строя. Поэтому КС РЭС защищает электрорадиоэлементы (ЭРЭ) и другие компоненты от дестабилизирующих факторов, а также обеспечивает оптимальные условия для их функционирования.

Немалая доля отказов РЭС связана с этапами проектирования и их производства: выбор конструктивно-технологических решений, недостатки электрических схем и монтажа, некачественная механическая сборка и настройка. Так, нарушение технологии при механической обработке элементов НК, гибке и обрезке выводов ЭРЭ, ультразвуковой сварке микросоединений в микросборках (МСБ) и интегральных микросхемах (ИС), ультразвуковой очистке печатных плат (ПП) и других микроминиатюрных узлов может привести к появлению существенных механических нагрузок и, следовательно, к возникновению значительных напряжений в опасных сечениях деталей. По этим причинам в процессе эксплуатации ЭС механические воздействия (МВ) вызывают от одной трети до половины всех отказов, ухудшают точность, надежность и стабильность их работы. МВ

особенно опасны для бортовых РЭС: из-за них возникает до 50% отказов. Это подтверждают и данные, опубликованные в печати США: из 2600 наименований самолетных ЭС в результате действия вибраций и ударов были выведены из строя 1080, т.е. свыше 40%.

Многообразие целевых назначений определяет широту применения РЭС: на суше, в морях и океанах, в космосе и под землей - средства передвижения, корабли, космические аппараты, инструменты глубинного бурения и т.д. От условий эксплуатации зависят интенсивность и характер воздействующих на них внешних механических факторов - вибраций, ударов, линейных перегрузок, акустических шумов и невесомости. Их источники - дорожная тряска, быстро вращающиеся разбалансированные массы, работающие двигатели, в особенности реактивные, ударная волна, открытый космос, динамики и т.п. В одних случаях МВ приводят к помехам в каналах передачи информации, в других - к снижению точности работы электронных устройств (ЭУ), в третьих - к механическим разрушениям элементов конструкции.

Несмотря на непрерывное повышение надежности элементной базы (конденсаторы, резисторы, ИС, МСБ и др.) защита РЭС от механических факторов (МФ) усложняется: интенсивность МВ возрастает «энергичнее» вследствие постоянного увеличения скоростей их носителей. Более того, в общем случае модули представляют собой сложные механические колебательные системы, в которых могут возникнуть резонансные явления, усиливающие МВ в десятки и сотни раз. Поэтому требования по защите РЭС от дестабилизирующих МФ постоянно ужесточаются.

Итак, при проектировании РЭС необходимо обеспечить быстродействие и надежность, оптимальный объем и минимальную массу, технологичность и удобство эксплуатации. Большое число разнообразных требований, предъявляемых к изделию, приводит к необходимости исследования различных вариантов, их сравнительной оценки и выбора наиболее рационального решения. Степень приближения разрабатываемой конструкции к совершенному образцу определяется опытом и умением, широтой и глубиной научного и технического кругозора конструктора.

1. СТРУКТУРА НЕСУЩИХ КОНСТРУКЦИЙ РЭС

1.1. Модульность структуры НК

Модульную структуру РЭС схематично можно представить так: заданное пространство «расчленяется» на элементы с размерами сторон по высоте m_{H_j} , ширине m_{B_j} и глубине

m_{L_j} (рис.1.1). Минимальный размер, например элемента m_B , определяют исходя из

необходимости размещения в нем по ширине (высоте, глубине) заданного количества компонентов размером m_{B_j} (m_{H_j}, m_{L_j}). Здесь принято: m - модуль приращения; H -

высота; B - ширина; L - глубина; $j = 1, 2, 3, \dots$. На рис.1.2 показаны основные размеры сторон НК, с помощью которых производится механическое сочленение ее с другими НК любого уровня КС в соответствии со схемой входимости. В дальнейшем обозначения H , B , L для определенной НК являются постоянными независимо от ее положения в пространстве другой НК. Так, сторона ПП с соединителями всегда должна обозначаться H , даже если при компоновке она расположена горизонтально.

Модульность структуры типовых конструкций (ТК) позволяет получить различные компоновочные решения устройств входа и выхода, органов управления, контроля и РЭС

в целом (рис.1.3). Более того, при эксплуатации и ремонте изделия можно использовать выдвигание, повороты и раскрытие для обеспечения доступа к любому элементу.

Основные достоинства функционально-узлового (модульного) принципа конструирования РЭС:

- сокращение сроков проектирования и производства;
- параллельность изготовления модулей в производстве;
- простота модернизации как отдельных узлов, так и ЭС в целом;
- свободный доступ к элементам и компонентам;
- снижение себестоимости изделия при использовании стандартных модулей;
- гибкость КС.

1.2. Основные конструктивные уровни РЭС

Современное РЭС - это структурное образование, модули которого находятся в определенной иерархической соподчиненности. Это значит, что синтез изделия происходит путем последовательного объединения простых конструктивно законченных единиц в более сложную конструкцию.

ЭС можно «разбить» по уровням функциональной сложности: функциональный узел, блок, ЭУ, комплекс и радиотехническая система; по сложности компоновки конструкции: элементный базис, функциональные ячейки (ФЯ), блоки, многоблочные монтажные устройства (стойки, шкафы, стеллажи, рамы, пульта) и системы. Следовательно, реально можно говорить о пяти структурных порядках компоновки РЭС (рис.1.4). Существуют и другие деления на структурные уровни, включающие меньшее или большее их число, например, в унифицированных типовых конструкциях.

Нулевой структурный уровень является самым низким и представляет элементный базис, который составляют электрорадиоизделия (ЭРИ), т.е. конструктивно неделимые единицы общего применения, входящие в перечень элементов электрической принципиальной схемы. ЭРИ включают ЭРЭ, электровакуумные изделия (ЭВИ), полупроводниковые приборы (ППП), ИС, МСБ, изделия электропривода и автоматики (ИЭПА), контрольно-измерительные приборы (КИП), коммутационные изделия (КИ), микропроцессорные комплекты (МПК), волоконно-оптические кабели с соединителями (ВОКС). Одни элементы этого порядка объединяют в схемные сочетания (резисторы, конденсаторы и т.п.), чтобы придать соответствующий функциональный признак, а другие уже обладают им, например, ИС, МСБ.

Таким образом, модуль нулевого уровня - ЭС, предназначенное для реализации функций преобразования информации, выполненное на конструктивной основе, размерно координируемой с НК первого уровня (НК1), и обладающее свойствами конструктивной взаимозаменяемости.

Функционально законченная РЭ ячейка принадлежит к первому структурному уровню. Этот модуль выполняется на основе НК1 и обладает свойствами конструктивной взаимозаменяемости. На общем несущем основании komponуются ИС, МСБ, навесные ЭРЭ, а также элементы коммутации и контроля. К ФЯ относят печатный узел (УП) типовой элемент конструкции (ТЭК), типовой элемент замены (ТЭЗ), монтажную подвижную плату (МВП), субблок (рис.1.5).

Низшие - нулевой и первый - структурные уровни являются наиболее универсальными и в высшей степени пригодными для централизованного производства в рамках отрасли.

НК1 - конструкция, служащая для размещения модулей нулевого уровня, изделий электротехнических и электронной техники и входящая в НК более высокого уровня. В качестве НК1 чаще всего применяют платы или металлические рамки.

Модуль второго структурного уровня (блок) - это РЭС, представляющее собой совокупность ФЯ, реализующее функции преобразования информации и произведенное на основе несущей конструкции второго уровня (НК2).

НК2 - изделие, которое служит для размещения ЭС, изготовленных на базе НК1; выполняется в виде блочных каркасов.

Блоки имеют три основные конструктивные разновидности: книжную, разъемную и кассетную (верную). Наиболее широко используется разъемная конструкция, кассетная – значительно реже вследствие сравнительно низкой технологичности.

Достоинствами книжной компоновки блока являются высокая компактность, легкий доступ к ИС и МСБ при ремонте, возможность проверки и отладки его во включенном состоянии. Недостаток - затрудненный демонтаж ячеек, что значительно увеличивает время ремонта блока. Книжный вариант чаще всего применяется для бортовых устройств, для которых первостепенными являются требования высокой надежности, уменьшения массы и габаритов.

Один из вариантов герметичного блока книжной конструкции самолетного РЭС изображен на рис. 1.6. НК2 сварная, боковые стенки имеют ребра жесткости. ФЯ устанавливаются перпендикулярно передней панели и шарнирно объединяются между собой в звенья (двойки) вдоль вертикальной оси раскрытия; двойки шарнирно соединяются между собой и с корпусом блока. Подобное сочленение надежно обеспечивает условия раскрытия «страниц» при большом числе ячеек. Электрическое соединение между ними и внешним разъемом реализуется с помощью монтажных проводов.

Легкосъемность ячеек, а следовательно, высокие ремонтпригодность и эксплуатационное обслуживание (ремонт и проверка ячеек могут проводиться как в выключенном состоянии, так и с применением дополнительной платы -вставки - во включенном) - достоинство разъемной конструкции. Основным недостатком - некоторое увеличение массы и объема блока, обусловленное наличием разъемов. Этот вариант компоновки находит весьма широкое применение в различных РЭС (бытовая и измерительная техника, ЭВМ и т.д.).

На рис.1.7 приведена разъемная конструкция блока бортового РЭС, выполненная на ФЯ. Последние с негерметичными ПП и расположенными на них бескорпусными МСБ устанавливаются параллельно передней панели с двух сторон каркаса. Для их крепления на верхней и нижней стенках корпуса предусмотрены направляющие и приливы с резьбовыми отверстиями. В блоке имеются боковые съемные крышки. Электрический монтаж между ячейками осуществляется с помощью разъемов ГРПМ1 на 61 контакт и монтажных проводов; возможно использование разъемов «печать-печать» и коммутационной ПП.

Модули третьего структурного уровня - многоблочные конструкции - komponуются на общем несущем основании: для бортовых РЭС - это виброизоляционная рама или стеллаж, для стационарных - стойка, шкаф, пульт. Монтажное устройство - стойка, шкаф, пульт и т.п. - ЭС, реализованное в виде совокупности блоков и (или) ячеек, изготовленное на основе несущей конструкции третьего порядка (НК3); назначение - реализация функций преобразования информации.

НК3 предназначена для размещения ЭУ, выполненных на базе НК2 и (или) НК1; может быть реализована в виде каркасов стойки (см. рис.1.28), шкафа, стеллажа, рамы.

В качестве четвертого структурного уровня можно рассматривать систему, объединяющую на объекте ряд монтажных устройств, которые могут быть разбросаны по разным помещениям или отсекам. Но появление дополнительных порядков ведет к увеличению числа связей, переключений, что ухудшает технологичность и надежность системы. Поэтому следует стремиться к сокращению структурных уровней в изделии: это значительно улучшает заполнение объема стоек, шкафов, пультов и т.д., уменьшает количество связей. Например, минуя второй структурный порядок, можно монтажное устройство в виде рамы непосредственно заполнить ФЯ.

Таким образом, НК - важнейшая составная часть всех уровней РЭС. Поэтому при ее проектировании большую роль играют типизация и унификация КС.

Типизация заключается в рациональном сокращении видов изделий путем установления некоторых ТК. ТК предназначена для механического соединения и электрической коммутации входящих в нее конструктивных узлов предыдущих порядков. В общем случае в ТК можно выделить:

НК, служащие для размещения и защиты от внешних воздействий деталей, которые входят в данную сборочную единицу;

элементы крепления, стыковки и расстыковки ее с модулем следующего уровня;

детали крепления и фиксации узлов, входящих в нее;

элементы внешней и внутренней электрической коммутации;

лицевую панель;

детали индикации и контроля.

В зависимости от порядка ТК, назначения и вида РЭС некоторые из составных частей могут отсутствовать.

ТК принимаются за основу (базу) для создания других модулей, аналогичных или близких по функциональному назначению. Часто этот метод называют методом базовых несущих конструкций (БНК). С его помощью определяются конструкции, наиболее характерные и оптимальные для рассматриваемого класса ЭС, при разработке конкретного устройства или комплекса.

Унификации присущи признаки:

единообразие в конструктивном исполнении различных устройств и их функциональная законченность;

подчинение основных характеристик ряда определенному закону;

возможность использования унифицированных изделий в составе различных устройств или систем разнообразного функционального назначения, т.е. определенная универсальность;

обеспечение взаимозаменяемости на разных конструктивных уровнях при наличии одинаковых и кратных базовых установочных и присоединительных размеров.

Унификация приводит к сокращению номенклатуры изделий в пределах устройства, класса устройств или целых групп.

1.3. Типовые конструкции РЭС

Рассмотрим структуру типовых конструкций РЭС (рис. 1.8).

Первый иерархический уровень включает элементную базу: ЭРЭ, корпусные и бескорпусные ИС, МСБ различной степени интеграции.

Во второй структурный уровень входят конструкции, не имеющие самостоятельного эксплуатационного назначения:

ПП с ЭРИ (защищенные и незащищенные);

ТЭЗ ЭВМ (при наличии электрических разъемов);

каркасы: ТЭК, блоки частичные и каркасы блочные, субблоки.

Третий иерархический уровень объединяет законченные конструкции сложного РЭУ: блоки, пульта, шкафы и стойки. Отметим, что геометрические параметры, приводимые в нормативных документах, не совсем удобны для конструктора: они не дают такой определяющей компоновочной характеристики, как объем. Предельные значения объемов приведены на рис. 1.9.

Создавая ТК в виде единой системы, допускающей многочисленные варианты компоновки, необходимо обеспечить:

конструктивную входимость изделий по всем структурным уровням;

конструктивно-технологическую преемственность возможных решений при модернизации;

совместимость в масштабах отрасли, страны или межгосударственных организаций;

единое художественно-конструктивное решение;

использование новейших технологических процессов;

надежную работу при эксплуатации, т.е. безотказность, долговечность, ремонтпригодность и т.д.

Универсальные типовые конструкции РЭС (УТК РЭС) – типичный пример широкого использования ТК для построения КС. Комплекс, представляющий конструктивную базу РЭС, совместимую с автоматизированными методами проектирования и производства, подразделяют на три класса в зависимости от условий эксплуатации и конструктивно-технологических особенностей изделия: УТК-I, УТК-II и УТК-III.

УТК-I (рис. 1.10) предназначены для стационарных РЭС, работающих как в отапливаемых, так и неотапливаемых помещениях (категории 3 и 4 по ГОСТ 15150-69).

УТК-II (рис. 1.10) применяют для стационарных, полустационарных и подвижных РЭС, эксплуатируемых на открытом воздухе, во временных помещениях и укрытиях, палатках, на колесном и гусеничном транспорте (группы 1 и 2 по ГОСТ 15150-69, 4 и 6 по ГОСТ 16019-78).

УТК-III (рис. 1.11) используют при разработке ЭУ на ИС и МСБ, устанавливаемых на подвижных объектах в труднодоступных местах и работающих на ходу в жестких условиях.

Как видно из рис. 1.10, УТК-I и УТК-II имеют единую номенклатуру и общее конструктивное исполнение первых трех иерархических уровней. Это обеспечивает преемственность и взаимозаменяемость конструкций на уровне печатного узла и частичного блока.

УТК-III отличается от первых двух введением нулевого структурного порядка, т.е. широким применением бескорпусной элементной базы, обеспечивающей микроминиатюризацию и надежность изделия.

Размеры унифицированных ПП (УПП), представляющих модули второго структурного порядка, определяются параметрами частичных вставных блоков и выбираются по ГОСТ 10317-72. В табл. 1.1 приведены их основные характеристики.

Таблица 1.1.

УПП для УТК-I и УТК-II

Типоразмер ПП	Применение	Разъем	Число контактов
ПП 140x150 (рис. 1.12)	Разъемная (кассетная) компоновка	ГРПМ-1	60 (90)
МПП 140x150 (рис.1.13)			
ПП 160x280 (рис. 1.14)			
ПП 160x220 (рис. 1.15)	Книжная компоновка	Система выходных контактов для подсоединения внутриблочного жгутового монтажа или плоского кабеля	

Примечание. ПП 140x150 и МПП 140x150 – конструктивный эквивалент ТЭЗ ЕС ЭВМ.

Частичные блоки (восемь исполнений), охватывающие 59 типоразмеров (рис. 1.16 ... 1.23), - модули третьего структурного уровня.

Передняя панель, ПП 160x280, направляющие – основные детали конструкции блоков первого и четвертого исполнений; они предназначены для размещения ИС и корпусных ЭРЭ. Блок седьмого исполнения применяется для книжной компоновки ПП 160x220, а восьмого – для размещения ПП 140x150 и МПП 140x150. Частичные блоки третьего, пятого и шестого исполнений рассчитаны для установки объемных функциональных узлов, крупногабаритных ЭРЭ, электромеханических устройств и элементов питания.

В комплектных блоках (рис. 1.24) komponуются блоки питания, электромеханические и индикаторные устройства.

Для объединения частичных вставных блоков в субблоки применяют блочные каркасы, реализуемые в двух вариантах (для УТК-I и УТК-II). Они собираются независимо от остальных конструктивных компонентов РЭС (рис. 1.25 и рис. 1.26).

Несущим узлом блочного каркаса является базовый каркас (рис. 1.27).

Стойки (рис. 1.28) относятся к четвертому структурному уровню комплекса УТК и подразделяются на открытые и закрытые (шкафы). Базовые каркасы стоек выполняются в двух исполнениях в зависимости от того, на какой основе (УТК-I или УТК-II) разрабатывается РЭС.

Приборные корпуса УТК-I комплектуются частичными вставными блоками непосредственно (или через блочный каркас) и комплектными блоками; производят в виде настольной (рис. 1.29) и переносной (рис. 1.30) конструкций.

В приборных корпусах УТК-II размещаются частичные блоки, блочные каркасы, а также специальные устройства индикации и контроля. Эти модули УТК-II можно агрегатировать в стойки.

Конструктивная разновидность приборных корпусов УТК-II—настенные щиты, служащие для размещения специальных распределительных и коммутационных устройств. На рис. 1.31 приведены их основные размеры.

Пульты предназначены для построения средств оперативного управления радиоэлектронными системами, отображения получаемой в них информации, контроля режимов их эксплуатации и быстрого обнаружения неисправностей. Поскольку оператор находится в непосредственном контакте с подобными комплексами, то это предопределяет специфику их конструктивного исполнения, а также соотношения между размерами отдельных частей.

Пульты управления, стойки и приборные корпуса komponуются единой номенклатурой ПП и частичных блоков. Это обеспечивает преемственность и взаимозаменяемость в РЭС,

разрабатываемых на базе УТК-I и УТК-II, по всем модулям четвертого структурного порядка.

Основными компонентами УТК-III являются микроэлектронные узлы (МЭУ): корпусные, многослойные и бескорпусные (образуют первый иерархический уровень).

ТЭК – модуль второго структурного порядка – унифицированная основа, определяющая типоразмеры конструкций третьего структурного порядка. Основные элементы ТЭК – ПП, несущая рамка – основание, рамка – вкладыш, монтажная колодка и крышка – экран; при необходимости для ПП применяют дополнительные теплоотводы.

ТЭК устанавливают в корпуса блоков малогабаритных РЭС, которые относятся к модулям третьего структурного уровня. Их подразделяют на автономные блоки малой комплектации (тип I), средней комплектации (тип II) и блоки универсальные (III).

К четвертому структурному уровню принадлежат миниатюрные радиоэлектронные системы различного функционального назначения. Имеется три схемы их компоновки: децентрализованная (дцк), централизованная полиблочная (цкп) и централизованная моноблочная (цкм).

Объем и масса систем, смонтированных по двум первым схемам, связаны соотношениями

$$V_{дцк} = 1,25 V_{цкп}; \quad m_{дцк} = 1,5 m_{цкп}. \quad (1.1)$$

Централизованная моноблочная компоновка сохраняет основные преимущества полиблочной, при этом ее сборка производится непосредственно модулями второго структурного порядка, электрический монтаж выполняется так же, как в типовом блоке, т.е. кабельная сеть отсутствует. Все это дает максимальный выигрыш в объеме и массе РЭС.

2. КОНСТРУИРОВАНИЕ НК РЭС

2.1. Требования, предъявляемые к НК

При конструировании ЭС применяют функционально-узловой метод, заключающийся в «расчленении» принципиальной электрической схемы на отдельные функционально-конструктивные (или только конструктивные) законченные сборочные единицы (узлы, ФЯ, блоки). Этот способ обеспечивает независимость электрической проверки схем типовых модулей, создает предпосылки для построения достаточно простой схемы контроля работы ЭУ и локализации отказов.

Создавая НК, необходимо учитывать:

системное решение конструкции РЭС для всех структурных уровней, что достигается использованием функционально-узлового метода проектирования и модульной компоновки, обеспечивающей конструктивную входимость изделий по иерархическим уровням;

возможность применения прогрессивных способов формообразования с минимальными затратами;

надежность выполнения основных требований, предъявленных к ним;

удобство монтажа и эксплуатации.

Вид РЭС определяется количеством иерархических уровней ТК и их геометрической компоновкой. Компоновка - составление единого целого из отдельных частей с целью получения изделия с определенными заданными параметрами и формой.

РЭС настолько разнообразны по своему назначению и конструктивному исполнению, что компоновка каждой конкретной категории невозможна без соответствующей схемы.

Последняя определяет составные части ЭС (число блоков, стоек и т.д.), их расположение, способы объединения в единый комплекс, методы, обеспечивающие механическую прочность, высокую ремонтпригодность, защиту от дестабилизирующих факторов (ДФ).

От качества компоновки в значительной степени зависят технические и эксплуатационные характеристики, ремонтпригодность и надежность изделия. Следовательно, цель геометрической компоновки - обеспечить технические параметры ЭС и удовлетворить конструктивно-технологическим, эксплуатационным и специальным требованиям.

Конструктивно-технологические требования:

обеспечение возможности отдельного производства и контроля типовых изделий, серийного изготовления элементов конструкции, быстрой замены неисправных узлов и модулей, наименьших габаритов и массы;

стремление к минимальной номенклатуре принятых изделий, крепежных деталей и материалов, соответствующих требованиям ГОСТов и нормалей;

использование прогрессивных методов изготовления ТК и высокая степень готовности их к внедрению в серийное производство;

оформление одной из ТК (ФЯ, блок) в виде легкоъемной сборочной единицы;

предотвращение неправильной установки и включения ТК;

принятие защитных мер от МВ и разрушающего действия среды (пропитка, покрытие, герметизация).

К эксплуатационным требованиям относятся:

удобный доступ ко всем узлам конструкции, требующим регулировки или замены в процессе эксплуатации;

принятие различных мер по обнаружению и сигнализации аварийных режимов работы;

наличие специальных деталей для фиксации ТК в положении, удобном для осмотра и проверки, контрольных точек для подсоединения измерительных приборов при настройке и контроле работы ЭС, техники, обеспечивающей профилактический контроль и наладку ТК;

возможность обслуживания всех ЭУ персоналом соответствующей квалификации, а также установки ТК для контроля и ремонта на рабочем столе без повреждения схмотехнических элементов и монтажа последних с применением вспомогательной технологической оснастки (при необходимости);

безопасность эксплуатации: отсутствие на приборах острых выступающих частей; наличие предупреждающих надписей, блокирующих и заземляющих устройств световой сигнализации при включении источников высокого напряжения; соблюдение противопожарных требований; защита от случайных прикосновений обслуживающего персонала к элементам, находящимся под напряжением; ограничение шумности работающих механизмов и СВЧ-излучения.

Специальные требования вытекают из особенностей работы и эксплуатации РЭС и оговариваются техническим заданием.

2.2. Особенности проектирования НК

В КС входят НК, а также детали и узлы, осуществляющие механическое управление РЭС. Элементы механического управления служат для плавного или скачкообразного, вращательного или поступательного перемещения исполнительных устройств (конденсаторы переменной емкости, потенциометры, реле и т.п.). При изменении положения их подвижных

частей меняются входные, выходные и другие параметры ЭС. К ним относятся ручки управления, фиксаторы, кнопки, отсчетные устройства, позволяющие визуально определять значения измеряемой величины.

НК - система взаимосвязанных механических деталей и узлов, несущих на себе все схемные элементы, установочные изделия и электрический монтаж. НК обеспечивает необходимое положение ЭРИ в пространстве, наличие определенных электрических и магнитных связей между ними, защиту от ДФ, придает изделию эстетический вид. К ней обычно относят платы, рамки, кронштейны, каркасы блоков, стоек, шкафов и т.д.

Сравнительно недавно масса НК составляла 30...40% от общей массы изделия. С широким внедрением микроэлектроники она значительно возросла и в настоящее время превышает 70%. Поэтому необходимо разрабатывать и внедрять в серийное производство современные НК, обеспечивающие надежную работу ЭС в заданных условиях эксплуатации, обладающие минимальными массой и трудоемкостью изготовления, максимальной унификацией.

Создавая НК, в расчетах необходимо учесть величины и направления всех действующих статических и динамических сил, обеспечивая:

- надежность механических соединений;
- многофункциональность деталей и узлов;
- эффективность использования конструкционных материалов, добиваясь минимальной материалоемкости;
- жесткость, прочность и долговечность.

Жесткость характеризуется свойством конструкции сопротивляться деформированию под действием сил.

Прочность - свойство материала сопротивляться разрушению, т.е. необратимому изменению формы под действием силовых факторов.

Изделие будет долговечным, если сохранит работоспособность в течение определенного времени или вплоть до выполнения соответствующего объема работы, разумеется, при условии своевременного техобслуживания и ремонта.

Проектируя детали и узлы НК, конструктор решает, в частности, задачу выбора необходимого коэффициента запаса прочности. Последний должен быть равнозначным для всех звеньев механической цепи, прочность которой определяется надежностью ее слабого звена.

Коэффициент запаса, обеспечивающий экономичность и надежность работы НК, устанавливаются исходя из особенностей конструкции и технологии ее изготовления, условий эксплуатации, достоверности определения механических нагрузок и напряжений, требований безопасности и т.д. В зависимости от этих и ряда других обстоятельств допустимый коэффициент запаса принимают равным 1,3...3, а иногда и выше.

Однако преобладающая часть деталей и узлов НК на прочность практически не рассчитывается: обычно при нормальных условиях эксплуатации они имеют достаточный запас прочности. В этом случае определяющими могут быть лишь значения деформации элементов НК, т.е. их жесткость.

2.3. Основные материалы деталей НК

НК должна обеспечивать требуемую жесткость и прочность при малой массе, поэтому в процессе ее производства чаще всего применяют прокат в виде листов, лент толщиной до 2 мм, гнутых профилей из сталей, алюминиевых, магниевых и титановых сплавов. Рассмотрим

марки некоторых типовых «представителей» номенклатуры материалов, используемых в производстве узлов и деталей НК (табл. 2.1).

Сталь 10 кп - низкоуглеродистая, конструкционная, высокой пластичности; хорошо сваривается и деформируется в холодном состоянии. Применяется для изготовления статически умеренно нагруженных деталей и узлов, когда при их производстве - кожухи, колпачки, скобы, косынки, планки и т.п. - необходимы значительные пластичные деформации: гиб, высадка, холодная штамповка, отбортовка и др.

Наиболее высокопластичный из алюминиевых сплавов - алюминивно-марганцевый АМц, обладающий повышенной коррозионной стойкостью. Как и другие алюминиевые сплавы, он в три раза легче стали; для обеспечения мягкости и вязкости при штамповке и гибке применяется в отожженном состоянии; рекомендуется для изготовления деталей, когда необходима высокая пластичность и свариваемость - каркасы, рамы, гнутые профили, кожухи, планки и т.п.

Таблица 2.1

Основные материалы деталей НК

Наименование материала	ГОСТ, ТУ
Сталь 10 кп	ГОСТ 1050-74
Алюминиевый сплав АЛ2 Алюминиевый сплав АЛ9	ГОСТ 2685-75
Алюминиевый сплав АМц Алюминиевый сплав АМг Алюминиевый сплав АД31 Алюминиевый сплав Д16 Алюминиевый сплав В95 Алюминиевый сплав 1915	ГОСТ 4784-74
Алюминиевый сплав 1935	ТУ-ОП-1-144-72
Латунь ЛС59-1 Латунь Л63	ГОСТ 15527-70
Бронза БрБ2 Медь МЗ	ГОСТ 493-54 ГОСТ 859-66
Магниевый сплав МА2-1 Магниевый сплав МА5 Магниевый сплав МА8	ГОСТ 14957-69
Титановый сплав ВТ1-0 Титановый сплав ОТ4 Материал прессовочный АГ-4 Прессматериал ДСВ-2-Р-2М Смола полиамидная 68 Пенополиуретан ППУ-3 Смола анидная стеклонаполненная АС-30а Смола поликарбонатная «Дифлон» Композиция на основе полиамидов 6.610 и 66/6	ОСТ1 90013-71 ГОСТ 19807-74 ГОСТ 20437-75 МРТУ6-11-74-67 ГОСТ 10589-73 ТУ-В-151-69 ТУ6-11-209-71 ТУ6-05-1668-74 ОСТ6-05-408-75

Более прочный и более жесткий, чем АМц, сплав Д16 используется в виде плакированных листов (при изготовлении они покрываются с двух сторон тонкими листами мягкого коррозионно-стойкого алюминия). Из Д16 производят детали НК, не соприкасающиеся с морской водой, воспринимающие средние нагрузки и работающие при нормальных температурах: каркасы, крышки, колпачки, шкалы и др.

Алюминиево-магниевый сплав АМг обладает довольно высокой прочностью, пластичностью и коррозионной стойкостью, имеет наиболее высокий предел выносливости по сравнению с другими алюминиевыми сплавами. Для повышения коррозионных свойств в атмосферных условиях его подвергают анодированию с последующей покраской. Используют для производства средненагруженных деталей и сварных НК: каркасы, корпуса, кронштейны, кожухи, лапы и т.п.

Высокопрочный деформируемый алюминиевый сплав В95 весьма чувствителен к острым надрезам и циклическим нагрузкам, поэтому для уменьшения напряжения требуется тщательная обработка, большая плавность всех переходов при изменении сечения детали. Из В95 изготавливают детали сильно нагруженных НК, без длительных перегревов до 373°К, не воспринимающие динамические нагрузки: корпуса, каркасы и др.

Алюминиево-кремниевый сплав АЛ2 (силумин эвтетический) имеет высокие литейные свойства; готовые отливки подвергают анодированию с последующим нанесением лакокрасочных покрытий; рекомендуется для средненагруженных деталей НК, требующих легкого веса, достаточной прочности и устойчивости против атмосферной коррозии: фасонное литье, корпуса, крышки, кронштейны, втулки и т.д.

Силумин специальный АЛ9 обладает хорошими литейными, а в термически обработанном состоянии и механическими свойствами. Сплав не допускает длительного контакта с морской водой. Для повышения коррозионной стойкости готовые изделия должны подвергаться анодированию с последующим нанесением лакокрасочного покрытия. Из АЛ9 производят детали НК средней нагруженности и сложной конфигурации, от которых требуется достаточная механическая прочность, высокая герметичность и малый вес, а также узлы, подвергаемые сварке: корпуса, кронштейны и т.п.

Сплав меди с бериллием БрБ2 отличается высокими механическими и упругими свойствами, сопротивлением усталости, антифрикционными качествами, повышенной электро- и теплопроводностью. Из-за дефицита его следует применять только в технически обоснованных случаях. БрБ2 используют для изготовления особо ответственных деталей НК, работающих в условиях трения и повышенных давлений, плоских спиральных и цилиндрических пружин, пружинящих контактов, мембран и др.

Магниевые сплавы в 1,5 раза легче алюминиевых. Когда особое внимание уделяется массе конструкции, то предпочтение отдают первым. Однако по многим другим параметрам, в том числе по коррозионной стойкости и стоимости, они уступают вторым. Тем не менее, марки МА2-1 и МА5 находят довольно широкое применение.

Титан обладает высокой прочностью и твердостью, сравнимой с твердостью стали, коррозионно стоек (последнее свойство выше, чем у нержавеющей стали), почти в два раза легче стали. Однако в морской воде в контакте с медными сплавами и нержавеющей сталью подвержен электрохимической коррозии. Его теплопроводность в 4 раза ниже, чем у стали, электропроводность - в 30 раз слабее, чем у меди. Для штамповки применяют листы марки ВТ1-0, причем изготовление деталей НК штамповкой затрудняется из-за быстрого износа оборудования. Стоимость титана и его сплавов значительно выше стоимости стали. ВТ1-0 применяют для изготовления деталей НК, к которым предъявляются требования высокой прочности и коррозионной стойкости, а также для производства элементов, работающих в условиях высоких температур до 573°...623°К, деталей виброизоляторов, втулок и т.д.

Пресс-материал АГ-4 выпускается в виде спутанного волокна или ленты, покрытых смолой; имеет высокие механические и диэлектрические свойства, мало зависящие от температуры и влажности; из него изготавливают детали РЭС, работающие при повышенной влажности и температуре, требующие высокой механической прочности и электроизоляции, элементов, применяемых в условиях тропического климата.

Смола полиамидная 68 (пластмасса) характеризуется высокими механическими и диэлектрическими свойствами, устойчивостью к износу и хорошим сцеплением с металлами. Из нее получают детали ЭС, к которым предъявляются повышенные требования к механической прочности, износостойчивости и изоляционным качествам: штепсельные разъемы, ламповые панели, корпуса переменных сопротивлений и др.

Динамические нагрузки на элементы РЭС резко возрастают при значительных ускорениях носителя. Очевидно, что чем меньше масса НК, тем меньше по величине силы будут действовать на них. Таким образом, при конструировании НК необходимо прежде всего оценить возможность использования более легкого материала при условии сохранения необходимой прочности и жесткости.

Материал для деталей НК рекомендуется выбирать с учетом удельной прочности

$$\sigma_{уд} = \frac{\sigma_{0,2}}{\rho} \quad (2.1)$$

и удельной жесткости

$$E_{уд} = \frac{E}{\rho}, \quad (2.2)$$

где $\sigma_{0,2}$ - условный предел текучести, т.е. напряжение, вызывающее в испытываемом образце остаточную деформацию, равную 0,2%, Па;

ρ - плотность материала, $\text{кг}\cdot\text{м}^{-3}$;

E - модуль упругости первого рода (модуль Юнга), Па.

Произведение удельных прочности и жесткости - обобщенный коэффициент $K_{об}$:

$$K_{об} = \sigma_{уд} \cdot E_{уд} = \frac{\sigma_{0,2} \cdot E}{\rho^2}. \quad (2.3)$$

Таблица 2.2

Характеристики прочности и жесткости некоторых материалов

Наименование материала	$\sigma_{0,2}$, МПа	$E \cdot 10^3$, МПа	$\rho \cdot 10^3$, $\text{кг}\cdot\text{м}^{-3}$	$\sigma_{уд}$	$E_{уд} \cdot 10^3$	$K_{об} \cdot 10^4$
Ст. углеродистые	200...500	200	7,85	63,7	25,4	162
Ст. легированные	600...1200	200	7,85	152,8	25,4	388
Титановые сплавы	600...1200	115	4,5	266	25,5	678
Алюминиевые сплавы	250...450	70	2,8	160	25	400
Магниеые сплавы	150...250	40	1,8	138	22,2	306
Стеклопластик	270...400	30	1,8	222	16,6	368

В табл. 2.2 приведены значения $\sigma_{y\partial}$, $E_{y\partial}$ и $K_{об}$. Выбирая материал для изготовления деталей, обеспечивающих прочность НК, используют $\sigma_{y\partial}$, а для деталей, создающих жесткость конструкции, - $E_{y\partial}$. Для ряда материалов значения $E_{y\partial}$ отличаются незначительно, поэтому при выборе материала следует в подобных случаях пользоваться обобщенным коэффициентом $K_{об}$. Он характеризует свойство материала воспринимать наиболее высокие нагрузки при наименьших деформациях и массе.

Эффективность использования конструкционных материалов можно оценить, определив их удельный расход на один схемный элемент:

$$\eta_{\mathcal{E}} = \frac{mg}{N_{\mathcal{E}}}, \quad (2.4)$$

где m - масса ЭС, кг;

$N_{\mathcal{E}}$ - количество входящих в ЭС элементов.

В процессе проектирования НК сравнивают различные варианты и выбирают тот, который имеет минимальную массу.

Таблица 2.3
 Масса применяемых покрытий

Наименование материала	Условия эксплуатации по ГОСТ 14007-68	Гальванические покрытия		Лакокрасочные покрытия		Масса гальванического и лакокрасочного покрытия по отношению к массе материала, %
		вид покрытия	масса покрытия по отношению к массе материала, %	вид покрытия	масса покрытия по отношению к массе материала, %	
Сталь углеродистая	Ж, ОЖ	Кадмиевое	6,6	Эмаль	1,5	8,1
	С, Ж	Никелевое	9,6	МЛ-12 с	1,5	11,1
		Серебряное	10,2	подслоем грунта	1,5	11,7
Титановые сплавы	Ж, ОЖ	Серебряное	8	то же	2,6	10,6
Алюминиевые сплавы	Ж	Кадмиевое	27,4	то же	4,3	31,7
	С	Никелевое	16		4,3	20,3
		Серебряное	25		4,3	29,3
Магниевые сплавы	Л	Кадмиевое	47,5	то же	6,5	54
		Никелевое	47,7		6,5	54,2
		Серебряное	49		6,5	55,5

Металлические и неметаллические покрытия составляют существенную часть от общей массы покрываемых деталей. В табл. 2.3 приведены массы покрытий в процентах от массы листа площадью 1 м^2 и толщиной $1 \cdot 10^{-3} \text{ м}$. Из нее следует, что суммарная масса применяемых покрытий составляет от 8,1 до 55,5% массы покрываемого материала. Ясно, что это обстоятельство следует учитывать при выборе соответствующего покрытия для элементов НК.

2.4. Жесткость деталей НК

Динамические нагрузки (вибрации, удары, линейные ускорения, акустические шумы) могут вызвать крайне нежелательные деформации деталей НК. Величина деформации определяет степень жесткости элемента и зависит от характера приложения сил и способа его закрепления. Так, стержень, свободно лежащий на двух опорах и подвергающийся действию сосредоточенной силы F , обладает жесткостью в 1,5 раза меньшей, чем такой же стержень, нагруженный распределенной нагрузкой $q = F \cdot l^{-1}$, в 4 и 8 раз меньше жесткости аналогичных стержней с заземленными концами (рис.2.1).

Коэффициент k , характеризующий жесткость элемента, для стержня постоянного сечения определяется так:

$$\begin{array}{l} \text{при растяжении (сжатии)} \\ k = \frac{F}{f} = \frac{ES}{l}, \end{array} \quad (2.5)$$

$$\begin{array}{l} \text{при кручении} \\ k_{\varphi} = \frac{M_k}{\varphi} = \frac{GI_p}{l}, \end{array} \quad (2.6)$$

$$\begin{array}{l} \text{при изгибе} \\ k = K \cdot \frac{EI}{l^3}, \end{array} \quad (2.7)$$

где F - действующая сила, Н; f - деформация, м; S - площадь сечения стержня, м^2 ; ES - жесткость сечения стержня при растяжении (сжатии), Н; l - длина стержня, м; M_k - крутящий момент, Н·м; φ - угол закручивания (деформация при кручении), рад.; G - модуль упругости второго рода (модуль сдвига), Па; I_p - полярный момент инерции сечения стержня, м^4 ; GI_p - жесткость сечения при кручении, Н·м²; I_y - экваториальный момент инерции сечения стержня относительно оси, перпендикулярной плоскости изгиба, м^4 ; EI_y - жесткость сечения при изгибе, Н·м²; K - коэффициент, зависящий от характера нагружения и граничных условий (см. рис. 2.1).

Из (2.5) ... (2.7) видно, что жесткость деталей НК можно «регулировать», варьируя их материал, форму сечения, геометрические параметры, способы закрепления и приложения сил.

Существует много различных вариантов увеличения жесткости НК. Например, изгиб заменяют растяжением (сжатием) или «блокируют» деформации с помощью дополнительных стержней. Из рис. 2.2 следует, что прогиб консольного стержня 1, имеющего диаметр d , значительно уменьшится, если его «подпереть» снизу стержнем 2 (испытывает сжатие). При этом прежний диаметр d уменьшится до d_1 , а общая масса такого узла станет меньше предыдущего.

Один из способов увеличения жесткости деталей, изготовленных из тонколистового проката, - образование на их поверхности ребер жесткости, высота и сечение которых выбирается в

зависимости от требуемой жесткости (рис.2.3). При этом надо учитывать, что неправильно выбранные размеры ребер могут привести не к усилению, а к ослаблению детали. Обычно высота ребер в литых конструкциях - $h \leq 5h_0$, а толщина - $b = (0,6...0,8)h_0$. В деталях, изготовляемых из тонколистового проката, высота ребер выбирается из соображения прочности, а толщина определяется толщиной выбранного материала.

Жесткость элементов НК можно существенно повысить, применяя гибку листового проката или создавая специальные профили. При этом используются технологические способы: зиговка материала, высадка, вытяжка в штампе, отбортовка кромок и т.п. К примеру, если на детали, изготовленной из ленты, выполнить отбортовку или высадку (рис.2.4), то ее момент инерции I в зависимости от высоты h увеличится в десятки раз по сравнению с моментом инерции заготовки I' . Допустимая глубина зигов и местных высадок зависит от марки материала и его толщины. Для мягких сортов тонколистового проката размеры профиля зига приведены на рис. 2.5.

Одним из эффективных средств повышения жесткости НК является использование стержней с симметричными профилями: в этом случае исключается появление крутящих моментов.

Для уменьшения массы НК и улучшения охлаждения РЭС в таких деталях, как кожухи, крышки, перегородки и т.д., выполняют различные «облегчающие» проточки, выемки, отверстия: они дают возможность «изъять» лишний материал, не несущий нагрузки.

2.5. Прочность деталей НК при переменных напряжениях

В результате деформирования деталей НК могут возникнуть отказы как механического, так и электрического характера. Под влиянием МФ более всего подвержены разрушениям элементы, предварительно нагруженные монтажными усилиями, возникающими в результате нарушения технологического процесса при сборке изделия.

Особенно опасны случаи отказов вследствие усталости материала детали: повреждение может произойти при напряжениях, значительно меньших тех, которые допускаются в статических режимах работы. Усталость материала - процесс постепенного накопления повреждений в материале изделия под действием циклической нагрузки (переменных напряжений). Под влиянием последних в отдельных неблагоприятно ориентированных зернах в силу неоднородности материала появляются сдвиги. Со временем их границы расширяются, переходят на другие зерна и, охватывая все более широкую область, развиваются в усталостную трещину.

Усталостная прочность материала зависит от величины и характера изменения напряжений, числа циклов. Совокупность всех значений напряжений, повторяющихся через определенные промежутки времени, называется циклом переменных напряжений.

Характеристиками цикла, в котором напряжения изменяются по закону, близкому к гармоническому, являются (рис.2.6):

максимальное σ_{max} и минимальное σ_{min} напряжения цикла;
амплитуда цикла

$$\sigma_a = \frac{1}{2}(\sigma_{max} - \sigma_{min}); \quad (2.8)$$

среднее напряжение цикла

$$\sigma_m = \frac{1}{2}(\sigma_{max} + \sigma_{min}); \quad (2.9)$$

размах

$$2\sigma_a = \sigma_{max} - \sigma_{min}. \quad (2.10)$$

Среднее напряжение цикла может быть положительным, отрицательным или равным нулю; амплитуда цикла - величина положительная. Если $\sigma_{min} = -\sigma_{max}$, то цикл является симметричным, при $|\sigma_{min}| \neq |\sigma_{max}|$ - асимметричным. Степень асимметрии цикла характеризуется коэффициентом r :

$$r = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}}$$

Прочность материала мало зависит от характера изменения напряжения внутри цикла и в основном определяется значением и знаком максимального σ_{max} и минимального σ_{min} напряжений. Частота изменения последних до 1 кГц не оказывает существенного влияния на прочность.

Пример 2.1. Резистор массой m закреплен на плате, подвергающейся вибрации $z_0 = A_0 \sin \omega t$ (рис. 2.7, а). Определить напряжения, возникающие в выводах ЭРЭ.

Решение. Изгибающий момент для рассматриваемой расчетной модели равен

$$M_{II} = \pm \Phi h = \pm m h \omega^2 A_0 \sin \omega t.$$

Из эпюры M_{II} (рис.2.7, б) видно, что сечение АВ является опасным (рис.2.7, в). Найдем максимальные напряжения в выводах ЭРЭ:

$$\sigma_{II} = \frac{M_{II}}{W} = \pm 10 m h \omega^2 A_0 d^{-3},$$

где $W = \frac{\pi d^3}{32} \approx 0,1 d^3$ - момент сопротивления изгибу круглого сечения.

Из выражения следует, что знакопеременные напряжения σ_{II} изменяются по гармоническому закону с амплитудой

$$\sigma_a = \frac{1}{2}(\sigma_{max} - \sigma_{min}) \approx 10 m \omega^2 A_0 h d^{-3}.$$

Здесь: $\sigma_{max} \approx 10 m \omega^2 A_0 h d^{-3}$, $\sigma_{min} \approx -10 m \omega^2 A_0 h d^{-3}$.

Подобный цикл переменных напряжений (рис. 2.7, в) является симметричным, с коэффициентом асимметрии

$$r = \frac{-\sigma_{min}}{\sigma_{max}} = \frac{-10 m \omega^2 A_0 h d^{-3}}{10 m \omega^2 A_0 h d^{-3}} = -1.$$

Прочность материала при циклической нагрузке характеризуется пределом выносливости: это наибольшее абсолютное значение напряжения, при котором образец не разрушается при базовом числе циклов N_S . Обычно для сталей $N_S = 10^7$, для цветных материалов $N_S = (5...10)10^7$ циклов.

Для симметричного цикла переменных напряжений предел выносливости по нормальным напряжениям обозначается σ_{-1} - растяжение (сжатие), изгиб; по касательным - τ_{-1} - чистый сдвиг (кручение).

На рис. 2.8 изображена кривая усталости (кривая Вёллера) для образцов из углеродистой стали. Перелом кривой означает, что если амплитуда σ_a переменного напряжения будет меньше предела выносливости σ_{-1} , соответствующего точке перелома при $N_0 \approx 10^6$ циклов, то усталостное разрушение практически не наступит при неограниченном числе циклов.

При отсутствии справочных данных предел выносливости симметричного цикла может быть выражен приближенно через предел прочности σ_B : для сталей при изгибе $\sigma_{-1} = (0,4 \dots 0,5) \sigma_B$ (более низкие значения соответствуют углеродистым сталям, несколько выше - легированным); для цветных металлов $\sigma_{-1} = (0,25 \dots 0,5) \sigma_B$; при кручении $\tau_{-1} \approx 0,6 \sigma_{-1}$.

При асимметричном цикле усталостная прочность материала снижается. Предел выносливости для этого случая находят из диаграммы предельных напряжений (диаграммы усталостной прочности), построение которой ясно из рис. 2.9, где σ_T - предел текучести; σ_B - предел прочности.

Заданному циклу на диаграмме соответствует некоторая точка K ; ее координаты в масштабе диаграммы равны его среднему напряжению σ_m и амплитуде σ_a . Каждый луч, выходящий из начала координат, - геометрическое место точек, соответствующих циклам, имеющим одинаковый коэффициент асимметрии r .

Чтобы определить величину предела выносливости σ_r при некотором цикле с коэффициентом асимметрии r , следует из начала координат под углом β к абсциссе провести луч OM до пересечения с прямой AC (рис.2.9). Угол β определяется из (2.11):

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{1-r}{1+r}. \quad (2.11)$$

Координаты точки пересечения луча с линией AC изображают в масштабе диаграммы предельное напряжение цикла с заданным коэффициентом асимметрии r (предел выносливости определяется суммой координат точки M).

Так как для пластичных материалов предел текучести σ_T является предельным напряжением, то AB ограничивается прямой DE , отсекающей на координатных осях в масштабе σ_T равные отрезки OD и OE . Сумма координат каждой точки прямой DE дает значения σ_T , т.е. точки этой прямой соответствуют циклам, максимальное напряжение которых равно пределу текучести σ_T . Следовательно, предельные напряжения циклов определяются точками ломаной линии ACD .

Основными факторами, снижающими выносливость деталей по сравнению с образцами, являются концентрация напряжений, изменение геометрических параметров и качество поверхности детали.

Причины появления концентрации напряжений - резкие изменения формы, неоднородность материала, технологические дефекты, появляющиеся при обработке, а также случайные надрезы и царапины на поверхности детали. Так, при достижении местными напряжениями максимальной величины σ_{max} , равной σ_B , произойдет разрушение элемента (рис.2.10). Если же он изготовлен из пластичного материала, то после того как напряжения достигнут предела текучести σ_T , их увеличение прекратится, а материал в точках m «потечет».

Дополнительная нагрузка будет восприниматься средними волокнами, и напряжения в них возрастут. Этот процесс продолжится до тех пор, пока материал не перестанет «течь» в крайних волокнах благодаря перестройке кристаллов и упрочнению. Только после этого возобновится рост напряжений в точках m до величины σ_b , после чего произойдет разрушение.

Концентраторы напряжений (галтели, канавки, выточки, отверстия и т.п.) снижают предел выносливости образцов в 1,5...2 раза в зависимости от геометрии детали, вида концентратора и чувствительности материала к концентрации напряжений.

При разработке деталей НК следует избегать резких ступенчатых переходов, а при необходимости изменения сечения переходы выполнять с помощью галтелей (рис. 2.11, а, в). В специальных случаях с целью уменьшения величины концентрации напряжений галтели выполняются по соответствующим кривым (по дуге эллипса, параболы или гиперболы). Это значительно снижает концентрацию напряжений, и дает возможность добиться ее полного исчезновения.

Увеличение геометрических размеров детали уменьшает предел выносливости. Установлено, что влияние масштабного фактора будет тем больше, чем более неоднороден материал. Так, для углеродистой стали изменение диаметра образца с 7 до 150 мм приводит к снижению предела выносливости почти наполовину.

Существенную роль играет и состояние поверхностных слоев детали: повышение класса ее чистоты обработки увеличивает предел выносливости в несколько раз. Однако даже царапина, нанесенная абразивом, вызывает снижение этого параметра на 40%. Особенно следует избегать рисков, перпендикулярных направлению сил, вызывающих растяжение. Эксперименты подтверждают, что качественные стали более чувствительны к чистоте обработки по сравнению с менее качественными (относительно малой чувствительностью к этому обладает чугун). Степень влияния качества поверхности на предел выносливости материала зависит также от вида деформации: при изгибе сказывается больше, при растяжении (сжатии) меньше. Значительное уменьшение (до 70...80%) рассматриваемой характеристики может вызвать и коррозия металла. Наоборот, поверхностное упрочнение - наклеп, термохимическая обработка (цементирование, азотирование), поверхностная закалка - повышает предел выносливости в 1,5...3 раза, а долговечность детали - в десятки раз.

Как отмечалось, скорость изменения напряжений мало влияет на величину предела выносливости. Тем не менее, при увеличении частоты нагружений свыше 1 кГц наблюдается некоторый рост его. Перерывы нагружения (паузы) также повышают этот предел на 10...15%. С увеличением температуры величина его снижается.

Если учесть перечисленные основные факторы, то рабочее поле диаграммы предельных напряжений для детали уменьшается по сравнению с полем диаграммы для образца в k_{σ_d} раз (рис. 2.12). На основании обработки экспериментальных данных коэффициент

$k_{\sigma_d}(k_{\tau_L})$ рекомендуется вычислять по формуле

$$k_{\sigma_d} = \frac{k_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}} + \frac{1}{\beta} + 1, \quad (2.12)$$

где $k_{\sigma}(k_{\tau})$ - эффективный коэффициент концентрации напряжений;

$\varepsilon_{\sigma}(\varepsilon_{\tau})$ - масштабный коэффициент;

β - коэффициент качества поверхности.

Расчеты деталей НК на прочность при действии циклических нагрузок основаны на условии прочности при усталостном разрушении:

$$\sigma_{max} \leq [\sigma] = \frac{\sigma_r}{n_{r\sigma}}, \quad (2.13)$$

где $[\sigma]$ - допускаемые напряжения в случае растяжения (сжатия), изгиба;

$n_{r\sigma}$ - коэффициент запаса усталостной прочности по нормальным напряжениям.

Для определения $n_{r\sigma}$ воспользуемся диаграммой предельных напряжений (рис.2.12). Точке K соответствует максимальное напряжение $\sigma_{max} = \sigma_m + \sigma_a$ рассматриваемого цикла с характеристикой r , а M - предел выносливости при этом же коэффициенте асимметрии r .

Учитывая (2.13)

$$\sigma_{r\sigma} = \sigma_{max} n_{r\sigma} = (\sigma_m + \sigma_a)n_{r\sigma} = \sigma_m n_{r\sigma} + \sigma_a n_{r\sigma}$$

и диаграмму (рис.2.12), получим уравнение предельной прямой PN:

$$\frac{\sigma_a n_{r\sigma}}{\sigma_{-1}/k_{\sigma\partial}} + \frac{\sigma_m n_{r\sigma}}{\sigma_e} = 1,$$

или

$$\frac{k_{\sigma\partial} \sigma_a n_{r\sigma}}{\sigma_{-1}} + \frac{\sigma_m n_{r\sigma}}{\sigma_e} = 1. \quad (2.14)$$

Коэффициент запаса усталостной прочности по нормальным напряжениям найдем из (2.14)

$$n_{r\sigma} = \frac{1}{k_{\sigma\partial} \frac{\sigma_a}{\sigma_{-1}} + \frac{\sigma_m}{\sigma_T}}, \quad (2.15)$$

аналогично по касательным

$$n_{r\tau} = \frac{1}{k_{\tau} \frac{\tau_a}{\tau_{-1}} + \frac{\tau_m}{\tau_T}}. \quad (2.16)$$

При сложном напряженном состоянии n_r определяется формулой

$$n_r = \frac{n_{r\sigma} n_{r\tau}}{\sqrt{n_{r\sigma}^2 + n_{r\tau}^2}}. \quad (2.17)$$

Допускаемое значение $[n_r]$ в большинстве случаев принимают: для изделий из металла $[n_r] = 1,5 \dots 2,5$; для хрупких материалов, керамики, пластмасс $[n_r] = 2 \dots 3$.

Допускаемые нормальные напряжения при действии циклических нагрузок можно вычислить так. Из условия (2.13) имеем

$$[\sigma] = \frac{\sigma_r}{n_{r\sigma}} = \frac{\sigma_a + \sigma_m}{n_{r\sigma}}.$$

Подставив значение $n_{r\sigma}$ из (2.15), окончательно найдем

$$[\sigma] = (\sigma_a + \sigma_m) \left(\frac{k_{\sigma\partial} \sigma_a}{\sigma_{-1}} + \frac{\sigma_m}{\sigma_T} \right). \quad (2.18)$$

Допускаемые касательные напряжения:

$$[\tau] = (\tau_a + \tau_m) \left(\frac{k_\tau \cdot \tau_a}{\tau_{-1}} + \frac{\tau_m}{\tau_T} \right). \quad (2.19)$$

2.6. Устойчивость равновесия элементов НК

Детали, у которых один или два размера малы по сравнению с третьим, могут потерять устойчивость равновесия в результате приложения определенной по величине нагрузки. Предположим, что стержень сжимается продольной силой F , при этом линия ее действия совпадает с его геометрической осью (рис.2.13). Если сила незначительна, то при равномерном сжатии с напряжением $\sigma = F/S$ равновесие стержня будет устойчивым. По мере увеличения F равновесие системы в какой-то момент становится безразличным, а затем неустойчивым. Сила, при которой первоначальная форма равновесия неустойчива, называется критической $F_{кр}$.

Итак, при $F \geq F_{кр}$ под влиянием весьма малой поперечной силы стержень легко выводится из состояния неустойчивого равновесия, что приводит к внезапному его выпучиванию, а затем и возможному разрушению. Поэтому сжатые стержни НК, платы и другие детали, помимо расчета на прочность проверяют и на устойчивость равновесия. Особое внимание необходимо уделить устойчивости равновесия внешних и внутренних кромок элементов НК, изготовленных из тонколистового проката. Это достигается отгибом кромок и образованием ребер жесткости (рис.2.14) или отбортовкой внутренних кромок по всему контуру отверстий (рис.2.15).

Допускаемая сила вычисляется так:

$$[F] = \frac{F_{кр}}{n_{уст}}, \quad (2.20)$$

где $F_{кр}$ - критическая сила, Н; $n_{уст}$ - коэффициент запаса устойчивости.

Критическая сила $F_{кр}$ определяется известной формулой Л.Эйлера:

$$F_{кр} = \frac{\pi^2 E I_{min}}{(\beta l)^2}, \quad (2.21)$$

полученной им при решении дифференциального уравнения упругой линии изогнутой оси стержня:

$$\frac{d^2 z}{dx^2} = - \frac{F_{кр} \cdot z}{E I_y}. \quad (2.22)$$

В (2.21) I_{min} - минимальный момент инерции сечения: потеря устойчивости равновесия происходит в плоскости наименьшей жесткости; β - коэффициент приведенной длины, зависящий от способа закрепления стержня (значения β для некоторых граничных условий приведены на рис.2.13); (βl) - приведенная длина стержня, м.

Формула Л.Эйлера справедлива в пределах линейной зависимости напряжения и деформации, т.е. при условии, что критическое напряжение

$$\sigma_{кр} = \frac{F_{кр}}{S} = \frac{\pi^2 E I_{min}}{(\beta l)^2 S}$$

не превышает предела упругости σ_y материала детали:

$$\sigma_{кр} = \frac{F_{кр}}{S} \leq \sigma_y. \quad (2.23)$$

Введем безразмерную характеристику - гибкость стержня λ :

$$\lambda = \frac{\beta l}{i_{min}},$$

где $i_{min} = \left(\frac{I_{min}}{S} \right)^{\frac{1}{2}}$ - минимальный радиус инерции сечения, м.

Теперь условие устойчивости равновесия стержня (2.23) принимает вид

$$\sigma_{кр} = \frac{\pi^2 E}{\lambda^2} \leq \sigma_y. \quad (2.24)$$

Из (2.24) получим

$$\lambda \geq \pi \left(\frac{E}{\sigma_y} \right)^{\frac{1}{2}} = \lambda'.$$

Это значит, что формула Л.Эйлера применима лишь в случаях, когда гибкость стержня λ больше или равна предельной гибкости материала λ' , из которого он изготовлен.

При расчете сжатых стержней допускаемое усилие $[F]$ вычисляют по формуле

$$[F] = \varphi [\sigma_c] S, \quad (2.25)$$

где φ - коэффициент понижения допускаемого напряжения, зависящий от гибкости λ и материала стержня; $[\sigma_c]$ - допускаемое напряжение на сжатие.

Условие (2.25) позволяет решать две задачи:

1. Найти допускаемую силу $[F]$, зная материал, форму и размеры поперечного сечения, длину и способ закрепления стержня.

В этом случае, определив гибкость $\lambda = \frac{\beta l}{i_{min}}$, по таблицам находят соответствующее значение φ , а затем вычисляют $[F]$ согласно (2.25).

2. Подобрать площадь и профиль поперечного сечения стержня при действующем усилии F , если известны его длина, материал и граничные условия. Вторая задача решается методом последовательных приближений. Вначале при произвольном значении коэффициента понижения напряжений φ определяется из (2.25) площадь сечения, затем, задавшись его формой, находят значения i_{min} и λ , а по последнему - φ' . Если φ' окажется близким к φ , то расчет на этом можно закончить. Когда условие $\varphi' \approx \varphi$ не выполняется, тогда вычисления повторяют до тех пор, пока исходное и полученное значения коэффициентов φ не окажутся достаточно близкими.

Пример 2.2. Стержень каркаса НК длиной 1 м, закрепленный по схеме, показанной на рис. 2.13, г, подвергается действию продольной силы $F = 7500 \text{ Н}$; изготовлен из алюминиевого сплава Д16, допускаемое напряжение $[\sigma_c] = 1,3 \cdot 10^8 \text{ Па}$.

Подобрать необходимые площадь и профиль сечения.

Решение. Назначив произвольно коэффициент понижения напряжения $\varphi = 0,4$, вычислим площадь сечения из (2.26):

$$S = \frac{F}{\varphi [\sigma_c]} = \frac{7500}{0,4 \cdot 1,3 \cdot 10^8} = 1,44 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2.$$

Для профиля ПК 13373 (рис.2.16) $S = 1,49 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$, минимальный радиус инерции сечения $i_{\min} = 0,56 \cdot 10^{-2} \text{ м}$.

По гибкости стержня ($\beta = 0,5$)

$$\lambda = \frac{\beta l}{i_{\min}} = \frac{0,5 \cdot 1}{0,56 \cdot 10^{-2}} \approx 90$$

из таблиц находим $\varphi' = 0,69$.

Поскольку $\varphi' > \varphi$, принимаем $\varphi \gg = 0,35$ и повторяем расчет:

$$S' = \frac{F}{\varphi' [\sigma_c]} = \frac{7500}{0,35 \cdot 1,3 \cdot 10^8} = 1,65 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2.$$

Для профиля ПК 14530 $S = 1,6 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$, $i_{\min} = 0,36 \cdot 10^{-2} \text{ м}$; $\lambda' = \frac{0,5 \cdot 1}{0,36 \cdot 10^{-2}} \approx 140$.

При $\lambda' = 140$ $\varphi \gg \gg = 0,36$.

Так как $\varphi \gg \approx \varphi \gg \gg$, то на этом расчет заканчиваем. Действительно,

$$[F'] = 0,36 \cdot 1,3 \cdot 10^8 \cdot 1,6 \cdot 10^{-4} = 7488 \text{ Н},$$

то есть отклонение допускаемой силы $[F']$ от действующей F составляет всего 0,16%. Поэтому для НК выбираем профиль стержня ПК 14530.

2.7. Конструирование деталей и узлов НК

НК РЭС состоят из большого числа деталей, разнообразных по назначению, массе, размерам и материалам. Очевидно, что все расчеты - силовой и на прочность - становятся весьма трудоемкими и сравнительно малоэффективными. Поэтому механические характеристики большей части элементов НК не рассчитываются, а используются соответствующие опытные данные аналогичных разработок. В ответственных случаях решение принимается после тщательного анализа действующих на деталь динамических нагрузок и определения механических напряжений в опасном сечении. При этом за базовые в расчете принимают те элементы, которые воспринимают меньшие по величине МВ. Так, если из всех использованных в РЭС элементов наиболее виброчувствительными оказались резисторы типа СП5, выдерживающие виброускорения до 4g, то создаваемая НК первого уровня должна противостоять, по крайней мере, такой нагрузке.

Особое внимание следует уделять технологии изготовления деталей НК: литьем, прессованием, штамповкой, гибкой, сваркой или экструзией (выдавливание материала,

нагретого до пластического состояния, через отверстия матрицы для получения профилей рамок, оребренных пластин и т.д.). Довольно часто элементы НК представляют собой оболочковые формы (кожухи, корпуса, экраны и т.п.), выполняемые с использованием литья, профилированного и тонколистового проката. На рис. 2.17 показаны наиболее распространенные профили открытого типа, используемые для усиления НК. Надо иметь в виду, что при профилировании в процессе гибки листового проката могут возникнуть напряжения, превышающие предел текучести материала. Это может привести к появлению трещин и изломов. Изгиб листа радиусом меньше допускаемого для данного металла также нарушает однородность его структуры и в результате приводит к разрушению. Минимальный радиус гибки листового проката в холодном состоянии зависит от марки материала и расположения линии изгиба относительно направления проката.

Таблица 2.4.

Геометрические характеристики сечений

Тип профиля	Площадь сечения $S \cdot 10^{-6}$, м ²	Масса одного погонного метра, кг	$I_x \cdot 10^{-4}$, м ⁴	i_x , м	$I_y \cdot 10^{-4}$, м ⁴	i_y , м	$I_{x0} \cdot 10^{-4}$, м ⁴	i_{x0} , м	$I_{y0} \cdot 10^{-4}$, м ⁴	i_{y0} , м
ПК 13370	226	0,583	1,490	0,081	1,459	0,08	2,4	0,103	0,54	0,049
ПК 13371	229	0,595	1,515	0,081	1,515	0,081	2,45	0,103	1,515	0,05
ПК 13372	288	0,753	1,70	0,077	1,934	0,082	2,734	0,097	0,9	0,056
ПК 13375	282	0,735	0,357	-	2,919	-	-	-	-	-
ПК 14521	330	0,781	4,067	0,11	4,067	0,11	5,692	0,131	2,442	0,082

При проектировании НК применяют профили не только горячекатаные из конструкционных легированных сталей, но и холодноотянутые из углеродистых сталей. Из деформируемых алюминиевых сплавов соответствующих марок, например, АД31, 1915 и т.п., изготавливают прессованные профили различной формы (сечений): равнобокий и неравнобокий уголки, швеллер, тавр, двутавр, полые сечения и т.д. (рис. 2.18). В сервисных НК РЭС находят широкое применение прессованные из алюминиевого сплава фасонные профили (рис. 2.19). В табл. 2.4 приведены геометрические характеристики, используемые в расчетах каркасных конструкций на прочность и устойчивость равновесия (S - площадь сечения; I - момент инерции сечения; i - радиус инерции сечения).

Предварительный выбор вида профиля определяется назначением каркаса, его формой и требованиями, предъявляемыми к конструкции. Так, в беспанельных НК, а также при наличии в них съемных панелей, дверей и т.д. используют профиль ПК 13370. При повышенных требованиях к прочности и

жесткости каркаса и наличии в нем направляющих следует применить другой профиль, например ПК 14521.

Жесткость НК, изготовленной из профилированных стержней, зависит не только от жесткости последних, но и от угловых связей, проектированию которых следует уделять надлежащее внимание. На рис. 2.20 показаны варианты конструкций угловых связей, используемых для образования каркасов стоек, различных по технологии изготовления: а - сварка углов из равнобедренных стальных уголков; б - сварка из профилированных стержней открытого профиля; в - сборка из стержней прессованных профилей; г - сварка углов из профилированных стержней замкнутого типа; д - соединение углов из прессованных

фасонных стержней с пазами. Дополнительную жесткость НК создает обшивка стенками из тонколистового проката.

В связи с ростом номенклатуры прессованных профилей и низкой их себестоимостью в последнее время получили широкое применение универсально-сборные каркасные конструкции. Из них собирают различные каркасы РЭС и нестандартного оборудования ЭВС (ОСТ4.ГО.065.000).

Замкнутые профили имеют довольно высокую жесткость, но использование в каркасах открытых профилей упрощает конструкцию, делает легко осуществимой сварку, образование креплений блоков, укладку монтажных жгутов, установку направляющих и т.д.

Направляющая - неподвижная деталь, которая обеспечивает относительное перемещение другой детали (ползуна) под действием силы по определенной траектории. В НК РЭС преимущественно применяют прямолинейные направляющие.

Для предотвращения заклинивания ползуна в направляющих при разработке вставных (вдвигаемых) устройств ЭС необходимо учитывать известную зависимость между силами, приложенными к нему, его массой и коэффициентом трения скольжения.

Рис. 2.21 иллюстрирует возможные конструктивные формы рабочих поверхностей ползуна и направляющей. Здесь: 1 - ПП; 2 - прилив на корпусе изделия; 3 - боковые поверхности устройства; 4 - ползун с полукруглым пазом; 5 - ползун с прямоугольным пазом; 6 - штырь; 1' и 3' - направляющие с прямоугольным пазом (узким и широким соответственно); 2' - упругая направляющая; 4' - полукруглая направляющая; 5' - прямоугольная направляющая; 6' - втулка.

Различают направляющие индивидуальные, применяемые для одного ползуна (рис. 2.22, а); групповые, рассчитанные на несколько ползунков (рис. 2.22, б); совмещенные, выполняющие несколько функций (рис. 2.22, в). Изготавливают их из различных марок сталей (в том числе и нержавеющей), алюминиевых сплавов и пластмасс, а упругие направляющие - из пружинной стали, бронзы и термически обработанной латуни.

Обычно все металлические элементы НК имеют соответствующие покрытия. Металлические направляющие также подвергают определенной технологической обработке (хромирование, никелирование, твердое анодирование, эматалирование и т.п.) для уменьшения износа трущихся поверхностей.

2.8. Конструктивно-технологическое исполнение НК

Как уже отмечалось, для изготовления деталей НК используют алюминиевые и стальные листы, штампованные и прессованные профили, литые детали. При выборе материалов и конструкции несущих элементов необходимо тщательно проанализировать как преимущества, так и их недостатки, учитывая производственные и технологические возможности изготовления. В табл. 2.5 даны основные характеристики НК, применяемых в РЭС.

Таблица 2.5

Конструктивно-технологическое решение	Характеристика, эффективность	Недостатки	Применение
Каркас и корпус	Высокая жесткость	и Необходимость	Крупногаба-

из листовой стали, гнутый профиль, сварка Бескаркасные конструкции	прочность НК, точность размеров, хорошие качество поверхностей и экранировка электрических цепей, надежное заземление металлических частей и низкий удельный вес сборочных работ	специального оборудования (гибочные прессы, сварочные агрегаты)	ритные стойки, встраиваемые блоки, настольные приборы (мелкосерийное производство)
Каркас из алюминиевых профилей, стенки и крышки из листовой стали или листового алюминия	Высокие эстетические характеристики, простота НК, достаточная прочность для небольших и средних изделий, отсутствие необходимости в специальном оборудовании при изготовлении деталей	Недостаточная жесткость больших НК (стоек, шкафов), большая доля сборочных работ (винтовые соединения), плохое заземление металлических частей, ненадежность соединений при транспортировке	Преимущественно настольные приборы, встраиваемые блоки (мелкосерийное и серийное производство)
Корпус из литых алюминиевых деталей и профилей	Высокие эстетические характеристики, точность размеров, достаточная жесткость, экономичность НК	Плохое заземление металлических частей, необходимость специального литейного оборудования	Настольные приборы, основания стоек, вставные блоки (серийное производство)

2.9. Конструктивные особенности комплекса УТК

В конструкциях третьего и четвертого структурных уровней УТК-I и УТК-II используются стандартные алюминиевые профили, детали, выполненные литьем под давлением из алюминиевого сплава АЛ-9, профилированные штампованные элементы из листового алюминиево-марганцевого сплава Амц, клевиновые соединения на основе клея К-400. Это обеспечивает высокую технологичность изделий комплекса, минимальную трудоемкость на сборочных операциях.

Основными несущими элементами в частичных блоках второго (см. рис. 1.17) и третьего (см. рис. 1.18) исполнений являются литые алюминиевые рамки, а четвертого, ..., восьмого (см. рис. 1.19 ... рис. 1.23) – детали из стандартного профиля ПС 885-800 ($B_3 = 20; 40; 60; 80; 100; 120; 160$) или ПС 885-798 ($B_3 = 200; 240; 320; 400$). В конструкции блоков второго,

третьего, пятого, ..., восьмого исполнений входят штампованные из листового алюминия передние и задние панели, детали фиксации блоков. Стандартные разъемы типа ГРПМ-2 на 60, 90 и 120 контактов размещаются на задней панели, а на передней – органы управления, индикации и контроля. Основные размеры шести исполнений сведены в табл. 2.6.

Таблица 2.6.

Основные размеры частичных блоков, мм

Параметры	Исполнение					
	Первое	Второе	Третье	Четвертое	Пятое	Шестое
H ₃	158;	198;	238		198	
B ₃	40;60	40; 60; 80; 100; 120	80;100;120;160;200 ; 240;320;400;480		20; 40; 60; 80; 100; 120; 160; 200;240; 320; 400	
L ₃	283	275				

Примечание. Индекс, например 3, указывает на принадлежность размера изделию соответствующего структурного уровня.

Комплектные блоки (см. рис. 1.24) имеют в качестве основного несущего элемента литые рамы, к которым крепятся передняя и задняя панели. Съемные боковины, а также верхняя и нижняя крышки штампуются из листового алюминия. Разъемы типа ШР и 2РМД располагаются на задней панели. Основные размеры модулей приведены в табл. 2.7.

Таблица 2.7.

Основные размеры комплектных блоков, мм

H ₃	118;	158;	198;	238
B ₃	480			
L ₃	360			

Несущие детали базового каркаса (см. рис. 1.27) – стяжки из стандартного профиля и боковины, штампованные из листового алюминия.

Варианты блочных каркасов (см. рис. 1.25 и рис. 1.26) конструктивно отличаются только элементами, устанавливаемыми на базовый каркас (ручки, кронштейны под разъемы, детали фиксации и крепления). Электрические соединения между частичными блоками выполняют объемным монтажом или с помощью коммутационной МПП (основные размеры модулей показаны на рис. 1.25 ... рис. 1.27).

Базовые каркасы стоек (см. рис. 1.28) – четвертый структурный уровень – отличаются размерами и конструкцией узлового соединения профилей. Так, параметры каркасов для УТК-II ограничены размерами объекта, стандартных люков и проемов, через которые стойки транспортируются, а узловые соединения должны отвечать более высоким требованиям к их жесткости.

Каркас этого модуля состоит из стандартных алюминиевых профилей и деталей различного назначения: основания, щиты, дверцы, панели для разъемов, направляющие, электроизделия, шины питания, элементы установки и фиксации различных устройств (лентопотяжных механизмов, графопостойтелей и т.п.).

Отметим некоторые особенности конструирования стоек вне зависимости от того, в каких условиях предполагается их эксплуатация:

общая масса модулей, размещаемых в стойке ≤ 500 кг;

дверцы должны открываться на угол $\leq 90^\circ$ и электрически соединяться с рамой (каркасом стойки);

потребляемая мощность ≤ 3 кВт при принудительном воздушном охлаждении и ≤ 200 Вт при естественном охлаждении (рабочая температура - $283^\circ \dots 313^\circ\text{K}$);

блоки питания при массе каждого ≤ 20 кг должны располагаться в верхних горизонтальных или крайних вертикальных рядах;

модули и блоки питания с массой > 20 кг рекомендуется размещать в нижней части стойки;

размер ее в глубину ≤ 1 м;

модули всех структурных уровней следует устанавливать так, чтобы они равномерно охлаждались движущимися потоками воздуха.

На базе стойки для УТК-I можно производить рамную компоновку РЭС. С этой целью в комплект стоек включены блок-панели (вместо блочных каркасов), рамы, специальная и крепежная оснастка.

Комплекс УТК позволяет проектировать ЭУ специального назначения: магнитные и графические регистраторы, пульта УТК-II. Для этого используют рамы, кронштейны, двери специальной формы, поворотные и запирающие механизмы, фиксаторы и т.д.

Конструкции стоек всех типов допускают использование как индивидуальной (в виде автономного блока), так и централизованной приточно-вытяжной вентиляции.

Основными конструктивными элементами настольного приборного корпуса (см. рис. 1.29) являются передняя и задняя литые рамки, стяжки из стандартного алюминиевого профиля, быстросъемные боковины и крышки из листового алюминия.

Переносные приборные корпуса (см. рис. 1.30) имеют переднюю литую рамку с обечайкой и штампованные крышки.

В оснастку приборных корпусов входят также установочные, фиксирующие и др. детали (ручки, замки, кронштейны, опоры и т.д.). На задней стороне корпуса на специальных кронштейнах устанавливают электрические разъемы. Основные размеры приборных корпусов отображены в табл. 2.8.

Таблица 2.8.

Основные размеры приборных корпусов, мм

Параметры	Приборные корпуса														
	Настольные									Переносные					
H_4	125				165			205		170		210		250	
h_4	120				160			200		160		200		240	
B_4	250	290	370	450	290	370	450	370	450	450	530	450	530	450	530
b_4	200	240	320	400	240	320	400	320	400	400	480	400	480	400	480

L ₄	370	370; 430
----------------	-----	----------

Приборные корпуса УТК-II включают литые основания (верхнее и нижнее), боковины из специального профиля, открывающуюся переднюю и неподвижную заднюю крышки, детали крепления и фиксации, влагозащитные уплотнения. Разъемы электрического входа-выхода устанавливаются на задней крышке (или сбоку) непосредственно (или через переходной элемент).

Модульный принцип конструкции пультов обеспечивает гибкость и преемственность при построении различных устройств, систем управления и отображения информации, позволяет получить множество модификаций. Пульты могут быть с корпусами, предназначенными для размещения частичных вставных блоков (см. рис. 1.32) или каркасов блочных и комплектных блоков (см. рис. 1.33), одно- (см. рис. 1.34), двух- и трехсекционными (см. рис. 1.35), с тумбами и без них (облегченными), с приборными отсеками и панелями управления и без них. Основные размеры перечисленных модулей и варианты их исполнения сведены в табл. 2.9.

Таблица 2.9.

Основные размеры каркасов и пультов, мм

Па- ра- метры	Корпуса		Пульты	
	для размещения ЧВБ	для размещения КБ и ККБ	исполнение а)	исполнение б)
H ₄	464	508	1090; 1104; 1130; 1144; 1170; 1180	
B ₄				
B' ₄			622	
L ₄	495	540	1070	
L' ₄	475	520		
l ₁			904	992
l' ₁			1158	
l ₂			1344	1476
l' ₂			1694	

Литые корпуса-основания, штампованные кожухи, литые верхние крышки (для блоков типа II) – основные детали блоков УТК-III (см. рис. 1.36). Все они имеют четырехслойное покрытие (медь-никель-олово-свинец). ТЭЖ одного типоразмера собирают в вертикальные пакеты и винтами крепят к корпусу-основанию.

Межблочные электрические разъемы типа МР-1, штыри заземления и штенгель для заполнения блока инертным газом, виброизоляторы типа МР или детали крепления блока на объекте (или в модулях четвертого структурного уровня) устанавливают на корпусе-основании (штыри заземления и штенгель впаиваются в корпус-основание).

Как видно из рис. 1.36, разъемы могут находиться на боковой поверхности (тип I), на верхней (тип II) и на специальном выступе (тип III).

2.10. Неразъемные соединения НК

Соединения деталей НК должны обеспечивать не только вибропрочность в заданном диапазоне частот, но и ударопрочность при действии соответствующих ударных нагрузок. В зависимости от величины приложенных сил эти свойства влияют на выбор вида соединения, материала, технологии изготовления и массы соединяемых элементов или узлов.

Соединения, полученные сваркой, пайкой, клепкой, склеиванием или иными способами, при демонтаже которых соединяемые детали разрушаются, называются неразъемными. Они выбираются с учетом:

обеспечения требуемой прочности, герметичности и надежности на весь период эксплуатации изделия;

возможности покрытия деталей до и после соединения;

простоты изготовления с использованием передовых технологий;

максимальной экономичности изготовления НК.

Не рекомендуется применять:

клепку деталей из алюминиевых сплавов медными или латунными заклепками без защитного покрытия, в особенности, если элементы «работают» в морской воде;

заформовку деталей и узлов в пластмассу, когда температура их плавления, материала покрытия и припоя ниже температуры, при которой производится заформовка;

заливку относительно больших деталей в алюминиевые и магниевые сплавы;

пайку деталей из алюминиевых сплавов припоями, содержащими олово, если они подвергаются после этого анодному оксидированию или травлению;

сварку прерывистым швом (неплотное соединение), если в дальнейшем соединение подвергается гальваническому покрытию.

Применение сварки:

уменьшает трудоемкость в сравнении с другими видами соединений;

дает возможность автоматизировать технологический процесс;

позволяет изготавливать узлы, составленные из деталей сложной формы, полученных литьем, горячей и холодной штамповкой, давлением или из фасонного проката;

снижает вес и себестоимость НК.

В зависимости от положения свариваемых деталей различают швы стыковые, внахлестку, угловые, тавровые и др. (рис. 2.23); в зависимости от расположения шва относительно линии действия силы - лобовые, фланговые и косые (рис. 2.24). Область применения тех или иных швов во многом зависит от способа сварки: при дуговой и газовой применяют все типы швов, при контактной стыковой - лобовые, при контактной точечной - внахлестку.

Материал сварного шва испытывает растяжение (сжатие) (рис. 2.23, а) или срез (рис. 2.23, б, в, г). На его прочность влияет концентрация напряжений, нарушающая плавность силового потока, что учитывается при выборе допускаемых напряжений.

Условие прочности стыкового шва (рис. 2.23, а) выглядит так:

$$\sigma = \frac{F}{skl} \leq [\sigma], \quad (2.26)$$

где σ – расчетные напряжения в сварном шве, Па; F - усилие, воспринимаемое швом, Н; s - расчетная толщина шва, равная наименьшей толщине свариваемых деталей, м; $\kappa = 0,8 \dots 0,95$ - коэффициент прочности шва, учитывающий непровар (меньшие значения следует брать при одностороннем шве); l - длина шва, м; $[\sigma]$ - допускаемые напряжения на растяжение материала шва, Па.

Для шва внахлестку (рис. 2.23, б) имеем

$$\tau = \frac{F}{hl} \leq [\tau] \quad (2.27)$$

Здесь: τ - расчетные касательные напряжения, Па; $h = 0,7s$ - расчетная высота шва, м; l - суммарная длина шва, м; $[\tau]$ - допускаемые напряжения на срез материала шва, Па.

Величину допускаемых напряжений для сварных соединений из малоуглеродистых сталей при действии статических нагрузок можно принять: при растяжении $[\sigma] = 1,1 \cdot 10^8$ Па, на сжатие $[\sigma] = 1,25 \cdot 10^8$ Па и на срез $[\tau] = 1,0 \cdot 10^8$ Па.

Расчет швов на прочность при циклическом нагружении проводится по (2.26) и (2.27). При действии переменных нагрузок особенно проявляется концентрация напряжений. Поэтому допускаемые напряжения $[\sigma]$ и $[\tau]$ понижаются умножением на коэффициент $\varphi_{c,T} \leq 1$:

$$[\sigma_{-1}] = \varphi_c [\sigma] \text{ и } [\tau_{-1}] = \varphi_T [\tau].$$

Значение $\varphi_{c,T}$ зависит от отношения действующих минимального F_{min} и максимального

F_{max} по величине усилий, взятых с их знаками. Для стыковых швов $\varphi_c = 1$ при $\frac{F_{min}}{F_{max}} = 1 \dots 0$

и $\varphi_c = 0,93 \dots 0,75$ при $\frac{F_{min}}{F_{max}} = (-0,2) \dots (-1)$; для остальных - $\varphi_T = 1 \dots 0,75$ при $\frac{F_{min}}{F_{max}} = 1 \dots 0$

и $\varphi_T = 0,71 \dots 0,60$ при $\frac{F_{min}}{F_{max}} = (-0,2) \dots 1$. Меньшие значения φ_T по сравнению с φ_c

объясняются большими значениями коэффициентов концентрации напряжений в этих швах.

При толщине листов свыше 2 мм, а также, когда невозможно получить соединение внахлестку, используют аргоно-дуговую сварку. Ее применяют, в основном, для получения каркасов из профильного проката и труб, причем сваривать детали, изготовленные из разных алюминиевых сплавов, например АМц и АМг, не рекомендуется - это приводит к образованию трещин.

Тонколистовые детали толщиной до 2 мм обычно соединяют точечной сваркой. Это быстрый, удобный и экономичный способ соединения элементов НК. В конструкциях, подвергающимся ударам и вибрациям, его надо применять с большой осторожностью: подобное соединение не выдерживает значительных механических напряжений. Но для сборки деталей кожуха такая технология вполне пригодна при шаге сварки 15 мм, расстоянии от центра сварочной точки до края листа 5 мм и толщине листов до 1 мм (рис. 2.25).

Более высокое качество шва обеспечивает пайка твердыми тугоплавкими припоями, например медно-цинковыми.

Пайка:

позволяет получать сложные узлы из простых и легких в изготовлении деталей;

обеспечивает сравнительную простоту и малую себестоимость технологического процесса;

дает возможность соединять детали из металлов и сплавов, имеющих разные физико-механические свойства.

В паяных соединениях остаточные деформации незначительны, но и сравнительно невысока их механическая и термическая прочность.

Широко распространены клеевое и комбинированное соединения, т.е. клеевое в сочетании с механическим креплением.

Клеевые соединения позволяют:

соединять детали как из однородных, так и разнородных материалов, при этом допускаются различные сочетания склеиваемых материалов;

повышать виброустойчивость узла;

приклеивать тонкие детали к более толстым, соединять весьма тонкие элементы и образовывать из них пакеты;

избегать специальных элементов крепления;

добиваться высокой герметичности изделия;

снижать себестоимость изготовления в сравнении с другими способами соединений.

Недостатки:

низкая прочность на растяжение;

меньшая долговечность по отношению к остальным видам неразъемных соединений;

необходимость применения специальных мер по созданию безопасных условий работы, так как большинство клеев на основе синтетических смол обладают определенной токсичностью.

На практике в большинстве случаев приходится иметь дело с клеевыми соединениями в конструкциях, которые характеризуются неоднородностью напряженного состояния. Для количественной оценки этого явления необходимо использовать довольно громоздкий математический аппарат, не располагая при этом необходимыми исходными данными. Положение осложняется еще и тем, что вследствие релаксационных процессов напряжения в клеевом шве не остаются постоянными, а со временем существенно перераспределяются.

В клеевых соединениях в результате действия ДФ возникают многокомпонентные напряжения, большую часть которых составляют напряжения, вызываемые механическими нагрузками. Поэтому прочность такого соединения на растяжение можно приближенно оценить так:

$$\sigma = \frac{m g n_g}{S} \leq [\sigma], \quad (2.28)$$

где m - масса приклеиваемой детали, например ЭРЭ, кг; n_g - коэффициент виброперегрузки; S - площадь склеивания, м²; $[\sigma]$ - допускаемые напряжения, Па.

Наиболее прочное соединение получают с помощью заклепок (рис. 2.26) при:

высоких требованиях к надежности узлов в конструкциях, испытывающих удары и вибрации;

соединении разнородных материалов;

объединении большого числа элементов в один пакет;

расклепывании концов осей и выступов различной формы деталей.

Заклепочные соединения допускают меньшие повреждения соединяемых элементов при демонтаже, имеют более низкую концентрацию напряжений вследствие возможных небольших перемещений деталей в заклепочном шве. Недостатки: большая трудоемкость и дополнительный расход металла, малая производительность и более высокая себестоимость.

Различают три основных типа заклепочных соединений: внахлестку, с одной и двумя накладными (рис. 2.27). Конструкция шва выбирается в зависимости от условий нагружения и формы соединяемых элементов - листы или профильный материал; при этом необходимо обеспечить симметричное расположение плоскостей среза относительно действующих сил (рис. 2.27, в): при нарушении этого условия стержень заклепки может подвергнуться изгибу, а головки - срезу.

Заклепочные соединения, применяемые в НК РЭС, обычно не проверяют на прочность: диаметр заклепки выбирают из конструктивных соображений и принимают равным $d = 1 + 0,5 \cdot S_1$, где $S_1 = 2 \dots 10$ мм – суммарная толщина склепываемых деталей.

Тело заклепки при расклепывании осаживается, что затрудняет ее использование для соединения хрупких или более мягких, чем материал заклепки, деталей. В подобных случаях применяют пустотелые и полупустотелые заклепки, а также сплошные, но с шайбами, которые ограничивают их осаживание. Следует подчеркнуть, что сплошные заклепки с полукруглой головкой незаменимы для неразъемного соединения при вибрациях и значительных ударных нагрузках, особенно в условиях влияния отрицательных температур и температурных ударов.

Склеивание заклепочного шва повышает механическую прочность и герметичность соединения.

2.11. Разъемные соединения НК

Разъемные соединения допускают многократную сборку и демонтаж соединяемых деталей без разрушения или с частичным повреждением.

При проектировании НК РЭС в основном применяют два вида разъемных соединений: винтовые (резьбовые) и штыковые (байонетные). Первые отличаются двумя особенностями: во-первых, роль гайки обычно выполняет соединяемая деталь, в которой нарезана резьба; во-вторых, для предотвращения самоотвинчивания подобное соединение обязательно стопорится.

Такое отличие обусловлено миниатюрностью НК ЭС, вследствие чего процесс сборки затруднен или просто невозможен. Поэтому чтобы нарезать резьбу в тонколистовых деталях, заранее предусматривают пробивку отверстий с одновременной вытяжкой материала (рис. 2.28). Для винтов М3, М4 и М5 рекомендуется следующая высота вытяжки h соответственно толщине листового материала S :

S , мм	0,6	0,8	1,0	1,2
h , мм	1,0	1,4	1,8	2,0

Следует обращать внимание на монтаж резьбовых соединений. Резьбы с плотной или тугой посадкой, высоким классом точности и чистоты обработки менее подвержены самоотвинчиванию, чем резьбы со свободной посадкой. Это можно отнести и к резьбам с мелким шагом, имеющим больший момент трения в сравнении с крупным шагом.

При малых вибрационных нагрузках стопорение осуществляют пружинной шайбой или контргайкой, а при больших винтовое соединение ставят на краску, т.е. завинчивание производят с заполнением резьбы краской, которая после высыхания прочно фиксирует

соединяемые детали, становящиеся практически неразъемными. Чтобы обеспечить демонтаж такого соединения, краску наносят только на поверхность контргайки.

Действие циклических нагрузок вызывает усталостные трещины и выкрашивание резьбы в элементах, изготовленных из пластмасс и легких сплавов. Чтобы устранить этот недостаток, вводят либо резьбовые втулки, либо упругие вставки, выполненные из прочного материала с большим коэффициентом трения.

Детали крепления и фиксации должны обеспечивать надежное соединение элементов НК, исключая их взаимное перемещение и возникновение в них дополнительных механических напряжений. Так фиксирующие элементы, расположенные на рамке-основании ТЭК, обеспечивают не только жесткость конструкции, но и надежную фиксацию ячеек в блоке относительно друг друга. Сама плата крепится клеем типа ВК-9 к НК1, изготовленной литьем под давлением из алюминиевого сплава АЛ-2.

При необходимости быстрой сборки и демонтажа двух деталей НК, когда не требуется их точного совмещения, используют штыковое (байонетное) соединение. Его получают в результате введения одной детали в другую с последующим поворотом (рис. 2.29). Оно обеспечивает необходимую прочность, а при сборке и демонтаже не требует никакого инструмента.

Байонетные соединения могут выполняться как в виде простых, так и сложных конструкций (с затяжкой при помощи клина, с защелкиванием и т.п.). Они применяются для соединения часто разнимаемых узлов, работающих в условиях вибрации, штепсельных разъемов, кабельных соединителей, крепления экранов-держателей электронных ламп, установки крышек и т.п. Примером может служить стопор для крепления легкоъемных крышек (рис. 2.30).

При проектировании НК РЭС необходимо стремиться к тому, чтобы головки винтов, гайки, петли, замки и другие аналогичные детали были скрыты внутри изделия. Конструктивно они должны подчеркивать эстетическое единство частного и общего. Во внешней отделке следует избегать ничем неоправданных выступов и впадин, лишних изломов линий, случайных размеров, т.е. всего того, что нарушает цельность формы.

3. ХАРАКТЕРИСТИКА ДЕСТАБИЛИЗИРУЮЩИХ МЕХАНИЧЕСКИХ ВОЗДЕЙСТВИЙ И МЕТОДЫ ИХ ОЦЕНКИ

3.1. Факторы, влияющие на работоспособность РЭС

Надежность работы РЭС определяется многими факторами, в том числе условиями хранения, транспортировки к месту применения и эксплуатации. Источники воздействий на ЭУ можно разделить на внешние и внутренние (рис. 3.1). Первые не связаны с режимами эксплуатации и в естественных условиях обусловлены комплексом механических, климатических, биологических и космических явлений, вызываемых окружающей средой в месте нахождения изделия. Под условиями применения ЭС на объекте подразумеваются различные воздействия на конструкцию, возникающие при функционировании носителя (автомобиль, самолет, космический аппарат и т.п.). Это могут быть механические силы и напряжения, электрические и магнитные поля, радиационные потоки частиц искусственной природы и т.д.

Внутренние ДФ проявляются через электрические и механические нагрузки, связанные с эксплуатацией РЭС. Так, при формировании и преобразовании электрических сигналов в цепях ЭС, подаче питающих напряжений для обеспечения нормальной работы ЭРИ и компонентов возникают электрические (электронно-ионное взаимодействие), электрохимические (электродиффузия) и тепловые процессы.

РЭУ размещают в соответствии с целевым назначением как на наземных (подземных), так и на транспортных средствах (носителях). В зависимости от условий эксплуатации различают наземные, корабельные и самолетные (космические) ЭС (табл. 3.1). РЭС, принадлежащие к разным группам, подвергаются далеко не одинаковым механическим, климатическим и др. воздействиям. Предельные значения параметров ДФ для каждого вида установлены стандартами ГОСТ 22579-77 и ГОСТ 16019-78. В табл. 3.2 приведены некоторые обобщенные характеристики МВ и климатических условий, а также пределы их изменений для различных категорий ЭУ. При этом следует отметить, что требования по МВ на ЭС, которые функционируют в нестационарных условиях, например, на летательных аппаратах, постоянно ужесточаются.

Учитывая надлежащим образом приведенные нормы и ТУ, необходимо обеспечить прочность и жесткость деталей и узлов КС, надежность и устойчивость в работе всего изделия при действии вибраций и ударов, линейных перегрузок и звукового давления, невесомости в любом их сочетании.

3.2. Гармоническая вибрация

Одним из самых опасных видов МВ является вибрация, которая широко распространена в технике. Этот термин применяют, когда механические колебания имеют относительно малую амплитуду и не слишком низкую частоту. Вибрация может вызвать изменения электрических параметров в цепях РЭС, перемещения элементов и их соударения, появление деформаций и механических напряжений в деталях и возможную их поломку. Как известно, циклические нагрузки приводят к накоплению повреждений в материале комплектующих и конструктивных элементов ЭУ, что вызывает возникновение усталостных трещин и, как следствие, возможное разрушение

ослабленных деталей. Диапазон вибраций, действующих на ЭС, находится в довольно широких пределах (см. табл. 3.2).

В зависимости от физической природы возникновения механических колебаний различают детерминированную и случайную вибрации. Первая может быть как гармонической, так и сложной периодической.

При описании гармонической вибрации (рис. 3.2) обычно пренебрегают начальной фазой колебаний:

$$z(t) = A_z \sin \omega t, \quad (3.1)$$

где $z(t) = z$ - виброперемещение основания, м; A_z - амплитуда виброперемещения, м; ω - циклическая (круговая) частота, c^{-1} .

Последовательно дифференцируя (3.1), определим виброскорость

$$\dot{z}(t) = \omega A_z \cos \omega t \quad (3.2)$$

и виброускорение

$$\ddot{z}(t) = -\omega^2 A_z \sin \omega t \quad (3.3)$$

Из (3.1)...(3.3) видно, что при синусоидальных колебаниях виброускорение опережает по фазе виброперемещение на угол π , а виброскорость - на $\pi/2$.

Амплитуды виброперемещения A_z , виброскорости ωA_z , виброускорения $\omega^2 A_z$ и круговая частота ω - характеристики гармонической вибрации.

В технике часто используется коэффициент виброперегрузки

$$n_g = \frac{\omega^2 A_z}{g} = \frac{(2\pi f)^2 A_z}{g} \approx 4f^2 A_z, \quad (3.4)$$

где f - частота, Гц.

Пример 3.1. Найти амплитуду колебаний резистора, если на него действует гармоническая вибрация с частотой $f = 0,25$ кГц и виброперегрузкой $n_g = 10$.

Решение. Из (3.4) имеем

$$A_z = \frac{n_g}{4 \cdot f^2} = \frac{10}{4 \cdot 250^2} = 4 \cdot 10^{-5} \text{ м.}$$

3.3. Диссипативные силы

Причины, приводящие к рассеянию (диссипации) энергии в упругих системах, условно можно разбить на три группы:

потери энергии в окружающей среде («внешнее» трение);

потери, вызванные внутренними процессами в материале системы («внутреннее» трение);

потери, обусловленные трением в опорах, шарнирах и других соединениях («конструкционное» трение).

Таким образом, энергия механических колебаний системы рассеивается не только в окружающей среде, но и в материале деталей и узлов НК. Эти потери вызываются силами сопротивления (диссипативными), на преодоление которых расходуется энергия колебательной системы или возбудителя колебаний.

Рассматриваемые силы зависят либо от скорости масс, составляющих механическую колебательную систему, либо от скорости деформации упругого элемента. Так, вязкое трение описывается выражением

$$F_d = b \cdot \dot{z},$$

где b - коэффициент сопротивления;

а сухое -

$$F_d = F_{mp} \text{sign } \dot{z}$$

(здесь $F_{mp} = \text{const}$ - сила сухого трения; направлена всегда в сторону, противоположную вектору относительной скорости).

Во многих случаях разделение полной силы на упругую и неупругую составляющие является весьма условным и физически не всегда осуществимым. Последнее относится прежде всего к силам внутреннего трения и конструкционного демпфирования, которое

связано с рассеянием энергии деформации соединений (заклепочные, винтовые, прессовые и др.). Внутреннее трение - свойство всех материалов рассеивать (поглощать) энергию механических колебаний. Только идеально упругие материалы при постоянной температуре не обладают таким качеством.

Действие диссипативных сил проявляется в уменьшении амплитуды колебаний, в особенности резонансных, увеличении ширины резонансной кривой, сдвиге фаз между возмущающей силой и перемещением, образовании петли гистерезиса на диаграмме сила - перемещение.

Рассеяние (поглощение) энергии механических колебаний системы оценивается коэффициентом поглощения (рассеяния) ψ . Он представляет отношение необратимо поглощенной (рассеянной) энергии ΔE за цикл колебаний, измеряемой площадью петли гистерезиса, и всей работы E за тот же период времени. Как показывают опыты, гармонической нагрузке соответствует эллиптическая петля гистерезиса. Для этого случая имеем

$$\psi = 2\pi \frac{F_H}{F}, \quad (3.5)$$

где F_H - амплитуда силы неупругого сопротивления, Н; F - амплитуда внешней гармонической силы, Н.

Многочисленными экспериментами установлено, что поглощающие (рассеивающие) свойства большинства материалов не зависят от частоты (амплитуды) деформирования. Поэтому диссипативные качества материалов можно определить зависимостью

$$\psi = 2\theta. \quad (3.6)$$

Поскольку логарифмический декремент колебаний $\theta = \ln \frac{A_r}{A_{r+1}} = \delta T_1$, то $\psi = 2T_1\delta$ ($\delta = \frac{b}{2m}$ - коэффициент затухания).

Практически период затухания колебаний T_1 мало отличается от периода собственных колебаний T , т.е. $T_1 \approx T = \frac{2\pi}{\omega_0}$, вследствие чего

$$\psi = 4\pi\delta_0, \quad (3.7)$$

где $\delta_0 = \frac{\delta}{\omega_0} = \frac{b}{2m\omega_0}$ - безразмерный коэффициент демпфирования; ω_0 - собственная циклическая частота колебаний, с^{-1} ; m - масса колеблющегося элемента системы, кг.

Величина

$$\gamma = \frac{\psi}{2\pi} = \frac{\theta}{\pi} = 2\delta_0 = \frac{F_H}{F} \quad (3.8)$$

получила название коэффициента неупругого сопротивления (коэффициента механических потерь). Значения γ обычно находятся в пределах от 0,001 до 0,03 и выше.

Из (3.8) получаем

$$F_H = \gamma F = \gamma kz,$$

т.е. сила неупругого сопротивления пропорциональна жесткости k и амплитуде упругой деформации z .

С учетом коэффициента механических потерь диссипативную силу можно представить в виде

$$F_d = F_y + F_H = (1 + i\gamma)kz, \quad (3.9)$$

где i - мнимая единица, указывающая на сдвиг фаз в $\pi/2$ между силами упругого F_y и неупругого F_H сопротивлений.

3.4. Моделирование элементов РЭС

На этапе проектирования обычно применяют аналитические методы определения динамических характеристик РЭС, которое можно представить в виде механической системы, состоящей из узлов, обладающих разной податливостью. Решая конкретные задачи динамики, необходимо прежде всего составить физико-математическую модель разрабатываемого изделия, которая достаточно полно учитывала бы характер внешних воздействий и динамические свойства реального объекта. Расчетная модель получается в результате выделения и идеализации существенных и отбрасывания второстепенных, несущественных свойств. При этом учитывается распределение инерционных и упругих характеристик системы, число степеней свободы, зависимость восстанавливающих сил от деформаций, характер диссипативных сил.

Конечно, такая модель в значительной мере является приближенной, поскольку не учитывает другие основные формы движения материи, например, физическую и химическую.

В практике конструирования РЭС используются расчетные модели:

с сосредоточенными массами и сосредоточенными упругими и демпфирующими связями;
с распределенными параметрами.

В первом случае движение модели описывается системой обыкновенных дифференциальных уравнений, количество которых определяется числом ее степеней свободы, а во втором – дифференциальными уравнениями в частных производных.

Выбор расчетной модели конструкции – задача непростая: сложность определяется не числом элементов, а тем, в какой мере она может быть интерпретирована как система с конечным или бесконечным числом степеней свободы. Основные рекомендации основаны на том, что модель должна представлять собой совокупность твердых тел, соединенных упругими и демпфирующими связями. Если собственная частота колебаний какого-либо узла существенно превышает частоту МВ, то его можно считать жестким телом, а при несоблюдении этого условия – нежесткой механической связью.

Построение расчетной модели удобно связывать с естественным «расчленением» на конструктивно законченные узлы, что облегчает общий анализ качества и надежности ЭС. При этом жесткая часть рассматриваемого узла образует основание вибрационной системы, а нежесткая – упругую и демпфирующую связи модели. Объектом будет являться следующий узел, если его можно считать твердым телом. Так, при последовательном «расчленении» РЭС получается цепочка колебательных систем, составляющих для данного

геометрического направления расчетную модель. Предполагается, что между модулем второго (третьего) уровня и тем объектом, на котором он устанавливается, существует нежесткая механическая связь в виде виброизолирующего устройства (ВУ); аналогично: между корпусом и платой (пакетом плат); между опорным контуром платы и ЭРЭ, размещенными на ней (нежесткая механическая связь с распределенными параметрами). Если имеют место указанные нежесткие механические связи, то моделируемое ЭС можно представить в виде совокупности систем: ВУ – жесткая часть конструкции ЭС; жесткая часть конструкции ЭС – плата; плата – ЭРЭ. Разумеется, подобное «расчленение» конструкции на элементарные колебательные системы является ориентировочным: в зависимости от принятого конструктивного решения некоторые узлы могут и не выделяться в качестве составной части и, наоборот, могут появиться новые.

Рассмотрим расчетную модель механической колебательной системы, имеющей одну степень свободы (рис. 3.3, а). Обычно в ней выделяют две основные части: источник возмущений (I) и объект защиты (O), которые соединяются между собой связями в виде ВУ. В простейшем случае источник и объект принимают за твердые тела, движущиеся поступательно вдоль оси X . Приложенные к системе внешние силы F , а также внутренние R и R' (реакции) направлены вдоль этой же оси.

Чаще всего масса одного из тел системы – источника или объекта – значительно превышает массу другого тела, соответственно объекта или источника. В этом случае движение большей массы может считаться не зависящим от движения второго тела. Если $m_0 \gg m_I$, то объект считают неподвижным, при этом движение системы вызывается внешними силами $F = F(t)$, приложенными к источнику и представляющими силовое возбуждение колебаний (рис. 3.3, б). Если $m_0 \ll m_I$ (рис. 3.3, в), то уравнение движения источника $x = x(t)$ полагают заданным; это кинематическое возбуждение колебаний системы (точнее – объекта). В обоих случаях тело большей массы называют несущим (основанием), а второе – несомым.

При проектировании системы виброизоляции блок принимают за абсолютно твердое тело, пренебрегая массой изоляторов в сравнении с его массой. Такое допущение позволяет получить расчетную модель системы, обладающую шестью степенями свободы: возможны три поступательных перемещения вдоль осей x , y , z и три вращательных – вокруг них (рис. 3.4).

Движения системы взаимосвязаны, если изменение одной какой-либо координаты приводит к изменению остальных. Очевидно, что в этом случае механические колебания будут также взаимосвязаны. Колебания являются простыми, если функциональная зависимость между координатами отсутствует. Чаще всего не все движения такой системы являются взаимосвязанными. Например, при возвратно-поступательном перемещении модуля вдоль одного какого-либо направления (предположим, вдоль оси z) расчетная модель конструкции принимает вид, изображенный на рис. 3.5.

ПП, на которой монтируются ИС, МСБ и ЭРЭ, относится к колебательной системе с распределенными параметрами. Ее представляют в виде тонкой пластины, если выполняется условие

$$H_1 \geq 10 B_1$$

где H_1 – высота платы; B_1 – ее ширина (индекс указывает на структурный уровень НК).

Возможные варианты расчетных моделей ПП, зависящих от способа ее крепления, показаны на рис. 3.6.

Наиболее распространенный вариант монтажа ЭРЭ – установка их с помощью электродных выводов в отверстия ПП (рис. 3.7). Расчетную модель резистора, конденсатора, диода и др. можно представить в виде прямоугольной рамы с заземленными краями и сосредоточенной массой (рис. 3.8, а) или стержня с различными способами закрепления и сосредоточенными параметрами (рис. 3.8, б, в). При этом первую модель (рис. 3.8, а) можно рассматривать как систему с одной, двумя или тремя степенями свободы в зависимости от направления вектора МВ.

Если масса элемента m значительно превышает массу выводов Σm_e , то последней пренебрегают. К массе m добавляют не менее одной трети массы выводов, когда условие $m \geq 10 \Sigma m_e$ не выполняется.

3.5. Силовое возбуждение механических колебаний системы

Рассмотрим линейную систему с сосредоточенными параметрами (см. рис. 1.5, а). Пусть она возбуждается гармонической силой

$$F(t) = F_0 e^{i\omega t}$$

(F_0 - амплитуда возмущающей силы, Н; ω - круговая частота, c^{-1}).

Дифференциальное уравнение движения системы найдем, воспользовавшись уравнениями Ж.Л.Лагранжа:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_j} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_j} = - \frac{\partial \Pi}{\partial q_j} - \frac{\partial D}{\partial \dot{q}_j} + Q_j(t) \quad (3.10)$$

Здесь T и Π - кинетическая и потенциальная энергии системы; D - функция рассеяния (диссипативная); $Q_j(t)$ - обобщенная сила; j - число степеней свободы системы (

$j = 1, 2, 3, \dots$); q_j - обобщенная координата; \dot{q}_j - обобщенная скорость.

Для рассматриваемой модели $j = 1$, $q = z$, $\dot{q} = \dot{z}$, поэтому

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{z}} \right) - \frac{\partial T}{\partial z} = - \frac{\partial \Pi}{\partial z} - \frac{\partial D}{\partial \dot{z}} + Q(t).$$

Если учесть, что $T = \frac{1}{2} m \dot{z}^2$, $\Pi = \frac{1}{2} k z^2$, $D = \frac{1}{2} b \dot{z}^2$, $Q(t) = F(t) = F_0 e^{i\omega t}$, то

дифференциальное уравнение колебательного движения системы с вязким трением и силовым возбуждением примет вид

$$m\ddot{z} + b\dot{z} + kz = F_0 e^{i\omega t} \quad (3.11)$$

(b - коэффициент вязкого трения, $\text{кг}\cdot\text{с}^{-1}$; k - коэффициент жесткости, $\text{Н}\cdot\text{м}^{-1}$).

Уравнение движения (3.11) можно получить, применив принцип Ж.Л. Д'Аламбера: «Для динамического равновесия несвободной механической системы необходимо, чтобы геометрическая сумма сил активных, реакций связей и инерции, а также сумма моментов этих сил относительно произвольного центра равнялась нулю».

«Стационарную» часть решения (3.11), вызывающую практический интерес, представляют так:

$$z(t) = z = A_\theta e^{i(\omega t + \alpha)}, \quad (3.12)$$

где A_θ - амплитуда вынужденных колебаний системы, т.е. реакция (отклик) ее на МВ; α - сдвиг фаз между силой и перемещением.

Подставив (3.12) в (3.11), найдем

$$(-m\omega^2 + i\omega b + k)z(t) = F(t),$$

откуда

$$z(t) = \frac{F(t)}{k - m\omega^2 + i\omega b} = F(t)\Phi(i\omega), \quad (3.13)$$

где

$$\Phi(i\omega) = \frac{1}{k - m\omega^2 + i\omega b} \quad (3.14)$$

частотная характеристика системы (передаточная функция); $(k - m\omega^2 + i\omega b)$ - динамическая жесткость системы, характеризует ее сопротивление воздействию гармонической силы.

Реакцию (отклик) системы определим из (3.13):

$$A_\theta = |z(t)| = F_0 [(k - m\omega^2)^2 + (b\omega)^2]^{-\frac{1}{2}}. \quad (3.15)$$

Так как $F_0 = kz_{cm}$, а коэффициент расстройки (безразмерная частота) $\nu = \omega \cdot \omega_0^{-1}$ (ω_0 - собственная круговая частота колебаний системы, с^{-1}), то выражению (3.15) можно придать вид

$$A_\theta = |z(t)| = z_{cm} [(1 - \nu^2)^2 + (2\delta_0\nu)^2]^{-\frac{1}{2}}. \quad (3.16)$$

Коэффициент динамического усиления η_c при силовом возбуждении колебаний системы с вязким трением показывает, как в зависимости от коэффициента V изменяется относительно ее статического смещения Z_{cm} :

$$\eta_c = \frac{A_s}{Z_{cm}} = [(1 - v^2)^2 + (2\delta_0 v)^2]^{-\frac{1}{2}}. \quad (3.17)$$

Используя (3.17), строим графики - амплитудно-частотные характеристики (рис. 3.9).

Особенностью установившихся вынужденных колебаний является то, что отклик A_s зависит не только от параметров системы и величины возбуждающей силы, но и от частоты последней.

Резонанс наступает при $v = \omega \cdot \omega_0^{-1} \approx 1$. В этом случае

$$\eta_{c.p} = \frac{1}{2\delta_0} = Q, \quad (3.18)$$

где Q - добротность механической системы, т.е. характеристика, зависящая от количества рассеиваемой энергии при колебаниях.

Коэффициент η_c достигает максимального значения, когда $v = (1 - 2\delta_0^2)^{\frac{1}{2}}$:

$$\eta_{c.max} = \frac{1}{2\delta_0(1 - \delta_0^2)^{\frac{1}{2}}} = Q(1 - \delta_0^2)^{-\frac{1}{2}}. \quad (3.19)$$

Для механической системы, в которой появляются диссипативные силы $F_d = (1 + i\gamma)kz$, коэффициент динамического усиления с учетом (3.8) можно определить так:

$$\eta_c = [(1 - v^2)^2 + (\gamma v)^2]^{-\frac{1}{2}}$$

и, следовательно, добротность системы Q :

$$Q = \eta_{c.p} = \frac{1}{\gamma}. \quad (3.20)$$

Из (3.18) и (3.20) следует, что чем выше добротность Q , тем меньше затухание колебаний и тем острее пик резонансной кривой.

Так как $\gamma = \frac{\Theta}{\pi}$, то

$$\eta_{c.p} = Q = \frac{\pi}{\Theta}, \quad (3.21)$$

откуда

$$Q \cdot \Theta = \pi = \text{const}, \quad (3.22)$$

т.е. при резонансе произведение логарифмического декремента колебаний механической системы и ее добротности является величиной постоянной для данной системы. При расчете по (3.22) результаты будут удовлетворительными, если имеет место слабое демпфирование.

Пример 3.2. Модуль второго структурного уровня подвергается воздействию вибрационной силы $F = 10 \sin 100t$ (рис. 3.5, а); масса блока $m = 1$ кг, коэффициент жесткости системы $k = 1 \cdot 10^4 \text{ Н} \cdot \text{м}^{-1}$, логарифмический декремент затухания $\Theta = 0,06$.

Определить амплитуды виброскорости и виброускорения вынужденных колебаний системы при резонансе.

Решение. Вычислим коэффициент динамического усиления при резонансе согласно (3.21):

$$\eta_{с.р} = Q = \frac{\pi}{\Theta} = \frac{\pi}{0,06} = 52,35,$$

т.е. амплитуда вынужденных колебаний модуля увеличивается в десятки раз (>50).

Определив из (3.16) амплитуду вынужденных колебаний

$$A_{в} = Z_{ст} \cdot \eta_{ср},$$

находим виброскорость и виброускорение блока:

$$V_{в} = \omega_0 A_{в} = \omega_0 z_{ст} \eta_{ср} \quad \text{и} \quad a_{в} = \omega_0^2 z_{ст} \eta_{ср},$$

где $\omega_0 = \left(\frac{k}{m}\right)^{\frac{1}{2}}$ - собственная круговая частота системы, с^{-1} ; $z_{ст} = \frac{F_0}{k}$ - статическое смещение, м.

Имеем

$$V_{в} = \frac{\pi F_0}{(km)^{\frac{1}{2}} \Theta} = \frac{\pi \cdot 10}{(10^4 \cdot 1)^{\frac{1}{2}} \cdot 0,06} \approx 5,24 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1},$$

$$a_{в} = \frac{\pi F_0}{m \Theta} = \frac{\pi \cdot 10}{1 \cdot 0,06} \approx 524 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2} = 53,4 \text{ г}.$$

Из расчетных данных видно, что рассматриваемый модуль «нуждается» в защите от значительных виброперегрузок. Один из способов - увеличение демпфирования системы путем варьирования величины δ_0 . Из графика (рис. 3.9) выбираем значение $\delta_0 = 0,25$. Тогда

$$\Theta = 2\pi\delta_0 = 2\pi \cdot 0,25 = 1,57.$$

Далее получим

$$\eta_{cp} = \frac{\pi}{\Theta} = \frac{\pi}{1,57} = 2;$$

$$V_{\theta} = \frac{\pi F_0}{\sqrt{km \cdot \Theta}} = \frac{\pi \cdot 10}{\sqrt{10^4 \cdot 1 \cdot 1,57}} \approx 0,2 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1};$$

$$a_{\theta} = \frac{\pi F_0}{m \Theta} = \frac{\pi \cdot 10}{1 \cdot 1,57} \approx 2 \text{ г},$$

т.е. введение дополнительного демпфирования должно обеспечить необходимую защиту модуля.

Когда $\nu \approx 1$, а $\delta_0 \approx 0$, решение (3.11) принимает вид

$$z(t) = - \frac{\omega_0 z_{cm}}{2} \cdot t \cdot \cos \omega_0 t,$$

т.е. амплитуда резонансных колебаний зависит от времени t и собственной круговой частоты ω_0 . При наличии демпфирования резонансный пик будет тем выше, чем дольше система будет находиться в резонансном режиме и чем больше собственная частота конструкции. Практически время достижения установившейся амплитуды резонансных колебаний для реальных элементов измеряется долями секунды.

Граница резонансной полосы Δf определяется разностью частот f' и f'' ($f'' > f'$), при которых амплитуда вынужденных колебаний A_{θ}^{max} уменьшается до $\frac{1}{\sqrt{2}} \approx 0,707$ своего значения при резонансе:

$$f' = f_0 \left(1 - \frac{1}{2Q}\right), \quad f'' = f_0 \left(1 + \frac{1}{2Q}\right),$$

где f_0 - резонансная частота, Гц.

Найдем ширину резонансной полосы

$$\Delta f = f'' - f' = f_0 \left(1 + \frac{1}{2Q}\right) - f_0 \left(1 - \frac{1}{2Q}\right) = \frac{f_0}{Q}.$$

отсюда

$$Q = \frac{f_0}{\Delta f}. \quad (3.23)$$

Используя (3.23), можно определить добротность изделия по известным значениям f_0 и Δf .

Для этого после настройки на резонанс измеряют максимальную амплитуду колебаний A_{θ}^{max} , затем уменьшают частоту до тех пор, пока ее значение не станет равным 0,707

A_{θ}^{max} (рис. 3.10). Полученная частота будет соответствовать f' . Аналогичные действия

проводят, увеличивая частоту (находят величину $f \ll$). Определив ширину резонансной полосы пропускания Δf , вычисляют добротность системы Q .

Пример 3.3. Известны: резонансная частота элемента $f_0 = 100$ Гц, ширина полосы пропускания частот на уровне 0,707 $\Delta f = 10$ Гц.

Найти логарифмический декремент колебаний Θ .

Решение. На основании (3.21) и (3.23) получаем

$$\Theta = \frac{\pi}{Q} = \frac{\pi \cdot \Delta f}{f_0} = \frac{\pi \cdot 10}{100} = 0,314.$$

3.6. Кинематическое возбуждение механических

колебаний системы

Предположим, что основание подвергается действию гармонической вибрации

$$z_0 = A_0 e^{i\omega t}, \quad (3.24)$$

где A_0 - амплитуда виброперемещения основания, м.

Тогда при кинематическом возбуждении колебаний механической системы с вязким трением (см. рис. 3.5, б) дифференциальное уравнение движения будет иметь вид

$$m \ddot{z} + b(\dot{z} - \dot{z}_0) + k(z - z_0) = 0. \quad (3.25)$$

Подставив (3.12) и (3.24) в (3.25), получим после преобразований

$$(k - m\omega^2 + i\omega b) z(t) = (k + i\omega b) z_0.$$

Отсюда определяем частотную характеристику системы

$$\Phi(i\omega) = \frac{k + i\omega b}{k - m\omega^2 + i\omega b}, \quad (3.26)$$

а также реакцию системы

$$A_\theta = |z(t)| = |z_0| \cdot |\Phi(i\omega)| = A_0 \left[\frac{1 + (2\delta_0 \nu)^2}{(1 - \nu^2)^2 + (2\delta_0 \nu)^2} \right]^{\frac{1}{2}}.$$

Отношение амплитуд A_θ и A_0 системы с вязким трением и кинематическим возбуждением механических колебаний - коэффициент динамического усиления η_k :

$$\eta_k = \frac{A_\varepsilon}{A_0} = \left[\frac{1 + (2\delta_0 \nu)^2}{(1 - \nu^2)^2 + (2\delta_0 \nu)^2} \right]^{\frac{1}{2}}. \quad (3.27)$$

Для механической системы, обладающей диссипативной силой $F_d = (1 + i\gamma) kz$, имеем

$$\eta_k = \left[\frac{1 + (\gamma \nu)^2}{(1 - \nu^2)^2 + (\gamma \nu)^2} \right]^{\frac{1}{2}}. \quad (3.28)$$

Резонансные кривые (рис. 3.11), построенные согласно (3.27), пересекаются в одной точке с координатами $(\sqrt{2}; 1)$.

Из анализа (3.27) и (3.28) следует, что при $\eta_k = 1$ коэффициент расстройки $\nu = \sqrt{2}$ (или $\nu = 0$), а при $\delta_0 = 0$:

$$\eta_k = \eta_c = \frac{1}{|1 - \nu^2|}, \quad (3.29)$$

т.е. при отсутствии демпфирования значения коэффициентов динамического усиления при кинематическом и силовом возбуждениях системы совпадают.

Представим расчетную модель блока в виде последовательного соединения ряда механических колебательных систем (рис. 3.12): основание - корпус блока; корпус блока - рамка ФЯ; рамка ФЯ - ПП; ПП - ЭРЭ. Очевидно, что передача вибрации происходит в этом же направлении, причем выходом колебательной системы является наиболее удаленная от краев область ПП, т.е. ее центр.

Обозначив амплитуды вынужденных колебаний корпуса блока - A_k , рамки ФЯ - A_p , ПП - $A_{ПП}$ и ЭРЭ - $A_{ЭРЭ}$, определим «частные» коэффициенты динамического усиления колебаний систем, составляющих блок:

$$\eta_{k1} = \frac{A_k}{A_0}, \quad \eta_{k2} = \frac{A_p}{A_k}, \quad \eta_{k3} = \frac{A_{ПП}}{A_p}, \quad \eta_{k4} = \frac{A_{ЭРЭ}}{A_{ПП}}.$$

Перемножив соответственно левые и правые части полученных выражений, найдем

$$\eta_{k1} \eta_{k2} \eta_{k3} \eta_{k4} = \frac{A_{ЭРЭ}}{A_0} = \eta_k, \quad (3.30)$$

т.е. коэффициент динамического усиления модуля второго структурного уровня определяется отношением амплитуды $A_{ЭР}$

Э вынужденных колебаний ЭРЭ, находящегося в центре ПП, и амплитуды A_0 виброперемещения.

Очевидно, что когда $\eta_{kj} > 1 (j=1, 2, 3, \dots, n)$, то $\eta_k \gg 1$. Например, для ПП без защитного покрытия и с малым числом ЭРЭ $\eta_k \approx 100$. Это значит, что амплитуда входных колебаний

A_0 увеличивается в центре платы в 100 раз: если $A_0 = 2 \cdot 10^{-5}$ м, то $A_{ЭРЭ} = 2 \cdot 10^{-3}$ м.

Возникновение таких знакопеременных деформаций ПП (± 2 мм) может привести к разрушению выводов элементов, разрыву тонких печатных проводников и паяных соединений.

Поэтому при проектировании НК РЭС необходимо предпринять все меры, чтобы обеспечить выполнение условия

$$\eta_k = \eta_{k1} \cdot \eta_{k2} \dots \eta_{kn} < 1. \quad (3.31)$$

3.7. Коэффициент виброизоляции

Рассмотрим задачу о виброизоляции системы с вязким трением и силовом возбуждении. В данном случае существенны не столько перемещения объекта z , сколько динамические усилия, передаваемые основанию.

Реакция R включает силы упругой связи $k \cdot z$ и вязкого трения $b \dot{z}$ (см. рис. 3.5, а):

$$R = k z + b \dot{z}.$$

Учитывая (3.12), получим

$$R = R_0 e^{i(\omega t + \alpha)},$$

где $R_0 = A_0 \left[k^2 + (b \omega)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$.

Определив из (3.15)

$$F_0 = A_0 \left[(k - m \omega^2)^2 + (b \omega)^2 \right]^{\frac{1}{2}},$$

найдем коэффициент виброизоляции β рассматриваемой системы - отношение амплитуд силы R_0 , передаваемой основанию, и возмущающей - F_0 :

$$\beta = \frac{R_0}{F_0} = \left[\frac{k^2 + (b \omega)^2}{(k - m \omega^2)^2 + (b \omega)^2} \right]^{\frac{1}{2}}$$

или

$$\beta = \left[\frac{1 + (2 \delta_0 \nu)^2}{(1 - \nu^2)^2 + (2 \delta_0 \nu)^2} \right]^{\frac{1}{2}}. \quad (3.32)$$

Коэффициент виброизоляции β для системы с вязким трением и кинематическим возбуждением механических колебаний (см. рис. 3.5, б) - отношение ускорений объекта и основания. Нетрудно показать, что формула для определения β в этом случае в точности совпадает с (3.32) и (3.27).

Для системы с диссипативной силой $F_d = (1 + i\gamma)kz$ имеем

$$\beta = \left[\frac{1 + (\gamma \nu)^2}{(1 - \nu^2)^2 + (\gamma \nu)^2} \right]^{\frac{1}{2}}. \quad (3.33)$$

Используя (3.32) и (3.33), построим графики зависимости $\beta = \beta(\nu)$ (рис. 3.13), аналогичные кривым $\eta_k = \eta_k(\nu)$ (см. рис. 3.11).

Анализируя полученные кривые, заключаем, что коэффициент виброизоляции β существенно зависит от безразмерной частоты ν . На рис. 3.13 можно выделить характерные участки, практически определяющие три основных способа защиты конструктивных элементов РЭС от действующих вибраций. Так, при «расположении» НК в дорезонансной области ($\nu < 1$, $\beta \approx 1$) применяют метод частотной отстройки, а в резонансной части ($\nu \leq \sqrt{2}$, $\beta > 1$) - демпфирование (см. пример 3.2). В зарезонансном (рабочем) режиме ($\nu \geq \sqrt{2}$, $\beta < 1$) конструкцию защищают, применяя специальные устройства - виброизоляторы.

Различают активную и пассивную виброизоляции. Активная изоляция - защита основания от силового воздействия со стороны объекта; пассивная - защита объекта от кинематического возбуждения со стороны основания.

С увеличением ν ($\nu \gg 1$) все кривые асимптотически приближаются к абсциссе. В диапазоне частот $\nu > \sqrt{2}$ значение β будет тем меньше, чем меньше демпфирование, т.е. дополнительное демпфирование становится невыгодным. Подобный вывод справедлив по отношению к стационарным РЭС, преимущественно испытывающим действие динамических нагрузок периодического характера. Если же ЭС размещены, например, на летательных аппаратах, то свободные колебания упругой подвески с малым демпфированием долго не затухают и становятся источником нежелательных вибраций. В подобных случаях приходится даже несколько увеличивать демпфирование подвески за счет некоторого повышения β .

В рабочей области ($\nu > \sqrt{2}$) влияние демпфирования в системе виброизоляции незначительно. Действительно, кривые с нулевым ($\delta_0 = 0$) и максимальным ($\delta_0 = 0,5$) демпфированием почти совпадают. Поэтому демпфирование, кроме случаев с резонансными частотами, чаще всего не учитывают: это упрощает расчеты, не внося в них заметных погрешностей.

3.8. Полигармоническая вибрация

Механические воздействия чаще всего являются сложными временными функциями. Например, частоты периодических вибраций, возбуждаемые вентиляторами стационарных ЭУ, определяются выражением

$$f_n = \frac{2}{\pi} n \xi^i \omega,$$

где $n = 1, 2, 3, \dots$ - номер гармоники; ξ - число лопастей вентилятора; i - передаточное отношение; ω - угловая скорость вала, с^{-1} .

Функция, описывающая периодическую вибрацию, меняет свои значения через равные промежутки времени T , причем кривая в этом интервале имеет произвольную форму (рис. 3.14). Такие периодические колебания можно представить в виде ряда Ж.Фурье:

$$F(t) = a_0 + \sum_{n=1}^{\infty} (a_n \cos \omega_n t + b_n \sin \omega_n t), \quad (3.34)$$

т.е. периодическая функция - сумма гармонических колебаний с круговыми частотами, кратными основной - $\omega = \frac{2\pi}{T}$; поэтому ее часто называют полигармонической.

Параметры $a_0, a_1, a_2, \dots, a_n, b_1, b_2, \dots, b_n$ - коэффициенты Фурье. Среднему значению полигармонической возбуждающей силы $F(t)$ соответствует коэффициент a_0 :

$$a_0 = \frac{1}{T} \int_0^T F(t) dt.$$

Имеем

$$a_n = \frac{2}{T} \int_0^T F(t) \cos n\omega t dt, \quad b_n = \frac{2}{T} \int_0^T F(t) \sin n\omega t dt,$$

где n - номер гармоники; $n = 1$ - основная (первая) гармоника.

Учитывая, что любая гармоника ряда Фурье характеризуется амплитудой A_n и начальной фазой φ_n , можно записать

$$a_n = A_n \cos \varphi_n, \quad b_n = A_n \sin \varphi_n.$$

Подставив эти значения в (3.34), получим эквивалентную форму записи полигармонической вибрации:

$$F(t) = a_0 + \sum_{n=1}^{\infty} A_n \cos (n \omega t - \varphi_n).$$

Совокупность частот гармонических составляющих, расположенных в порядке их возрастания, - частотный спектр данного периодического процесса. Каждой частоте соответствует амплитуда A_n и начальная фаза φ_n :

$$A_n = \left[a_n^2 + b_n^2 \right]^{\frac{1}{2}}, \quad \varphi_n = \arctg \frac{b_n}{a_n}.$$

Совокупность амплитуд, характеризующих гармонические колебания и расположенных в порядке возрастания частот, является амплитудным спектром периодического процесса (рис. 3.14). Аналогично вводится понятие фазового спектра.

Спектральный анализ - определение спектра частот и коэффициентов Фурье по заданным периодическим функциям. Если они заданы аналитически, то поставленная задача решается ЭВС.

Для линейной колебательной системы справедлив принцип суперпозиции: эффект действия сложной периодической силы $F(t)$ определяется суммой воздействий каждой гармоники в отдельности. Отклик такой системы, например, смещение вдоль оси z при несвязанных вынужденных колебаниях без учета диссипативных сил, имеет вид

$$z(t) = \frac{a_0}{2} + \frac{a_1 \cos \omega t + b_1 \sin \omega t}{k(1-\nu^2)} + \frac{a_2 \cos 2\omega t + b_2 \sin 2\omega t}{k[1-(2\nu)^2]} + \dots,$$

где k - коэффициент жесткости связей; ν - безразмерная частота.

Очевидно, что резонансные явления наступают при совпадении собственной круговой частоты системы ω_0 с циклической частотой какой-либо n -й гармоники. Степень их опасности для НК РЭС можно оценить, вычислив для каждой гармоники коэффициент динамического усиления с учетом влияния демпфирования.

Частотный диапазон вибраций, возникающих в современных технических средствах, весьма широк. Интенсивность их воздействий на детали НК ЭУ и другие объекты зависит, в первую очередь, от частоты. Поэтому при их оценке целесообразно частотную ось разбить на отрезки (частотные полосы) и находить уровни отдельно для каждой полосы.

В качестве стандартных частотных полос берут декадные, у которых отношение верхних

граничных частот f_B и нижних f_H равно десяти, или октавные - $\frac{f_B}{f_H} = 2$. Имеется девять

стандартных октавных диапазонов. Так, для первой стандартной октавы $f_B = 44$ Гц, $f_H = 22$ Гц, а для девятой - соответственно $f_B = 11264$ Гц, $f_H = 5632$ Гц. В случае необходимости октавная полоса делится на полуоктавные (соотношение граничных частот равно $\sqrt{2}$), третьоктавные ($\sqrt[3]{2}$) и т.д.

Полигармоническая вибрация, охватывающая интервал, превышающий несколько октав

$\left(\frac{f_{\max}}{f_{\min}} > 10\right)$, считается широкополосной. Если диапазон невелик в сравнении со средней

частотой периодического процесса, то воздействие является узкополосным, которое проявляется чаще всего в виде биений.

Широкополосность МВ учитывается при решении задач виброзащиты РЭС, поскольку она влияет на выбор динамической модели защищаемого объекта. Расчетная схема должна выбираться таким образом, чтобы были учтены собственные частоты изделия, расположенные в полосе спектра МВ. Это связано с тем, что при воздействии полигармонических вибраций в сложных системах, обладающих широким спектром собственных частот, возможно одновременное возбуждение нескольких резонансных режимов.

Обычно функции $F(t)$ или $z_0(t)$ задаются графически в виде виброграммы, т.е. осциллографической записи полигармонической возмущающей силы или виброперемещения основания; их анализ осуществляется при помощи гармонического анализатора. Все гармоники разложения учесть невозможно, поэтому в основном рассматривают низкочастотную часть спектра, т.е. гармоники с относительно большими амплитудами.

3.9. Случайная вибрация

Источниками случайных колебаний НК РЭС являются дорожная тряска, нестационарный режим работы двигателей, в особенности ракетных, турбулентные потоки атмосферы и т.п.

Случайная вибрация (рис. 3.15) описывается непрерывной последовательностью значений соответствующих параметров, связанных между собой не функциональной, а вероятностной зависимостью. Этот процесс является стационарным, если все его характеристики инвариантны относительно выбора начала отсчета времени. В частности, математическое ожидание $M[z(t)]$ и дисперсия $D_z = M[z^2(t)]$ постоянны, корреляционная функция $K_z(\tau)$ зависит не от каждого аргумента в отдельности, а от разности двух произвольных моментов времени t_1 и t_2 т.е. $\tau = t_2 - t_1$. Математическое ожидание - среднее арифметическое мгновенных значений случайной вибрации за время наблюдения, а дисперсия - разброс их относительно средней величины.

Математическое ожидание стационарного случайного процесса принимается равным нулю, а дисперсия D_z и корреляционная функция $K_z(\tau)$ однозначно выражаются через спектральную плотность $S_z(\omega)$ процесса $z(t)$:

$$\left. \begin{aligned} D_z &= \frac{1}{\pi} \int_0^{\infty} S_z(\omega) d\omega, \\ K_z(\tau) &= \frac{1}{\pi} \int_0^{\infty} S_z(\omega) \cos \omega \tau d\omega. \end{aligned} \right\} \quad (3.35)$$

В свою очередь, спектральная плотность $S_z(\omega)$ связана с корреляционной функцией $K_z(\tau)$ зависимостью

$$S_z(\omega) = \frac{1}{\pi} \int_0^{\infty} K_z(\tau) \cos \omega \tau d\tau. \quad (3.36)$$

Спектральная плотность характеризует мощность колебательного процесса, приходящуюся на единицу частотного диапазона, т.е. количество энергии, сосредоточенной в интервале между ω и $\omega + d\omega$. Различие двух случайных вибраций с одинаковыми параметрами может заключаться в сосредоточении одинаковой суммарной мощности в разных полосах частот.

Площадь под кривой изменения спектральной плотности в зависимости от круговой частоты (рис. 3.16) равна дисперсии амплитуд гармонических составляющих.

Поскольку $S_z(\omega)$ является важной энергетической характеристикой стационарного случайного процесса, то снижение спектральной плотности того или иного выходного

сигнала, например перегрузки НК РЭС при кинематическом возбуждении, может составлять одну из целей виброзащиты.

Спектральная плотность выходного сигнала (отклик) $S_{z_{\theta}}(\omega)$ связана с непрерывным спектром на входе (воздействие) $S_{z_0}(\omega)$ соотношением

$$S_{z_{\theta}}(\omega) = S_{z_0}(\omega) |\Phi(i\omega)|^2, \quad (3.37)$$

где $\Phi(i\omega)$ - передаточная функция (частотная характеристика), которая устанавливает связь между реакцией ЭС и синусоидальным возмущением с круговой частотой ω . Функцию $\Phi(i\omega)$ определяют, решая дифференциальное уравнение движения системы.

Таким образом, спектральная функция на выходе равна произведению спектральной плотности случайного процесса на входе системы и квадрата модуля передаточной функции для соответствующей циклической частоты.

Так, модуль функции (3.14) имеет вид

$$|\Phi(i\omega)| = \left| \frac{1}{k - m\omega^2 + i b\omega} \right| = \frac{\eta_c}{k},$$

поэтому для системы с силовым возбуждением

$$S_{z_{\theta}}(\omega) = S_{z_0}(\omega) \left(\frac{\eta_c}{k} \right)^2. \quad (3.38)$$

Аналогично при кинематическом возбуждении

$$|\Phi(i\omega)| = \left| \frac{k + i\omega b}{k - m\omega^2 + i\omega b} \right| = \eta_k$$

и

$$S_{z_{\theta}}(\omega) = S_{z_0}(\omega) \cdot \eta_k^2. \quad (3.39)$$

Действуя подобно фильтру, система усиливает колебания на частотах, близких к собственным, и ослабляет их на других частотах. Чем слабее демпфирующие свойства, тем ярче проявляется этот эффект, т.е. в системах с малым сопротивлением колебательный процесс будет узкополосным.

Определим спектральные функции скорости и ускорения системы с силовым возбуждением:

$$\left. \begin{aligned} S_{z_{\theta}}^{\bullet} &= |\dot{\Phi}(i\omega)|^2 S_{z_o} = S_{z_o} \cdot \left(\frac{\omega \eta_c}{k}\right)^2 = \omega^2 S_{z_{\theta}}, \\ S_{z_{\theta}}^{\bullet\bullet} &= |\ddot{\Phi}(i\omega)|^2 S_{z_o} = S_{z_o} \cdot \left(\frac{\omega^2 \eta_c}{k}\right)^2 = \omega^4 S_{z_{\theta}}. \end{aligned} \right\} \quad (3.40)$$

Аналогично при кинематическом возбуждении:

$$\left. \begin{aligned} S_{z_{\theta}}^{\bullet} &= S_{z_o} (\omega \eta_k)^2 = \omega^2 S_{z_{\theta}}, \\ S_{z_{\theta}}^{\bullet\bullet} &= S_{z_o} (\omega^2 \eta_k)^2 = \omega^4 S_{z_{\theta}}. \end{aligned} \right\} \quad (3.41)$$

При отсутствии точных данных о характере возбуждающего случайного процесса расчет РЭС ведется на идеализированное МВ с простейшей формой спектральной функции - широкополосной или узкополосной.

Широкополосная случайная вибрация - наиболее подходящая идеализация процесса, протекающего в реальных условиях: амплитуда и частота изменяются в широких пределах и являются случайными. Разновидность подобной вибрации - так называемый «белый» шум. Это меняющийся шумовой сигнал, частотный спектр которого постоянен и равномерен (рис. 3.17):

$$S_z(\omega) = \begin{cases} \frac{D_z}{2\omega_c} & \text{при } |\omega| \leq \omega_c; \\ 0 & \text{при } |\omega| > \omega_c, \end{cases} \quad (3.42)$$

где ω_c - циклическая частота среза, которая выбирается на основании анализа предполагаемой ширины частотной полосы вибраций, действующих на конструкцию в условиях эксплуатации.

Корреляционную функцию стационарного случайного процесса (рис. 3.18) можно определить, если воспользоваться (3.35):

$$K_z(\tau) = \frac{D_z}{2\pi\omega_c} \int_0^{\omega_c} \cos \omega\tau d\omega = \frac{D_z}{\pi\tau\omega_c} \sin \omega_c \tau.$$

Реакция ЭС на узкополосную случайную вибрацию - частота изменяется в небольшом интервале (или остается постоянной), а амплитуда носит случайный характер - подчиняется таким же закономерностям, как и на действие гармонической вибрации. Отклик на несколько узкополосных случайных вибраций определяется так же, как и реакция на ряд гармоник.

3.10. Моделирование вибраций

Для нормального функционирования РЭС во время (после) действия МФ необходимо обеспечить требуемую устойчивость (прочность) конструкции. Виброустойчивость к МВ - свойство ЭС выполнять заданные функции и сохранять все параметры в пределах норм, установленных стандартами, во время действия МФ. Под вибропрочностью к МВ подразумевается свойство изделий выполнять предназначенные функции и сохранять все параметры в пределах норм, установленных стандартами, после снятия динамических нагрузок. Вторая характеристика связана с транспортировочной вибрацией, а первая - с эксплуатационной. Кроме того, в процессе создания ЭУ возникает необходимость определения его динамических свойств: собственных частот и форм колебаний, амплитуд вынужденных колебаний и распределение их по конструкции, коэффициентов динамического усиления и виброизоляции и т.д. Поставленная задача решается путем моделирования МФ, воздействующих на НК.

Моделирование вибраций осуществляется на вибростендах, которые в зависимости от источника энергии подразделяются на механические, гидравлические, электродинамические и др. В настоящее время наибольшее распространение получили последние. В них используется электродинамический принцип создания возмущающей силы порядка до 10^5 Н. Эти стенды обладают широким диапазоном рабочих частот вибраций от 5 Гц до 10 кГц, линейностью преобразования сигналов, простотой управления, устойчивостью и надежностью в работе, имеют элементы автоматики, допускают максимальную амплитуду виброперемещения до 0,05 м и максимальное ускорение до 100 g. Масса исследуемых РЭС может достигать 300 кг. Схема установки показана на рис. 3.19.

Вибростенд состоит из привода возбудителя, вибратора (возбудителя колебаний) и стола, на котором размещается исследуемое изделие, системы измерения и управления. Стол связан с вибратором жестко или посредством упругого элемента.

В зависимости от принятого метода проведения исследований выбираются соответствующие приборы регулирования, управляющие синусоидальной или широко- и узкополосной случайными вибрациями. На рис. 3.20 изображена структурная схема изучения конструкции методом узкополосной случайной вибрации.

В технике измерения параметров вибрации применяют различные типы измерительных преобразователей (ИП): индуктивные, трансформаторные, электродинамические, емкостные, омические. Они предназначены для преобразования механического движения изучаемых элементов в электрические сигналы, которые легко могут быть измерены, преобразованы, проанализированы и записаны. При этом обеспечивается возможность дистанционного измерения и одновременного наблюдения в разных точках.

В практике наибольшее применение получили пьезоэлектрические ИП: по своим техническим возможностям (чувствительности, частотному диапазону, простоте и надежности конструкции) они превосходят другие типы, обладают весьма малой массой, что существенно при измерениях в НК ЭС. Так, современные пьезоэлектрические ИП для измерения ускорений (акселерометры) позволяют определять виброускорения от 10^{-3} до 10^5 м·с⁻² в интервале частот от 0,5 Гц до 50 кГц. Особенно распространены ИП, рассчитанные на измерение ускорений до 10^4 м·с⁻² с частотами до 10 ... 15 кГц. Основная погрешность их - 2 ... 10 %; рабочая температура - от 23°К до 1023°К; масса некоторых акселерометров составляет десятые, а то и сотые доли грамма; чувствительность к действию МФ по напряжению составляет 2 ... 10 мВ/g.

Схема, характерная для виброизмерительных приборов с пьезоэлектрическими ИП, изображена на рис. 3.21.

Принцип работы рассматриваемых ИП основан на использовании пьезоэлектрического эффекта - свойства некоторых материалов с кристаллической структурой поляризоваться при МВ (прямой пьезоэффект), а при приложении к ним электрического поля - деформироваться (обратный пьезоэффект).

На рис. 3.16 представлен один из возможных вариантов конструктивного оформления ИП.

На пьезоэлемент 2 действует сила инерции $\vec{F} = -m \cdot \vec{a}$; электрическое напряжение, снимаемое с обкладок 2, пропорционально ускорению, возникающему при вибрации (ударе). Сигнал с ИП поступает на усилитель 2 (см. рис. 3.21), предназначенный для согласования выходного сопротивления ИП, затем на измерительный усилитель 3 для усиления сигнала до величины, необходимой для нормальной работы детектора 4. После этого сигнал детектируется и измеряется магнитоэлектрическим прибором.

Одной из основных характеристик ИП является его чувствительность по напряжению (коэффициент преобразования):

$$K_{II} = \frac{U}{a}, \quad (3.43)$$

где U - выходное напряжение ИП при разомкнутой цепи, мВ; a - значение действующего ускорения.

Недостаток этого типа ИП - нестабильность коэффициента преобразования.

Для измерения механических деформаций и напряжений, возникающих в элементах НК РЭС при МВ, используют проволочные, фольговые или полупроводниковые тензорезисторы. Проволочный вибропреобразователь (рис. 3.23), представляющий плоскую спираль из константана ($\varnothing 20 \dots \varnothing 35$ мкм), наклеивается на исследуемую деталь с помощью прочного и эластичного клея и покрывается герметизирующим слоем. Результирующее изменение омического сопротивления измеряют чувствительным прибором, после чего определяют деформацию и механическое напряжение в месте наклейки ИП. Его характеристикой является коэффициент тензочувствительности:

$$K = \frac{\Delta R / R}{\Delta l / l}, \quad (3.44)$$

где $\frac{\Delta R}{R}$ - относительное изменение электрического сопротивления; $\frac{\Delta l}{l} = \varepsilon$ - относительная деформация чувствительного элемента тензорезистора.

Для регистрации вибраций применяют предусилители (предварительные усилители) для согласования ИП с устройствами измерения. Они усиливают слабые сигналы, поступающие с ИП, и позволяют территориально разносить измерительные и регистрирующие приборы.

Чтобы получить объективные сведения о гармонических вибрациях, пользуются фильтрами (обычно перестраиваемыми), позволяющими выделить основную составляющую в действующем диапазоне частот.

3.11. Методы исследования динамических свойств РЭС

Динамические характеристики конструируемых ЭС определяют, используя экспериментально-аналитические методы электродинамических аналогий, резонансный, фазовый, свободных колебаний и др. Кратко рассмотрим некоторые из них.

Дифференциальное уравнение возвратно-поступательного движения системы (см. рис. 3.5, а) имеет вид (3.11). По аналогии можно получить дифференциальное уравнение вращательного движения механической системы вокруг неподвижной оси z :

$$I_z \ddot{\varphi} + b_b \dot{\varphi} + k_b \varphi = M_z e^{i\omega t}, \quad (3.45)$$

где I_z - осевой момент инерции системы, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$; b_b - коэффициент вязкого демпфирования при вращении, $\text{кг} \cdot \text{м}^2 \cdot \text{с}^{-1}$; k_b - коэффициент жесткости при вращении, $\text{Н} \cdot \text{м}$; φ - угол поворота, рад.; M_z - амплитуда осевого возмущающего момента, $\text{Н} \cdot \text{м}$; ω - круговая частота, с^{-1} .

Д.К.Максвелл впервые применил (3.10) для исследования электрических цепей:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T_{\vartheta}}{\partial \dot{q}_j} \right) - \frac{\partial T_{\vartheta}}{\partial q} = - \frac{\partial \Pi_{\vartheta}}{\partial q_j} - \frac{\partial D_{\vartheta}}{\partial \dot{q}} + E(t). \quad (3.46)$$

Это - уравнения Лагранжа-Максвелла. Воспользуемся ими, чтобы получить дифференциальное уравнение электрической цепи, в которой индуктивность L , сопротивление R и емкость C соединены последовательно (рис. 3.24, а). Для многоконтурной цепи (w - число контуров) имеем

$$T_{\vartheta} = \frac{1}{2} \sum_{j,p=1}^w L_{jp} \dot{q}_j \dot{q}_p - \text{электромагнитная энергия тока};$$

$$\Pi_{\vartheta} = \frac{1}{2} \sum_{j,p=1}^w \frac{1}{C_{jp}} q_j q_p - \text{электростатическая энергия } w - \text{контурной цепи};$$

$$D_{\vartheta} = \frac{1}{2} \sum_{j,p=1}^w R_{jp} \dot{q}_j \dot{q}_p - \text{функция рассеяния.}$$

В приведенных выражениях L_{jp} , C_{jp} , R_{jp} - индуктивность, емкость, омическое сопротивление общей ветви j -го и p -го контуров. При этом следует иметь в виду, что если положительные направления токов i_j и i_p совпадают в общей ветви, то пассивные элементы берутся со знаком плюс.

Для одноконтурной цепи (рис. 3.24, а) $w = 1, j = p = 1$,

$$T_{\vartheta} = \frac{1}{2} L \dot{q}^2; \quad \Pi_{\vartheta} = \frac{1}{2C} q^2; \quad D_{\vartheta} = \frac{1}{2} R \dot{q}^2.$$

После подстановки в (3.46), получим искомое дифференциальное уравнение

$$L \ddot{q} + R \dot{q} + \frac{1}{C} q = E(t) \quad (3.47)$$

(q - заряд).

При параллельном соединении элементов

$$T_{\text{Э}} = \frac{1}{2} \sum_{j,p=1}^n C_{jp} \dot{U}_j \dot{U}_p; \quad \Pi_{\text{Э}} = \frac{1}{2} \sum_{j,p=1}^n \frac{1}{L_{jp}} U_j U_p; \quad D_{\text{Э}} = \frac{1}{2} \sum_{j,p=1}^n \frac{1}{R_{jp}} \dot{U}_j \dot{U}_p$$

(n - число пар узлов, U - напряжение).

Дифференциальное уравнение для электрической цепи при $n = 1, j = p = 1$ (рис. 3.24, б), будет выглядеть так:

$$C \ddot{U} + \frac{1}{R} \dot{U} + \frac{1}{L} U = \frac{di}{dt}. \quad (3.48)$$

Как видно из (3.11), (3.45), (3.47) и (3.48), колебательные процессы, протекающие в различных физических системах, описываются одинаковыми по форме (структуре) дифференциальными уравнениями. На это удивительное свойство последних обратил внимание В.И. Ленин в работе «Материализм и эмпириокритицизм»: «Единство природы обнаруживается в «поразительной аналогичности» дифференциальных уравнений, относящихся к разным областям явлений».

Эквивалентность рассматриваемых систем соблюдается, если параметрам механической системы - массе, сопротивлению, жесткости - соответствуют определенные элементы электрической цепи - индуктивность, электрическое сопротивление, емкость. Более того, необходимо, чтобы такое же соответствие существовало и для переменных величин: перемещение, скорость, сила (момент), с одной стороны, а с другой - заряд, магнитный поток, напряжение (ток).

Законы Кирхгофа для электрических цепей играют ту же роль, что и принцип Д'Аламбера для механических систем. Каждому уравнению динамического равновесия сил, действующих на механическую систему, соответствует или уравнение баланса напряжений замкнутого контура модели, составленной по первой электродинамической аналогии сила - напряжение, или уравнение баланса токов отдельного узла цепи, построенной по второй аналогии сила - ток.

По первой аналогии - сила - напряжение (рис. 3.24, а) - энергия магнитного поля соответствует кинетической энергии, а электрического - потенциальной; по второй (рис. 3.24, б) - сила - ток - наоборот, энергия магнитного поля соответствует потенциальной, а электрического - кинетической.

Таким образом, метод электродинамических аналогий (аналоговое моделирование) основан на равноструктурности (изоморфизме) дифференциальных уравнений, что позволяет применять единые методы их решения.

При электромеханическом моделировании целесообразно построить структурную схему моделируемой системы (рис. 3.25), заменив ее затем электрической моделью (см. рис. 3.24) с последующим измерением в последней значений электрических величин (напряжений и токов) и переводом их в соответствующие механические величины (силы и перемещения). В

структурной схеме (см. рис. 3.25) элементы изображаются в виде механических двухполюсников.

Для двух различных физических систем с помощью критериев подобия устанавливаются масштабные коэффициенты, необходимые для пересчета параметров. Критерии подобия находят, приводя уравнение движения моделируемого объекта и модели к безразмерной форме (3.49), приравняв коэффициенты при соответствующих безразмерных переменных:

$$\ddot{z} = -a_1 \dot{z} - a_2 z + a_3 f(t), \quad (3.49)$$

где a_1, a_2, a_3 - коэффициенты (постоянные в рассматриваемом случае).

Механические цепи используются при ускоренном методе расчета, часто применяемом при анализе установившегося движения. Электрическая цепь в отличие от механической системы компактна, а проходящие в ней процессы могут наблюдаться и фиксироваться на экране осциллографа.

На рис. 3.26 изображена схема решения неоднородного дифференциального уравнения второго порядка с постоянными коэффициентами (3.49) на АВМ.

В заключение следует отметить, что при сборке узлов и модулей в единую конструкцию образуется сложная механическая система (рис. 3.27, а), в которой за счет взаимного влияния конструктивных компонентов изменяются и их механические параметры. Аналогичные свойства присущи и ее электрической модели (рис. 3.27, б). Появляется возможность изучать влияние конкретных конструктивных элементов на динамические характеристики друг друга, исследуя, например, параметры колебательных процессов, происходящих как в отдельных модулях, так и в их взаимосвязи.

Резонансный метод применяют для нахождения резонансных частот, форм колебаний и демпфирующих свойств НК РЭС. После возбуждения конструкции гармонической силой, создаваемой вибростендом, снимается амплитудно-частотная характеристика (АЧХ), по которой вычисляют резонансные пики и соответствующие им частоты. Амплитуды виброперемещений определяют непосредственным измерением или интегрированием

снятых виброускорений. Например, используя (3.43), получим $a = \frac{U}{K_{\Pi}}$, а затем -

амплитуду виброперемещения

$$A_z = \frac{a}{\omega^2} = \frac{U}{K_{\Pi} \omega^2}.$$

Чтобы исследовать формы колебаний конструкции, задействуют несколько ИП, причем их число выбирается с учетом той точности, которая необходима для выяснения функции распределения амплитуд. При дискретном задании частот шаг выбирают таким, чтобы не пропустить резонанс. Так, для ИП рекомендуется выбирать шаг в пределах $0 < \Delta f < 5 \text{ Гц}$.

Анализируя резонансный пик, вычисляют согласно (3.23) добротность системы Q , после чего определяют ее демпфирующие свойства, а на основании (3.22) находят логарифмический декремент колебаний θ .

До резонанса сила и перемещение находятся в одной фазе, а после него - в противофазе, когда перемещение противоположно направлению действующей силы. При резонансе

начальная фаза всегда равна $\frac{\pi}{2}$ независимо от значений безразмерного коэффициента демпфирования δ_0 .

Фазовый метод, позволяющий находить резонансные частоты, основан на измерении угла сдвига фаз φ между возбуждающей гармонической силой и перемещением (деформацией) элемента, вызванного этой силой.

Метод свободных колебаний применяют в основном для определения первой собственной частоты конструкции и ее демпфирующих свойств по виброграмме затухающих колебаний (рис. 3.28):

$$f_1 = \frac{1}{T_1}; \quad \Theta = \ln \frac{A_r}{A_{r+1}}.$$

3.12. Параметры ударных МВ

Удар характеризуется конечным изменением скорости системы, а следовательно, и ее количества движения за весьма малый промежуток времени. Энергия ударного импульса, действующего на ЭУ, распределяется по отдельным гармоникам затухающих колебаний НК, при этом каждый элемент возбуждается на своей собственной частоте. В результате суперпозиции затухающих колебаний от многих источников конструкции наблюдается довольно сложный спектр затухающих колебаний.

Внешние источники ударных МВ: резкое изменение скорости движения при посадке летательного аппарата и запуске ракеты, удары волн и порывы ветра, падение приборов и т.д. Например, при падении блока без упаковки с высоты 0,3 ... 0,5 м величина ускорения может достигать порядка 550 g.

Внутренние источники связаны с использованием в РЭС электромеханических контактных устройств, механизмов ударного действия и т.п.

Реакция ЭУ на ударные нагрузки весьма разнообразна: деформации блока (смятие, возможное разрушение и разгерметизация) и ПП, смещение и отрыв ЭРЭ, самопроизвольное срабатывание подвижных и неуравновешенных вращающихся деталей механических устройств (реле, муфт, фиксаторов), самоотвинчивание крепежных элементов и нарушение регулировки, разрушение НК и т.д. Отклик на удар зависит от динамических свойств конструкции, которые, в первую очередь, характеризуются массой, жесткостью и собственной частотой колебаний.

Очевидно, что работающие в таких условиях ЭС должны обладать ударопрочностью, т.е. свойством противостоять разрушающему действию ударов определенной величины и после их воздействия нормально функционировать.

Прочность и пластичность материала играют существенную роль: детали, изготовленные из материалов с повышенной пластичностью (пределом текучести) имеют и более высокую ударопрочность.

Хрупкие материалы (чугун, алюминиевое литье, фарфор, силикатное стекло и др.) разрушаются при незначительных деформациях и плохо противостоят ударам. Поэтому в ударостойких конструкциях стремятся заменить хрупкие материалы материалами с повышенной пластичностью, например, литье чугунное или из алюминиевых сплавов -

тонколистовым стальным прокатом, изоляционный фарфор - пластическими смолами, силикатное стекло - органическим и т.д.

При ударе следует учитывать для каждой формы импульса полосу собственных частот, на которую приходится основная часть его энергии. Так, для полусинусоидальной формы

ударного импульса на полосу частот $\Delta f = \frac{0,73}{\tau}$ приходится 0,9 энергии удара.

К основным параметрам ударного импульса (рис. 3.29) относятся: максимальное (пиковое) ускорение (перегрузка) A_y , форма ударного импульса (ускорения) $a = a(t)$ и длительность его действия τ . Последний параметр определяется как интервал времени от момента появления до момента исчезновения импульса. Эти моменты фиксируются на условном уровне, под которым понимается некоторая часть пикового значения измеряемой величины. Промежуток времени от момента появления ударного импульса до возникновения его максимального значения - длительность фронта τ_{ϕ} .

Форма ударного импульса при расчете обычно идеализируется, т.е. реальный импульс заменяется более простым по виду; при этом надо обратить внимание на крутизну фронта и среза, так как от них зависит «жесткость» удара (рис. 3.30).

3.13. Реакция системы на мгновенный ударный импульс

Расчет механических систем на действие ударной нагрузки весьма сложен, поэтому в практике используют приближенные методы.

Пользуясь зависимостью

$$f_{\min} = \frac{0,032}{\tau},$$

можно определить частоты колебаний элементов РЭС, не «отзывающихся» на данный ударный импульс, т.е. имеющих нулевые или минимальные ускорения. Так, при длительности ударного импульса $\tau = 0,5$ мс все элементы конструкции с собственными частотами колебаний меньше 64 Гц не будут подвергаться действию удара (во время нарастания импульса их ускорения близки к нулю). Если $\tau = 6$ мс, то нулевые ускорения будут только у тех элементов, у которых собственные частоты колебаний ниже 5 Гц.

Максимальные ускорения элементов ЭС, обладающих высокими собственными частотами колебаний, вызываются импульсами, длительность которых определяется зависимостью

$$\tau = \frac{0,75}{f_{\max}}.$$

Если $\tau = 1$ мс, то максимальные ускорения возникают только у элементов с собственными частотами свыше 750 Гц. При $\tau = 120$ мс такие ускорения могут появиться у всех элементов конструкции, имеющих собственные частоты колебаний более 6 Гц.

Рассмотрим случай падения на жесткую платформу модуля второго структурного уровня. Расчетную модель представим в виде механической системы с упругой связью, имеющей одну степень свободы. В результате действия мгновенного удара она начинает колебаться

около положения равновесия, которое соответствует статической деформации упругого элемента z_{cm} (рис. 3.31).

Решение дифференциального уравнения движения

$$m \ddot{z} + kz = 0 \quad (3.50)$$

получим при известных начальных условиях

$$t = 0, z(0) = -z_{cm}, \dot{z}(0) = V_0 = \sqrt{2gH_0}$$

(здесь $z_{cm} = \frac{mg}{k}$; $H_0 = 1 \dots 1,5$ м - высота падения модуля):

$$z(t) = \frac{V_0}{\omega_0} \sin \omega_0 t - z_{cm} \cos \omega_0 t.$$

Максимальное смещение блока:

$$z_{\max} = \left[z_{cm}^2 + \left(\frac{V_0}{\omega_0} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} = z_{cm} \left[1 + \left(\frac{V_0}{\omega_0 z_{cm}} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}.$$

Динамическая деформация:

$$z_{\partial} = z_{cm} + z_{\max} = z_{cm} \left\{ 1 + \left[1 + \left(\frac{V_0}{\omega_0 z_{cm}} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\} = z_{cm} \eta_y,$$

где

$$\eta_y = 1 + \left[1 + \left(\frac{V_0}{\omega_0 z_{cm}} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \approx \frac{V_0}{\omega_0 z_{cm}} \quad (3.51)$$

коэффициент динамического усиления при ударе.

Можно найти максимальное ускорение \ddot{z}_{\max} :

$$\ddot{z}_{\max} \approx V_0 \omega_0,$$

а затем коэффициент ударной перегрузки:

$$n_y = \frac{z_{\max}}{g} = \frac{V_0 \omega_0}{g}. \quad (3.52)$$

Нетрудно показать, что коэффициенты динамического усиления при ударе η_y и ударной перегрузки n_y равны:

$$\eta_y = n_y. \quad (3.53)$$

3.14. Прочность деталей НК при ударных МВ

При продольном мгновенном ударе динамическую силу с учетом (3.53) можно определить так:

$$F_{y\partial} = k z_{\partial} = mg \eta_y = mgn_y. \quad (3.54)$$

Пример 3.4. Блок ЭУ весом $P = 25$ Н падает с высоты $H_0 = 0,5$ м; коэффициент жесткости системы $k_{\Sigma} = 100$ Н·см⁻¹. Определить величину мгновенной ударной силы F_y , действующей на модуль.

Решение. Согласно (3.54) и (3.52) имеем

$F_y = mgn_y = (2g H_0 m k_{\Sigma})^{\frac{1}{2}} = (2H_0 P k_{\Sigma})^{\frac{1}{2}} = (2 \cdot 0,5 \cdot 25 \cdot 100 \cdot 10^2)^{\frac{1}{2}} = 500$ Н, т.е. ударная сила в 20 раз превышает вес блока.

При сжатии (растяжении) стержня условие прочности принимает вид

$$\sigma_{\partial} = \frac{F_{y\partial}}{S} = \sigma_{ст} n_y \leq [\sigma], \quad (3.55)$$

где σ_{∂} - динамические напряжения, Па; S - площадь сечения стержня, м²; $\sigma_{ст} = \frac{F}{S}$ -

напряжения, возникающие при действии статической силы $F = mg$, Па; $[\sigma]$ - допускаемые напряжения на сжатие (растяжение), Па.

Приняв во внимание, что

$$k = \frac{E_{\partial} S}{l}, \quad \sigma_{ст} = \frac{mg}{S},$$

преобразуем условие (3.55):

$$\sigma_{\partial} = \left[\frac{2 H_0 E_{\partial} F}{S l} \right]^{\frac{1}{2}} \leq [\sigma] \quad (3.56)$$

(E_{∂} - динамический модуль упругости, который, вообще говоря, не равен статическому, Па; l - длина стержня, м; $S \cdot l = V$ - его объем, м³).

Из (3.56) следует, что механические напряжения в стержне при продольном мгновенном ударе зависят не только от нагрузки, но и от его объема и свойства материала.

Аналогично можно записать условие прочности при поперечном (изгибающем) мгновенном ударе (рис. 3.32):

$$\sigma_{\partial} = \sigma_{ст} n_y \leq [\sigma_u]. \quad (3.57)$$

Поскольку при изгибе стержня коэффициент жесткости

$$k = \frac{3EI_y l}{a^2(l-a)^2},$$

напряжения при статическом нагружении

$$\sigma_{ст} = \frac{M_{II}}{W_{II}},$$

то коэффициент ударной перегрузки

$$n_y = \frac{V_0 \omega_0}{g} = \left[\frac{6H_0 l E_{\partial} I_y}{F a^2 (l-a)^2} \right]^{\frac{1}{2}}.$$

Условие прочности (3.57) теперь можно преобразовать следующим образом:

$$\sigma_{\partial} = \frac{M_{II}}{W_{II}} \cdot \left[\frac{6H_0 l E_{\partial} I_y}{F a^2 (l-a)^2} \right]^{\frac{1}{2}} \leq [\sigma_{II}], \quad (3.58)$$

где M_{II} - изгибающий момент мгновенной ударной силы, Н·м; W - момент сопротивления сечения изгибу, м³; I_y - экваториальный момент инерции сечения относительно оси, перпендикулярной плоскости изгиба, м⁴; $[\sigma_{II}]$ - допускаемые напряжения при изгибе, Па.

Нетрудно найти условия прочности при поперечном мгновенном ударе для стержней круглого и прямоугольного сечений:

$$\sigma_{\partial} = 2 M_{II} \left[\frac{6H_0 l E_{\partial}}{F S a^2 (l-a)^2} \right]^{\frac{1}{2}} \leq [\sigma_{II}]$$

($S = \frac{\pi d^2}{4}$, где d - диаметр стержня, м),

$$\sigma_{\partial} = 3 M_{II} \left[\frac{2 \cdot H_0 l E_{\partial}}{F S a^2 (l - a)^2} \right]^{\frac{1}{2}} \leq [\sigma_{II}]$$

($S = b \cdot h$; здесь b - ширина стержня, м; h - его высота, м).

При поперечном мгновенном ударе посередине стержня, т.е. когда $a = \frac{l}{2}$, получим

$$\sigma_{\partial} = \frac{4 M_{II}}{W_{II}} \cdot \left(\frac{6 H_0 E_{\partial} I_y}{F l^3} \right)^{\frac{1}{2}} \leq [\sigma_{II}]. \quad (3.59)$$

Из (3.56) и (3.59) видно, что динамические воздействия могут вызвать появление недопустимо больших механических напряжений в деталях НК РЭС. Поэтому следует предусмотреть необходимые меры защиты НК от ударных нагрузок (варьирование соответствующими параметрами в условиях (3.56) и (3.58), специальные виброизолирующие устройства; элементы, усиливающие конструкцию, и т.п.).

Предлагаемая упрощенная методика дает вполне удовлетворительные результаты при определении динамических деформаций (смещений); при вычислении динамических напряжений ошибка возрастает. Чтобы повысить точность расчета, необходимо еще учесть напряжения, соответствующие высшим формам колебаний элемента.

3.15. Реакция системы на «мягкий» и «жесткий» удары

Как показывают расчеты и эксперименты, «мягкий» удар соответствует полусинусоидальной форме импульса, а наиболее «жесткий» - прямоугольной.

Пусть механическая система с упругой связью, имеющая одну степень свободы, подвергается со стороны основания действию ударного импульса полусинусоидальной формы (рис. 3.33). Чтобы рассмотреть ее движение на участке $0 < t \leq \tau$, составим дифференциальное уравнение

$$m \ddot{z} + k(z - z_0) = 0.$$

Если учесть, что $z_1 = z - z_0$ - смещение массы m относительно основания, A_y - амплитуда ударного импульса, $\omega = \frac{\pi}{\tau}$ - условная частота импульса, то тогда

$$\ddot{z}_1 + \omega_0^2 z_1 = A_y \sin \omega t. \quad (3.60)$$

Решив (3.60), найдем перемещение $z_1(t)$, а также деформацию упругой связи

$$A_{y\theta} = \frac{A_y}{|\omega_0^2 - \omega^2|}.$$

На втором участке $t \geq \tau, z_0 = 0$, поэтому смещение z_1 является абсолютным, т.е. $z_1 = z$. Дифференциальное уравнение движения системы примет вид

$$\ddot{z} + \omega_0^2 z = 0.$$

Начальные условия определим, если в полученные на первом этапе выражения для $z_1(t)$ и $\dot{z}_1(t)$ подставим значение $\tau = t$. Тогда будем иметь

$$z = \frac{2A_y}{|\omega_0^2 - \omega^2|} \frac{\omega}{\omega_0} \cos \frac{\omega_0 \tau}{2} \sin(\omega_0 t + \frac{\omega_0 \tau}{2}). \quad (3.61)$$

Дважды продифференцировав (3.61), найдем ускорение

$$\ddot{z} = -\frac{2A_y \omega \omega_0}{|\omega_0^2 - \omega^2|} \cos \frac{\omega_0 \tau}{2} \sin(\omega_0 t + \frac{\omega_0 \tau}{2}). \quad (3.62)$$

Анализируя (3.61) и (3.62), приходим к заключению, что перемещение системы отстает от

движения основания на угол $\varphi = \frac{\omega_0 \tau}{2}$, а z и \ddot{z} достигают максимальных значений, когда

$$t_1 = \frac{1}{2} \left(\frac{\pi}{\omega_0} - \tau \right):$$

$$z_{\max} = \frac{2A_y \cdot \nu}{\omega_0^2 |1 - \nu^2|} \cos \frac{\pi}{2\nu} = \frac{A_y}{\omega_0^2} \eta_y, \quad (3.63)$$

$$\ddot{z}_{\max} = \frac{2A_y}{|1 - \nu^2|} \nu \cos \frac{\pi}{2\nu} = A_y \cdot \eta_y, \quad (3.64)$$

где $\nu = \frac{\omega}{\omega_0} = \frac{T}{2\tau}$ - коэффициент расстройки;

$$\eta_y = \frac{\ddot{z}_{\max}}{z_{0\max}} = \frac{2\nu}{|1 - \nu^2|} \cos \frac{\pi}{2\nu} - \quad (3.65)$$

коэффициент передачи ударного ускорения для импульса полусинусоидальной формы;

$$\ddot{z}_{0\max} = A_y.$$

Как видно из рис. 3.34, а, отражающего зависимость (3.65), максимальное значение коэффициента $\eta_{y\max} = 1,74$ соответствует $\nu = 0,75$ ($T = 1,5 \tau$). Если учесть влияние диссипативных сил, то $\eta_{y\max}$ сместится в сторону меньших значений ν в сравнении с полученным теоретически. И далее, так как кривая $\eta_y = \eta_y(\nu)$ сравнительно полого, то для защиты НК РЭС от ударной нагрузки явно недостаточно только упругой связи с линейной характеристикой.

Пример 3.5. Со стороны основания на модуль второго структурного уровня действует ударный импульс полусинусоидальной формы. Известны: масса модуля $m = 8$ кг, коэффициент жесткости подвески $k_{\Sigma} = 58 \text{ Н} \cdot \text{мм}^{-1}$, амплитуда импульса $A_y = 6 \text{ г}$, его длительность $\tau = 10$ мс.

Определить максимальное смещение модуля z_{\max} .

Решение. Так как $\omega_0^2 = \frac{k_{\Sigma}}{m}$, $\nu = \frac{\omega}{\omega_0} = \frac{\pi}{\tau} \left(\frac{m}{k_{\Sigma}} \right)^{\frac{1}{2}}$, то после ряда преобразований в соответствии с (3.63) найдем

$$\begin{aligned} z_{\max} &= \frac{2 A_y \frac{\pi}{\tau} \left(\frac{m}{k_{\Sigma}} \right)^{\frac{3}{2}} \cos \frac{\tau}{2} \left(\frac{k_{\Sigma}}{m} \right)^{\frac{1}{2}}}{\left| 1 - \left(\frac{\pi}{\tau} \right)^2 \frac{m}{k_{\Sigma}} \right|} = \\ &= \frac{2 \cdot 6 \cdot 9,81 \frac{\pi}{10 \cdot 10^{-3}} \left(\frac{8}{5,8 \cdot 10^4} \right)^{\frac{3}{2}} \cos \frac{10 \cdot 10^{-3}}{2} \left(\frac{5,8 \cdot 10^4}{8} \right)^{\frac{1}{2}}}{\left| 1 - \left(\frac{\pi}{10 \cdot 10^{-3}} \right)^2 \frac{8}{5,8 \cdot 10^4} \right|} = 4,325 \cdot 10^{-3} \text{ м.} \end{aligned}$$

Рассматривая воздействие удара прямоугольной формы, приходим к выражениям

$$z_{\max} = \frac{2 A_y}{\omega_0^2} \sin \frac{\pi}{2 \nu} = \frac{A_y}{\omega_0^2} \eta_y,$$

$$\ddot{z}_{\max} = 2 A_y \sin \frac{\pi}{2 \nu} = A_y \eta_y,$$

где

$$\overset{\cdot}{\eta}_y = 2 \sin \frac{\pi}{2\nu} - \quad (3.66)$$

коэффициент передачи ударного ускорения для импульса прямоугольной формы.

Максимальная величина $\overset{\cdot}{\eta}_y \max = 2$, причем в промежутке $\nu = 0 \dots 0,5$ наблюдается ее периодичность (рис. 3.34, б). С ростом ν параметр $\overset{\cdot}{\eta}_y$ плавно убывает. Ясно, что и в этом случае упругая связь с линейной характеристикой не обеспечивает защиту НК от ударных МВ.

Пример 3.6. Сохранив данные предыдущего примера, найти максимальное смещение системы при действии ударного импульса прямоугольной формы.

Решение. Имеем

$$\begin{aligned} z_{\max} &= A_y \frac{1}{\omega_0^2} \overset{\cdot}{\eta}_y = 2 A_y \frac{m}{k_{\Sigma}} \sin \frac{\tau}{2} \left(\frac{k_{\Sigma}}{m} \right)^{\frac{1}{2}} = 2 \cdot 6 \cdot 9,81 \cdot \frac{8}{5,8 \cdot 10^4} \sin \frac{10 \cdot 10^{-3}}{2} \left(\frac{5,8 \cdot 10^4}{8} \right)^{\frac{1}{2}} = \\ &= 6,7 \cdot 10^{-3} \text{ м.} \end{aligned}$$

Расчеты подтверждают, что эта форма импульса намного «жестче» в сравнении с полусинусоидальной: значение z_{\max} превышает величину z_{\max} более, чем в 1,5 раза.

3.16. Моделирование ударных МВ

Для устойчивой работы ЭУ во время (после) воздействия ударной нагрузки надо обеспечить его удароустойчивость (ударопрочность). Моделирование импульсов осуществляют на специальных ударных стендах. Наибольшее распространение получили стенды, действие которых основано на принципе торможения предварительно разгоняемого до требуемой скорости объекта. Основные узлы такой установки - подвижная ударная платформа (стол), тормозное устройство (наковальня) и направляющие (рис. 3.35).

Тормозное (демпфирующее) устройство позволяет определить параметры моделируемого импульса: максимальное ускорение, форму и длительность. В качестве демпферов применяют прокладки, дающие возможность получить следующие длительности импульсов: при войлочных и фетровых - $\tau = 0,5 \dots 10$ мс, при резиновых и пластмассовых - $\tau = 2 \dots 20$ мс, а при гидравлических - $\tau = 200$ мс.

На ударных стендах создают импульсы различной формы с максимальным ускорением свыше 10^3 g и длительностью до 32 мс.

В качестве ИП чаще всего используют пьезоэлектрические и емкостные датчики. В последнее время появились устройства, полностью заменяющие осциллографический метод измерения - аналого-цифровые измерители параметров удара. Они позволяют повысить точность определения исследуемых величин, причем использование цифровой техники обеспечивает большую документальность информации, а также дает возможность

осуществлять оперативную связь с ЭВС для последующего анализа полученных данных различных ударных процессов.

3.17. Линейные перегрузки

Известно, что при разгоне (торможении) материальной точки, находящейся под действием активной силы, возникает ускорение, а следовательно, и сила инерции, численно равная произведению массы точки m и ее ускорения \vec{a} и направленная противоположно последнему:

$$\vec{\Phi} = -m \vec{a} .$$

Поэтому все объекты, движущиеся с переменной скоростью, испытывают МВ, обусловленные ускорениями. Возникающие по всему объему РЭС инерционные силы оказывают значительное влияние на надежность элементов: перегрузка может достигать порядка 10...12 g и выше.

Параметры линейных перегрузок (рис.3.36): максимальное ускорение a_{\max} , время его достижения τ_m (например, время разгона носителя), функция изменения ускорения $a = a(t)$. Обычно τ_m значительно превышает длительность фронта ударного импульса τ_{ϕ} . При соизмеримости τ_m и τ_{ϕ} линейные перегрузки воспринимаются элементами РЭС как разновидность удара.

Отношение действующего ускорения a_{\max} и ускорения свободного падения g - перегрузка n_l :

$$n_l = \frac{|a_{\max}|}{g} . \quad (3.67)$$

Действие линейных перегрузок практически не поддается ослаблению. Только в случае их кратковременного влияния могут быть использованы некоторые конструктивные способы защиты. Чаще всего обеспечение устойчивой работы ЭС достигается только за счет жесткости НК или прочности деталей, что ведет в значительному увеличению массы изделия. Так как силы инерции являются динамической нагрузкой, то повышение механической надежности элементов может быть достигнуто в результате использования материалов с более высокой удельной прочностью $\sigma_{y\partial}$ (см. 2.3).

Линейные перегрузки моделируют на центрифуге. Исследуемая конструкция закрепляется на специальной ферме, вращающейся вокруг оси; ускорение определяется по формуле

$$a_n = \omega^2 R ,$$

где R - заданное расстояние изделия до оси вращения, м; ω - регулируемая угловая скорость вращения фермы, c^{-1} .

3.18. Акустические шумы

Работающие двигатели, реактивные в особенности, рассеивают в окружающую среду значительную часть энергии колебаний звуковой частоты. Летящие со сверхзвуковой скоростью летательные аппараты, артиллерийские и реактивные снаряды являются источниками возникновения так называемых баллистических волн. В момент, когда скорость полета превышает сверхзвуковую, такие волны вызывают ощущение резкого удара и могут воздействовать на объекты, находящиеся в пределах возбужденного участка среды.

Акустический шум - вибрационный волновой процесс, распространяющийся в газообразных, жидких и твердых средах и имеющий практически непрерывный спектр.

Акустическая вибрация приводит к механическому возбуждению деталей и узлов НК РЭС, причем различные конструктивные элементы по-разному «откликаются» на нее. Так, под действием колебаний звуковой частоты в электронных лампах возникает микрофонный эффект, начинают вибрировать реле и отдельные малогабаритные компоненты, а также объемные проводники. Влияние акустической вибрации, представляющей по существу случайный процесс, может проявляться и в стационарных ЭС при работе электродинамических громкоговорителей и т.п.

В отличие от механических колебаний, которые передаются через точки крепления, акустический шум возбуждает узел и каждую деталь в нем в результате приложения распределенной нагрузки. Величина последней зависит не только от уровня звукового давления, но и от площади поверхности каждого элемента. Это приводит к тому, что средства защиты от рассматриваемого ДФ оказываются малоэффективными. Для ЭУ наиболее неблагоприятным является совместное действие вибраций и звукового давления, при котором могут возникнуть опасные резонансные явления.

Область среды, в которой возбуждены звуковые волны, называется звуковым полем. Разность между статическим (атмосферным) давлением и давлением в данной точке звукового поля - звуковое давление.

Поток звуковой энергии, проходящий в единицу времени через единицу поверхности, перпендикулярной направлению распространения звуковой волны, определяет силу (интенсивность) звука:

$$I = \frac{P}{S} = p_{зв} \cdot V, \quad (3.68)$$

где P - мощность, переносимая звуковой волной, Вт; S - площадь фронта волны, м²; $p_{зв}$ - звуковое давление, Па; V - колебательная скорость частиц среды, м · с⁻¹.

Субъективной характеристикой звука, связанной с его интенсивностью, является громкость звука, которая зависит от амплитуды и частоты звукового колебания. Минимально допустимое эффективное звуковое давление, воспринимаемое человеком с нормальным слухом, называют порогом слышимости. На разных частотах этот порог различен.

Стандартной величине его соответствует эффективное звуковое давление $p_0 = 2 \cdot 10^{-5}$ Па при гармоническом звуковом колебании с частотой $f = 1$ кГц. Максимально допускаемое эффективное звуковое давление, превышение которого вызывает в ушах ощущение боли - болевой порог. В соответствии со стандартом ему отвечает эффективное давление 20 Па при гармоническом звуковом колебании с частотой $f = 1$ кГц.

Уровень интенсивности колебаний характеризуется отношением значений измеренного параметра процесса и некоторого стандартного, которое соответствует нулевому уровню. Поскольку характеристики вибраций могут значительно изменяться, то удобно пользоваться логарифмической шкалой. За их уровень принимается десятичный логарифм отношения измеряемой величины и ее стандартного значения. Эта единица - бел (Б), а ее десятая часть - децибел (дБ). Возрастание уровня на 1 Б означает, что параметр увеличился в 10 раз, а увеличение на 1 дБ - в $10^{0,1} \approx 1,57$ раз. Если измеряется виброускорение, виброскорость, виброперемещение и т.п., то логарифмический уровень определяется так:

$$L = 20 \lg \frac{a}{a_0}, \quad (3.69)$$

где a_0 - начальное значение параметра a , соответствующее нулевому уровню. За стандартную величину виброускорения, т.е. за опорное виброускорение, принимают $a_0 = 9,81 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2}$, а нулевой уровень акустического давления - $p_0 = 2 \cdot 10^{-5} \text{ Па}$.

Следовательно, абсолютный уровень акустического шума определяется относительно стандартного порога слышимости:

$$L = 20 \lg \frac{P_{3\theta}}{P_0}. \quad (3.70)$$

Как показывает практика, для проведения исследований на воздействие акустической вибрации необходимо создать звуковое давление порядка до 175 дБ. Например, в ходе экспериментов над некоторыми типами двойных триодов пальчиковой серии было установлено, что наибольшие выходные напряжения микрофонного эффекта 20...100 мВ имели место при воздействии звукового давления порядка 140...150 дБ в диапазоне частот свыше 3,5 кГц.

Влияние звукового давления можно уменьшить, если:

детали и узлы РЭС помещать в корпус из материалов с высоким коэффициентом демпфирования, обеспечив их эффективную виброизоляцию; рекомендуется устанавливать изоляторы между критическими элементами и корпусом (узлом), на котором предусмотрено их крепление;

опорные детали НК выполнять из материалов, имеющих высокие демпфирующие свойства; все малогабаритные элементы (резисторы, конденсаторы, диоды, транзисторы и др.) жестко закреплять на ПП;

использовать многослойный печатный монтаж с целью сокращения объемных проводников;

заливать компаундами отдельные группы элементов на ПП;

применять звукоизолирующие перегородки (экраны).

Акустические шумы моделируют в реверберационной камере, имеющей вид неправильного пятиугольника с размерами, указанными на рис. 3.37. Значение n должно превышать наибольший габаритный размер изделия не менее чем в 2 раза и выбирается из ряда 0,5; 1,25; 3 м.

Установка должна обеспечивать получение случайного акустического шума в интервале частот 125 Гц ... 10 кГц при требуемом звуковом давлении. Источниками акустической

вибрации могут быть пневматические, динамические или статические сирены, а также электродинамические громкоговорители.

Практически на РЭС одновременно действуют различные МФ. Так, при создании ЭС для ракетных носителей учитывается влияние вибраций в диапазоне 0...500 Гц при виброперегрузке до 20 g, ударных сотрясений 5...10 g с длительностью импульса 10...12 мс и частотой 40...80 ударов в минуту, линейных перегрузок в пределах 5...50 g, акустических шумов 130...170 дБ при частоте 50...1000 Гц и невесомости.

Невесомость, как механический воздействующий фактор, проявляется в космических аппаратах (КА) и искусственных спутниках Земли (ИСЗ); характеризуется отсутствием гравитационных сил или равновесием центробежной силы и силы притяжения планеты. Влияние невесомости, в особенности длительной, на работоспособность ЭС изучено сравнительно мало. Выяснено, что она оказывает отрицательное действие в местах контакта движущихся относительно друг друга поверхностей деталей. Негативное влияние сказывается и в точках крепления массивных блоков, установленных на Земле, с начальными напряжениями, вызванными их собственным весом.

4. Реакция модулей нулевого уровня на МВ

Механические воздействия могут вызвать обратимые и необратимые отказы в элементах и узлах РЭС.

Обратимые (восстанавливаемые) отказы в основном связаны с появлением электрических шумов и изменениями параметров ЭРИ, вследствие чего нарушается устойчивость и, как следствие, ухудшается качество работы изделия.

Необратимые (не восстанавливаемые) отказы имеют место в функциональных и конструктивных элементах: разрушение плат, подложек и деталей крепления; электрический пробой диэлектриков и полупроводников; нарушение клеевых соединений и электрического монтажа (обрывы, замыкания и т.п.).

Кратко рассмотрим реакцию ППП, ИС, электронных ламп и др. ЭРЭ на действие МВ.

4.1. Полупроводниковые приборы и интегральные микросхемы

Основу современных РЭС составляют ППП и ИС. При воздействии МФ в них могут возникнуть электрические шумы, резонансные явления и тензорезистивный эффект. Известно, что при деформации однородного проводника устанавливается определенная зависимость между механическими напряжениями и электрическим сопротивлением. В этом и есть суть тензорезистивного эффекта, в котором не последнюю роль играют направления кристаллографических осей.

Исследования показывают, что если деформация элемента превышает допустимую величину, то наблюдается искажение фазы сигнала, а при резонансе - амплитуды. В диодах, транзисторах и других ППП деформации могут приводить к изменениям тока, превышающего номинальный уровень. Величина колебаний указанных параметров в значительной степени зависит от конструкции: особенно подвержены деформации те ППП, в которых контакт осуществляется при помощи пружины, прижатой или впаянной в

кристалл. В подобных случаях степень деформации упругого элемента, а следовательно, и значения токов, протекающих через ППП, могут в десятки раз отличаться в зависимости от формы конца пружины. При механических напряжениях, близких к пределу упругости, возникают необратимые изменения электрических параметров ППП, в частности, при снятии нагрузки вольт-амперные характеристики не восстанавливаются.

Рассмотрим случай, когда МВ передается на кристалл через заостренный контакт. Под влиянием нагрузки ПП деформируется, растягивая или сжимая корпус ППП, расположенный на ее поверхности (рис. 4.1). При $r \gg l$ деформация кристалла равна деформации верхних слоев платы, т.е. $f = \Delta l$. Силу, действующую на контакт, с учетом (2.6) можно определить так:

$$F = k \cdot \Delta l = \frac{ES}{l} \cdot \Delta l = E \cdot S \cdot \varepsilon, \quad (4.1)$$

где Δl - деформация кристалла, м; $\varepsilon = \frac{\Delta l}{l}$ - его относительная деформация.

Из (4.1) следует, что сила F может достигать больших значений. Так, для никелевого контакта ($E = 2,05 \cdot 10^{11}$ Па, диаметр контакта $d = 0,3 \cdot 10^{-3}$ м, $\varepsilon = 5 \cdot 10^{-4}$) имеем

$$F = 2,05 \cdot 10^{11} \cdot \pi \cdot (0,3 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 0,25 \cdot 5 \cdot 10^{-4} = 7,25 \text{ Н.}$$

Сложные конструкции ППП и ИС имеют различную чувствительность к МФ в зависимости от топологической схемы расположения и ориентации активных и пассивных элементов на поверхности кристалла. Результирующее действие этих факторов на всю структуру кристалла приводит к появлению, например, на выходе ИС шумоподобного электрического сигнала, модулированного МФ.

4.2. Электронные лампы и волноводы

МВ влияют на форму электродов и межэлектродные расстояния в электронных лампах, вызывают появление микрофонного эффекта. В результате деформации элементов

изменяются анодный ток I_a , крутизна характеристики S , межэлектродная емкость $C_{кс}$, что приводит к нарушению нормального режима работы лампы. Так, колебания анодного тока приводят к появлению паразитного напряжения виброшума, а периодические изменения крутизны характеристики и межэлектродной емкости - к произвольным вариациям амплитуды и частоты сигнала, т.е. к паразитной модуляции.

Установлено, что в электронных лампах при увеличении виброускорений, кроме низкочастотных гармонических виброшумов, появляются другие, но с более широким частотным спектром. Они возникают в результате ударов катодов и траверс сеток о края изолятора. Помимо этого регистрируются шумы, которые вызываются случайными утечками, замыканиями и другими дефектами, возможными при эксплуатации ламп в условиях МВ. Для защиты их от МФ необходимо применять специальные держатели. Например, крепление лампы за цоколь обычно бывает жестким, но стеклянный баллон при этом может вибрировать, что часто приводит к разрушению материала, скрепляющего эти детали. Поэтому следует отдавать предпочтение держателям, захватывающим баллон и «сглаживающим» возникающие вибрации. При выборе держателей надо учитывать меры по поддержанию требуемого теплового режима.

Резонансные и двухпроводные линии, а также волноводы, обладающие сравнительно малой жесткостью, очень чувствительны к МВ. Деформация этих элементов изменяет волновое сопротивление:

$$\rho = \left(\frac{L_1}{C_1} \right)^{\frac{1}{2}},$$

где L_1 и C_1 - погонные индуктивность, $\text{Гн} \cdot \text{м}^{-1}$, и емкость, $\text{пФ} \cdot \text{м}^{-1}$.

Отклонения L_1 и C_1 от заданных значений вызывают искажение генерируемого сигнала.

Резонанс коаксиальных линий изменяет как форму внутренней и внешней труб, так и их параметры.

При вибрациях и ударах возникает кабельный эффект в виде шумов, которые появляются в антенном тракте радиоприемного устройства и в других каналах с малым уровнем сигнала. Эти помехи - результат появления электрических полей вследствие трения изоляции о жилу кабеля и экран, периодического отслаивания изоляции, а также из-за пьезоэлектрических явлений в ней.

Если в конструкции СВЧ функционируют устройства, порождающие ударные импульсы (переключатели, реверсивные механизмы, приводы и др.), то в волноводах могут возникнуть шумы, которые достигают значений десятков децибел. Их появление объясняется вихревыми токами, образующимися в поверхностном слое внутренних стенок волновода. В последних при действии ударных нагрузок распространяются поверхностные волны, сопровождающиеся упругими деформациями. Когда материал, из которого изготовлен волновод, имеет заметно выраженные свойства магнитоэлектрики, то смещения частиц (деформации) сопровождаются изменением магнитных полей, а следовательно, и появлением вихревых токов.

Итак, деформация волноводного тракта, резонансные колебания элементов конструкции, поверхностные упругие волны в стенках волноводов изменяют характер электромагнитного поля, следствием чего является искажение сигнала и увеличение энергетических потерь.

Чтобы погасить возникновение виброшумов, применяют гофрированные вставки и специальные «шумогасящие» прокладки из пластичных материалов, которые устанавливают в узлах крепления волновода к корпусу.

Путем навивки по всей длине кабеля бандаж из хлопчатобумажных ниток можно значительно повысить виброустойчивость антенных трактов.

4.3. Резисторы, конденсаторы, катушки индуктивности и трансформаторы

Собственные частоты колебаний дискретных элементов в силу малых габаритов и масс в основном зависят от жесткости их крепления, причем наибольшей чувствительностью они обладают к ударным нагрузкам.

Чувствительность материала – свойство изменять электрические, магнитные и др. параметры под влиянием МВ. Коэффициент чувствительности:

$$K = \frac{\Delta P_э / P_э}{\Delta P_м / P_м}, \quad (4.2)$$

где $\frac{\Delta P_э}{P_э}$ - относительное изменение электрического параметра;

$\frac{\Delta P_м}{P_м}$ - относительное изменение механического фактора.

Чувствительность элементов в бескорпусном и пленочном исполнениях к МФ обусловлена деформацией ПП, на которой они смонтированы, и определяется (4.2). В самом деле, поскольку

$$R = \frac{\rho l}{S},$$

где ρ - удельное электрическое сопротивление материала пленочного резистора, Ом · м; l - его длина, м; $S = b \cdot h$ - площадь поперечного сечения, м²; b и h - соответственно ширина и толщина его слоя, м,

то

$$\frac{dR}{R} = \frac{d\rho}{\rho} + \frac{dl}{l} - \frac{dS}{S}.$$

Имея в виду, что $\frac{dS}{S} = -2\mu \frac{dl}{l}$ (μ - коэффициент Пуассона), окончательно получим

$$K = 1 + 2\mu + \frac{d\rho}{\rho\varepsilon}.$$

Для обычных материалов коэффициент тензочувствительности $K < 10$, а для полупроводниковых $K \geq 100$, что позволяет последние эффективно использовать в качестве полупроводниковых тензорезисторов. Зная чувствительность пленочного резистора и величину деформации, которой он подвергается, нетрудно оценить изменение его сопротивления при динамической нагрузке.

Под влиянием МФ нарушается «геометрия» конденсаторов переменной емкости, контурных катушек, вариометров, настраиваемых широкодиапазонных контуров, трансформаторов и других аналогичных устройств, что приводит к их расстройке и появлению паразитной модуляции.

Рассмотрим влияние МВ на чувствительность элементов конденсатора переменной емкости. Электрическая емкость C определяется так:

$$C = \frac{\varepsilon_0 \cdot \varepsilon \cdot S}{d}, \quad (4.3)$$

где ε_0 - электрическая постоянная, численно равная диэлектрической проницаемости вакуума; ε - относительная диэлектрическая проницаемость материала, находящегося между обкладками конденсатора; d - расстояние между обкладками.

Пусть вектор $MВ$ направлен вдоль оси конденсатора, причем пластины ротора полностью введены в зазоры между соответствующими элементами статора (рис. 4.2).

Действующие инерционные силы $\Phi = ma$ изменяют зазор между обкладками:

$$\Delta d = \frac{qr^4}{8EI}. \quad (4.4)$$

Здесь $q = 2 \frac{ma}{\pi r^2}$ - распределенная по пластине динамическая нагрузка, $\text{Н} \cdot \text{м}^{-2}$; r - радиус пластины, м.

В результате деформации пластин ротора изменится емкость:

$$\Delta C = \frac{\varepsilon_0 \varepsilon S}{d + \Delta d} + \frac{\varepsilon_0 \varepsilon S}{d - \Delta d} = 2 \frac{d}{d^2 - \Delta d^2} \varepsilon_0 \varepsilon S.$$

или, учитывая (4.3),

$$\Delta C = 2 \frac{d^2}{d^2 - \Delta d^2} C.$$

Относительное изменение емкости будет равно:

$$\frac{\Delta C}{C} = 2 \frac{d^2}{d^2 - \Delta d^2}, \text{ а при } d \gg \Delta d \quad \frac{\Delta C}{C} \approx 2,$$

т.е. при деформациях пластин конденсатора могут наблюдаться отклонения величины емкости от номинального значения и, следовательно, значительное изменение собственной частоты контура.

При действии нагрузки под углом или перпендикулярно оси ротора соответственно изменяется и емкость конденсатора.

Индуктивность бескаркасной катушки, состоящей из n одинаковых витков, определяется формулой

$$L_n = nL_1 + 2M_{jp}(n-k),$$

где L_1 - индуктивность одного витка; M_{jp} - взаимоиндуктивность между j -м и p -м витками; $k = 1, 2, 3, \dots$.

Если D - диаметр витка, l - расстояние между витками, то при $D \gg l$

$$M = 2\pi \cdot 10^{-2} D \cdot \ln\left(\frac{D}{l} - 2\right).$$

Вследствие деформации витков и расстояний между ними при направлении вектора $MВ$ вдоль оси катушки индуктивность будет изменяться. В свою очередь, это вызовет изменение собственной частоты колебаний контура, в который входит этот элемент.

Опыт показывает, что бескаркасные катушки индуктивности более устойчивы к динамическим нагрузкам, действующим перпендикулярно оси. С учетом этого обстоятельства и следует ориентировать их относительно наиболее вероятного направления вектора МВ.

При малых потерях в магнитной цепи индуктивность первичной обмотки и взаимоиндуктивность между обмотками определяется формулами

$$L_1 = \frac{n_1^2}{R_M + R_\delta}; \quad M_{12} = \frac{n_1 n_2}{R_M + R_\delta},$$

где $R_M = \frac{l_c}{\mu S_c}$, $R_\delta = \frac{\delta}{\mu_0 S}$ - магнитные сопротивления сердечника R_M и воздушного зазора R_δ ; l_c и S_c - длина и площадь сечения сердечника; μ и μ_0 - магнитные проницаемости сердечника и воздуха.

Как следует из выражений, действующие на трансформатор инерционные силы $\vec{\Phi}$, деформируя зазор δ или площадь S , или то и другое вместе (рис. 4.3), изменяют сопротивление зазора R_δ , индуктивность и взаимоиндуктивность обмоток, а при сжатии (растяжении) магнитопровода - магнитное сопротивление сердечника R_M , индуктивность обмотки, расположенной на нем, а также взаимоиндуктивность между обмотками.

Преобразование энергии упругой деформации сердечника в электрическую - магнитоупругий эффект. При этом магнитная проницаемость μ ферромагнитных материалов варьирует в зависимости от возникающих в них механических напряжений.

Ударные нагрузки, действующие в плоскости сердечника, вызывают в нем упругие волны, вследствие чего в различных его точках возникают знакопеременные напряжения. Это приводит к искажению сигналов и наведению добавочной ЭДС в момент удара, что может явиться источником дополнительных помех в РЭС.

Под действием динамических сил обмотка смещается относительно сердечника, в результате чего в ней появляется ЭДС, т.е. происходит индукционное преобразование механической энергии в электрическую.

Таким образом, если конденсаторы, катушки индуктивности, трансформаторы и т.п. предназначены для работы в условиях динамических нагрузок, то, во-первых, конструкция их должна быть монолитной и обладать требуемой жесткостью, которая обеспечивается соответствующей пропиткой и заливкой изоляционными материалами; во-вторых, сердечники из материалов с повышенной магнитоупругой чувствительностью необходимо виброизолировать от несущего узла.

Чувствительность магнитоупругого материала характеризуется коэффициентом

$$K_\mu = \frac{\Delta \mu / \mu}{\Delta l / l}.$$

Значения K_μ для материалов из мягкой стали могут достигать 200 ... 300.

Любое крепление ЭРИ должно обеспечивать вибропрочность и ударопрочность при воздействии заданных МФ, причем оно не должно усиливать нагрузки, передаваемые от НК к элементам или узлам. Как отмечалось, в первую очередь следует предотвратить самоотвинчивание резьбовых соединений, которые подвергаются вибрациям и ударам в процессе эксплуатации.

Такие навесные элементы, как резисторы, конденсаторы, ППП и др., масса которых не превышает 8 г, обычно укрепляют на выводах, при этом не рекомендуется сильно натягивать их при пайке к монтажным стойкам и лепесткам. Когда масса ЭРЭ превышает 8 г, тогда используют дополнительные детали крепления, тем самым значительно увеличивая жесткость узла. Чтобы исключить возможность деформирования выводов, ПП должна обладать необходимой жесткостью.

Силовые трансформаторы имеют сравнительно большой вес, поэтому крепежные детали выбирают достаточно прочными. Они представляют жесткую конструкцию и, как правило, не чувствительны к вибрациям и ударам, вследствие чего их используют в качестве углового соединения двух перпендикулярных плоскостей, что позволяет повысить жесткость каркаса без применения дополнительных связей. Обычно они устанавливаются в более жестких местах НК, однако не рекомендуется закреплять их консольно.

4.4. Определение резонансных частот ЭРЭ и их выводов

Известно, что резонанс отдельного элемента может ухудшить надежность РЭС. Поэтому целесообразно проводить анализ сложных механических систем «поузловым» методом, т.е. начинать с наиболее нагруженного «ответственного» ЭРЭ, после чего переходить к плате, затем - к узлу и, наконец, - к модулю второго структурного уровня.

Как известно, собственная частота системы определяется ее параметрами - коэффициентом жесткости k и массой m :

$$f_0 = \frac{\omega_0}{2\pi} = \frac{1}{2\pi} \left(\frac{k}{m} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (4.5)$$

Коэффициент жесткости стержня k зависит от вида деформации и граничных условий. При изгибе и свободном его опирании по концам (см. рис. 3.8, б) имеем

$$k = \frac{3EI_y \cdot l}{a^2(l-a)^2}.$$

Если $a = \frac{l}{2}$, то

$$k = \frac{48EI_y}{l^3}. \quad (4.6)$$

Следовательно, собственную частоту колебаний рассматриваемой простейшей модели с сосредоточенными параметрами можно вычислить согласно (4.7):

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \left(\frac{48 E I_y}{m l^3} \right)^{\frac{1}{2}} \approx 1,1 \left(\frac{E I_y}{m l^3} \right)^{\frac{1}{2}}. \quad (4.7)$$

Для стержня с защемленными концами (см. рис. 3.8, в) коэффициент жесткости k и резонансная частота определяются так:

$$k = \frac{192 E I_y}{l^3}, \quad (4.8)$$

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \left(\frac{192 E I_y}{m l^3} \right)^{\frac{1}{2}} \approx 2,2 \left(\frac{E I_y}{m l^3} \right)^{\frac{1}{2}}. \quad (4.9)$$

Как видно из (4.7) и (4.9), в довольно широких пределах можно варьировать не только геометрическими параметрами, материалом и массой элемента, но и способом закрепления, регулируя таким образом его собственную частоту колебаний.

В стержневых конструкциях могут возникнуть продольные, крутильные и поперечные (изгибные) колебания. Последние представляют наибольший интерес для практики: жесткость стержня на изгиб значительно ниже его жесткости при растяжении (сжатии). Обычно такие системы представляют в виде модели с распределенными характеристиками (рис. 4.4).

Дифференциальное уравнение движения стержня в частных производных имеет вид

$$\frac{\partial^2}{\partial x^2} \left(E I_y \frac{\partial^2 z}{\partial x^2} + m_0 \frac{\partial^2 z}{\partial t^2} \right) = 0$$

($m_0 = \rho S$ - масса единицы длины стержня, т.е. погонная масса, $\text{кг} \cdot \text{м}^{-1}$; ρ - плотность его материала, $\text{кг} \cdot \text{м}^{-3}$).

Уравнение отражает равенство действующих на элемент стержня равномерно распределенных сил инерции и упругости. Если E , I_y , ρ и S постоянны, то

$$E I_y \frac{\partial^4 z}{\partial x^4} + m_0 \frac{\partial^2 z}{\partial t^2} = 0. \quad (4.10)$$

Здесь $z(x, t) = w_j(x) \cos(\omega_j t + \varphi_j)$; $w_j(x)$ - амплитудная функция (собственная форма колебаний стержня), характеризует отклонение точек стержня от положения равновесия на j -й частоте и зависит от граничных условий и номера гармоники.

Подставив $z(x, t)$ в (4.10), получим

$$\frac{\partial^4 w_j}{\partial x^4} - k_j^4 w_j = 0, \quad (4.11)$$

где

$$k_j^4 = \omega_j^2 \frac{\rho S}{E I_y}. \quad (4.12)$$

Решая (4.11), найдем для рассматриваемого случая

$$f_{0j} = \frac{\pi}{2} \left(\frac{j}{l} \right)^2 \left(\frac{E I_y}{\rho S} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (4.13)$$

(j - число полуволн синусоидальной линии изгиба, укладываемых на длине стержня l).

Экваториальный момент инерции прямоугольного сечения стержня $I_y = \frac{b h^3}{12}$, поэтому нетрудно показать, что собственная частота колебаний не зависит от ширины b .

Представим (4.13) в следующей форме:

$$f_{0j} = \frac{1}{2\pi} \left(\frac{\alpha_j}{l} \right)^2 \left(\frac{E I_y}{\rho S} \right)^{\frac{1}{2}}. \quad (4.14)$$

Значения α_j находят из уравнения частот, вид которого определяется формой колебаний и граничными условиями.

Опыт эксплуатации РЭС показывает, что самая ненадежная часть в ИС - электродные выводы, наиболее характерные расчетные модели которых приведены в табл. 4.1.

Первые три гармоники собственных частот колебаний моделей 1,2,3 вычисляются по формуле (4.14), а для модели 4 - согласно (4.15):

$$f_{0j} = \frac{1}{8\pi} \left(\frac{\alpha_j}{l} \right)^2 d \left(\frac{E g}{\gamma} \right)^{\frac{1}{2}}, \quad (4.15)$$

где d - диаметр вывода, м; γ - удельный вес материала выводов, $\text{кг} \cdot \text{м}^{-2} \cdot \text{с}^{-2}$.

Чтобы исключить проволочные выводы и автоматизировать сборку, в настоящее время широко применяют шариковые, балочные, паучковые и др. объемные выводы, которые заменяют «классический» монтаж ЭРЭ.

В ряде случаев надо знать, превышает ли собственная частота колебаний элемента частоту воздействующих МФ или нет. Если расчет показывает, что она превосходит не менее чем в 2 раза частоту МВ, то надежность модуля будет обеспечена и более точный расчет не требуется. Когда же из полученных данных видно, что частоты отличаются незначительно, то следует не уточнять расчет, а изменять соответствующие параметры, чтобы повысить резонансную частоту конструкции, по крайней мере, в 1,5 ... 2 раза.

4.5. Метод конечных разностей

В силу сложности современных ЭС не всегда удается построить расчетную модель, достаточно простую и в то же время достоверно отражающую физические и динамические свойства конструкции, содержащей множество неконтролируемых

параметров, таких как, усилия затяжки соединений при сборке ПП в пакет, коэффициенты механических потерь и т.д. При составлении и решении дифференциальных уравнений движения такой механической системы могут возникнуть определенные математические трудности. Поэтому вместо аналитических в последнее время стали применять численные методы: конечных разностей (МКР), конечных элементов (МКЭ) и др. С их помощью можно решать основные задачи динамики РЭС: нахождение собственных частот и форм колебаний, амплитуд вынужденных колебаний и функции распределения их по конструкции при заданных характеристиках МВ и т.п. Это позволяет определять механические напряжения и запасы прочности конструктивных элементов, прогнозировать вероятность безотказной работы изделия.

МКР целесообразно использовать для расчета конструкций сравнительно простых геометрических форм и достаточно однородных по структуре. С этой целью строится упрощенная модель ЭС, в котором элементы, его составляющие, заменяются совокупностью сосредоточенных в узлах масс. Точки, в которых расположены массы, соединяются друг с другом упругими связями. Следовательно, модель стержня выглядит одномерной структурой в виде цепочки узлов (рис. 4.5, а), платы - плоской двухмерной сеткой узлов, блока - пространственной трехмерной сеткой.

Все дифференциальные зависимости можно заменить конечно-разностными соотношениями. Например, первая производная функции одной переменной $f(x)$ приближенно равна

$$\frac{df(x)}{dx} \approx \frac{\Delta f(x)}{2h}, \quad (4.16)$$

где $\Delta f(x) = f(x+h) - f(x-h)$ - разность двух величин, смежных со значением $f(x)$, которым соответствует разность абсцисс $2h$ (рис. 4.5, б); $\Delta f(x)$ - конечная разность первого порядка.

Конечной разностью второго порядка является величина

$$\Delta^2 f(x) = f(x+h) - 2f(x) + f(x-h). \quad (4.17)$$

Здесь $f(x+h)$, $f(x)$, $f(x-h)$ - значения функции $f(x)$ в трех последовательных точках. Если разность абсцисс между двумя смежными точками одинакова и равна h , то вторую производную можно представить приближенно так:

$$\frac{d^2 f(x)}{dx^2} \approx \frac{\Delta^2 f(x)}{h^2}. \quad (4.18)$$

Частные производные функции двух переменных $w = f(x, y)$ заменяются приближенными соотношениями в конечных разностях, если расстояния между рассматриваемыми смежными точками одинаковы и равны h :

$$\frac{\partial w}{\partial x} \approx \frac{f(x+h, y) - f(x-h, y)}{2h}, \quad \frac{\partial w}{\partial y} \approx \frac{f(x, y+h) - f(x, y-h)}{2h}; \quad (4.19)$$

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} &\approx \frac{f(x+h, y) - 2f(x, y) + f(x-h, y)}{h^2}, \\ \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} &\approx \frac{f(x, y+h) - 2f(x, y) + f(x, y-h)}{h^2}. \end{aligned} \right\} \quad (4.20)$$

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial^3 w}{\partial x^3} &\approx \frac{f(x+2h, y) - 2f(x+h, y) + 2f(x-h, y) - f(x-2h, y)}{2h^3}, \\ \frac{\partial^3 w}{\partial y^3} &\approx \frac{f(x, y+2h) - 2f(x, y+h) + 2f(x, y-h) - f(x, y-2h)}{2h^3}. \end{aligned} \right\} \quad (4.21)$$

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial^4 w}{\partial x^4} &\approx \frac{f(x+2h, y) - 4f(x+h, y) + 6f(x, y) - 4f(x-h, y) + f(x-2h, y)}{h^4}, \\ \frac{\partial^4 w}{\partial y^4} &\approx \frac{f(x, y+2h) - 4f(x, y+h) + 6f(x, y) - 4f(x, y-h) + f(x, y-2h)}{h^4}. \end{aligned} \right\} \quad (4.22)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial^4 w}{\partial x^2 \partial y^2} &\approx \frac{f(x+h, y+h) + f(x-h, y+h) + f(x+h, y-h) + f(x-h, y-h)}{h^4} + \\ &+ \frac{-2[f(x+h, y) + f(x-h, y) + f(x, y+h) + f(x, y-h)] + 4f(x, y)}{h^4}. \end{aligned} \quad (4.23)$$

Приняв в (4.19) ... (4.23) x или y равными нулю, найдем приближенное выражение в конечных разностях, заменяющие обыкновенные производные функции одной переменной.

В МКР неизвестная функция представляется дискретным множеством значений в узлах. Точные производные заменяются приближенными зависимостями на некотором конечном интервале, равном расстоянию между соседними узлами. Приближенные производные подставляются в дифференциальные уравнения движения для каждого узла. В зависимости от характера уравнений движения получается линейная или нелинейная система конечно-разностных соотношений, решение которой ЭВС не представляет сложности.

Таким образом, при определении динамических характеристик РЭС методом конечных разностей необходимо:

выбрать математическую модель, т.е. дифференциальное уравнение, описывающее «поведение» модуля при МВ;

заменить в этом уравнении производные функций их конечно-разностными эквивалентами;

выбрать способ решения полученной системы уравнения.

Пример 4.1. Используя МКР, определить две первые собственные частоты поперечных (изгибных) колебаний стержня (рис. 4.6).

Решение. Дифференциальное уравнение изгибных колебаний (4.11) запишем в форме (4.24):

$$\frac{\partial^4 w_j}{\partial x^4} = k^4 w_j. \quad (4.24)$$

Определив из (4.12) круговые частоты колебаний стержня, найдем собственные частоты f_{0j} :

$$f_{0j} = \frac{\omega_{0j}}{2\pi} = \frac{k_j^2}{2\pi} \left(\frac{E I_y}{\rho S} \right)^{\frac{1}{2}}. \quad (4.25)$$

Расчетную модель стержня представим двумя узлами (рис. 4.6). Шаг аппроксимации

$$h = \frac{l}{n+1} = \frac{l}{2+1} = \frac{1}{3}l.$$

(l - длина стержня, m ; n - число узлов).

Составим конечно-разностные зависимости для 3 и 4 узлов. С этой целью определим согласно (4.22) конечную разность четвертого порядка

$$\Delta^4 f(x) = f(x+2h) - 4f(x+h) + 6f(x) - 4f(x-h) + f(x-2h),$$

а затем заменим точные производные конечно-разностными соотношениями

$$\frac{\partial^4 w_j}{\partial x^4} \approx \frac{\Delta^4 f(x)}{h^4} \approx k_j^4 w_j,$$

или

$$\Delta^4 f(x) = k_j^4 h^4 w_j. \quad (4.26)$$

Перемещения в узлах 2 и 5, расположенных на опорах, равны нулю, т.е. $w_2 = w_5 = 0$, а перемещения в узлах 1 и 6 - соответствуют перемещениям в узлах 3 и 4, но с противоположными знаками: $w_1 = -w_3, w_6 = -w_4$ (рис. 4.7). По схеме (рис. 4.8) для узла 3 получим

$$-w_3 - 0 + 6w_3 - 4w_4 + 0 = k_j^4 h^4 w_3$$

или

$$(5 - k_j^4 h^4) w_3 - 4w_4 = 0.$$

Аналогично для узла 4

$$-4w_3 + (5 - k_j^4 h^4) w_4 = 0.$$

Решение этих двух уравнений дает

$$k_1^2 = \frac{1}{h^2} = \frac{9}{l^2}, \quad k_2^2 = \frac{3}{h^2} = \frac{27}{l^2}.$$

Используя (4.25), вычислим две первые резонансные частоты для заданного стержня:

$$f_{01} = \frac{9}{2\pi l^2} \left(\frac{E I_y}{\rho S} \right)^{\frac{1}{2}}, \quad f_{02} = \frac{27}{2\pi l^2} \left(\frac{E I_y}{\rho S} \right)^{\frac{1}{2}}.$$

В данном случае погрешность составляет 4,7 и 17%. Чтобы повысить точность решения, надо увеличить число узлов аппроксимации и использовать ЭВС.

При составлении приближенных дифференциальных зависимостей можно пользоваться операторами для центрально-разностных соотношений одномерных (рис.4.9) и двумерных (рис. 4.10) структур с прямоугольной сеткой и равными шагами по осям $h_x = h_y$. В кружках даны так называемые весовые коэффициенты для перемещений в узлах.

Недостаток МКР - большая трудоемкость при подготовке конечно-разностных уравнений для решения ЭВС. Общий алгоритм реализации МКР приведен на рис. 4.11.

4.6. Алгоритм расчета ЭРЭ на вибропрочность и долговечность

РЭС – сложная конструкция. Отказ хотя бы одного из элементов может привести к нарушению стабильной работы всего изделия. При этом надежность последнего зависит не только от режимов эксплуатации, но и от степени жесткости МВ. Поэтому крайне важно предпринять надлежащие конструктивные меры, чтобы обеспечить оптимальные условия функционирования ЭС.

Рассмотрим случай, когда ЭРЭ закреплен на выводах, а его расчетная модель имеет вид рамы. В табл. 4.2 даны формулы для вычисления изгибающих моментов, действующих в опасных сечениях, а ниже - выражения для нахождения резонансных частот:

модель 1

$$f_1 = \frac{1}{2\pi} \left\{ \frac{48 E I}{m L^3 \left[1 - \frac{9}{8(c+2)} \right]} \right\}^{\frac{1}{2}}; \quad (4.27)$$

модель 2

$$f_1 = \frac{1}{2\pi} \left[\frac{24 E I}{m H^3 \left(1 + \frac{3}{6c+1} \right)} \right]^{\frac{1}{2}}; \quad (4.28)$$

модель 3

$$f_1 = \frac{1}{2\pi} \left\{ \frac{2}{m} \left[\frac{L^3}{24EI} + \frac{H^3}{3EI} - \frac{L^4}{32EI[4H(1+\mu)+L]} \right] \right\}^{0,6} \quad (4.29)$$

Резонансные колебания на основной частоте являются наиболее опасными, ибо на вывод действуют изгибающий момент, обусловленный поворотом сечения платы на угол α , и сила, вызванная деформацией платы z . В связи с этим расчетную модель представляют в виде рамы (рис. 4.12), а точнее, с учетом принципа суперпозиции - как «сумму» двух моделей: 4 и 5 (табл.4.2). Следовательно, для нахождения изгибающих моментов в опасных сечениях - в точках пайки выводов к плате А, их изгиба В и соединения с элементом С - имеем

$$\left. \begin{aligned} M_A &= M_{Az} + M_{A\alpha} = \frac{EI}{(1+c)H} \left[\frac{3z}{L} + (3+4c)\alpha \right], \\ M_B &= M_{Bz} + M_{B\alpha} = \frac{2EI}{(1+c)L} \left(\frac{3z}{H} + \alpha \right), \\ M_C &= M_{Cz} + M_{C\alpha} = \frac{EI}{1+c} \left[\frac{3(1+2c)z}{H^2} + \frac{\alpha}{L} \right] \end{aligned} \right\} \quad (4.30)$$

(линейные z и угловые α деформации определяют при вычислении динамических характеристик ПП).

Теперь можно вычислить механические напряжения в сечениях А, В и С и сравнить с допускаемыми. Когда прочность элементов ЭС окажется недостаточной, тогда надо принять соответствующие конструктивные меры по увеличению их прочности и жесткости.

Электродные выводы могут подвергнуться усталостному разрушению при действии циклических нагрузок. Время до их разрушения равно

$$t_p = \frac{N_p}{f_1}, \quad (4.31)$$

где N_p - число циклов до разрушения (по кривым усталости); f_1 - первая собственная частота колебаний вывода, ЭРЭ или ПП, Гц.

Таким образом, чтобы при проектировании РЭС учесть разнообразные требования, предъявляемые к нему, необходимо рассмотреть множество вариантов, сравнить их и в результате выбрать наиболее оптимальный. Поэтому конструктору приходится выполнять различные предварительные, в частности, прикидочные (оценочные) расчеты на прочность и долговечность элементов создаваемого им изделия.

Обычно эти расчеты проводятся примерно в такой последовательности:

учитывая направление вектора МВ, выбирают наиболее нагруженные детали узла, ФЯ и т.д.;

последние представляют в виде расчетных моделей, по возможности обладающих минимальным числом степеней свободы;

вычисляют:

собственную частоту колебаний f_0 выбранной модели;

ее смещение A_0 на этой частоте;

коэффициент динамического усиления η_k ;

смещение A_0 с учетом МВ;

приложенные к элементу силы, вызванные динамическим перемещением, изгибающие моменты и механические напряжения в опасных сечениях;

сравнивают расчетные напряжения с допускаемыми;

в случае необходимости принимают меры по повышению надежности конструкции;

если требуется, определяют долговечность выводов ЭРЭ.

Пример 4.2. Резистор ОМЛТ закреплен на плате (см. рис. 3.7): масса $m = 6 \cdot 10^{-3}$ кг; выводы изготовлены из холодноотянутой медной проволоки - $E = 1,23 \cdot 10^{11}$ Па, $d = 1 \cdot 10^{-3}$ м, $L = 4 \cdot 10^{-3}$ м, $H = 5,3 \cdot 10^{-3}$ м; виброускорение $\ddot{z}_0 = 15$ g.

Определить долговечность выводов при резонансных колебаниях на первой собственной частоте.

Решение. Будем считать, что с учетом направления вектора МВ резистор является наиболее нагруженным элементом ПП.

Расчетную модель выберем в виде рамы 2 (см. табл. 4.2) с сосредоточенной массой.

Согласно (4.28) вычислим первую собственную частоту, предварительно определив экваториальный момент инерции сечения вывода I :

$$I = \frac{\pi d^4}{64} = \frac{\pi (10^{-3})^4}{64} = 4,91 \cdot 10^{-14} \text{ м}^4$$

и коэффициент c :

$$c = \frac{H}{L} = \frac{5,3 \cdot 10^{-3}}{4 \cdot 10^{-3}} = 1,325.$$

Имеем

$$f_1 = \frac{1}{2\pi} \left[\frac{24EI}{mH^3 \left(1 + \frac{3}{6c+1}\right)} \right]^{\frac{1}{2}} = \frac{1}{2\pi} \left[\frac{24 \cdot 1,23 \cdot 10^{11} \cdot 4,91 \cdot 10^{-14}}{6 \cdot 10^{-3} (5,3 \cdot 10^{-3})^3 \left(1 + \frac{3}{6 \cdot 1,325 + 1}\right)} \right]^{\frac{1}{2}} = 1755 \text{ Гц}.$$

Виброперемещение резистора на этой частоте исходя из (3.4) приобретает значение

$$A_0 = \frac{n_g}{4f_1^2} = \frac{15}{4 \cdot 1755^2} = 1,22 \cdot 10^{-6} \text{ м}.$$

Коэффициент динамического усиления η_k при резонансе, т.е. $\nu \approx 1$, найдем в соответствии с (3.28):

$$\eta_{kp} = \frac{\left[1 + (2\delta_0)^2\right]^{\frac{1}{2}}}{2\delta_0} \approx \frac{1}{2\delta_0} \quad (1 \gg (2\delta_0)^2).$$

Полагая среднее значение $\gamma = 0,016$, согласно (3.20) получим

$$\eta_{kp} = \frac{1}{\gamma} = \frac{1}{0,016} = 62,5.$$

Динамическое виброперемещение ОМЛТ:

$$A_{\sigma} = A_0 \eta_{kp} = 1,22 \cdot 10^{-6} \cdot 62,5 = 7,625 \cdot 10^{-5} \text{ м.}$$

Вычислим силу инерции, приложенную к резистору:

$$\Phi = m \ddot{z} \eta_{kp} = 6 \cdot 10^{-3} \cdot 15 \cdot 9,81 \cdot 62,5 = 55,2 \text{ Н.}$$

Изгибающие моменты, действующие в опасных сечениях выводов (см. табл. 4.2):

$$M_A = M_D = \frac{\Phi L}{8(2+c)} = \frac{55,2 \cdot 4 \cdot 10^{-3}}{8(2+1,325)} = 8,3 \cdot 10^{-3} \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$M_B = M_C = \frac{\Phi L}{4(2+c)} = \frac{55,2 \cdot 4 \cdot 10^{-3}}{4(2+1,325)} = 16,6 \cdot 10^{-3} \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Для выбранной расчетной модели механические напряжения в характерных сечениях будут равны

$$\sigma_A = \sigma_D = \frac{M_A}{W} = \frac{M_A d}{2I} = \frac{8,3 \cdot 10^{-3} \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 4,91 \cdot 10^{-14}} = 8,45 \cdot 10^7$$

Па,

$$\sigma_B = \sigma_C = \frac{M_B}{W} = \frac{M_B d}{2I} = \frac{16,6 \cdot 10^{-3} \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 4,91 \cdot 10^{-14}} = 1,69 \cdot 10^8 \text{ Па.}$$

(момент сопротивления сечения изгибу $W = \frac{2I}{d} = \frac{\pi d^3}{32}$).

Как видно из полученных расчетных данных, сечения, проходящие через точки изгиба выводов В и С, являются более опасными, чем в местах пайки к ПП:

$\sigma_B = \sigma_C = \sigma_{\max} = 1,69 \cdot 10^8 \text{ Па}$. Тем не менее прочность выводов будет обеспечена, поскольку $\sigma_{\max} < [\sigma] = 6,2 \cdot 10^8 \text{ Па}$.

По кривой усталости для медной холоднотянутой проволоки находим число циклов до разрушения (рис. 4.13):

$$N_p = 5 \cdot 10^4.$$

Долговечность, т.е. время работы ресурс резистора до отказа нетрудно определить по (4.31):

$$t_p = \frac{N_p}{f_1} = \frac{5 \cdot 10^4}{1755} = 28,5 \text{ с.}$$

Длительное резонансное возбуждение на практике встречается сравнительно редко, поэтому этот результат можно считать вполне удовлетворительным

5. Компоновка модулей первого уровня и защита их от МВ

5.1. Модули первого уровня

Модуль первого порядка (функциональная ячейка) - конструктивно законченная сборочная единица, состоящая из узлов, ИС, МСБ и других навесных ЭРЭ, устанавливаемых на одну или несколько ПП. Как правило, она не имеет самостоятельного эксплуатационного назначения. Обычно к этому иерархическому уровню относят УП, ТЭЗ, ТЭК, МВП и субблок. Роль НК выполняет плата, служащая основой НК1.

ФЯ является наиболее трудоемкой в процессе проектирования и производства РЭС. При ее конструировании необходимо решить, в первую очередь, такие основные задачи:

- выбрать вариант конструкции ячейки;
- определить типоразмер и метод ее изготовления;
- осуществить рациональную компоновку конструктивно-технологических зон на ПП;
- подобрать тип электрического соединителя;
- выбрать детали крепления и фиксации, а также элементы контроля.

От рационального решения этих задач зависят технология производства и условия эксплуатации изделия.

ФЯ предназначены для установки в модули второго структурного уровня (блоки). Поэтому их классифицируют в зависимости от варианта компоновки в

блоке (разъемные, книжные), силового элемента (рамочные, безрамочные) и числа плат (одноплатные, двухплатные и многоплатные).

Вариант исполнения ячейки выбирают на первом этапе проектирования ЭУ исходя из требований вибро- и ударопрочности, а также линейных размеров ПП.

Для разъемной конструкции ячейки (рис.5.1) обязательными элементами являются электрический соединитель, детали крепления и фиксации. Внутриблочная электрическая коммутация осуществляется с помощью малогабаритных электрических соединителей врубного типа (разъем). Они имеют необходимое число контактов и обеспечивают надежное электрическое соединение.

Планки, рамки, штыри-ловители, стяжные шпильки и др. - детали крепления и фиксации ячейки. Планка (лицевая панель) - основной элемент индивидуального крепления в блоке безрамочной разъемной конструкции ячейки. Она устанавливается на ПП (или между печатными платами) с противоположной стороны, на которой расположен электрический соединитель, и предназначена, в частности, для предотвращения утечки охлаждающего воздуха при принудительном охлаждении. Различные конструктивные варианты ее чаще всего изготавливают из алюминиевого сплава АЛ9 или полиамида (рис. 5.2).

В конструкции, показанной на рис. 5.1, роль элемента крепления выполняет рамка. Она обеспечивает необходимую жесткость, дает возможность крепить ее в блоке и одновременно отводить тепло на его корпус.

ПП крепится в ячейках, кассетах и т.д. преимущественно винтами М2,5 и М3 или пустотелыми заклепками с наружным диаметром $(3 \dots 5) \cdot 10^{-3}$ м. Обычно ее закрепляют по углам не менее чем в 4-х точках. При необходимости вводятся дополнительные точки фиксации в ее средней части (рис. 5.3, а) или устанавливаются упоры (рис. 5.3, б).

Рамку модуля первого структурного уровня следует надежно закреплять в блоке. Это требуется не только для его прочного механического соединения, но и для обеспечения минимального теплового сопротивления между ним (источником тепла) и каркасом (бесконечным радиатором). Элемент фиксации выполняется в форме клина, что позволяет полностью выбрать зазор при завинчивании стопорного винта (рис. 5.4). В результате повышения чистоты обработки поверхностей, увеличения усилия затяжки, применения покрытий и мягкометаллических прокладок можно уменьшить тепловое сопротивление контакта.

Детали фиксации ячейки служат для ориентации в блоке и выполняются в виде направляющих и штырей-ловителей, если они отсутствуют в разъемах. Штыри-ловители облегчают совмещение ячейки с ответной частью электрического соединителя.

Необходимым элементом разъемной ячейки является "ключ", служащий для предотвращения возможности неправильной установки ее в блоке. Для этого используют несимметричность конструкции модуля, разной толщины направляющие, но в большинстве случаев им является "ключ" разъема. Так, кодовый штырь разъема СНП34 при повороте на несколько градусов реализует до 200 всевозможных вариантов, выполняя функции ловителя.

В ячейке разъемной конструкции для осуществления контроля и проверки ее работоспособности в процессе настройки, эксплуатации и профилактического ремонта предусматриваются элементы контроля. Чаще всего они устанавливаются на краях ПП, планках крепления или в местах, легко доступных для подключения необходимых приборов. Иногда на планке монтируют элементы визуального контроля в виде миниатюрных ламп и деталей подстройки переменных резисторов, конденсаторов и потенциометров.

В рамочных ячейках книжной конструкции (рис. 5.5) элементы съема электрических сигналов, детали крепления и фиксации должны обеспечить, в первую очередь, высокую надежность электрических соединений, малые

габариты и минимальную массу блока (требование легкосъемности не является первостепенным). Поэтому плата обычно заканчивается контактными площадками, специальными ламелями, допускающими многократную подпайку нескольких проводов одновременно, или плоскими низкочастотными разъемами типа РПС1-37. В книжном варианте блока электрические соединения ячеек осуществляют с помощью плоских кабелей и кабельных стволов, монтажных проводов и т.п.

Детали крепления и фиксации модулей этого типа должны обеспечивать надежность шарнирного соединения и гарантировать необходимый зазор между ними в блоке. В зависимости от конструкции последнего в ячейку может быть введен элемент шарнирного соединения трех видов:

- простой одноосный шарнир (60 ... 90° раскрытия);

- более сложный шарнир типа велосипедной цепи, т.е. между петлями есть еще звено;

- двухосный шарнир (до 180° раскрытия).

Постоянный зазор между ячейками обеспечивают распорно-дистанционные втулки или сухари, устанавливаемые в крепежных отверстиях.

Существуют различные варианты рамочной книжной ячейки. Интерес представляет модуль, в котором рамка является НК для ПП и частью будущего кожуха блока (он получается из стенок собираемых в пакет ячеек). Подобная конструкция характерна для бортовых низкочастотных негерметичных блоков. Для этого случая рамки изготавливают пайкой эвтектическим силумином из тонколистового алюминиевого сплава.

На металлическом основании разработаны ФЯ, отличающиеся конструктивным исполнением в зависимости от формы НК1, способа монтажа МСБ и т.д. Подразделяют их на три вида: одностороннюю, двустороннюю и сдвоенную компоновки. Последняя выполняется из двух односторонних рамок, между которыми размещается приклеиваемая к ним МПП.

Изображенная на рис. 5.6 ячейка формируется на фрезерованной алюминиевой или магниевой рамке по односторонней компоновочной схеме. По контуру и оси симметрии основания располагаются ребра жесткости, а внутри - планки толщиной $(0,5 \dots 0,7) \cdot 10^{-3}$ м; на них с помощью компаунда укрепляются МСБ. С обратной стороны рамки приклеивается ПП, в нижней части которой располагается зона межъячеечной коммутации. Последняя осуществляется при помощи гибких шлейфов или проволочно-жгутового монтажа на гибкой матрице-ремне. Бескорпусные МСБ соединены между собой золотыми проводниками диаметром $(30 \dots 50) \cdot 10^{-6}$ м, длиной не более $(3 \dots 5) \cdot 10^{-3}$ м (привариваются или припаиваются одним концом к выводным площадкам МСБ, а другим - к контактным площадкам ПП). По углам рамки имеются отверстия под шпильки (часто и на оси симметрии) для стягивания ячеек в пакет.

Повышение плотности упаковки приводит к увеличению удельной мощности рассеяния, а это ухудшает тепловой режим внутри блока. Чтобы улучшить в нем теплоотдачу, в ячейки вводят теплоотводящие шины в виде больших участков фольги на ПП, тонких металлических пластин (на них устанавливают МСБ), рамок с планками и т.п.. При этом применение рамок повышает теплоотдачу не только в ячейке, но и в пакете ячеек, в блоке, а также увеличивает резонансную частоту модуля.

Для достижения максимальной эффективности при отводе тепла от ЭРЭ, устанавливаемых на теплоотводящие шины или основания, надо обеспечить минимальное тепловое сопротивление между элементами и рамкой ячейки. С этой целью в местах их контактирования применяют теплоотводящие пасты с коэффициентом теплопроводности не ниже $0,5 \text{ Вт} \cdot \text{м}^{-1} \cdot \text{град}^{-1}$ или клиновое соединение (см. рис. 5.4).

На рис. 5.7 и 5.8 приведены типовые конструкции безрамочной и рамочной ячеек герметичных блоков РЭС соответственно разъемного и книжного вариантов.

5.2. НК первого уровня

НК1 предназначена для монтажа и электрического соединения схемотехнических компонентов и электронных устройств. Для установленных элементов она выполняет также функции теплоотвода, магнитопровода и т.п.

Основной метод геометрической компоновки ИС, МСБ и ЭРЭ - плоскостной многорядный. ЭРИ со штырьковыми выводами устанавливаются с одной стороны платы, а с планарными - с двух сторон. Выбранный метод установки элементов должен обеспечивать прочное механическое крепление и надежное электрическое соединение выводов с ее контактными площадками, возможность демонтажа ЭРИ при изготовлении и настройке ячейки. Внутренние электрические соединения осуществляются печатными проводниками, хотя не исключается и навесной монтаж. По числу слоев формирования печатных проводников различают одно-, двух- и многослойные платы.

На рис. 5.9 схематично показана ПП одноплатной ФЯ. На ней выделены зоны установки ИС, МСБ и ЭРЭ, а также краевые поля. Поле U_1 предназначено для элементов контроля и крепления лицевой панели, в зоне U_2 устанавливают компоненты внешней электрической связи, краевые поля x_1 и x_2 являются конструктивно-технологическими (можно использовать для фиксации в направляющих блока). Рекомендуемые значения указанных зон: $U_1 > 10^{-2}$ м, $U_2 \geq 1,25 \cdot 10^{-2}$ м, $x_1 = x_2 = 0,25 \cdot 10^{-2}$ м.

На раннем этапе проектирования РЭС весьма важное значение приобретает выбор оптимальных типоразмеров ПП, поскольку это предопределяет потенциальные возможности получения различных вариантов конструкции,

достижения высокой плотности компоновки и обеспечения механической и электрической совместимости. На этом уровне конструирования учитываются прежде всего функциональные и конструктивно-технологические требования: плотность компоновки отражает первые, а технологические возможности производства ПП - вторые.

Оптимальный типоразмер ПП определяется категорией ЭС, вариантом конструкции как ячейки, так и блока, а также условиями эксплуатации.

ФЯ является модулем широкого применения. Это вызывает необходимость четкой унификации типоразмеров НК1. Так, в одном случае высота платы H_1 остается постоянной, а изменяется ее глубина L_1 , причем привязкой служит высота стандартного блока $H_2 = 194$ мм. Поэтому высоту НК1 принимают равной 170 мм, а глубину L_1 выбирают из ряда 75, 110, 150, 200, 280 мм. Для бортовых ЭУ высоту платы приравнивают 160 мм, а переменные размеры L_1 находят из ряда 90, 125, 140, 220, 280 мм.

5.3. Определение резонансных частот ПП

Плата - основная колебательная система ЭУ, в которой могут возникнуть крайне нежелательные резонансные явления. При недостаточной жесткости НК1 это вызывает появление значительных динамических нагрузок, что может привести к нарушению стабильной работы изделия.

Жесткость платы зависит от материала, формы, геометрических размеров и способов крепления (граничные условия). Возможные варианты крепления плат показаны на рис. 3.6. Зажатым краем (защемлением) можно считать ее крепление в разъеме или прижимной планкой. Условия опертого края имеют место, например, для ее боковых стенок, вставляемых в направляющие. Если плата крепится на колонках винтами, то такому закреплению наиболее точно соответствует схема свободного опирания в указанных точках. Способ

крепления обычно выбирают исходя из конструктивных соображений. Разрабатывая НК1, предназначенную для функционирования в условиях вибраций, надо иметь в виду, что от граничных условий зависит степень усиления ею ускорений.

Плата, на которой монтируют ИС, МСБ и ЭРЭ, относится к колебательной системе с распределенными параметрами. При определении динамических характеристик ее представляют в виде тонкой пластины, если выполняется условие

$$H_1 \geq 10 B_1,$$

где H_1 - высота платы, м; B_1 - ее ширина (толщина), м.

При расчете тонких пластин (рис. 5.10) обычно принимают следующие допущения:

- толщина пластин постоянна;
- при поперечных колебаниях перемещения малы в сравнении с толщиной, упругие деформации подчиняются закону Гука;
- нейтральный слой при изгибе не деформируется;
- материал пластины идеально упругий, однородный и изотропный;
- справедлива гипотеза прямых нормалей (гипотеза Кирхгофа): все прямые, перпендикулярные срединной плоскости до деформации, остаются прямыми и нормальными к ней и после деформирования.

Дифференциальное уравнение изгиба нейтральной плоскости пластины под действием распределенной статической нагрузки $q(x,y)$ имеет вид

$$D \left(\frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + 2 \frac{\partial^4 w}{\partial x^2 \partial y^2} + \frac{\partial^4 w}{\partial y^4} \right) = q(x,y)$$

(здесь $w=w(x,y)$ - прогиб пластины в точке с координатами x,y).

Заменяя в уравнении Софи Жермен статическую нагрузку инерционной $m_0 \frac{\partial^2 z}{\partial t^2}$, получим дифференциальное уравнение собственных (свободных)

колебаний тонкой пластины (платы):

$$m_0 \frac{\partial^2 z}{\partial t^2} + D \left(\frac{\partial^4 z}{\partial x^4} + 2 \frac{\partial^4 z}{\partial x^2 \partial y^2} + \frac{\partial^4 z}{\partial y^4} \right) = 0, \quad (5.1)$$

где $z = z(x, y, t)$; $D = \frac{E B_1^3}{12(1-\mu^2)}$ - цилиндрическая жесткость пластины, Н·м;

$m_0 = \rho B_1$ - масса единица площади.

Точное решение (5.1) можно найти, если две противоположные стороны шарнирно оперты (при любых граничных условиях на двух других краях). Наиболее простое решение получается, когда все края прямоугольной пластины свободно оперты:

$$f_{jp} = \frac{\pi}{2} \left[\left(\frac{j}{L_1} \right)^2 + \left(\frac{p}{H_1} \right)^2 \right] \left[\frac{E B_1^2}{12 \rho (1-\mu^2)} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (5.2)$$

($j, p = 1, 2, 3, \dots$ - число полуволн в направлении осей x, y).

Минимальная частота f_{01} соответствует колебаниям пластины без узловых линий, т.е. $j = p = 1$:

$$f_{01} = \frac{\pi}{2} \frac{L_1^2 + H_1^2}{(L_1 H_1)^2} \left[\frac{E B_1^2}{12 \rho (1-\mu^2)} \right]^{\frac{1}{2}}. \quad (5.3)$$

Чаще всего приходится определять собственные частоты колебаний пластины, не удовлетворяющей рассмотренным граничным условиям. В таких случаях применяют приближенные методы Рэлея, Бубнова-Галеркина, Ритца и др., с помощью которых получены формулы для расчета пластин (НК 1) с различными способами закрепления. Так, для плат с четырьмя (по углам),

пятью и шестью точками крепления собственную частоту колебаний вычисляют в соответствии с (5.4), (5.5) и (5.6):

$$f_0 = \frac{\pi}{2} \frac{L_1^2 + H_1^2}{(L_1 H_1)^2} \left[\frac{E B_1^3}{12(1-\mu^2)(\rho B_1 + \frac{m_{\text{э}}}{H_1 L_1})} \right]^{\frac{1}{2}}, \quad (5.4)$$

$$f_0 = \frac{\pi}{2} \frac{L_1^2 + 5H_1^2}{(L_1^2 + H_1^2)H_1^2} \left[\frac{E B_1^3}{12(1-\mu^2)(\rho B_1 + \frac{m_{\text{э}}}{H_1 L_1})} \right]^{\frac{1}{2}}, \quad (5.5)$$

$$f_0 = \frac{\pi}{2} \frac{(2L_1)^2 + H_1^2}{(2L_1 H_1)^2} \left[\frac{E B_1^3}{12(1-\mu^2)(\rho B_1 + \frac{m_{\text{э}}}{H_1 L_1})} \right]^{\frac{1}{2}}. \quad (5.6)$$

Широко распространена формула

$$f_0 = \frac{K_{\alpha}}{2\pi L_1^2} \left[\frac{E B_1^3}{12(1-\mu^2)(\rho B_1 + \frac{m_{\text{э}}}{H_1 L_1})} \right]^{\frac{1}{2}}, \quad (5.7)$$

В (5.4) ... (5.7) $m = \rho B_1 + \frac{m_{\text{э}}}{H_1 L_1}$ - распределенная по площади масса платы и

ЭРЭ, $\text{кг} \cdot \text{м}^{-2}$; ρ - удельная плотность материала платы, $\text{кг} \cdot \text{м}^{-3}$; $m_{\text{э}}$ - масса элементов, равномерно размещенных на плате, кг; K_{α} - поправочный коэффициент, учитывающий способ крепления платы.

Аналитический метод определения резонансных частот колебаний прямоугольных плат с равномерным размещением элементов имеет некоторое преимущество перед другими способами: решение получается в виде математического выражения, которое удобно для анализа и реализации оптимизационных задач.

На ПП обычно устанавливаются десятки бескорпусных ППП. При вибрациях на относительно низких частотах $f < 400$ Гц наиболее опасными для них являются амплитуды поперечных колебаний: происходит разрушение выводов в местах пайки. На сравнительно высоких частотах $f > 400$ Гц - виброскорости, вызывающие в элементах усталостные явления. Для предупреждения таких отказов при функционировании ЭУ надо выполнить условия: амплитуда изгибных колебаний не должна превышать $\leq 3 \cdot 10^{-4}$ м, а виброскорость $\leq 0,8 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}$.

Пример 5.1. Определить основную резонансную частоту колебаний ПП микроЭВМ, на которой размещены равномерно 338 пассивных (резисторы, конденсаторы и т.п.) и 104 активных (ИС, МСБ, транзисторы и др.) элемента: $m_{\Sigma} = \sum m_j = 1,03$ кг. Пластина $L_1 \times H_1 \times B_1 = 0,366 \times 0,220 \times 3 \cdot 10^{-3}$ (размеры в м) изготовлена из стеклотекстолита $СТЭФ-Е = 3,3 \cdot 10^{10}$ Па, $\rho = 2,47 \cdot 10^3$ кг \cdot м⁻³, $\mu = 0,279$. В направлении, перпендикулярном плоскости платы, действует гармоническая вибрация с коэффициентом виброперегрузки $n_g = 4$.

Решение. Распределенная по площади масса платы и ЭРЭ:

$$m = \rho B_1 + \frac{m_{\Sigma}}{H_1 L_1} = 2,47 \cdot 10^3 \cdot 3 \cdot 10^{-3} + \frac{1,03}{0,220 \cdot 0,366} = 20,2 \text{ кг} \cdot \text{м}^{-2}.$$

Рассмотрим различные варианты граничных условий: крепление в четырех точках (по углам) -

$$f_0 = \frac{\pi}{2} \frac{L_1^2 + H_1^2}{(L_1 H_1)^2} \left(\frac{D}{m}\right)^{\frac{1}{2}} = \frac{\pi}{2} \frac{0,366^2 + 0,22^2}{(0,366 \cdot 0,22)^2} \left[\frac{3,3 \cdot 10^{10} (3 \cdot 10^{-3})^3}{12(1 - 0,279^2) \cdot 20,2} \right]^{\frac{1}{2}} \approx 88 \text{ Гц},$$

в пяти -

$$f_0 = \frac{\pi}{2} \frac{L_1^2 + 5H_1^2}{(L_1^2 + H_1^2)H_1^2} \left(\frac{D}{m}\right)^{\frac{1}{2}} = \frac{\pi}{2} \cdot \frac{0,366^2 + 5 \cdot 0,22^2}{(0,366^2 + 0,22^2)0,22^2} \left[\frac{3,3 \cdot 10^{10} (3 \cdot 10^{-3})^3}{12(1 - 0,279^2) \cdot 20,2} \right]^{\frac{1}{2}} \approx 134 \text{ Гц},$$

все стороны заземлены -

$$f_0 = \frac{K_\alpha}{2\pi L_1^2} \left(\frac{D}{m}\right)^{\frac{1}{2}} = \frac{71,96}{2\pi \cdot 0,366^2} \left[\frac{3,3 \cdot 10^{10} (3 \cdot 10^{-3})^3}{12(1 - 0,279^2) \cdot 20,2} \right]^{\frac{1}{2}} \approx 171 \text{ Гц},$$

$$\text{где } K_\alpha = 22,37 \left[1 + 0,61 \left(\frac{L_1}{H_1}\right)^2 + \left(\frac{L_1}{H_1}\right)^4 \right]^{\frac{1}{2}} = 22,37 \left[1 + 0,61 \left(\frac{0,366}{0,22}\right)^2 + \left(\frac{0,366}{0,22}\right)^4 \right]^{\frac{1}{2}} \approx 71,96$$

(прил. I).

Учитывая конструктивные особенности проектируемой платы, выберем

крепление согласно рис. 5.11. Для этого случая $K_\alpha = 22,37 \left(\frac{L_1}{H_1}\right)^2$, следовательно,

$$f_0 = \frac{22,37}{2\pi H_1^2} \left(\frac{D}{m}\right)^{\frac{1}{2}} = \frac{22,37}{2\pi \cdot 0,22^2} \left[\frac{3,3 \cdot 10^{10} (3 \cdot 10^{-3})^3}{12(1 - 0,279^2) \cdot 20,2} \right]^{\frac{1}{2}} \approx 147 \text{ Гц}.$$

Поскольку амплитуда колебаний

$$A_z = \frac{n_B}{4 \cdot f_0^2} = \frac{4}{4 \cdot 147^2} = 4,6 \cdot 10^{-5} \text{ м},$$

то неравенство

$$4,6 \cdot 10^{-5} < 3 \cdot 10^{-4} \text{ м}$$

выполняется, т.е. в условиях поперечных колебаний надежность ПП должна обеспечиваться.

5.4. Определение собственных частот колебаний МПП

При разработке РЭС широко применяют многослойные печатные платы (МПП), которые позволяют решать задачу электрического соединения многовыводных компонентов схемы. Имея ряд особенностей, МПП сохраняет все основные свойства обычных ПП.

МПП можно представить в виде многослойной пластины, составленной из различных однородных, изотропных и упругих слоев (рис. 5.12). Если известны упругопластические характеристик компонентов, то ее можно рассматривать как однослойную плату.

По формуле определяется приведенный коэффициент Пуассона:

$$\bar{\mu} = \frac{\sum \mu_j \bar{E}_j B_j}{\sum \bar{E}_j B_j}, \quad (5.8)$$

где $\bar{E}_j = \frac{E_j}{(1-\mu_j)}$ - эффективный модуль упругости j -го слоя; B_j - ширина j -го слоя; μ_j - коэффициент Пуассона материала j -го слоя; E_j - модуль упругости материала j -го слоя.

После этого находят приведенную цилиндрическую жесткость:

$$\bar{D} = \frac{1}{3(1-\bar{\mu}^2)} \sum \bar{E}_j \left[\left(z_0 - \sum_{p=1}^{j-1} B_p \right)^3 - \left(z_0 - \sum_{p=1}^j B_p \right)^3 \right], \quad (5.9)$$

где z_0 - расстояние нейтрального слоя платы от верхней граничной поверхности, определяемое согласно выражению

$$z_0 = \frac{\sum_{j=1}^n \bar{E}_j B_j (2 \sum_{p=1}^j B_p - B_j)}{2 \sum_{j=1}^n \bar{\Sigma}_j B_j}. \quad (5.10)$$

Приведенную плотность МПП можно определить так:

$$\bar{\rho} = \frac{\sum_{j=1}^n \rho_j B_j}{\sum_{j=1}^n B_j} \quad (5.11)$$

(ρ_j - плотность материала j -го слоя).

Вычислив приведенную массу

$$\bar{m} = \bar{\rho} B_1 + \frac{m_{\text{э}}}{L_1 H_1}, \quad (5.12)$$

нетрудно найти собственную частоту колебаний МПП согласно (5.7):

$$f_0 = \frac{K_{\alpha}}{2\pi L_1^2} \left(\frac{D}{\bar{m}} \right)^{\frac{1}{2}}. \quad (5.13)$$

Пример 5.2. Вычислить собственную частоту колебаний прямоугольной четырехслойной платы (рис. 5.12) $0,17 \times 0,11 \times 1,4 \cdot 10^{-3}$ (размеры в м), закрепленной четырьмя винтами в углах и поддерживаемой с трех сторон пружинами-теплоотводами. К четвертой стороне присоединены плоские кабели, обладающие малой жесткостью (сторону можно считать свободной). В первом приближении рассматриваемую МПП можно принять в качестве прямоугольной пластины (расчетная модель показана на рис. 5.13).

Плата состоит из четырех слоев, содержащих два материала: медь и стеклотекстолит, имеющих характеристики:

$$\text{медь} - E_1 = 13,2 \cdot 10^{10} \text{ Па}; \mu_1 = 0,3; \rho_1 = 8,9 \cdot 10^3 \text{ кг} \cdot \text{м}^{-3}; B_1 = 2 \cdot 10^{-4} \text{ м};$$

стеклотекстолит -

$$E_2 = E_{3,4} = 3,3 \cdot 10^{10} \text{ Па}; \mu_2 = \mu_{3,4} = 0,25; \rho_2 = \rho_{3,4} = 2,4 \cdot 10^3 \text{ кг} \cdot \text{м}^{-3};$$
$$B_2 = B_3 = 1 \cdot 10^{-4} \text{ м}; B_4 = 1 \cdot 10^{-3} \text{ м}.$$

$$\text{Масса ЭРЭ} - m_{\text{Э}} = 3,6 \cdot 10^{-2} \text{ кг}.$$

Решение. Вычисляем: эффективные модули упругости -

$$\bar{E}_1 = \frac{E_1}{1 - \mu_1^2} = \frac{13,2 \cdot 10^{10}}{1 - 0,3^2} = 14,5 \cdot 10^{10} \text{ Па};$$

$$\bar{E}_2 = \bar{E}_3 = \bar{E}_4 = \frac{E_2}{1 - \mu^2} = \frac{3,3 \cdot 10^{10}}{1 - 0,25} = 3,52 \cdot 10^{10} \text{ Па};$$

приведенный коэффициент Пуассона -

$$\mu = \frac{\mu_1 \bar{E}_1 B_1 + \mu_2 \bar{E}_2 (B_2 + B_3 + B_4)}{\bar{E}_1 B_1 + \bar{E}_2 (B_2 + B_3 + B_4)} =$$
$$= \frac{0,3 \cdot 14,5 \cdot 10^{10} \cdot 2 \cdot 10^{-4} + 0,25 \cdot 3,52 \cdot 10^{10} (1 \cdot 10^{-4} + 1 \cdot 10^{-4} + 1 \cdot 10^{-3})}{14,5 \cdot 10^{10} \cdot 2 \cdot 10^{-4} + 3,52 \cdot 10^{10} (1 \cdot 10^{-4} + 1 \cdot 10^{-4} + 1 \cdot 10^{-3})} = 0,27;$$

расстояние до нейтральной поверхности z_0 -

$$z_0 = \frac{\bar{E}_1 B_1^2 + \bar{E}_2 [2 B_1 (B_2 + B_3 + B_4) + 2 B_2 (B_3 + B_4) + 2 B_3 B_4 + B_2^2 + B_3^2 + B_4^2]}{2 [\bar{E}_1 B_1 + \bar{E}_2 (B_2 + B_3 + B_4)]} =$$
$$= \frac{14,5 \cdot 10^{10} (2 \cdot 10^{-4})^2 + 3,52 \cdot 10^{10} [2 \cdot 2 \cdot 10^{-4} (2 \cdot 10^{-4} + 10^{-3}) +$$
$$+ 2 \cdot 10^{-4} (10^{-4} + 10^{-3}) + 2 \cdot 10^{-4} \cdot 10^{-3} +$$
$$2 [14,5 \cdot 10^{10} \cdot 2 \cdot 10^{-4} + 3,52 \cdot 10^{10} (10^{-4} + 10^{-4} + 10^{-3})]$$
$$+ (10^{-4})^2 + (10^{-4})^2 + (10^{-3})^2]}{2 [14,5 \cdot 10^{10} \cdot 2 \cdot 10^{-4} + 3,52 \cdot 10^{10} (10^{-4} + 10^{-4} + 10^{-3})]} = 5,15 \cdot 10^{-4} \text{ м}.$$

Находим приведенную цилиндрическую жесткость:

$$\begin{aligned} \bar{D} &= \frac{1}{3(1-\bar{\mu}^2)} \left\{ \bar{E}_1 [z_0^3 - (z_0 - B_1)^3] + \bar{E}_2 [(z_0 - B_1)^3 - (z_0 - B_1 - B_2 - B_3 - B_4)^3] \right\} = \\ &= \frac{10^{10} \cdot 10^{-12}}{3(1-0,27^2)} \left\{ 14,5 [5,15^3 - (5,15-2)^3] + 3,52 [(5,15-2)^3 - (5,15-2-1-1-10)^3] \right\} = \\ &= 14,7 \text{ Н}\cdot\text{м}. \end{aligned}$$

Зная приведенную плотность МПП

$$\begin{aligned} \bar{\rho} &= \frac{\rho_1 B_1 + \rho_2 (B_2 + B_3 + B_4)}{B} = \frac{8,9 \cdot 10^3 \cdot 2 \cdot 10^{-4} + 2,4 \cdot 10^3 (1+1+10) 10^{-4}}{14 \cdot 10^{-4}} = \\ &= 3,33 \cdot 10 \text{ кг}\cdot\text{м}^{-3} \end{aligned}$$

и массу ЭРЭ $m_{\text{Э}} = 3,6 \cdot 10^{-2}$ кг, равномерно распределенную по ней, определим массу \bar{m} :

$$\bar{m} = \bar{\rho} \cdot B + \frac{m_{\text{Э}}}{L_1 H_1} = 3,33 \cdot 10^3 \cdot 1,4 \cdot 10^{-3} + \frac{3,6 \cdot 10^{-2}}{0,17 \cdot 0,11} = 6,59 \text{ кг}\cdot\text{м}^{-2}.$$

В соответствии с граничными условиями (рис. 5.13) имеем (см. прил. 1)

$$K_{\alpha} = 9,87 \left[1 + 0,43 \left(\frac{L_1}{H_1} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}.$$

Таким образом, собственная частота колебаний рассчитываемой МПП будет равна

$$f_0 = \frac{9,87 \left[1 + 0,43 \left(\frac{L_1}{H_1} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}}{2\pi \cdot L_1^2} \left[\frac{\bar{D}}{\bar{m}} \right]^{\frac{1}{2}} = \frac{9,87 \left[1 + 0,43 \left(\frac{0,17}{0,11} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}}{2\pi \cdot 0,17^2} \left[\frac{14,7}{6,59} \right]^{\frac{1}{2}} = 115 \text{ Гц}.$$

5.5. Устойчивость, жесткость и усталостная долговечность ПП

Потеря устойчивости равновесия платы происходит, когда на нее действует критическая нагрузка, вызывающая критические напряжения. Для

прямоугольной пластины, равномерно сжатой по сторонам $x_1=0$ и $x_2=L_1$ (рис. 5.14), критические напряжения находят из условия устойчивости

$$\sigma_{kp} = K \frac{\pi^2 D}{H_1^2 B_1} \leq \sigma_{nc}, \quad (5.14)$$

где K - коэффициент, зависящий от граничных условий и отношения сторон $\frac{L_1}{H_1}$; σ_{nc} - предел пропорциональности.

Для случая когда все четыре стороны пластины шарнирно оперты, K выбирают из табл. 5.1.

Таблица 5.1

L_1/H_1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1
K	27	13,2	8,41	6,25	5,14	4,53	4,2	4,04	4,0	4,04
L_1/H_1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0	
K	4,13	4,28	4,47	4,34	4,2	4,08	4,05	4,02	4,0	

Из (5.14) видно, что чем меньше коэффициент K , тем ниже σ_{kp} , т.е. с этой точки зрения для шарнирно опертой платы целесообразно иметь $L_1=H_1$ или $L_1=2H_1$ (см. табл. 5.1).

Для других граничных условий значения K приведены в прил. 2.

К пластинам, изготовленным из алюминиевого сплава Д16Т, условие (5.14)

применимо при $\frac{H_1}{B_1} \geq 36$. Если $16 \leq \frac{H_1}{B_1} \leq 36$, то критические напряжения

определяют согласно (5.15):

$$\sigma_{kp} = \left(488 - 8 \frac{H_1}{B_1} \right) \cdot 10^4 \leq \sigma_{nc}. \quad (5.15)$$

Пример 5.3. Проверить устойчивость равновесия платы, рассмотренной в примере 5.1, если к ней приложены сжимающие распределенные продольные силы в направлении оси x .

Решение. Подставив в (5.14) значение цилиндрической жесткости пластины D , получим

$$\sigma_{кр} = K \frac{\pi^2 \cdot E B_1^2}{12(1-\mu^2) H_1^2} \leq \sigma_{пц}.$$

Для расчетной модели (рис. 5.11) находим отношение

$$\frac{L_1}{H_1} = \frac{0,366}{0,220} = 1,66 \text{ и коэффициент } K = 7,12 \text{ (интерполированием).}$$

Следовательно,

$$\sigma_{кр} = \frac{7,12 \cdot \pi^2 \cdot 3,3 \cdot 10^{10} (3 \cdot 10^{-3})^2}{12(1-0,279^2) 0,22^2} \approx 3,9 \cdot 10^7 \text{ Па.}$$

Сравнивая расчетную величину $\sigma_{кр}$ с пределом пропорциональности $\sigma_{пц} = 6,1 \cdot 10^7$ Па, приходим к выводу, что устойчивость равновесия платы будет обеспечена.

Особое внимание следует уделять жесткости ПП: ГОСТ 23752-79 допускает такой ее прогиб, который может привести к соударениям соседних ячеек и, таким образом, к повреждению ЭРЭ, расположенных на них.

Максимальную деформацию ПП можно найти, используя выражение (5.16):

$$\Delta L_{\max} = 10^{-4} L_1^2 [\Delta L], \quad (5.16)$$

где L_1 - размер платы в направлении наибольшей деформации, мм; $[\Delta L]$ - допускаемое значение деформации при изгибе на 100 мм длины, мм.

В табл. 5.2 приведены допускаяемые значения деформаций при изгибе стеклотекстолитовой ПП на 100 мм ее длины.

Таблица 5.2

Допускаемые значения деформации ПП, мм

Номинальная толщина B_1 ПП	Деформация ПП			
	односторонней	двусторонней	двусторонней высшего качества	многослойной
1,5	0,9	0,8	0,4	0,5
2,0	0,8	0,6	0,4	0,4
2,5	0,6	0,5	0,4	0,4
3,0	0,6	0,5	0,4	0,4

Пример 5.4. Определить жесткость ПП, рассмотренных в примерах 5.1 и 5.2.

Решение. Для первой платы имеем

$$\Delta L_{\max} = 10^{-4} \cdot L_1^2 [\Delta L] = 10^{-4} \cdot 366^2 \cdot 0,6 = 8,03 \text{ мм.}$$

Очевидно, что для уменьшения расчетной величины деформации надо внести определенные конструктивно-технологические изменения, например, увеличить жесткость НК1 при помощи ребер, использовать двустороннюю плату с соответствующими размерами и т.п. Так, для варианта $L_1 = H_1 = 220$ мм получим

$$\Delta L_{\max} = 10^{-4} \cdot 220^2 \cdot 0,5 = 2,42 \text{ мм,}$$

другими словами, амплитуда изгибных колебаний уменьшается в несколько раз. Соударения ячеек можно избежать, если предусмотреть необходимые зазоры между ними.

Для МПП находим

$$\Delta L_{\max} = 10^{-4} \cdot 170^2 \cdot 0,5 \approx 1,5 \text{ мм,}$$

что является вполне допустимым, поскольку возможность соударения ячеек практически исключается.

Как упругая пластина ПП может подвергнуться усталостному разрушению при действии циклических нагрузок, в особенности при резонансе. В результате нарушаются контактные соединения в разъемах, разрушаются пленочные проводники, места пайки и т.д. Подобные отказы в работе РЭС в какой-то мере можно избежать, выполнив условие (5.17) и обеспечив тем самым достаточную усталостную долговечность платы в вибрационном поле:

$$f_0 \geq \left(\frac{\beta g n_{в \max}}{0,003 \cdot H_1} \right)^{\frac{2}{3}}, \quad (5.17)$$

где f_0 - минимальная (основная) собственная частота колебаний ПП, Гц; $n_{в \max}$ - максимальный коэффициент виброперегрузки; H_1 - размер короткой стороны платы, мм; β - безразмерная постоянная, выбираемая в зависимости от величины собственной частоты колебаний f_0 и воздействующих виброускорений $n_{в \max} = 3 \dots 10$:

f_0 , Гц	50 ... 100	100 ... 400	400 ... 700
β	17,5	25,0	35,0

Требуемая усталостная прочность ПП достигается, если амплитуда ее динамического смещения не превышает $0,003 \cdot H_1$.

Пример 5.5. Используя данные примера 5.1, проверить выполнение условия (5.17) для платы, закрепленной в четырех точках по углам ($f_0 = 88$ Гц) и показанной на рис. 5.11 ($f_0 = 147$ Гц).

Решение. В первом случае имеем

$$\left(\frac{\beta g n_{\text{в max}}}{0,003 \cdot H_1} \right)^{\frac{2}{3}} = \left(\frac{17,5 \cdot 9,81 \cdot 4}{0,003 \cdot 220} \right)^{\frac{2}{3}} \approx 105 \text{ Гц, т.е. } f_0 = 88 < 105 \text{ Гц и, следовательно,}$$

усталостная прочность НК1 не обеспечивается.

Во втором -

$$\left(\frac{25 \cdot 9,81 \cdot 4}{0,003 \cdot 220} \right)^{\frac{2}{3}} \approx 130 \text{ Гц}$$

или $f_0 = 147 > 130 \text{ Гц}$.

Это значит, что выбранная НК1 будет иметь достаточную усталостную прочность в заданном вибрационном поле.

И, наконец, проведем прикидочный (оценочный), в какой-то мере не вполне корректный, расчет платы на прочность при изгибе. Так, при защемлении двух противоположных сторон платы (рис. 5.15, а) в опасном сечении 1-1 находим:

изгибающий момент -

$$M_{II} = \frac{1}{12} m g n_{\text{в}} \eta_k H_1 L_1^2,$$

момент сопротивления сечения изгибу -

$$W = \frac{(H_1 - \sum d_j) B_1^2}{6},$$

условие прочности платы при изгибе -

$$\sigma_{II} = \frac{1}{2} \frac{m g n_{\text{в}} \eta_k H_1 L_1^2}{(H_1 - \sum d_j) B_1^2} \leq [\sigma_{II}]. \quad (5.18)$$

Для граничных условий, показанных на рис. 5.15, б, по аналогии получим

$$\sigma_{II} = \frac{3}{4} \frac{m g n_{\text{в}} \eta_k H_1 L_1^2}{(H_1 - \sum d_j) B_1^2} \leq [\sigma_{II}]. \quad (5.19)$$

5.6. Применение МКР к определению динамических характеристик ПП

Дифференциальное уравнение свободных колебаний пластины (платы) в конечно-разностной форме получим, если воспользуемся зависимостями (4.22), (4.23) и (5.1):

$$\begin{aligned}
 & 20f(x, y) - 8[f(x+h, y) + f(x-h, y) + f(x, y+h) + f(x, y-h)] + \\
 & + 2[f(x+h, y+h) + f(x-h, y+h) + f(x+h, y-h) + f(x-h, y-h)] + \\
 & + f(x+2h, y) + f(x-2h, y) + f(x, y+2h) + f(x, y-2h) = \Phi_z \frac{h^4}{D}
 \end{aligned} \quad (5.20)$$

где $\Phi_z = m_0 \frac{\partial^2 z}{\partial t^2}$ - инерционные силы, действующие на единицу площади

платы, $H \cdot m^{-2}$; $m_0 = \rho B_1$ - масса единицы площади пластины, $кг \cdot m^{-2}$; h -

шаг аппроксимации, m ; $D = \frac{E B_1^3}{12(1-\mu^2)}$ - цилиндрическая жесткость, $H \cdot m$.

Рассматриваемая математическая модель дает возможность находить динамические характеристики ПП. При это уравнения (5.20) удобно представлять в виде оператора с весовыми коэффициентами для конечно-разностных двухмерных структур с прямоугольной сеткой и равными шагами по осям $h_x = h_y = h$ (рис. 5.16).

Пример 5.6. В направлении, перпендикулярном плоскости НК1, имеющей размеры $L_1 = H_1 = 0,12$ м, $B_1 = 1,5 \cdot 10^{-3}$ м, действует вибрация с коэффициентом виброперегрузки $n_g = 10$. Несущая конструкция изготовлена из стеклотекстолита СТЭФ: $E = 3,3 \cdot 10^{10}$ Па, $\rho = 2,47 \cdot 10^3$ кг \cdot м $^{-3}$, $\mu = 0,279$.

Определить смещения (деформации) в девяти точках 1, 2, 2', 3, 3', 4, 4', 4'', 4''' (рис.5.17): в них предполагается установить ЭРЭ.

Решение. Расчетную модель детали представим в виде плоской двумерной сетки, состоящей из 9 узлов: 1, 2, 2', 3, 3', 4, 4', 4'', 4''' (см. рис. 5.17). Очевидно, что деформации в узлах, симметричных относительно центра 1, будут одинаковы по величине: $w_2(2, 2')$, $w_3(3, 3')$ и $w_4(4, 4', 4'', 4''')$.

Шаг аппроксимации выбираем равным $h = \frac{L_1}{4}$.

Последовательно совмещая оператор с точками 1 (рис. 5.18), 2 (рис. 5.19), 3 (рис. 5.20) и 4' (рис. 5.21), найдем систему конечно-разностных зависимостей, приближенно заменяющих дифференциальные уравнения движения узлов:

$$\left. \begin{aligned} 20w_1 - 16w_2 - 16w_3 + 8w_4 &= \Phi_z \frac{h^4}{D}, \\ -8w_1 + 20w_2 + 4w_3 - 16w_4 &= \Phi_z \frac{h^4}{D}, \\ -8w_1 + 4w_2 + 22w_3 - 16w_4 &= \Phi_z \frac{h^4}{D}, \\ 2w_1 - 8w_2 - 8w_3 + 22w_4 &= \Phi_z \frac{h^4}{D}, \end{aligned} \right\}$$

или

$$\left. \begin{aligned}
 5w_1 - 4w_2 - 4w_3 + 2w_4 &= \frac{1}{4} \Phi_z \frac{h^4}{D} = B_1, \\
 -2w_1 + 5w_2 + w_3 - 4w_4 &= \frac{1}{4} \Phi_z \frac{h^4}{D} = B_2, \\
 -4w_1 + 2w_2 + 11w_3 - 8w_4 &= \frac{1}{2} \Phi_z \frac{h^4}{D} = B_3, \\
 w_1 - 4w_2 - 4w_3 + 11w_4 &= \frac{1}{2} \Phi_z \frac{h^4}{D} = B_4,
 \end{aligned} \right\} \quad (5.21)$$

$$\left(B_1 = B_2 = \frac{1}{4} \Phi_z \frac{h^4}{D}, B_3 = B_4 = \frac{1}{2} \Phi_z \frac{h^4}{D} \right).$$

Систему линейных уравнений (5.21) можно записать в матричной форме

$$A \cdot w = B,$$

где

$$A = \begin{bmatrix} 5 & -4 & -4 & 2 \\ -2 & 5 & 1 & -4 \\ -4 & 2 & 11 & -8 \\ 1 & -4 & -4 & 11 \end{bmatrix}, \quad w = \begin{bmatrix} w_1 \\ w_2 \\ w_3 \\ w_4 \end{bmatrix}, \quad B = \begin{bmatrix} B_1 \\ B_2 \\ B_3 \\ B_4 \end{bmatrix}.$$

Находим определитель матрицы A

$$D = 1649,$$

а также алгебраические дополнения

$$D'_{11} = 311 B_1, \quad D'_{21} = 324 B_2, \quad D'_{31} = 144 B_3, \quad D'_{41} = 166 B_4,$$

соответствующие j_1 -му элементу расширенной матрицы коэффициентов.

Прогибы НК1 в расчетных точках будут иметь вид:

$$\left. \begin{aligned}
 w_1 &= \frac{D'_{11}}{D} = \frac{311}{1649} B_1 = \frac{311 \cdot 2}{1649 \cdot 4 \cdot 4^4} g \rho n_{\epsilon} \frac{L_1^4 (1 - \mu^2)}{EB_1^2} = \\
 &= 2,205 \cdot 10^{-3} \frac{g \rho n_{\epsilon} L_1^4 (1 - \mu^2)}{EB_1^2} \\
 w_2 &= \frac{D'_{21}}{D} = \frac{324}{1649} B_2 = 2,29 \cdot 10^{-3} \frac{g \rho n_{\epsilon} L_1^4 (1 - \mu^2)}{EB_1^2}; \\
 w_3 &= \frac{D'_{31}}{D} = \frac{144}{1649} B_3 = 2,04 \cdot 10^{-3} \frac{g \rho n_{\epsilon} L_1^4 (1 - \mu^2)}{EB_1^2}; \\
 w_4 &= \frac{D'_{41}}{D} = \frac{166}{1649} B_4 = 2,36 \cdot 10^{-3} \frac{g \rho n_{\epsilon} L_1^4 (1 - \mu^2)}{EB_1^2}.
 \end{aligned} \right\} \quad (5.22)$$

Подставив в полученные формулы необходимые данные, найдем расчетное значение деформации в первой точке НК1:

$$w_1 = 2,205 \cdot 10^{-3} \frac{9,81 \cdot 2,47 \cdot 10^3 \cdot 10 \cdot 0,12^4 (1 - 0,279^2)}{3,3 \cdot 10^{10} (1,5 \cdot 10^{-3})^2} = 1,37 \cdot 10^{-6} \text{ м.}$$

Аналогично вычисляем прогибы в остальных узлах:

$$w_2 = 1,43 \cdot 10^{-6} \text{ м,}$$

$$w_3 = 1,27 \cdot 10^{-6} \text{ м,}$$

$$w_4 = 1,47 \cdot 10^{-6} \text{ м.}$$

Как показывают расчеты, при установке ЭРЭ на НК1 предпочтение следует отдать точкам 3, 3' и 1. После монтажа и нанесения защитного слоя, полученный печатный узел становится сложным композиционным телом, сильно отличающимся по значениям B_1 и E_0 (модуль Юнга НК1) от основания: закрепление элемента на плате увеличивает массу и жесткость того ее участка, на котором он устанавливается, причем такое "дискретное" увеличение жесткости в значительной мере зависит от его податливости и характера крепления.

Пример 5.7. На НК1 (см. пример 5.6) в точках 3,3' и 1 установлены ЭРЭ массой $2 \cdot 10^{-2}$ кг каждый, в остальных узлах – массой $1,5 \cdot 10^{-2}$ кг.

Найти значения деформаций в указанных точках расчетной модели платы (см. рис. 5.17), а также частоту собственных колебаний и ее амплитуду на этой частоте.

Движение рассматриваемых узлов модели будет описываться системой приближенных дифференциальных уравнений, подобных уравнениям (5.21), но отличающихся правой частью:

$$\begin{aligned} 5w_1 - 4w_2 - 4w_3 + 4w_4 &= \frac{1}{4} \Phi'_z \frac{h^4}{D}, \\ -5w_1 + 5w_2 + w_3 - 4w_4 &= \frac{1}{4} \Phi'_z \frac{h^4}{D}, \\ -4w_1 + 2w_2 + 11w_3 - 8w_4 &= \frac{1}{2} \Phi'_z \frac{h^4}{D}, \\ w_1 - 4w_2 - 4w_3 + 4w_4 &= \frac{1}{2} \Phi'_z \frac{h^4}{D}, \end{aligned} \quad (5.23)$$

где $\Phi'_z = m n_g g$, m - масса единицы площади платы, которая определяется так:

$$m = \rho h + \frac{m_g}{H_1 L_1} = 2,47 \cdot 10^3 \cdot 1,5 \cdot 10^{-3} + \frac{3 \cdot 0,02 + 6 \cdot 0,015}{0,12^2} = 14,12 \text{ кг} \cdot \text{м}^{-2}.$$

Решая систему (5.23), находим

$$\begin{aligned} w_1 &= \frac{D'_{11}}{D} = \frac{311 \cdot 12}{1649 \cdot 4 \cdot 4^4} m n_g g \frac{L_1^4 (1 - \mu^2)}{E B_1^3} = \\ &= \frac{311 \cdot 12 \cdot 14,12 \cdot 10 \cdot 9,81 \cdot 0,12^4 (1 - 0,279^2)}{1649 \cdot 4 \cdot 4^4 \cdot 3,3 \cdot 10^{10} \cdot (1,5 \cdot 10^{-3})^3} = 5,25 \cdot 10^{-6} \text{ м}. \end{aligned}$$

Аналогично вычисляем прогибы в остальных узлах:

$$w_2 = 5,46 \cdot 10^{-6} \text{ м},$$

$$w_3 = 4,86 \cdot 10^{-6} \text{ м},$$

$$w_4 = 5,62 \cdot 10^{-6} \text{ м}.$$

Нетрудно заметить, что после установки на НК1 ЭРЭ деформации в указанных точках увеличились в несколько раз.

Воспользовавшись выражением (5.7), определим частоту собственных колебаний НК1 и ПП.

Коэффициент K_α [см. Прил. 1]:

$$K_\alpha = 9,87 \left[1 + 2,566 \left(\frac{L_1}{H_1} \right)^2 + 5,138 \left(\frac{L_1}{H_1} \right)^4 \right]^{\frac{1}{2}} = 9,87 \left[1 + 2,566 \left(\frac{0,12}{0,12} \right)^2 + 5,138 \left(\frac{0,12}{0,12} \right)^4 \right]^{\frac{1}{2}} = 29,1$$

Для первой конструкции имеем:

$$f_0 = \frac{K_\alpha}{2 \cdot \pi \cdot L_1^2} \left[\frac{E B_1^2}{12(1-\mu^2)\rho} \right]^{\frac{1}{2}} = \frac{29,1}{2\pi \cdot 0,12^2} \left[\frac{3,3 \cdot 10^{10} \cdot (1,5 \cdot 10^{-3})^2}{12(1-0,279^2) \cdot 2,47 \cdot 10^3} \right]^{\frac{1}{2}} = 530 \text{ Гц,}$$

для второй -

$$f_0 = \frac{K_\alpha}{2 \cdot \pi \cdot L_1^2} \left[\frac{E B_1^3}{12(1-\mu^2)t} \right]^{\frac{1}{2}} = \frac{29,1}{2\pi \cdot 0,12^2} \left[\frac{3,3 \cdot 10^{10} \cdot (1,5 \cdot 10^{-3})^3}{12(1-0,279^2) \cdot 14,12} \right]^{\frac{1}{2}} = 271,5 \text{ Гц,}$$

т.е. увеличение массы НК1 привело к снижению более, чем в два раза частоты собственных колебаний.

Также в несколько раз снижается и величина амплитуды виброперемещения:

$$A_{z \text{ НК1}} = \frac{n_\epsilon}{4 \cdot f_0^2} = \frac{10}{4 \cdot 530^2} = 8,9 \cdot 10^{-6} \text{ м,}$$

$$A_{z \text{ ПП}} = \frac{n_\epsilon}{4 \cdot f_0^2} = \frac{10}{4 \cdot 271,5^2} = 3,39 \cdot 10^{-6} \text{ м.}$$

Следовательно, динамические характеристики ПП значительно отличаются от свойств исходного материала НК1.

5.7. Частотная отстройка механических колебаний

Существуют различные способы защиты НК РЭС от ДФ, в том числе и механических (см. 3.7). Широко применяются методы частотной отстройки и демпфирования колебаний. В первом случае спектр собственных частот

колебаний элемента, узла и т.п. смещают за верхнюю границу диапазона возмущающих МВ, т.е. обеспечивают выполнение условия, чтобы первая собственная частота f_{01} была не менее чем на октаву выше максимальной частоты f_{\max} возбуждающих МФ:

$$f_{01} \geq 2f_{\max} \quad (5.24)$$

Частотную отстройку целесообразно применять в тех случаях, когда диапазон частот действующих МФ не превышает 500 Гц или когда достаточно незначительного снижения резонансной амплитуды. Последнее требование может быть предъявлено к элементам, у которых преобладают отказы усталостного характера. Как видно из (3.4), небольшое увеличение собственной частоты колебаний при $n_{\sigma} = \text{const}$ позволяет уменьшить амплитуду виброперемещения детали, а следовательно, и количество отказов в результате усталости материала.

Если частотный спектр МВ имеет стационарный полигармонический характер, то необходимо, чтобы собственные частоты колебаний НК РЭС находились между основными частотами спектра.

Из формулы (5.7) следует, что можно влиять на собственные частоты колебаний НК1, изменяя ее геометрические параметры, граничные условия, материал, конфигурацию и массу.

Наиболее распространенными способами крепления платы в практике являются точечное и защемление по краю: первое менее жесткое граничное условие в сравнении со вторым. Рассмотрим влияние этих способов на

собственную частоту колебаний НК1, когда $\frac{L_1}{H_1} = 1,5$. При свободном опирании

$$K_{\alpha} = 9,87 \left[1 + \left(\frac{L_1}{H_1} \right)^2 \right] = 9,87 [1 + 1,5^2] \approx 32$$

а при заземлении (рис. 5.16)

$$K_{\alpha} = 22,37 \left[1 + 0,61 \left(\frac{L_1}{H_1} \right)^2 + \left(\frac{L_1}{H_1} \right)^4 \right]^{\frac{1}{2}} = 22,37 [1 + 0,61 \cdot 1,5^2 + 1,5^4]^{\frac{1}{2}} \approx 61,$$

другими словами, в результате вариации граничных условий резонансная частота платы почти удвоилась. Аналогичный эффект достигается и при изменении числа точек крепления и их расположения (рис. 5.17).

При уменьшении площади НК1, т.е. при увеличении ее жесткости, частотный спектр собственных колебаний смещается в более высокую область. Недостаток этого способа - нежелательное уменьшение монтажного пространства, так необходимого для размещения ЭРЭ.

Для повышения жесткости платы можно ввести по ее контуру опорные поверхности в виде накладок и рамок. Взаимное прилегание по этим поверхностям при сборке их в пакет дает условие заземленного края. Определенный эффект достигается также при увеличении точек крепления внутри ее или введении дополнительных упоров. Следует иметь в виду, что заземление по всему контуру образует замкнутые полости и поэтому может применяться только в случаях, когда обеспечивается надлежащий тепловой режим. Контактное металлическое прилегание накладок или рамок ФЯ со стенками блоков улучшает отвод тепла.

При изменении ширины платы B_1 резонансная частота повысится, но при этом значительно возрастет и масса НК1. Последнее обстоятельство является крайне нежелательным, особенно для ЭС летательных аппаратов. В таких случаях прибегают к другим вариантам повышения жесткости, не требующим увеличения массы (см. 2.4).

5.8. Демпфирование механических колебаний

Один из способов снижения резонансных частот колебаний - улучшение демпфирующих свойств компонентов НК РЭС.

Практика показывает, что рассеяния энергии, обусловленного совместным влиянием конструкционного демпфирования и внутреннего трения, недостаточно. Поэтому демпфирующие свойства деталей НК при необходимости увеличивают, включая в них вибропоглощающие прокладки, внутреннее трение которых в десятки, а иногда и сотни раз больше, чем у обычных конструкционных материалов. Преимущество этого способа состоит в том, что резонансные колебания могут быть снижены в широком диапазоне частот при незначительном увеличении массы и габаритов конструкции.

В качестве вибропоглощающих применяют материалы с большим внутренним рассеянием энергии механических колебаний. Наиболее перспективными с учетом всех технологических, эксплуатационных и других факторов являются полимеры. Они резко выделяются из среды остальных материалов благодаря свойству вести себя как жидкость или как твердое тело или же одновременно проявлять качества того и другого в зависимости от полосы частот действующей нагрузки. Внутри этой полосы коэффициент механических потерь γ имеет максимальное значение.

Эффективность применения демпфирующих материалов можно оценить экспериментально, используя резонансные кривые или запись затухающих колебаний [см. (3.8), (3.20) ... (3.23)].

В практике конструирования НК бортовых ЭС широко применяется демпфирующий компаунд КТ-102 для приклеивания ИС, МСБ к платам или последних к металлическим рамкам. Защиту МПП от МВ обеспечивают такие демпфирующие материалы как специальный клей КВК-68 или мастика ИКЛ-60. В результате достигается снижение величины коэффициента динамического усиления η_k более чем на порядок. В качестве демпфирующего наполнителя используется и пенополиуретан. Так, на рис. 5.24 изображены платы с

односторонней и двусторонней заливкой ЭРЭ полиуретаном, в результате чего значительно снижается η_k . Ограничения, связанные с ухудшением ремонтпригодности и тепловых режимов подобных конструкций, можно в какой-то степени преодолеть, применив слои сложной конфигурации. С этой целью предусматривается неполное покрытие элементов, чтобы обеспечить свободный доступ к соответствующим местам платы.

Использование полимеров позволяет избежать появления резонансных явлений, когда МВ представляют случайный процесс, захватывающий широкую полосу частот. В этом случае изменять резонансные частоты путем вариации типоразмеров НК1, граничных условий и т.д. не удастся, поэтому применяют платы с вибропоглощающим слоем.

Возможность резонансной "раскачки" платы до допускаемой амплитуды $[A]$ можно оценить, если известны характеристики вибрации:

$$\tau_g = \frac{1}{\pi f_0 \gamma} \ln \frac{A_0}{A_0 - \gamma [A]}, \quad (5.25)$$

где τ_g - время резонансной "раскачки" платы до значения $[A]$; A_0 - амплитуда виброперемещения основания; γ - коэффициент механических потерь.

Если время нахождения резонансной составляющей случайного процесса в окрестностях собственной частоты колебаний f_0 невелико и меньше τ_{∂} , то опасный режим работы элементов не возникает: плата не успеет "раскачаться".

Известно, что коэффициент динамического усиления η_k обратно пропорционален цилиндрической жесткости пластины D . В свою очередь, D в кубической степени зависит от ширины платы B_1 и линейно от модуля упругости ее материала E :

$$D = \frac{EB_1^3}{12(1-\mu^2)}$$

После монтажа ЭРЭ и нанесения защитного слоя, ширина платы B_1 увеличивается примерно в 5 раз, что повышает ее жесткость в 125 раз. Значение модуля упругости УП будет находиться в пределах

$$E_c < E_{\dots} < E_0,$$

где E_c - модуль упругости защитного слоя; E_0 - модуль Юнга основания.

На практике $E_c \leq 0,2 E_0$, т.е. после монтажа и нанесения покрытия модуль упругости уменьшается в несколько раз, что вызывает уменьшение цилиндрической жесткости во столько же раз. В результате влияния двух факторов жесткость УП возрастает примерно в 25 раз, а значение коэффициента η_k уменьшится.

Итак, после монтажа ЭРЭ и покрытия защитным слоем масса ПП увеличивается примерно в 5 ... 6 раз, а жесткость - в 25. Как видно из (5.7), это приведет к возрастанию резонансной частоты более чем вдвое.

При выборе материала для вибропоглощающего и частотоизменяющего слоя надо стремиться к снижению его плотности: чем меньше масса, тем легче выполнить правило октавы.

6. Компоновка модулей второго уровня и защита их от МВ

6.1. Компоновочные характеристики блока

На разных этапах разработки модуля второго порядка необходимо обеспечить заданное быстродействие: минимум суммарного расстояния между всеми взаимосвязанными элементами; наименьшую длину линии связи, время прохождения сигнала по которой определяет длительность выполнения операции; минимальное расстояние между наиболее удаленными элементами

ЭС. При геометрической компоновке практически можно использовать только последний показатель.

Сферическая и цилиндрическая формы ТК не обеспечивают высокой плотности упаковки, т.е. эффективного использования объема следующего уровня. Поэтому рекомендуется разрабатывать ТК в форме прямоугольного параллелепипеда; отклонение возможно только в технически обоснованных случаях. Кстати, это делает невозможным применение автоматизированных методов проектирования и исключает возможность использования типовых технологических процессов сборочно-монтажных и регулировочных работ, а также высокопроизводительного оборудования. Все это увеличивает себестоимость и сроки освоения таких ЭУ.

Считается, что наиболее трудоемким в процессе проектирования является выбор рационального варианта компоновки модулей первого уровня, обеспечение минимальной длины цепей электрической коммутации и нормальных тепловых режимов, а также разработка (выбор) НК2.

Напомним, что НК2 предназначена для размещения и защиты ячеек от ДФ, обеспечения надежного крепления их с ИС, МСБ, другими ЭРЭ и элементами электрической коммутации, достижения минимальных габаритов и массы, а также максимального использования унифицированных деталей.

Компоновка блока - взаимное расположение и ориентация ячеек и других конструктивных элементов (электрической коммутации, электромеханических и др.) в заданном объеме. При этом на величину зазоров между ячейками в значительной мере влияют МВ, которые деформируют детали НК, крепления и фиксации. Ужесточение механических и климатических условий эксплуатации ЭС приводит к увеличению объема модуля второго структурного уровня. Его габаритные размеры в значительной мере зависят от применяемой элементной базы и числа компонентов, размещаемых в нем. Выпускаемые в настоящее время ИС различной степени интеграции в сочетании с МСБ позволяют сокращать габариты блока даже при существенном увеличении числа

элементов в принципиальной электрической схеме. Эту непростую задачу решают, повышая плотность упаковки элементов, применяя более прогрессивные способы монтажа, например, гибкие шлейфы и кабели, используя книжную компоновку вместо разъемной и т.д. Дальнейшее увеличение степени интеграции ИС и МСБ, использование новейших достижений в функциональной микроэлектронике позволяют создавать РЭС, более совершенные по своим характеристикам.

Размеры зон внутриблочной и межблочной электрической коммутации зависят от электрических соединений в модулях второго уровня. Внутриблочная зона образуется элементами электрической коммутации между ячейками внутри блока, межблочная - между блоками в стойке, шкафу и т.д. с учетом объемов, занимаемых частью межблочных электрических соединителей (входят в полный объем блока). Межблочные электрические соединения: жгутовые с помощью объемных проводов, разъемы (соединители), гибкие печатные кабели (ГПК), коммутационные ПП (КПП) и др. Внутриблочные электрические соединители увеличивают на 30 ... 40 мм одну из сторон модуля в зависимости от выбранного варианта компоновки, а жгутовые соединения, ГПК и КПП - на 15 ... 20 мм.

В условиях воздушной системы охлаждения при естественной конвекции необходимо обеспечить зазор между ячейками 6 ... 8 мм, чтобы сохранить оптимальный тепловой режим внутри блока. Принудительная воздушная система охлаждения дает возможность уменьшить зазор до 2 мм, но за счет установки вентиляторов или воздуховодов объем модуля увеличится на 15 ... 20%. При кондуктивной системе охлаждения - теплостоки в виде радиаторов, теплоотводящих шин, тепловых трубок, оребрения корпусов и т.п. - габаритные размеры возрастают на 20 ... 25%.

Рассмотрим влияние ориентации ячеек и расположения зон коммутации на объем блока. Из рис. 6.1 видно, что его объем можно представить в виде

$$V = V_1 + V_2,$$

где V_1 - объем, занимаемый ячейками; V_2 - объем, отводимый под элементы электрического соединения и электрический монтаж.

Остановимся на случае, когда выполняется условие

$$L_2 > H_2 \geq B_2, \quad (6.1)$$

из которого имеем

$$V_1^{V,VI} > V_1^{III,IV} > V_1^{I,II}; \quad V_2^{V,VI} < V_2^{III,IV} < V_1^{I,II} \quad (6.2)$$

(табл. 6.1).

Это значит, что в последних двух компоновках объем, заполняемый ячейками, будет максимальным, а пространство, занимаемое коммутационными элементами, - минимальным, т.е. указанные варианты наиболее рациональны при использовании в РЭС, а наименее пригодны первый

Таблица 6.1

Варианты компоновки блока

Вариант компоновки	V_1	V_2
I-II	$L_2 H_2 (B_2 - B_k)$	$L_2 H_2 B_k$
III-IV	$L_2 (H_2 - H_k) B_2$	$L_2 H_k B_2$
V-VI	$(L_2 - L_k) H_2 B_2$	$L_k H_2 B_2$

и второй варианты.

Для устойчивой циркуляции воздуха внутри модуля ячейки располагают преимущественно вертикально, поэтому вторая и шестая схемы практически не используются.

В первом и третьем вариантах число размещаемых ячеек получается большим, чем в четвертом и пятом, что вытекает из неравенства

$$\frac{L_2}{h_{III}} > \frac{B_2}{h_{III}}, \quad (6.3)$$

где $h_{я}$ - шаг установки ячеек.

В книжных конструкциях модулей второго порядка количество ячеек обычно бывает небольшим из-за недостаточного раскрытия "страниц"; следовательно, в них используют варианты четвертый и пятый, а в разъемных - первый и третий.

Для блоков разъемной конструкции при естественной конвекции применяют третью компоновку, а при принудительной - первую. В книжных конструкциях при естественном теплообмене используют четвертый и пятый варианты. Они могут быть применены и с принудительным охлаждением, если установить вентиляторы на заднюю (лицевую) панель (IV) или обеспечить воздушный поток снизу (V).

С точки зрения числа выходных контактов с ПП предпочтительной является компоновка первая для разъемной конструкции, а для книжной - четвертая. Правда, при этом получается проигрыш в объеме, занимаемом ячейками, в сравнении с третьим и пятым вариантами. Но при окончательном выборе компоновочной схемы следует идти на компромисс.

И, наконец, выбор компоновки модуля надо производить с учетом допустимой длины печатных проводников на ПП. Так, блок книжной конструкции, выполненный по пятой схеме, имеет максимальную плотность компоновки ячеек, но при этом удлиняются печатные проводники на плате. Последнее обстоятельство приводит к увеличению паразитных емкостей и шага установки ИС на ПП в сравнении с четвертым вариантом.

Итак, перечисленные факторы в значительной степени влияют на выбор оптимального компоновочного варианта модуля второго уровня, а значит, и на его габаритные размеры. Правильность выбора НК2 в процессе эскизной

проработки оценивается комплексом абсолютных и относительных конструктивных показателей.

6.2. Выбор НК второго порядка

Выбор типоразмера НК2 определяется назначением РЭС и действующей нормативно-технической документацией (НТД). Например, для блоков книжной конструкции ширина должна быть $B_2 \leq 120$ мм; для модулей разъемной конструкции по первой схеме $H_2 \geq 180$ мм, $B_2 \geq 120$ мм, а по третьей $H_2 \geq 180$ мм, $B_2 \geq 180$ мм.

В общем случае в зависимости от категории ЭС один из размеров модуля принимается постоянным, а два других изменяются по определенному закону. Так, НК2 блоков, устанавливаемых на летательных аппаратах гражданской авиации, имеют неизменную высоту H_2 , два фиксированных значения глубины L_2 и ряд типоразмеров ширины B_2 ; у НК2 бортовых ЭУ другого назначения - восемь типоразмеров высоты H_2 и фиксированная ширина B_2 .

При разработке компоновочной схемы необходимо не только тщательно изучить требования технического задания (ТЗ) и технических условий (ТУ) при разработке компоновочной схемы, но и подробно ознакомиться с объектом установки и его особенностями. Действующая НТД позволяет с минимальными затратами и временем определить необходимую НК2 в соответствии с заданной категорией РЭС:

ОСТ 4.410.004-76. Аппаратура радиоэлектронная. Корпусы блоков. Основные размеры.

ОСТ 4ГО.410.072-75. Единая система ЭВМ. Базовые конструкции. Основные параметры.

ОСТ 4ГО.410.009-77. Аппаратура радиоэлектронная. Корпусы шкафов, шасси блоков и секций. Конструкция и размеры.

ОСТ 4ГО.412.202-77. Блоки аппаратуры с применением микросхем. Конструкция и размеры.

ОСТ 4ГО.010.009-84. Аппаратура радиоэлектронная. Блоки и ячейки на микросборках и микросхемах. Конструирование.

Эта документация определяет общие технические требования к НК2, основные габаритные, установочные и присоединительные размеры, их конструктивное исполнение, а также руководство по применению в ЭС.

Предположим, что в соответствии с ТЗ требуется выбрать модуль второго порядка разъемной конструкции. В зависимости от климатических условий функционирования выбирают вариант ЭУ - герметичный или негерметичный. Анализируя принципиальную электрическую схему, определяют сложность N_a создаваемого ЭС. Исходя из принятого конструктивного варианта и учитывая значение N_a , находят число модулей первого уровня N_{III} :

$$N_{III} = E \left\lfloor \frac{N_a - 1}{N_{\epsilon III}} \right\rfloor + 1, \quad (6.4)$$

где $E \{...\}$ - целая часть числа; $N_{\epsilon III} = N_{cx} I_{cx}$ - ориентировочная техническая сложность ячейки; I_{cx} - уровень интеграции ИС; $N_{cx} = n_x n_y n_{yct}$ - число ИС на ПП; $n_{yct} = 1$ для штырьковых выводов корпусов ИС; для планарных $n_{yct} = 1$ или 2.

Размеры глубины L_1 и ширины B_1 ячейки определяют высоту H_1 .

В НК2 можно выделить несколько зон (рис.6.2):

область L_{III} отводится для компоновки ячеек;

в зоне B_k размещаются элементы коммутации ячеек, причем параметры зоны зависят от типа используемых соединителей и варианта электрического монтажа;

область L_k заполняется компонентами межблочной коммутации; иногда в ней располагаются вторичные источники питания, фильтры и т.п.;

зона L_y используется под выступающие детали управления и индикации передней панели.

Выполняя компоновочные работы, определяют необходимое число модулей второго порядка и количество ячеек в каждом из них. При этом исходят как из технической сложности модулей первого уровня, так и РЭС в целом.

Зная размеры L_1 и B_k (обычно $B_k = 30 \dots 40$ мм), находят ширину блока B_2 :

$$B_2 = L_1 + B_k. \quad (6.5)$$

Для блока разъемной конструкции с учетом принятого шага 2,5 мм определяют:

ширину ячейки B_{1p} -

$$B_{1p} = 2,5 \left[E \left| \frac{B_1 + 2}{2,5} \right| + 1 \right], \quad (6.6)$$

длину пакета ячеек -

$$L_{III} = B_{1p} \cdot N_{III}$$

и расчетную глубину модуля -

$$L_2^{\text{©}} = L_y + B_{1p} \cdot N_{III} + L_k. \quad (6.7)$$

По величине $L_2^{\text{!}}$ выбирают глубину блока L_2 . При $L_2^{\text{!}} > L_2$ ячейки размещают в двух блоках или переходят на двухъярусную конструкцию:

$$L_2^{\text{©©}} = L_y + \left[E \left| \frac{N_{III} - 1}{2} \right| + 1 \right] B_{1p} + L_k. \quad (6.8)$$

Когда и в этом случае пакет $L''_я$ не вписывается в размер L_2 , тогда необходимое число блоков n для размещения $N_я$ ячеек определяют так:

$$L_2''' = L_y + \left[E \left| \frac{N_я - 1}{n} \right| + 1 \right] B_{1p} + L_k. \quad (6.9)$$

где $n = 3, 4, \dots$

Число n увеличивают до тех пор, пока пакет полученной длины не будет размещен в модуле выбранной глубины L_2 , т.е. $L_2''' \leq L_2$.

Вариант разъемной конструкции блока РЭС показан на рис. 1.6.

Изменение объема блока книжной конструкции происходит за счет варьирования его ширины (глубина L_2 чаще всего фиксирована). В этом случае при ширине ячейки

$$B_{1k} = 0,5 \left[E \left| \frac{B_1 + 2}{0,5} \right| + 1 \right] \quad (6.10)$$

находят расчетную ширину блока B_2 с конструктивным зазором 2 мм с обеих сторон и числе ячеек $N_я$:

$$B_2^{\text{с}} = 4 \left[E \left| \frac{N_{Ш} - 1}{3} \right| + 1 \right] B_{1k} + 4. \quad (6.11)$$

В (6.11) учитывается установка КПП, ширина которой равна ширине ячейки. Число КПП выбирают из расчета одна плата на три ячейки. Если размер пакета превысит 120 мм, то тогда его разделяют на две части ("страницы" должны раскрываться на левую и правую стороны), при этом полученную величину B_2'' увеличивают на 15 мм, чтобы обеспечить поворот шарниров в разные стороны.

Когда не удастся разместить ячейки в одном модуле, количество блоков увеличивают согласно (6.12):

$$B_2^{\text{ССС}} = 4 \left[E \left| \frac{N_{\text{Ш}} - 1}{3n} \right| + 1 \right] B_{1k} + 4, \quad (6.12)$$

где $n = 2, 3, \dots$

Параметр n изменяют до тех пор, пока пакет ячеек шириной $B_2^{\text{Ш}}$ не будет размещен в модуле шириной B_2 , т.е. $B_2^{\text{ССС}} \leq B_2$.

На рис. 1.7 приведен один из вариантов герметичного блока книжной конструкции самолетного РЭС.

Массу проектируемого изделия второго структурного уровня определяют так:

$$m = \sum_{j=1}^n [m_{\text{Ш}j} + m_{\text{Ш}j} \cdot N_{\text{Ш}j} + m_{\text{Ш}j} (N_{\text{Ш}j} + N_{\text{ac}j}) + m_{kj}] \quad (6.13)$$

где $m_{\text{Ш}j}$ - масса корпуса блока с объединительной платой; $m_{\text{Ш}}$ - масса модуля первого уровня; m_{bc} - масса соединителя блока с ответной частью; N_{bc} - число соединителей в блоке; N_{ac} - количество соединителей изделия для внешней связи; m_k - масса элементов крепления; $N_{\text{Ш}}$ - число ячеек в блоке; n - количество модулей второго порядка.

6.3. Критерии качества компоновки и конструкции блока

К основным параметрам, позволяющим оценить качество компоновки как отдельных конструктивных узлов, так и РЭС в целом, относятся объем, площадь и масса. Они отражают и более широкое понятие - качество изделия, под которым понимается совокупность технических, функциональных и экономических характеристик, определяющих степень пригодности

конструкции заданному назначению. Этот обобщенный параметр уточняют такие дополнительные показатели, как величина потребляемой мощности, собственная частота колебаний, степень герметичности, вероятность безотказной работы и др.

Качество компоновки ЭС одного назначения и принципа действия, а также сравнение различных вариантов компоновки одного и того же устройства можно определить, используя коэффициенты дезинтеграции, плотности упаковки и т.п.

Объем устройства

$$V = V_{\text{эрэ}} + V_{\text{м}} + V_{\text{нк}}, \quad (6.14)$$

где $V_{\text{эрэ}}$ - общий объем всех ЭРЭ; $V_{\text{м}}$ - объем электрического монтажа; $V_{\text{нк}}$ - объем несущих конструкций. Если НК не обеспечивают оптимальный тепловой режим, к $V_{\text{нк}}$ добавляют объем теплоотводящих устройств.

Расчет по (6.14) дает возможность судить о соотношениях объема $V_{\text{эрэ}}$ и объемов, непосредственно зависящих от компоновки и надлежащего выбора $V_{\text{нк}}$ и $V_{\text{м}}$. Эффективность использования элементной базы в конструкции блока оценивается коэффициентом дезинтеграции:

$$q = \frac{V}{V_{\text{эрэ}}}. \quad (6.15)$$

Чем меньше значение q , тем выше качество компоновки.

Плотность упаковки компонентов N в заданном объеме V является показателем, характеризующим использование всего объема устройства:

$$\gamma_V = \frac{N}{V} \quad (6.16)$$

(γ_V - плотность упаковки в объеме, ед · см⁻³).

Аналогично на заданной площади S

$$\gamma_S = \frac{N}{S}. \quad (6.17)$$

Под компонентами понимают функционально и конструктивно неразъемные законченные сборочные единицы, которые соответствуют определенной для них технологии: корпусированные ИС, МСБ и т.п. Значения показателей, вычисленных по (6.16) и (6.17), зависят от выбранной схемы компоновки, используемой элементной базы, технологических возможностей производства и категории РЭС, а также технико-экономических требований к нему.

При разработке и компоновке изделия учитывается еще и коэффициент плотности ($\text{кг} \cdot \text{дм}^{-3}$):

$$K = \frac{m}{V}. \quad (6.18)$$

Он достаточно полно оценивает правильность выбора конструкции и компоновки, поскольку учитывает два основных критерия качества - объем и массу изделия.

Качество компоновки структурных уровней можно оценить, определив плотность заполнения их конструктивными единицами низшего порядка. Так, для блока, состоящего из отдельных узлов, плотность заполнения определяется выражением

$$\beta = \frac{V_1}{V_2}, \quad (6.19)$$

где V_1 и V_2 - соответственно объем узлов и блока.

Приведенные показатели качества компоновки дают возможность найти оптимальный вариант конструкции. Надо помнить, что стремление уменьшить массу НК, теплоотводов и т.д. ограничивается требованиями обеспечения тепловых режимов, прочности и жесткости конструкции, технологией изготовления. Необходимо учитывать, что для ряда категорий РЭС, например бортовых, показатели объема и массы имеют одностороннее ограничение: они всегда должны быть меньше объема и массы по техническому заданию или, в крайнем случае, равны.

На этом этапе завершается эскизная, или, как говорят еще, прикидочная разработка РЭС по модулям.

6.4. Кабельные и контактные соединения (разъемы)

Электрическая коммутация модулей всех структурных уровней осуществляется при помощи проводов и кабелей, обладающих большой гибкостью, а следовательно, имеющих малую собственную частоту колебаний. При вибрационных, ударных и др. воздействиях они деформируются, подвергаясь растяжению, кручению и изгибу. Эти и другие факторы вызывают появление шумов за счет кабельного эффекта, усталостных разрушений в местах пайки и соединений, наведение ЭДС в результате электромагнитной индукции.

На рис. 6.3 схематично изображен коаксиальный кабель. Вследствие недостаточной адгезии диэлектрический слой под влиянием МФ в отдельных местах может отделиться от проводника. На внутренней поверхности изолирующего слоя при трении возникают электростатические заряды, которые вызывают соответствующее напряжение в проводнике. Оно достигает значений десятков милливольт и существует до тех пор, пока заряды в отсутствие МФ не "стекут" по проводнику. Таким образом, кабельный эффект появляется на деформированных участках проводников за счет наведенной ЭДС и возникающего при этом напряжения виброшума с частотой МВ.

Чтобы уменьшить влияние этого эффекта на внутреннюю, а иногда и наружную поверхности диэлектрика наносят специальный графитополупроводниковый слой, способствующий "стеканию" электрических зарядов. Напряжение виброшума для таких антивибрационных кабелей значительно ниже чем для обычных.

Влияние МФ на провода и кабели можно уменьшить, применив бандажирование, резиновые втулки, вставки и т.п. (см. 4.2).

Малое переходное сопротивление, стабильность и износоустойчивость, зависящие, в первую очередь, от контактного усилия F_k - основные требования к контактному соединению (рис. 6.4).

По функциональному признаку контактные устройства подразделяют на разъемные и неразъемные, скользящие и разрывные. Первые применяют для электрической коммутации модулей всех структурных уровней.

Выбрав материал контактов из условия обеспечения необходимой активной составляющей переходного сопротивления R_{II} или из эргономических требований определения приемлемого усилия сочленения соединителей, находят расчетное значение F_{kp} :

$$F_{kp} = \left(c \rho_{II} H_B^2 R^{-1} \right)^{\frac{1}{b}}, \quad (6.20)$$

где c - коэффициент, учитывающий способ и чистоту обработки и состояние поверхностей контактных элементов: для очень грубо обработанных поверхностей $c = 3$, грубо - $c = 2$ и чисто - $c = 1$; H_B - твердость по Бринеллю, выбирается по более мягкому контактирующему материалу; b - коэффициент, зависящий от характера деформации, вида и формы контактной площадки: при нагрузке ниже предела упругости $b = 0,33$, для линейного контакта - $b = 0,5 \dots 0,7$, для плоского контакта - $b = 2$, при наличии оксидной пленки $b = 0,7 \dots 1,0$; $\rho_{II} = \frac{\rho_1 + \rho_2}{2}$ - приведенное удельное сопротивление материалов, из которых выполнены контактные элементы.

Полученное расчетное значение контактного усилия F_{kp} уточняют по формуле

$$F_k = F_{kp} k_1 k_2 k_3 k_4. \quad (6.21)$$

В (6.21) $k_1=1,5...3,0$ - коэффициент, учитывающий износ и релаксацию материала контактных пар, $k_2=1,1..1,3$ - коэффициент, характеризующий предельные отклонения размеров, которые назначаются на детали конструкции; $k_3=1,2..1,3$ - коэффициент, связанный со статической и динамической нестабильностью переходного сопротивления R_{II} ; $k_4=1,0..5,0$ - коэффициент, определяющий частоту тока, протекающего в коммутируемой электрической цепи, увеличивается с ростом частоты, например, при $f=0...2$ кГц $k_4=1$, а при $f=5...10$ кГц - $k_4=5$.

В электрических разъемах линейного типа, предназначенных для подключения ПП, усилие создается за счет упругой деформации изогнутой проводящей пластины, контактирующей с поверхностью из того же материала (рис. 6.5). При отсутствии в области контакта загрязняющих пленок величину F_k можно приближенно оценить, пользуясь (6.22):

$$F_k \approx 9,4 \cdot 10^{-2} \frac{r}{E} \left(\frac{\rho}{R_n} \right)^3 \quad (6.22)$$

(r - радиус кривизны упругой пластины).

Динамические нагрузки нарушают электрический контакт в соединениях, вызывают появление шумов и других помех, приводят к отказам ЭС. С увеличением F_k возрастает сила, необходимая для разъединения контактных пар или смещения скользящего контакта, а также увеличивается их износ. Следовательно, значение F_k надо поддерживать на определенном уровне, не превышающем величины, соответствующей допускаемому переходному сопротивлению $R_{II}=(0,01...0,02)$ Ом.

Одной из основных причин возбуждения шумов в ЭУ является появление зазоров в соединениях. Например, если электрический контакт достигается за счет сил упругости пружинной шайбы и винта, то при циклических нагрузках

эти элементы могут деформироваться. Возникающие зазоры резко изменяют сопротивление току, протекающему через соединение, особенно при наличии оксидной пленки на контактирующих поверхностях. Под влиянием МФ может меняться переходное сопротивление контактных лепестков, контактов заземляющих шин и т.д.

При МВ возникающие в контактных устройствах инерционные силы $\vec{\Phi}$ изменяют или даже полностью компенсируют усилие F_k (рис. 6.4). В результате величина переходного сопротивления в соединении меняется, что вызывает колебания протекающего тока, искажение сигналов, появление шумов и т.п. Это явление - динамическая неустойчивость, которой подвержены все контактные устройства, в особенности с пружинными элементами: разъемы, реле, переключатели, переменные резисторы, вариометры со скользящими контактами и т.д.

6.5. Защита модулей второго порядка от дестабилизирующих механических факторов

Виброизоляция - эффективный способ повышения надежности РЭС, функционирующего в условиях интенсивных МФ. В этом случае энергия колебаний поглощается (рассеивается) специальными устройствами - виброизоляторами.

Как видно из рис. 3.13, виброизоляция осуществима, когда $\nu > \sqrt{2}$, причем с увеличением ν эффективность ее повышается: коэффициент β , уменьшаясь, асимптотически приближается к оси абсцисс (см. 3.7).

Эффективность виброизоляции (КПД) находят согласно выражению

$$\lambda = (1 - \beta) \cdot 100 \%, \quad (6.23)$$

где β - коэффициент виброизоляции, вычисляется в соответствии с (3.32) и (3.33).

При безразмерной частоте $\nu=2,5$, коэффициенте механических потерь $\gamma=0$ эффективность изоляции $\lambda=81\%$. Для значений ν , равных 3, 4 и 5, - соответственно 87,5%, 93% и 96%. Начиная с $\nu \geq 5$, КПД виброзащиты не повышается, даже если выполнить упругую подвеску более "мягкой". Такой вывод имеет практическое значение: себестоимость и габаритные размеры изолирующей подвески увеличиваются с уменьшением жесткости.

6.5.1. Требования к виброизоляторам

Требования, предъявляемые к виброизоляторам, определяются условиями эксплуатации ЭС на носителе. Неправильная установка и использование их может принести больше вреда, чем вибрация, действующая на незащищенное изделие. Поэтому важно знать ТУ - динамические, климатические и конструктивные, чтобы правильно выбрать оптимальные характеристики изоляторов.

ВУ должны обеспечивать надежную защиту ЭС от влияния МФ при определенных условиях окружающей среды, например, при температуре от 213 до 373°К, атмосферном давлении $6,7 \cdot 10^2$ Па, относительной влажности 98%, действии морского тумана, инея, росы, пыли, плесневых грибков и паров горючесмазочных материалов.

Виброизоляторы, удовлетворяя требованиям механической прочности, должны выдерживать:

воздействие вибрации в заданном диапазоне частот в течение гарантийного срока службы;

резонансную частоту при ограниченной амплитуде смещения;

ударные нагрузки с ускорениями до 15 g и длительностью импульса до 0,1 с;

линейные перегрузки до 10 g;

действие акустического шума в интервале до 10 кГц при уровне до 140 дБ.

Изоляторы также должны:

функционировать в опорной, подвесной и направленной под углом системе нагружения;

быть технологичными;

иметь минимально возможный вес;

удовлетворять удобству монтажа и условиям конструктивной взаимозаменяемости;

выдерживать срок непрерывной работы не менее 2000 часов.

Различают виброизоляторы низкочастотные (НЧ), среднечастотные (СЧ) и высокочастотные (ВЧ). Собственные частоты колебаний НЧ устройств, нагруженных номинально в осевом направлении, не должны превышать 4 Гц, СЧ - 8 ... 12 Гц и ВЧ - 20 ... 30 Гц. Первые изолируют частоты возмущающих колебаний, лежащие в промежутке 5 ... 600 Гц, вторые - в пределах 15 ... 600 Гц и последние - в диапазоне 35 ... 2000 Гц.

Между изоляторами, защищающими от вибрации, и устройствами, предохраняющими от ударов, есть различие. Поэтому при защите от вибрации в большинстве случаев применяют СЧ виброизоляторы, в то же время как для изоляции ударов - ВЧ изоляторы.

Однако чаще всего ЭС подвергаются одновременному влиянию вибраций и ударов. При сравнительно слабой вибрации и частых ударах надо применять противоударные виброизоляторы. Когда преобладают вибрации с довольно редкими ударами, используют виброизолирующие устройства. Отметим, что конструкции, защищенные от вибраций, довольно легко воспринимают одиночные удары, в то время как предохраняемые от ударов не выдерживают вибрации. Этим и объясняется использование для защиты преимущественно виброизолирующих изоляторов.

Кроме перечисленных требований к виброизолирующим устройствам, предъявляются дополнительные, зависящие от категории РЭС. Так, виброизоляторы корабельных ЭУ, в частности, должны обеспечить:

повышенную прочность их по всем направлениям действующих нагрузок;

возможность установки ЭС на подвеске в любых требуемых положениях и предотвращения срыва с виброизоляторов при резких кренах корабля;

достаточное демпфирование для быстрого гашения собственных колебаний и др.

Ходовая вибрация на кораблях определяется числом оборотов главного вала, вала двигателя и количеством лопастей гребного винта. Очевидно, что действующие механические нагрузки зависят от места размещения изделия на судне и должны задаваться отдельно.

На летательных аппаратах при нормальной эксплуатации ЭУ ударные ускорения не превышают 12 g, достигая таких значений лишь в исключительных случаях, например при вынужденной посадке. Общая продолжительность их действия при взлете и посадке составляет не более 10% всего времени эксплуатации, т.е. в основном необходимо учитывать вибрации, вызываемые работой двигателей, с амплитудами до $1 \cdot 10^{-3}$ м. Они имеют характер широкополосных колебаний, действующих по всем направлениям с одинаковой интенсивностью, обычно не превышая 2 g. Поэтому виброизоляторы самолетных ЭС должны:

защищать их от отдельных ударов с максимальным ускорением до 12 g (взлетно-посадочный режим) и работать в условиях однонаправленных линейных ускорений (стартовый режим эволюции и т.д.) с наибольшими значениями 8 g ... - 3 g;

иметь высокую прочность, чтобы сохранять РЭС от действия перегрузок в течение всего срока службы;

быстро гасить собственные колебания изолированной конструкции, возникающие при толчках, а также резонансные при периодическом возбуждении.

На вертолетах вибрации вызываются работой двигателей, редукторами, карданными передачами и основным ротором, создающим вибрации с частотами, кратными частоте его вращения и числу лопастей несущих

плоскостей. Колебания, вызываемые хвостовым ротором, обычно невелики вследствие значительного демпфирования.

ЭС, установленные на управляемых снарядах или ракетах, в условиях полета подвергаются действию широкополосной вибрации, сопровождаемой значительными ударными и линейными перегрузками, а также акустическими шумами. Их источниками являются работа маршевых двигателей и ускорителей, внезапное отключение последних, аэродинамические силы, возникающие при прохождении плотных слоев атмосферы (атмосферная турбулентность), отделение отработавших ступеней ракеты, сопровождаемое скачкообразным изменением частоты (в процессе сгорания топлива она изменяется плавно). Перечисленные МФ действуют, в основном, на начальных участках полета и распространяются по корпусу ракеты в виде поперечных волн обшивки с достаточно большой амплитудой, причем ускорения, передаваемые на конструкцию, могут достигать нескольких десятков g .

Подобное сочетание значительной линейной перегрузки с интенсивной вибрацией предъявляют особые требования к виброизоляторам. Во время действия линейных ускорений они должны сохранять характеристики такими же, как и при их отсутствии, без разрушения выдерживать определенную осадку ("статическую" деформацию), вызываемую ими.

Характер изменения линейных перегрузок и время их действия различны и зависят от назначения ракеты. Наиболее важными в работе таких виброизоляторов считают три периода:

режим старта, когда линейные ускорения дополнительно нагружают изоляторы, работающие в этот момент с перегрузкой;

режим, соответствующий отключению стартовых двигателей, когда снимаются перегрузки и устройства, мгновенно расходуя накопленную в них потенциальную энергию, могут вызвать опасные для защищаемого модуля удар

и, наконец, режим торможения (спуска), который сопровождается приложением к виброизоляторам значительных линейных ускорений, чаще всего принимаемых постоянными или изменяющимися во времени.

При этом надо знать, что виброизоляторы подвергаются МВ как в направлении движения ракеты, так и перпендикулярном ему.

Виброизолирующая подвеска ракетных РЭС должна быть механически прочной и устойчивой при воздействии не только механических, но и климатических факторов, допускать значительную упругую деформацию ($1,0 \cdot 10^{-3} \dots 1,2 \cdot 10^{-3}$ м) без существенного изменения характеристик. При больших перегрузках для предохранения от соударений с жесткими частями ракеты и соседними модулями необходимо предусматривать зазоры, которые определяются возможной деформацией деталей конструкции. Все подводки к ЭС должны быть достаточно гибкими, чтобы не ограничивать его "ход" на виброизоляторах.

6.5.2. Характеристики виброизоляторов

Основные характеристики виброизоляторов - жесткость, номинальная нагрузка, интервал собственных частот, коэффициент виброизоляции, относительный коэффициент демпфирования, допускаемые условия эксплуатации, гарантированная наработка, масса и габариты.

Конструкция изолятора обязательно включает упругий элемент определенной жесткости, обеспечивающий условие $\nu > \sqrt{2}$, элементы внешнего оформления, служащие для его крепления, а также детали и узлы, которые создают демпфирование.

Виброизоляторы с упругим элементом из резины конструктивно проще, но они обладают меньшей прочностью, подвержены старению, а их параметры существенно зависят от температуры. ВУ с упругими пружинными элементами намного сложнее, прочнее и долговечнее, отличаются большей стабильностью при влиянии климатических факторов.

Рассеяние (поглощение) энергии механических колебаний происходит за счет внутреннего трения в процессе деформирования элемента или за счет специального устройства, обеспечивающего вязкое (воздушное) или сухое (фрикционное) трение. Перспективны изоляторы, в которых в качестве упругого элемента используются полимеры с большим внутренним трением.

В настоящее время широко применяются резинометаллические, пружинные с воздушным и фрикционным демпфированием, цельнометаллические и специальные виброизоляторы.

Виброизоляторы АП (пластинчатые), АЧ (чашечные), АР (рожковые), АН (стерженьковые), АКСС (корабельные сварные со страховкой) относят к первой группе; АД - ко второй; АФД, АПН (пространственного нагружения), АПНМ - к третьей; ДК, АРМ (с регулируемой резонансной частотой), АЦП (цельнометаллический) - к четвертой.

Рассмотрим некоторые типы ВУ, представляющие различные группы.

Резинометаллический виброизолятор пластинчатый типа АП (рис. 6.6) при номинальной нагрузке 4,4 ... 154 Н характеризуется собственной частотой колебаний в вертикальном направлении 15 ... 20 Гц и в горизонтальном - 30 ... 35 Гц. Защищаемый модуль монтируют одной опорой в центральное отверстие, а изолятор закрепляют по четырем боковым отверстиям. Рабочий температурный режим - 228°К ... 353°К. Устройства применяют, начиная с 25 Гц, при амплитуде вибрации не более $1,2 \cdot 10^{-3}$ м.

Виброизоляторы типа АД (рис. 6.7) в качестве упругого элемента имеют пружину экспоненциального профиля, которая обеспечивает равночастотность вдоль главной оси при МВ. Для демпфирования колебаний используется резиновый баллон: при деформации пружины воздух проходит через калиброванное отверстие, создавая сопротивление, примерно пропорциональное скорости движения. При низких температурах и малом давлении воздуха демпфирование обеспечивается за счет сопротивления резины изгибу. Собственная частота рассматриваемых ВУ - 8 ... 10 Гц.

Предназначены для нагрузок от 3,0 до 150 Н, действующих вдоль оси пружины. Защита начинается с 12 Гц при амплитуде вибрации до $(0,5 \dots 1,5) \cdot 10^{-3}$ м (в зависимости от номера серии). Интервал рабочих температур - 213°К ... 353°К, коэффициент демпфирования $\delta_0 = 0,06 \dots 0,12$ при $T = 293^\circ\text{К}$ и достигает значения $\delta_0 = 0,5$ при 213°К. Эти изоляторы вполне удовлетворительно противостоят ударам.

ВУ с фрикционным демпфированием типа АПН (рис. 6.8) рассчитаны на номинальную нагрузку 4,9 ... 150 Н при собственной частоте колебаний 15 ... 20 Гц в вертикальном и 25 ... 30 Гц в горизонтальном направлениях. Виброзащита начинается с 30 Гц для вертикальных и 45 Гц для горизонтальных вибраций. Противостоят ударным нагрузкам до 10 g и линейным ускорениям до 9 g в вертикальном направлении. Рабочий температурный интервал - 213°К ... 423°К. Предназначены для защиты авиационных ЭС.

Упругий элемент цельнометаллического виброизолятора (рис. 6.9) состоит из пружины, навитой на цилиндрический массив из металлической путанки. Рассчитан на номинальную осевую нагрузку 4,9 ... 294 Н при собственных частотах в пределах 8 ... 10 Гц.

В последнее время для защиты приборного оборудования стали применять цельнометаллические виброизоляторы втулочно-сетчатые АВС, пружинно-сетчатые АПС, тросовые Г-образные АТГ, тросовые цилиндрические АТЦ, а также резинометаллические АРМД. Все они обладают высокой надежностью и значительным демпфированием, обеспечивая в некоторых случаях полное отсутствие резонанса и оптимальную эффективность подвески. Цельнометаллические ВУ относят к числу нелинейных, а резинометаллические - к линейным. К положительным качествам конструкции изолятора типа АРМД следует отнести наличие страховки от срыва изделия при его разрушении, а также возможность изменять величину демпфирования, т.е. "настраивать" на рациональный режим функционирования.

При использовании виброизоляторов, имеющих линейные характеристики и постоянное весьма незначительное демпфирование (типа АП, АЧ, АКСС, АН, АО и др.), параметры подвески можно считать одними и теми же как при действии линейных ускорений, так и при их отсутствии, что значительно упрощает расчет.

6.5.3. Схемы расположения виброизоляторов

ВУ преимущественно размещаются относительно центра масс (ЦМ) модуля с учетом не только особенностей расположения его на носителе, но и характера динамических воздействий. В практике применяют различные варианты расположения изоляторов, и каждый из них имеет как преимущества, так и определенные недостатки.

Чаще всего используют наиболее простую схему монтажа, показанную на рис. 6.10, а. В ней надо предусматривать достаточный зазор между защищаемым модулем и смежными конструкциями, чтобы избежать соударения при боковых нагрузках. Аналогичные последствия вызывает несовпадение ЦМ изделия с центром жесткости (ЦЖ) подвески. ЦЖ - точка приложения результирующей сил опорных реакций.

На носителях с реактивной тягой в условиях пространственного нагружения целесообразно применить вариант, изображенный на рис. 6.10, б, позволяющий уменьшить колебания по горизонтальным осям.

Наиболее оптимальным считается такое расположение ВУ, при котором их расстояния от ЦМ равны радиусу инерции. Однако это удается не всегда: связано с увеличением габаритов системы. При установке на наклонной плоскости (рис. 6.10, в), проходящей через ЦМ, на расстояниях, равных радиусу инерции, устойчивость подвески возрастает, правда, увеличиваются габариты такого монтажа.

При защите модулей, у которых отношение высоты и ширины больше двух, чаще всего используется вариант монтажа изоляторов в двух

горизонтальных плоскостях (рис. 6.10, г). Установка их в верхней плоскости обеспечивает дополнительные точки опоры, однако при несимметричном расположении относительно ЦМ возникают связанные собственные колебания.

Более полная защита от влияния МФ достигается при двусторонней схеме монтажа (рис. 6.10, д). Так как ВУ предварительно нагружены, то это делает систему жестче, т.е. ее собственные частоты колебаний сдвигаются в область более высоких значений.

Для исключения пространственных вибраций наиболее пригодным является монтаж под углом к осям симметрии модуля (рис. 6.10, е). Надо заметить, что даже при незначительном нарушении симметрии появляются все шесть связанных собственных частот колебаний. Когда ЦЖ совпадает с ЦМ модуля, действующие силы уравниваются, а крутильные колебания будут невелики. Этому условию удовлетворяет схема, приведенная на рис. 6.10, ж.

В последнее время стали применять виброизолирующие основания, т.е. промежуточные конструкции для установки на них различных типовых модулей РЭС. При разработке таких рам учитываются как условия эксплуатации ЭС, так и характеристики применяемых различных типоразмеров изоляторов, рассчитанных на широкий диапазон номинальных нагрузок.

В ряде случаев, например в КА, ЭС komponуют без ВУ: нагрузки настолько велики, что в этих условиях они практически не работоспособны. Устойчивость к МВ достигается за счет прочности и жесткости.

6.5.4. Статический расчет системы виброизоляции

Разрабатывая виброизоляционную подвеску, придерживаются примерно такой последовательности:

учитывая допускаемые механические нагрузки и условия эксплуатации ЭС, выбирают тип виброизоляторов и схему их монтажа исходя их особенностей расположения модуля на носителе и характера МВ;

выполняют статический расчет подвески;

по результатам последнего определяют конкретный типоразмер изоляторов;

проводят динамический расчет изолирующей подвески.

Основные исходные данные для статического расчета:

параметры внешних и внутренних МВ;

условия эксплуатации ЭУ на носителе;

вес модуля, а также его габаритные и присоединительные размеры;

допускаемые уровни МФ для защищаемого изделия;

характеристики применяемых ВУ.

Статический расчет изолирующей подвески рассмотрим на примере схемы нижнего монтажа (см. рис. 6.10, а).

Начало прямоугольной системы координат, оси которой направлены вдоль главных центральных осей инерции модуля, совмещают с его ЦМ. Согласно (6.24) вычисляют координаты проекции ЦМ на плоскость O_{xy} :

$$\left. \begin{aligned} x_0 &= \frac{1}{m} \sum_{j=1}^n x_j m_j, \\ y_0 &= \frac{1}{m} \sum_{j=1}^n y_j m_j, \end{aligned} \right\} \quad (6.24)$$

где x_j, y_j - координаты проекции ЦМ j -го конструктивного элемента массой

m_j на плоскость O_{xy} , м; $m = \sum_{j=1}^n m_j$ - масса РЭС, кг; n - число конструктивных компонентов.

Однонаправленная схема нагружения имеет место, когда реакции всех изоляторов направлены параллельно линии действия силы тяжести блока, имеет место однонаправленная схема нагружения (см. рис. 6.10, а, б, в, г, д).

Для ее реализации надо выполнить следующие условия:

одно из главных направлений каждого ВУ направить параллельно линии действия статической нагрузки;

защищаемый модуль установить в положении равновесия без перекосов.

Выполнение первого условия достигается путем соответствующего расположения изоляторов, а второго - выравниванием подвески при монтаже с помощью нивелирующих прокладок.

В зависимости от схемы размещения и числа N виброизоляторов различают статически определимые и неопределимые системы. Система статически определима при $N=3$, если изоляторы не расположены на одной прямой. В этом случае реакции определяются однозначно из трех уравнений статики. При $N > 3$ подвеска статически не определима: для вычисления опорных реакций надо вводить дополнительные условия или задавать $N-3$ реакции и оставшиеся три находить из уравнений статики.

Так, для системы виброизоляции, состоящей из четырех расположенных в горизонтальной плоскости ВУ (рис. 6.11), уравнения принимают вид

$$\sum R_j = mg, \quad \sum R_j x_j = 0, \quad \sum R_j y_j = 0, \quad \sum R_j x_j y_j = 0, \quad (6.25)$$

где R_j - опорная реакция j -го изолятора, Н; $j=1,2,3,4$; x_j, y_j - координаты j -го ВУ, м; mg - вес модуля, Н.

Систему линейных уравнений (6.25) запишем в матричной форме

$$X \cdot R = B \quad (6.26)$$

Здесь

$$X = \begin{bmatrix} 1 & 1 & 1 & 1 \\ x_1 & x_2 & x_3 & x_4 \\ y_1 & y_2 & y_3 & y_4 \\ x_1 y_1 & x_2 y_2 & x_3 y_3 & x_4 y_4 \end{bmatrix}, \quad R = \begin{bmatrix} R_1 \\ R_2 \\ R_3 \\ R_4 \end{bmatrix}, \quad B = \begin{bmatrix} mg \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}.$$

Определитель D матрицы X представим в виде суммы алгебраических дополнений:

$$D = \sum_{j=1}^4 D_{1j}, \quad (6.27)$$

где

$$D_{1j} = (-1)^{1+j} M_{1j}$$

(M_{1j} - минор, соответствующий 1 j -му элементу).

Значения D_{1j} равны:

$$\left. \begin{aligned} D_{11} &= x_2 x_4 y_3 (y_4 - y_2) + x_2 x_3 y_4 (y_2 - y_3) + x_3 x_4 y_2 (y_3 - y_4); \\ D_{12} &= x_1 x_4 y_3 (y_1 - y_4) + x_1 x_3 y_4 (y_3 - y_1) + x_3 x_4 y_1 (y_4 - y_3); \\ D_{13} &= x_1 x_4 y_2 (y_4 - y_1) + x_1 x_2 y_4 (y_1 - y_2) + x_2 x_4 y_1 (y_2 - y_4); \\ D_{14} &= x_1 x_3 y_2 (y_1 - y_3) + x_1 x_2 y_3 (y_2 - y_1) + x_2 x_3 y_1 (y_3 - y_2). \end{aligned} \right\} \quad (6.28)$$

Алгебраические дополнения, соответствующие 1 j -му элементу расширенной матрицы системы

$$\left[\begin{array}{cccc|c} 1 & 1 & 1 & 1 & mg \\ x_1 & x_2 & x_3 & x_4 & 0 \\ y_1 & y_2 & y_3 & y_4 & 0 \\ x_1 y_1 & x_2 y_2 & x_3 y_3 & x_4 y_4 & 0 \end{array} \right],$$

будут выглядеть так:

$$D_{1j}^{\odot} = (-1)^{1+j} D_{1j} \cdot mg.$$

Решая систему (6.25), находим опорные реакции каждого виброизолятора (рис. 6.11):

$$R_j = \frac{D_{1j}^{\odot}}{D} = \frac{D_{1j}}{D} mg \quad (D \neq 0). \quad (6.29)$$

Важно отметить, что все вычисленные реакции должны быть положительны. Это возможно, когда значения D_{1j} и D имеют отрицательные знаки.

Основным критерием оптимального размещения изоляторов при вертикальных МВ является расположение на одной вертикали ЦМ модуля и ЦЖ. Если ВУ смонтированы асимметрично относительно вертикальных

координатных плоскостей, то координаты x_j, y_j точек их крепления должны удовлетворять условиям

$$\sum_{j=1}^4 k_j x_j = 0, \sum_{j=1}^4 k_j y_j = 0 \quad (6.30)$$

(k_j - коэффициент жесткости j -го изолятора, $\text{H} \cdot \text{м}^{-1}$).

Выбрав в соответствии с величиной R_j типоразмер каждого виброизолятора, вычисляем j -ю статическую осадку:

$$\delta_j = \frac{R_j}{k_j}. \quad (6.31)$$

При различных значениях последних производят нивелирование подвески блока с помощью компенсирующих прокладок: их толщину находят как разность осадок по отношению к наибольшей из них.

Напомним, что РЭС на виброизоляторах рассматривают как твердое тело, обладающее шестью степенями свободы, а следовательно, имеющее и столько же собственных частот колебаний. При значительном различии между f_{\min} и f_{\max} трудно избежать резонанса, так как в этом случае вероятность совпадения одной из частот, лежащей в диапазоне эксплуатационных, возрастает. Поэтому, выбирая схему подвески, необходимо сузить до минимума спектр ее собственных частот колебаний.

Придерживаясь рациональной схемы расположения виброизоляторов, конструирование подвески можно упростить, если:

изоляторы равнонагружены, имеют одинаковую жесткость, а реакция каждого равна или несколько ниже номинальной нагрузки;

ЦМ модуля находится в плоскости крепления ВУ и совпадает с ЦЖ;

виброизоляторы крепятся симметрично относительно координатных плоскостей, ЦМ блока совпадает с началом координат, ЦЖ располагается на одной из осей, а расстояние между ЦМ и ЦЖ минимально;

изоляторы размещены симметрично относительно плоскостей, образованных главными осями симметрии, а начало координат совпадает с ЦМ;

ВУ установлены на жестком основании и снивелированы при помощи прокладок;

изоляторы имеют ограничители (страховые элементы), препятствующие отрыву модуля от основания при разрушении их упругих деталей.

6.5.5. Динамический расчет виброизоляционной подвески

Цель динамического расчета подвески на МВ - определение собственных частот колебаний создаваемой системы, параметров ее вынужденных колебаний и эффективности виброизоляции. Чаще всего полагают, что основание, на котором находится защищаемый блок, колеблется вдоль одной оси, например z , т.е. крутильные колебания отсутствуют.

Как видно из рис. 3.13, в первом приближении подвеску можно рассматривать как недемпфированную систему.

Зная массу модуля m и жесткость k_{Σ} виброизоляторов, вычисляют собственную частоту колебаний полученной расчетной модели:

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \left(\frac{k_{\Sigma}}{m} \right)^{\frac{1}{2}}. \quad (6.32)$$

Считается, что надежная эксплуатация ЭС будет обеспечена, если

$$f_{\text{Э}} \geq 25 f_0, \quad (6.33)$$

где $f_{\text{Э}}$ - минимальная собственная частота колебаний элемента, Гц.

Защищая блок от вибраций, изоляторы соединяют параллельно, последовательно или смешанно. В первом случае подвеска делается "жестче", а во втором - "мягче".

При параллельном соединении (рис. 6.12, а) эквивалентная (суммарная) жесткость находится согласно (6.34):

$$k_{\Sigma} = \sum_{j=1}^n k_j, \quad (6.34)$$

при смешанном (рис. 6.12, б) -

$$k_{\Sigma} = \frac{1}{\frac{1}{k_1 + k_2} + \frac{1}{k_3}} \quad (6.35)$$

и, наконец, при последовательном (рис. 6.12, в) -

$$k_{\Sigma} = \frac{1}{\sum_{j=1}^n \frac{1}{k_j}}. \quad (6.36)$$

Аналогично можно определить и эквивалентный коэффициент демпфирования $\delta_{0\Sigma}$.

Присоединение к модулю электрических кабелей, волноводов, трубопроводов, воздухопроводов, вентиляционной системы, заземления и т.п. может значительно увеличить жесткость подвески. Поэтому следует применять эластичные вводы в защищаемый блок и помнить, что все его внешние механические связи не должны превышать 8 ... 10% общей жесткости установленных на нем ВУ.

При определении вынужденных колебаний виброизолируемого изделия надо различать подвески со слабым и сильным демпфированием. Последнее имеет место в устройствах с фрикционным (сухим) трением, предназначенных для функционирования в резонансной области. В первом случае, как уже отмечалось, влиянием демпфирования пренебрегают при расчете зарезонансных режимов, а амплитуду вынужденных колебаний в этой зоне вычисляют, используя (3.29):

$$A_{\text{в}} = A_0 \eta_k = A_0 \eta_c = \frac{A_0}{|1 - \nu^2|}. \quad (6.37)$$

Более точный результат можно получить, находя η_k из (3.27) или (3.28).

Задаваясь значениями текущей частоты из диапазона воздействующих вибраций, строят АЧХ системы и по ней оценивают эффективность подвески. КПД изоляции на определенной частоте получают из (6.23). Чем больше коэффициент λ , тем большая часть энергии механических колебаний поглощается виброизоляторами. Резонансные колебания защищенного модуля не возникнут, если $\lambda \geq 95\%$.

И, наконец, выбранные типоразмеры ВУ проверяют на ударную нагрузку.

Пример 6.1. Обеспечить защиту блока РЭС (масса $m=25\text{кг}$) от МВ при следующих режимах эксплуатации:

интервал рабочих температур $213 \dots 353^\circ\text{K}$;

атмосферное давление $5 \dots 780 \text{ мм рт. ст. } (6,7 \cdot 10^2 \dots 1,04 \cdot 10^4 \text{ Па})$;

относительная влажность до 98% при 313°K в течение 48 часов;

диапазон возбуждающих частот $f_j = 30 \dots 500 \text{ Гц}$;

виброускорение до 10 g ;

ускорение ударного импульса до 10 g при длительности $\tau=12 \text{ мс}$.

Решение. Амплитуду вынужденных колебаний основания в низкочастотном интервале возбуждающих частот найдем из (3.4):

$$A_{0\max} = \frac{n_B}{4f^2} = \frac{10}{4 \cdot 30^2} = 2,77 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

Учитывая условия эксплуатации и значение $A_{0\max}$, выбираем виброизоляторы типа АПН, а исходя из конструктивных возможностей, останавливаемся на схеме нижнего монтажа (см. рис. 6.10, а). Из рис. 6.13 имеем

$$\begin{aligned} x_1 &= 0,2 \text{ м}; & y_1 &= 0,2 \text{ м}; \\ x_2 &= -0,15 \text{ м}; & y_2 &= 0,15 \text{ м}; & z_1 &= z_2 = z_3 = z_4 = 0. \\ x_3 &= -0,1 \text{ м}; & y_3 &= -0,1 \text{ м}; \\ x_4 &= 0,1 \text{ м}; & y_4 &= -0,15 \text{ м}; \end{aligned}$$

Решая систему (6.25), определяем опорные реакции изоляторов. Согласно (6.27) и (6.28) вычисляем алгебраические дополнения D_{1j} и определитель D :

$$\begin{aligned} D_{11} &= x_2 x_4 y_3 (y_4 - y_2) + x_2 x_3 y_4 (y_2 - y_3) + x_3 x_4 y_2 (y_3 - y_4) = \\ &= \{(-1,5) \cdot 1 \cdot (-1) [(-1,5) - 1,5] + (-1,5) \cdot (-1) \cdot (-1,5) [1,5 - (-1)] + (-1) \cdot 1 \cdot 1,5 [(-1) - (-1,5)]\} \cdot 10^{-4} = \\ &= -10,75 \cdot 10^{-4} \text{ м}^4; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} D_{12} &= x_1 x_4 y_3 (y_1 - y_4) + x_1 x_3 y_4 (y_3 - y_1) + x_3 x_4 y_1 (y_4 - y_3) = \\ &= \{2 \cdot 1 \cdot (-1) [2 - (-1,5)] + 2 \cdot (-1) \cdot (-1,5) [(-1) - 2] + (-1) \cdot 1 \cdot 2 [(-1,5) - (-1)]\} \cdot 10^{-4} = \\ &= -15,0 \cdot 10^{-4} \text{ м}^4; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} D_{13} &= x_1 x_4 y_2 (y_4 - y_1) + x_1 x_2 y_4 (y_1 - y_2) + x_2 x_4 y_1 (y_2 - y_4) = \\ &= \{2 \cdot 1 \cdot 1,5 [(-1,5) - 2] + 2 \cdot (-1,5) \cdot (-1,5) (2 - 1,5) + (-1,5) \cdot 1 \cdot 2 [1,5 - (-1,5)]\} \cdot 10^{-4} = \\ &= -17,25 \cdot 10^{-4} \text{ м}^4; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} D_{14} &= x_1 x_3 y_2 (y_1 - y_3) + x_1 x_2 y_3 (y_2 - y_1) + x_2 x_3 y_1 (y_3 - y_2) = \\ &= \{2 \cdot (-1) \cdot 1,5 [2 - (-1)] + 2 \cdot (-1,5) \cdot (-1) (1,5 - 2) + (-1,5) \cdot (-1) \cdot 2 [(-1) - 1,5]\} \cdot 10^{-4} = \\ &= -18,0 \cdot 10^{-4} \text{ м}^4; \end{aligned}$$

$$D = \sum_{j=1}^4 D_{1j} = (-10,75 - 15,0 - 17,25 - 18,0) \cdot 10^{-4} = -61,0 \cdot 10^{-4} \text{ м}^4.$$

Находим статические реакции ВУ в соответствии с (6.29):

$$R_1 = \frac{D_{11}}{D} mg = \frac{-10,75 \cdot 10^{-4}}{-61,0 \cdot 10^{-4}} \cdot 25 \cdot 9,81 = 43,2 \text{ Н};$$

$$R_2 = \frac{D_{12}}{D} mg = \frac{-15,0 \cdot 10^{-4}}{-61,0 \cdot 10^{-4}} \cdot 25 \cdot 9,81 = 60,3 \text{ Н};$$

$$R_3 = \frac{D_{13}}{D} mg = \frac{-17,25 \cdot 10^{-4}}{-61,0 \cdot 10^{-4}} \cdot 25 \cdot 9,81 = 69,35 \text{ Н};$$

$$R_4 = \frac{D_{14}}{D} mg = \frac{-18,0 \cdot 10^{-4}}{-61,0 \cdot 10^{-4}} \cdot 25 \cdot 9,81 = 72,3 \text{ Н}.$$

По этим реакциям выбираем типоразмеры изоляторов (табл. 6.1):

Таблица 6.1

Характеристики виброизоляторов типа АПН

№ изолятора	Типоразмер	Номинальная нагрузка, Н	Коэффициент жесткости, Н·м ⁻¹	Масса, кг
1	АПН-3	19,6 ... 49	$2,25 \cdot 10^4$	0,075
2	АПН-4	39,2 ... 68,7	$3,23 \cdot 10^4$	0,126
3	АПН-5	58,9 ... 98,1	$4,9 \cdot 10^4$	0,135
4				

Условия (6.30)

$$\sum_{j=1}^n k_j x_j = [2,25 \cdot 2 + 3,23 \cdot (-1,5) + 4,9 \cdot (-1) + 4,9 \cdot 1] \cdot 10^4 \cdot 10^{-1} = -3,45 \cdot 10^2 \neq 0,$$

$$\sum_{j=1}^4 k_j y_j = [2,25 \cdot 2 + 3,23 \cdot 1,5 + 4,9 \cdot (-1) + 4,9 \cdot (-1,5)] \cdot 10^4 \cdot 10^{-1} = -2,9 \cdot 10^3 \neq 0$$

не выполняются.

Внесем конструктивные изменения в создаваемую подвеску, уточнив координаты одного из изоляторов:

$$x_1 = 0,141 \text{ м}, \quad y_1 = 0,255 \text{ м}.$$

Выполнив необходимые расчеты, найдем

$$D_{11} = -10,75 \cdot 10^{-4} \text{ м}^4; \quad D_{12} = -11,94 \cdot 10^{-4} \text{ м}^4;$$

$$D_{13} = -16,3 \cdot 10^{-4} \text{ м}^4; \quad D_{14} = -19,3 \cdot 10^{-4} \text{ м}^4;$$

$$D = -58,3 \cdot 10^{-4} \text{ м}^4;$$

$$R_1 = 45,2 \text{ Н}; \quad R_2 = 50,2 \text{ Н}; \quad R_3 = 68,5 \text{ Н}; \quad R_4 = 81,2 \text{ Н}.$$

Теперь условия (6.30)

$$\sum_{j=1}^4 k_j \cdot x_j = [2,25 \cdot 1,41 + 3,23 \cdot (-1,5) + 3,23(-1) + 4,9 \cdot 1] \cdot 10^4 \cdot 10^{-1} = -2,5 \approx 0;$$

$$\sum_{j=1}^4 k_j \cdot y_j = [2,25 \cdot 2,55 + 3,23 \cdot 1,5 + 3,23 \cdot (-1) + 4,9(-1,5)] \cdot 10^4 \cdot 10^{-1} = 2,5 \approx 0$$

выполняются. Это значит, что векторы силы тяжести блока и результирующей опорных реакций располагаются на одной оси. Следовательно, в первой точке разместим ВУ АПН-3, во второй и третьей - АПН-4 и, наконец, в четвертой - АПН-5.

Статические осадки виброизоляторов вычислим по формуле (6.31):

$$\delta_1 = \frac{R_1}{k_1} = \frac{45,2}{2,25 \cdot 10^4} = 2,0 \cdot 10^{-3} \text{ м}; \quad \delta_2 = \frac{R_2}{k_2} = \frac{50,2}{3,23 \cdot 10^4} = 1,55 \cdot 10^{-3} \text{ м};$$

$$\delta_3 = \frac{R_3}{k_3} = \frac{68,5}{3,23 \cdot 10^4} = 2,12 \cdot 10^{-3} \text{ м}; \quad \delta_4 = \frac{R_4}{k_4} = \frac{81,2}{4,9 \cdot 10^4} = 1,66 \cdot 10^{-3} \text{ м}.$$

Так как значения δ_j оказались разными, определим размеры компенсирующих прокладок для обеспечения равнонагруженности ВУ:

$$\delta_3 - \delta_1 = (2,12 - 2,0) \cdot 10^{-3} = 1,2 \cdot 10^{-4} \text{ м};$$

$$\delta_3 - \delta_2 = (2,12 - 1,55) \cdot 10^{-3} = 5,7 \cdot 10^{-4} \text{ м};$$

$$\delta_3 - \delta_4 = (2,12 - 1,66) \cdot 10^{-3} = 4,6 \cdot 10^{-4} \text{ м}.$$

Переходим к динамическому расчету проектируемой подвески. Собственную частоту колебаний системы получим, воспользовавшись (6.32):

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \left(\frac{k_{\Sigma}}{m} \right)^{\frac{1}{2}} = \frac{1}{2\pi} \left[\frac{(2,25 + 2 \cdot 3,23 + 4,9) 10^4}{25} \right]^{\frac{1}{2}} = 11,7 \text{ Гц}.$$

В виброизоляторах типа АПН демпфирование осуществляется фрикционными элементами. Приняв величину коэффициента механических потерь $\gamma = 0,15$, найдем η_k согласно (3.28):

$$\eta_k = \left[\frac{1 + (\gamma \nu)^2}{(1 - \nu^2)^2 + (\gamma \nu)^2} \right]^{\frac{1}{2}} = \left[\frac{1 + (0,5 \cdot 2,56)^2}{(1 - 2,56^2)^2 + (0,15 \cdot 2,56)^2} \right]^{\frac{1}{2}} = 0,19,$$

где $\nu = \frac{f}{f_0} = \frac{30}{11,7} = 2,56$ - коэффициент расстройки.

На низкочастотном участке эксплуатационного диапазона частот максимальная амплитуда вынужденных колебаний подвески будет равна

$$A_{\% \max} = A_{0 \max} \eta_k = 2,77 \cdot 10^{-3} \cdot 0,19 = 5,3 \cdot 10^{-4} \text{ м}$$

при максимальном ускорении

$$a_{\max} = a_0 \cdot \eta_k = n_g g \eta_k = 10 \cdot g \cdot 0,19 = 1,9 g.$$

Это ускорение будет воздействовать на рамку ФЯ через корпус блока.

Качество виброзащиты модуля можно оценить на всем интервале возбуждающих частот, построив график $\beta = \beta(\nu)$ в соответствии с (3.33):

$$\beta = \left[\frac{1 + (\gamma \nu)^2}{(1 - \nu^2)^2 + (\gamma \nu)^2} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (\text{при } \gamma = \text{const}):$$

ν	0	0,5	0,75	1	$\sqrt{2}$	2	2,5	3	4	5
β	1,0	1,33	2,23	6,74	1,0	0,346	0,2	0,137	0,067	0,05

Из рис. 6.14 видно, что защита блока обеспечивается в диапазоне действующих вибраций. На низкочастотном участке КПД подвески составляет

$$\lambda = (1 - \beta) \cdot 100 \% = (1 - 0,19) \cdot 100 \% = 81 \%,$$

т.е. такая эффективность может быть признана вполне удовлетворительной.

Проверим выбранные ВУ на действие ударного импульса полусинусоидальной формы. Имеем:

условная частота импульса -

$$\omega = \frac{\pi}{\tau} = \frac{\pi}{12 \cdot 10^{-3}} = 261,8 \text{ с}^{-1};$$

циклическая частота колебаний системы -

$$\omega_0 = 2 \pi f_0 = 2 \cdot \pi \cdot 11,7 = 73,5 \text{ с}^{-1};$$

коэффициент расстройки -

$$\nu = \frac{\omega}{\omega_0} = \frac{261,8}{73,5} = 3,56.$$

Коэффициент передачи ударного импульса η_y вычислим по формуле (3.65):

$$\eta_y = \frac{2\nu}{|1-\nu^2|} \cos \frac{\pi}{2\nu} = \frac{2 \cdot 3,56}{|1-3,56^2|} \cos \frac{\pi}{2 \cdot 3,56} = 0,55,$$

затем амплитуду ускорения -

$$a_{в max} = A_y \eta_y = 10 \text{ г} \cdot 0,55 = 5,5 \text{ г}$$

и смещение -

$$A_{в max} = \frac{a_{в max}}{\omega_0^2} = \frac{5,5 \cdot 9,81}{73,5^2} = 9,98 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

Как показывают расчеты, в результате действия "мягкого" ударного импульса перемещение модуля меньше конструктивного хода виброизоляторов: $\sim 10 < \sim 11$ мм (АПН-3) и тем более $\sim 10 < \sim 16$ мм (АПН-4, АПН-5).

Рассмотрим действие ударного импульса прямоугольной формы. Получим

$$\eta'_y = 2 \sin \frac{\pi}{2\nu} = 2 \sin \frac{\pi}{2 \cdot 3,56} = 0,854;$$

$$a_{в max} = A_y \cdot \eta'_y = 10 \text{ г} \cdot 0,854 = 8,54 \text{ г};$$

$$A_{в max} = \frac{a_{в max}}{\omega_0^2} = \frac{8,54 \cdot 9,81}{73,5^2} = 15,5 \cdot 10^{-3} \text{ м,}$$

т.е. $15,5 > \sim 11$ мм.

Это значит, что движение деталей изолятора АПН-3 до упора вызовет удар, а АПН-4 и АПН-5 будут "работать" на пределе. Таким образом, виброизоляция модуля при "жестком" ударе длительностью $\tau=12$ мс не достигает цели.

При выборе изоляторов для защиты ЭУ от ударных нагрузок предпочитают более жесткие их разновидности, обеспечивающие значения собственных частот колебаний системы в пределах 25 ... 30 Гц. Низкочастотные ВУ, имеющие меньшую жесткость, ударными воздействиями могут быть доведены до упора и изоляция окажется неэффективной. В этом случае необходимо применить виброизоляторы с упругими ограничителями или с плавной нелинейной характеристикой.

Проектируя систему виброизоляции, всегда следует предусматривать меры, допускающие возможные перемещения деталей и узлов конструкции.

6.5.6 Защита модулей второго порядка от МВ при транспортировке

Защита ЭС от МВ при транспортировке является довольно сложной задачей: трудно учитывать случайные толчки, удары, определяемые профилем дороги, колебания отдельных узлов транспортных средств и т.п. Размещаемые в кузове автомобиля РЭС испытывают преимущественно вертикальные, а перевозимые железнодорожным транспортом - пространственные колебания, причем при трогании, движении и торможении состава амплитуда колебаний примерно одинакова по всем трем координатным осям.

Транспортные средства обычно имеют виброизолирующие звенья - рессоры, которые снижают передачу внешних силовых воздействий от дороги на них. Если собственные частоты колебаний кузовов автомобилей на рессорах достаточно низки (2 ... 5 Гц) в сравнении с частотами МВ от дороги, то при перевозке ЭС нет необходимости применять дополнительные ВУ: достаточно прикрепить их неподвижно к кузову.

Возбуждающие вибрации с частотами от 10 до 300 Гц, передаваемые от двигателя, заметного влияния на перевозимую электронную технику (ЭТ) не оказывают: обычно двигатель виброзащищен и достаточно уравновешен.

Основное влияние оказывают толчки и удары, а также собственные колебания неподрессоренных масс на шинах и рессорах с частотами 6 ... 14 Гц, зависящими от давления в баллонах, жесткости рессор и загрузки кузова. Эти вибрации непрерывно поддерживаются за счет энергии от толчков и ударов, вызываемых неровностями дороги, передаются кузову и ЭУ, причем перегрузки могут достигать (3 ... 4) g.

Если условие изоляции не выполняется, т.е. $v < \sqrt{2}$, то рассматриваемые МВ будут передаваться почти без ослабления кузову с перевозимыми РЭС.

Транспортировка ЭТ осуществляется в специально сконструированных контейнерах, внутри которых всегда имеется виброзащитная упаковка. Наиболее сильные удары случаются при падении ЭС, например, во время погрузочно-разгрузочных работ с высоты 0,3 ... 0,5 м, при этом ударные ускорения могут достигать значений 550 g и выше. Форму импульса и его интенсивность прогнозировать трудно. Полагают, что длительность ударного воздействия составляет несколько миллисекунд и определяется высотой падения, начальной скоростью соударения, ориентацией упакованного изделия в момент удара и свойством поверхности, на которую оно падает.

Для защиты транспортируемых в упаковочной таре РЭС применяют виброизоляционные прокладки (ВП) из различных материалов, пружин или стандартных изоляторов.

Основное назначение прокладки - увеличить время действия импульса и тем самым уменьшить ускорение, передаваемое на модуль. Наибольшую деформацию прокладка испытывает в процессе удара, когда скорость защищаемого ЭУ становится равной нулю.

В настоящее время для изготовления ВП применяют гофрированный картон, пенополистирол, пенополиуретан и др. Их разделяют на упругие и

неупругие. Первые полностью восстанавливают свою форму после снятия ударного импульса, вторые - разового использования (в них наблюдается остаточная деформация).

Для определения оптимальных размеров ВП необходимы следующие исходные данные: величина максимального ударного ускорения, выдерживаемая ЭС без повреждения; предполагаемая высота падения его в упаковке; масса и габаритные параметры конструкции.

Упаковочные прокладки располагают снизу модуля, а если необходимо, то сверху и с боков (рис. 6.15). Их размещают таким образом, чтобы геометрический центр ВП находился на линии действия силы тяжести упаковываемого изделия.

Общая площадь S прокладок для защиты ЭС массы m определяется формулой

$$S = \frac{m g [n_y]}{[\sigma]}, \quad (6.38)$$

где $[n_y]$ - допускаемый коэффициент ударной перегрузки; $[\sigma]$ - допускаемое предельное напряжение материала прокладки, Па; g - ускорение свободного падения, $\text{м} \cdot \text{с}^{-2}$.

Когда расчетное значение S окажется меньше площади опорной поверхности S' изделия, но больше ее половины, т.е.

$$0,5 S' < S < S',$$

прокладку доводят до расчетных размеров с помощью вырезов или изготавливают четыре одинаковые, общая площадь которых равна S , и размещают их по углам опорной плоскости. При $S > S'$ возможны два варианта:

упаковываемое изделие помещают в дополнительный контейнер, площадь опорной поверхности которого равна или больше S ;

выбирают другой материал прокладок.

Учитывая, что деформация прокладки $\Delta h \ll H_0$, найдем величину потенциальной энергии блока, поднятого на высоту H_0 :

$$P = m g H_0 .$$

Если пренебречь потерями на тепловое рассеяние и деформацию корпуса ЭУ, то можно считать, что потенциальная энергия целиком переходит в энергию деформации ВП:

$$P = V P_y = S h P_y ,$$

где V - объем ВП, m^3 ; h - толщина прокладки, м; P_y - удельная энергия деформации, Па.

Предположим, что при ударе прокладка сжимается. В этом случае

$$P_y = \frac{E \varepsilon^2}{2}, \quad \text{относительная деформация } \varepsilon = \frac{\Delta h}{h}, \quad \text{абсолютная}$$

$$\text{деформация } \Delta h = \frac{F h}{E S} .$$

Имеем

$$m g H_0 = S \cdot h \cdot \frac{F^2}{2 E S^2},$$

откуда

$$h = \frac{2 E S m g H_0}{F^2} .$$

Здесь $F = m g \eta_y$ - сила инерции (η_y - коэффициент динамического усиления при ударе).

Если учесть (3.53), то получим $F = m g [n_y]$.

С учетом (6.38) найдем

$$h = \frac{2 E H_0}{[n_y][\sigma]} . \quad (6.39)$$

Размер h проверяют на возможность местного выпучивания:

$$\frac{h}{\sqrt{S}} \leq 1,33. \quad (6.40)$$

Если неравенство (6.40) не выполняется, то выбирают другой материал, повторяя необходимые расчеты.

При длительном хранении РЭС в упакованном виде или длительных перевозках производится проверка свойств ползучести материала прокладок.

6.6 Алгоритм разработки конструкции модуля второго структурного уровня (блока)

При функционально-узловом проектировании РЭС основным модулем является блок, конструирование которого рекомендуется проводить примерно в такой последовательности:

выбрать НК для модулей первого и второго структурных уровней;

уделить особое внимание выбору технологического варианта исполнения НК (литье, сварка и т.п.), марок конструкционных материалов, способов реализации разъемных и неразъемных соединений (винтовые, штыковые, сварные, паяные и т.д.);

для создания блока с минимальной массой НК необходимо:

все детали НК выполнять равнопрочными без большого запаса прочности;

обеспечить высокую жесткость способами, не требующими увеличения массы;

упростить НК до минимального числа элементов;

широко применять легкие сплавы и пластмассы, но не в ущерб жесткости и прочности;

вводить в детали НК отверстия, выемки, проточки и т.п. с целью устранения материала, не несущего нагрузки; для уменьшения опасности усталостного разрушения элементов и узлов следует избегать концентрации напряжений;

использовать технологические способы увеличения жесткости тонколистовых деталей (отбортовка, высадка и т.д.);

применять металлические и неметаллические покрытия, имеющие минимальную массу;

спроектировать элементы крепления и фиксации так, чтобы они обеспечили требуемую надежность соединений при минимальных массогабаритных показателях; для этого необходимо:

решить способы крепления отдельных узлов НК;

выбрать конструкции направляющих, штырей-ловителей и т.д.;

найти варианты крепления, обеспечивающие надежность и простоту эксплуатационного осмотра и ремонта;

сконструировать элементы управления и индикации ЭУ с учетом требований эргономики и технической эстетики;

обеспечить защиту блока от ДФ (механические воздействия, включая транспортировочные, климатические условия и т.д.);

выбрать конструктивные элементы электрического монтажа;

разработать элементы заземления и экранов, а также системы охлаждения;

учесть требования техники безопасности;

применить защитные или защитно-декоративные покрытия;

определить способы маркировки деталей и сборочных единиц;

проанализировать критерии комплексной миниатюризации.

7. Защита НК от влияния внешней агрессивной среды

Действие климатических факторов на конструкционные материалы проявляется, главным образом, в ускорении коррозионных процессов, потере механических и диэлектрических свойств, изменении электропроводности. В связи с этим принимают необходимые меры по обеспечению надежной защиты

РЭС от воздействия влаги, температурных колебаний, солнечной радиации, атмосферного давления, осадков, пыли, плесневых грибков и т.п.

Защита ЭС от перечисленных дестабилизирующих факторов, в частности ее механических узлов и деталей, обеспечивается:

разработкой конструкций с применением материалов, не изменяющих своих свойств при воздействии влаги, изменении давления и температуры, пыли и солнечной радиации;

полной изоляцией узла или блока от внешней среды путем заключения их в герметичный кожух;

покрытием (пропиткой) отдельных узлов и деталей специальными смолами, лаками, металлами или их окислами для снижения вредного воздействия климатических факторов.

Разрушение металлов от коррозии резко снижает качество и срок службы ЭУ. Для защиты поверхности металлических и неметаллических материалов от воздействия внешней агрессивной среды применяют различные покрытия, которые по назначению делят на три группы: защитные, защитно-декоративные и специальные. Первые предназначены для защиты деталей от коррозии, старения, высыхания, гниения и других процессов, вызывающих выход изделия из строя; вторые, кроме защиты, придают деталям эстетический внешний вид; и, наконец, третьи наделяют поверхности деталей особыми свойствами или защищают их от влияния специфических сред.

По способу получения все покрытия делят на металлические и неметаллические. Способы нанесения металлических покрытий - электролитический, химический, анодирования, горячий, диффузионный, металлизационный, конденсационный, контактный, вжигания, катодного распыления и др.

Неметаллические - покрытия лаками, эмалями, грунтовками, а также пластмассами.

Толщина покрытия берется в зависимости от материала покрытия и способа его нанесения: для бронзового, кадмиевого, латунного, никелевого, серебряного, хромового при химическом или электролитическом способах нанесения - 1, 3, 6, 9, 12, 15, 18, 21, 30, 36, 42 и 60 мкм; для золотого, палладиевого, платинового и родиевого, полученных электролитическим способом, - 0,25; 0,5; 1; 2; 3; 4; 5; 6; 9 и 12 мкм. По степени блеска покрытия делят на матовые, блестящие и зеркальные.

Виды дополнительных обработок покрытий: фосфатирование, хромирование, оксидирование, наполнение маслом и т.п.

Электролитический способ нанесения покрытий обеспечивает экономное расходование металла, позволяет получить пленки толщиной от 0,25 до 200 мкм. Недостатки:

трудности в получении равномерного по всей поверхности слоя для сложных деталей и пористость никелевых и хромовых покрытий;

не рекомендуется производить гальванические покрытия узлов, имеющих резьбовые соединения, заклепочные швы и швы от точечной сварки, так как после промывки электролит удаляется с трудом, а это может привести к коррозионному разрушению.

Оксидирование - процесс создания окисной пленки исходного металла на поверхности детали. Анодирование - образование тонкой оксидной пленки на алюминии, меди, магнии и их сплавах электрохимическим способом. Размеры деталей при оксидировании практически не меняются: толщина оксидной пленки обычно не более одного или нескольких микрон. Защитные свойства от коррозии относительно невысоки, более того, вследствие хрупкости пленки анодированные детали не должны подвергаться пластическим деформациям, а также ударным нагрузкам. Анодированная поверхность не электропроводна, хорошо окрашивается органическими красителями в любой цвет.

Фосфатирование применяют для получения шероховатой поверхности, обладающей прочной адгезией с целью обеспечения сцепления грунта (для

красок, лаков и смазок) с основным металлом. Фосфорная пленка не электропроводна, не паяется и не выдерживает ударов.

Азотирование состоит в насыщении поверхности стальных деталей азотом (при 773 ... 873°К). Этой операции подвергаются детали из малоуглеродистой стали, работающие при наличии смазки (оси, втулки, зубчатые колеса и др.).

При выборе типа покрытия следует учитывать условия эксплуатации, свойства и назначение его, материал, шероховатость поверхности и способ нанесения.

Основные виды металлических покрытий, назначение и область применения, а также некоторые их свойства рассматриваются ниже [16].

Цинковое покрытие защищает от коррозии корпуса, крышки, панели, каркасы, крепежные детали, дает возможность получить светопоглощающую поверхность. Хрупкое при температуре выше 523 и ниже 343°К. Толщина покрытия - 6 ... 30 мкм, шероховатость поверхности - R_z 40. Свежеосажденное покрытие хорошо паяется с бескислотными флюсами; характеризуется прочным сцеплением с основным металлом, выдерживает изгибы, развальцовку и плохо запрессовку. Непригодно для изделий, работающих в условиях трения. Цинковые покрытия неустойчивы при контакте с деревянными деталями, пропитанными олифой или растительными маслами. Они более стойки чем кадмиевые, в среде, насыщенной промышленными газами. Для повышения их защитных свойств применяют дополнительную окраску лаками и эмалями.

Кадмиевое покрытие применяют для защиты от коррозии корпусов, крышек, каркасов, панелей, экранов и т.п. в морских условиях. Толщина - 6 ... 30 мкм, шероховатость поверхности - R_z 40. Свежеосажденное покрытие хорошо паяется с бескислотными флюсами; характеризуется прочным сцеплением с основным металлом, высокой пластичностью и эластичностью при развальцовке, штамповке и протяжке, высокими антифрикционными свойствами, устойчивостью в среде морских испарений, туманов, морской воды

и щелочных растворов, неустойчиво в атмосфере, загрязненной сернистыми газами, продуктами испарения органических веществ и в присутствии деталей, пропитанных олифой или растительными маслами. Покрытие не является износостойчивым, поэтому для повышения защитных свойств применяют дополнительную окраску лаками и эмалями.

Продукты коррозии кадмия токсичны.

Никелевое покрытие предохраняет от коррозии экраны, сердечники, корпуса, крепежные детали; придает деталям повышенную отражательную способность; увеличивает твердость элементов, работающих в условиях трения. Толщина - 3 ... 18 мкм, шероховатость поверхности - $R_a 2,5$... $R_a 1,5$. Полученное электролитическим способом легко полируется, при этом не рекомендуется никелировать детали, подлежащие сверлению, развальцовке и клепке; применяется в качестве специального светопоглощающего покрытия. Полученное химическим способом отличается прочным сцеплением с основным металлом, в особенности при термической обработке, высокими антифрикционными качествами, износостойчивостью, свойством осаждаться равномерным слоем на деталях сложной конфигурации. Рекомендуется вместо хромового для прессформ и других трущихся деталей; коррозионно неустойчиво при температурах от 213 до 923°К и при повышенной влажности.

Хромовое покрытие используют для защиты от коррозии с одновременной декоративной отделкой корпусов, ручек, петель и т.д., при этом твердость таких элементов, как оси, втулки, стержни, работающих в условиях трения, увеличивается. Толщина - 9 ... 48 мкм, шероховатость поверхности - $R_a 2,5$... $R_a 1,5$. Характеризуется высокой химической и термической стойкостью, склонностью к пассивированию на воздухе, устойчивостью в условиях тропического климата, однако, склонно к растрескиванию и неравномерному распределению по поверхности. Неустойчиво к воздействию атмосферы, загрязненной галоидно-водородными соединениями. Достаточно

хорошо выдерживает равномерно распределенную нагрузку, но скалывается под действием сосредоточенных ударов; снижает усталостную прочность деталей, изготовленных из стали. Нанесение этого покрытия на сложнопрофилированные детали затруднено вследствие низкой рассеивающей способности хромовых электролитов. Черное с синеватым отливом хромовое покрытие непрочно при работе в условиях трения; применяется в качестве специального светопоглощающего покрытия.

Покрытие оловом и его сплавами улучшает пайку контактов, лепестков, проводов. Толщина - 3 ... 15 мкм, шероховатость поверхности - R_z 40. Этот вид покрытия отличается низкой твердостью, прочным сцеплением с основным металлом, эластичностью, устойчивостью к сероводороду и органическим кислотам, а также к воздействию тропического климата, выдерживает изгибы, вытяжку и развальцовку, сохраняется при свинчивании; применение при низких температурах ограничено; стойко в атмосфере серосодержащих соединений: рекомендуется для деталей, контактирующих со всеми видами пластмасс.

Покрытие сплавом олово-свинец (50% на 50%) характеризуется эластичностью и прочным сцеплением с основным металлом.

Покрытие сплавом олово-висмут рекомендуется применять для улучшения пайки цоколей и деталей, имеющих спай со стеклом, а также в качестве замены серебряного покрытия для целей пайки.

Покрытие сплавом олово-никель отличается износостойкостью, высокой химической стойкостью в условиях повышенной влажности и в атмосфере, содержащей сернистые соединения, а также устойчивостью при воздействии температур до 573°K. Широко применяется для электроконтактных изделий из меди и медных сплавов, к которым предъявляются требования повышенной поверхностной твердости, износостойкости и отсутствия нитевидных кристаллов. Обладает повышенной хрупкостью: не используется для деталей, подвергающимся ударным нагрузкам.

Покрывание серебром и его сплавами улучшает пайку, электропроводность с одновременной защитой от коррозии контактов, пружин, лепестков, крепежных изделий. Толщина - 6 ... 15 мкм, шероховатость поверхности - $R_a 2,5$... $R_a 1,5$. Покрывание, полученное электролитическим способом, отличается высокой коррозионной стойкостью на чистом воздухе и в воде, высокой электро- и теплопроводностью, отражательной способностью (равна 90 ... 95%), прочным сцеплением с основным металлом и свойством паяться с бескислотными флюсами.

Химическое покрывание серебром применяют для нанесения пленки на внутренние поверхности труб и каналов малых сечений, а также на детали сложной конфигурации. Палладирование и родирование повышают износостойчивость и твердость серебра при нанесении тонких слоев, а легирование сурьмой увеличивает их контактное сопротивление (при небольших контактных нагрузках).

По коррозионным свойствам покрывание сплавом серебро-палладий не отличается от покрывания чистым серебром: при трении не образует наплывов, имеет наиболее низкие по абсолютной величине и наиболее стабильные значения усилий сочленения-расчленения в разъемах.

Не допускается покрывать серебром и его сплавами детали, находящиеся в постоянном соприкосновении с материалами, содержащими серу.

Следует помнить, что на поверхностях серебряных, серебряносодержащих покрываний образуются пленки сернистого серебра, которые в два раза мягче серебряного покрывания, легко продавливаются и истираются, разлагаются при температуре 633°К и способствуют повышению переходного сопротивления в 1,5 ... 4 раза (то же при воздействии фенолсодержащих летучих компонентов полимерных материалов).

С целью уменьшения переходных сопротивлений контактов, пружин, лепестков применяют **золотое покрывание** (толщина - 5 ... 21 мкм,

шероховатость поверхности - $R_a 0,32$). Оно отличается высокой химической стойкостью (не окисляется, не тускнеет и сохраняет постоянство электрических параметров при воздействии атмосферы и агрессивных сред), высокой электро- и теплопроводностью, а также обладает хорошим свойством к сварке. На изделия, работающие в условиях трения, рекомендуется наносить золотое покрытие серебром, никелем или кобальтом. Отмеченные покрытия обладают повышенной износостойкостью.

Неметаллические (лакокрасочные) покрытия представляют собой пленку лака (краски), нанесенную в один или несколько слоев на поверхность детали и высушенную при определенном режиме. Лакокрасочное покрытие защищает поверхность детали от коррозии, одновременно придавая ей соответствующий цвет и блеск. Наносится кистью, распылением или окунанием и применяется для окраски корпусов, кожухов, панелей, шкал и т.д.

Основой лакокрасочного покрытия является органическое пленкообразующее вещество и пигмент. Это покрытие долговечнее металлического, однако его не следует применять для деталей, подвергающимся значительным механическим и химическим воздействиям (вибрация, изгиб, пайка, сварка).

Перед нанесением покрытия поверхности металлических элементов обрабатывают по 4 ... 6 классам. Шероховатость лицевых поверхностей деталей, которые предназначены под покрытие эмалями, должна быть не ниже $R_a 1,25$, а под покрытие молотковыми эмалями - не ниже $R_a 2,5$. Для заполнения неровностей и углублений на поверхности изделий (стенки шкафов, корпусов, блоков и т.п.), покрываемых лаком или эмалью, наносят шпаклевку. Последняя должна плотно приставать к грунтовке, шлифоваться, быть достаточно эластичной, не давать трещин.

Для изделий, работающих в легких условиях, чаще всего применяют масляно-эмалевые и нитроэмалевые покрытия, в средних и тяжелых - масляно-эмалевые и перхлорвиниловые (смоляные) эмали.

Отметим, что цвет и интенсивность покрытия вызывают различные физиологические ощущения. Например, синие и зеленые тона успокаивают и вызывают чувство прохлады. Красные, оранжевые и желтые - действуют возбуждающе, вызывая чувство теплоты. Голубые и зеленые - создают ощущение большого пространства, красные и коричневые - наоборот, уменьшают объем помещения и создают определенный уют. Серый цвет считается нейтральным (вызывает наименьшую утомляемость зрения). Таким образом, характер цветового спектра необходимо учитывать при конструировании НК современных РЭС.

8. Конструкционные системы РЭС (ЭВС)

8.1. Типовые НК РЭС (ЭВС)

Типы и основные размеры НК РЭС (ЭВС) устанавливаются ГОСТ 20504-81 в унифицированных типовых конструкциях (УТК), ГОСТ 25122-82 (СТ СЭВ 1628-79) в ЕС ЭВМ, ГОСТ 26204-83 в "Конструкциях и размерах каркасов, предназначенных для средств измерения и автоматизации", ГОСТ 28601.1-90 (СТ СЭВ 834-89), ГОСТ 28601.2-90 (СТ СЭВ 6688-89), ГОСТ 28601.3-90 (СТ СЭВ 6689-89) в системе НК серии 482,6 мм, СТ СЭВ 4919-84 в системе САМАС, рекомендации МЭК (Международная электротехническая комиссия) и документы, разработанные ее техническими комитетами в КС микроЭВМ и др.

В НК РЭС (ЭВС) используется преимущественно метрическая система мер, хотя в ряде стран встречается и дюймовая. Очевидно, что совместимость таких конструкций затрудняется применением модульных систем, построенных на основе размера 482,6 мм (19"), и тем, что этим размером в одних странах обозначают лицевую панель комплектного блока, а в других - его каркас.

Наибольшее распространение за рубежом получили системы ТК САМАС (США-Франция-Канада) и Intermas (Германия). Первая регламентирует способы механического и электрического соединения отдельных модулей, устанавливаемых в каркасы и блоки управления. Минимальная ширина модуля 17,2 мм, высота 221,5 мм, глубина 306 мм (высота и глубина постоянны, а ширина передней панели меняется по модулю 17,2 мм). Блоки, выполняющие различные функции, устанавливаются в отсеки общего стандартного механического каркаса (крейта), внутренняя ширина которого 430 мм, высота 200 мм, глубина 360 ... 525 мм. Комплекс ТК САМАС предназначен для создания информационных систем с цифровой обработкой информации.

В основу всех размеров конструкций Intermas положены размеры 44,45 мм (разграничение панелей по высоте) и 19" (482,6 мм) - ширина лицевой панели, которая может быть набрана из отдельных вставных блоков (шаг по ширине $n \times 5,08$ мм, где $n = 10 \dots 81$). На всех уровнях предусмотрена коммутация электрических сигналов через разъемные контактные соединения. Данная система дает возможность составлять ЭУ любой сложности при высоких конструктивно-технологических и эстетических характеристиках.

8.2. Структура основных размеров НК РЭС (ЭВС)

Ряды чисел основных размеров каждого уровня чаще всего являются арифметическими прогрессиями и характеризуются тем, что модуль ряда, т.е. разность между двумя следующими друг за другом числами, всегда постоянен. При этом ряды чисел одного размера, например, H (B , L) для всех порядков обеспечивают конструктивную совместимость изделий различных уровней благодаря применению единого модуля.

Из определенных членов рядов образуют типоразмеры, а из них создаются конкретные НК или модификации. Оптимальность номенклатуры типоразмеров влияет на технико-экономическую эффективность проектирования, производства и применения РЭС (ЭВС). При составлении

типоразмеров учитываются следующие требования:

- достижения необходимой плотности компоновки;
- выделения модуля составляемого ряда чисел для одного из размеров;
- принятия по возможности оптимальной пропорции (отношения сторон) основного типоразмера, обуславливающей гармонизацию формы НК.

Для установления размеров изделий, отвечающим критериям необходимой совместимости различных их видов, применяют в основном ряды предпочтительных чисел $R5, R10, R20, R40, R80$ и $R160$ (ГОСТ 8032-84). Размеры сторон НК могут изменяться по метрическому или ритмическому соотношениям, прилагаемым ко всем или части сторон изделия.

При метрических зависимостях

$$a_n = a_0 + n \cdot m, \quad (8.1)$$

где a_n - значение n -го размера; a_0 - начальное значение размера данного ряда (высоты H , ширины B , глубины L); n - целое или дробное число, лежащее в основе размерно-параметрического ряда данной ТК и определяющее диапазон изменений размеров в пределах $a_0 \dots a_n$; m - модуль ряда (величина приращения) метрической зависимости. Различные НК проще стыкуются при использовании этого ряда, однако общее число необходимых изделий для обеспечения заданного объема или площади получается со значительной избыточностью в сравнении с их количеством по ритмической зависимости.

Обычно принимают $a_0 = 20 \dots 100$ мм, $n = 4 \dots 24$. Минимальные значения характерны для измерительных приборов, максимальные - для стоек и шкафов. Рекомендуется выбирать a_0 для высоты H , ширины B и глубины L разными. Это дает возможность при минимальном количестве определяющих размеров конструкции получить максимальное разнообразие значений объемов или площадей. Величина m варьирует в интервале $m = 20 \dots 120$ мм. Как и a_0 , значение m целесообразно принимать разным, например, по высоте $m_H = 80$ мм, по ширине $m_B = 20$ мм и по глубине $m_L = 120$ мм. Часто используют

неполный ряд значений, пропуская одно или два и округляя полученные числа до величин, рекомендуемых стандартами.

При ритмическом соотношении

$$a_n = a_0 K_m^n,$$

где a_n - значение n -го размера; a_0 - значение начального размера данного ряда; n - целое (дробное) число, лежащее в основе размерно-параметрического ряда данной ТК и определяющее диапазон изменения размеров в пределах $a_0 \dots a_n$; K_m - коэффициент прогрессии ритмической зависимости, обычно в виде $K_m = \sqrt[n]{10}$.

Значения K_m для различных соотношений чаще всего берутся из рядов предпочтительных чисел $R5$, $R10$ или $R20$, иногда из рядов $E6$ и $E12$.

8.3 Унифицированные типовые конструкции

Рассмотрим систему унифицированных типовых конструкций (УТК-20), применяемую в качестве НК технических средств агрегатных комплексов приборов и средств автоматизации ГСП, в том числе измерительной и вычислительной техники, наладочно-испытательного оборудования для технологических установок. Система УТК-20, построенная исходя из модуля 20 мм, не распространяется на НК ЕС ЭВМ с передней панелью шириной 19", на НК ТС, условия эксплуатации или принцип действия которых исключает возможность их выполнения на ее базе, а также на НК изделий, к которым подводятся токсичные или агрессивные среды.

Конструкции УТК-20 по входимости подразделяют на изделия нулевого, первого, второго и третьего порядков (уровней). Структура системы (рис. 8.1) допускает установку модулей низших уровней в изделия высших порядков без установки в них конструктивных модулей низших уровней.

Входимость модулей нулевого уровня в изделия первого и второго порядков, модулей первого уровня в изделия второго и третьего порядков, а

также модулей второго уровня в изделия третьего порядка в пределах общих для них условных размеров обеспечивается с помощью вспомогательных изделий. Последние являются составными частями модулей первого, второго и третьего порядков соответственно.

Основные номинальные размеры конструктивных модулей определяют исходя из условного размера. Последний представляет размер, из которого выводят номинальные размеры группы изделий всех порядков, и которые обеспечивают входимость модулей низших уровней в модули высших порядков при оптимальном использовании объема.

Условные размеры (в мм) изделий нулевого, первого и второго порядков выбирают из рядов:

по высоте $H = 80; 120; 160; 200; 240; 280;$

по ширине $B = 20; 40; 60; 80; 100; 120; 140; 160; 200; 220; 240; 280; 320; 360; 400;$
 $440; 480;$

по глубине $L = 240; 360; 480.$

Приняв $m_H = 40$ мм, $m_B = 20$ мм, $m_L = 120$ мм и воспользовавшись (8.1), ряды представим в следующем виде:

$$\left. \begin{aligned} H &= 80 + 40 \cdot n_H, \\ B &= 20 + 20 \cdot n_B, \\ L &= 240 + 120 \cdot n_L, \end{aligned} \right\} \quad (8.3)$$

где $n_H = 0, 1, 2, \dots, 5$; $n_B = 0, 1, 2, \dots, 11, 13, 15, 17, 19, 21, 23$ (размер B при $n_B = 8$ не применяется); $n_L = 0, 1, 2.$

В качестве исходного размера ГОСТ 20504-81 устанавливает условный размер B модуля второго порядка, совпадающий с номинальным размером и равный 480 мм.

Наружные (внутренние) номинальные размеры обозначаются буквами $H(h)$, $B(b)$, L с индексами 0, 1, 2, 3, которые указывают на принадлежность размера изделию соответствующего порядка.

Номинальные наружные (внутренние) размеры модулей нулевого, первого и второго порядков определяют уменьшением условных размеров на значение, обеспечивающее их конструктивную входимость. При этом все номинальные размеры изделий, связанных взаимной входимостью по высоте (ширине, глубине), необходимо определять из одного условного номинального размера.

Как уже отмечалось, ТК ТС РЭС (ЭВС) служат для механического крепления и электрической коммутации входящих в них модулей предыдущих порядков. Такая конструкция включает:

НК, предназначенные для размещения и защиты от дестабилизирующих факторов изделий, принадлежащих данной сборочной единице;

элементы крепления, стыковки и расстыковки НК с конструктивным модулем следующего порядка;

детали крепления и фиксации элементов, которые вошли в НК;

элементы внутренней и внешней электрической коммутации;

лицевую панель;

элементы индикации и контроля.

8.3.1. Монтажная подвижная плата

В системе УТК-20 основной конструктивных модулей низших иерархических уровней служит монтажная подвижная плата (МВП), имеющая нулевой порядок и используемая для размещения ЭРЭ, в том числе ИС, объединения их электрическими и другими связями и подсоединения к внешним цепям. В системе ЕС ЭВМ ей соответствует ТЭЗ, в комплексе УТК-ТЭК, а в САМАС - блок элементов.

Размеры МВП устанавливаются из условия их монтажа в модули первого и второго порядков с лицевой стороны в вертикальном положении (стандарт не регламентирует размеры изделий нулевого уровня, используемых для других способов установки).

МВП реализуется в двух исполнениях, причем в первом (рис. 8.2) допускаются варианты 1.1 и 1.2. На рис. 8.2 и рис. 8.3: *A* - зона размещения

печатной вставки; B - зона размещения накладной части соединителя; G - зона размещения элементов настройки и регулировки.

Основные размеры МВП определяются зависимостями

$$H_0 = H - \Delta H, \quad B_0 = B, \quad L_0 = L - \Delta L_0, \quad (8.4)$$

где $\Delta H_0 = 45$ мм, а для МВП с защитной рамкой $\Delta H_0 = 42$ мм; при установке плат в каркас спереди $\Delta L_0 = 80$ мм; $n_H = 2; 3; 4; 5$; $n_B = 0; 1; 2; 3; 4; 5; 7$; для второго исполнения $B_0 = B - 1,6$.

Полученные на основании (8.4) основные размеры МВП сведены в табл. 8.1.

Таблица 8.1

Основные размеры МВП, мм

	Исполнение		
	первое		второе
	1.1	1.2	
H_0	115	155;195;235	158
B_0	20;40;60;80;100;120;160	20;40;60;80;100;120;160	18,4;38,4;58,4;78,4;98,4; 118,4;158,4
L_0	70;90;110;130;150	90;(110);140;150	160

Примечание. Размер (110) в новых разработках не применять

Шаг установки МВП должен быть кратным 5 мм. Число печатных вставок и накладных частей соединителей на одной плате не регламентируется (допускается их расположение на противоположных сторонах МВП).

Основные размеры МВП, которые используются в пневматических средствах автоматики, могут отличаться от приведенных в табл. 8.1.

8.3.2. Частичные каркасы

Частичные каркасы применяют для размещения, объединения электрическими и другими связями и подсоединения к внешним цепям модулей, конструктивно реализованных на МВП. В системе УТК-20 их номенклатура охватывает 214 типоразмеров (из них 12 - частичные переходные каркасы).

Основные наружные (внутренние) размеры НК1 находят из выражений (8.5) и (8.6):

$$\left. \begin{aligned} H_1 &= H - \Delta H_1, \\ B_1 &= B - \Delta B_1, \\ L_1 &= L - \Delta L_1, \end{aligned} \right\} \quad (8.5)$$

$$\left. \begin{aligned} h_1 &= H - \Delta h_1, \\ b_1 &= B - \Delta b_1 \end{aligned} \right\} \quad (8.6)$$

($\Delta H_1 = 22; 31$ мм; $\Delta B_1 = 3$ мм; $\Delta L_1 = 60; 85$ мм; $\Delta h_1 = 40$ мм (не менее); $\Delta b_1 = 10$ мм (не более)).

Принимая $\Delta H_1 = 22$ мм; $n_H = 0, 1, 2, \dots, 5$; $\Delta h_1 = 40$ мм; $B'_1 = B$; $\Delta B_1 = 3$ мм; $n_B = 0, 1, 2, 3, 5, 7, 9, 10, 11, 15, 19, 23$; $\Delta L_1 = 85$ мм, определим основные размеры частичных каркасов (К1КЧ) первого (рис. 8.4) и второго (рис. 8.5) исполнений. Полученные значения приведены в табл. 8.2.

Аналогично определены основные размеры (результаты в табл. 8.3) частичных переходных каркасов К1КЧ (рис. 8.6).

На рис. 8.4 ... 8.13 изображены: *A* - зона размещения элементов коммутации, электрического монтажа и внешних конструктивных элементов; *Г* - направляющие.

8.3.3. Блочные и комплектные каркасы

Блочный вставной каркас (К2КБ) - конструктивный модуль второго уровня НК2 - предназначен для размещения, объединения электрическими и другими связями и подсоединения к внешним цепям изделий, реализованных на МВП и (или) частичных каркасах.

Основные наружные (внутренние) размеры НК2 можно определить следующим образом:

$$\left. \begin{aligned} H_2 &= H - \Delta H_2, \\ B_2 &= B - \Delta B_2, \\ L_2 &= L - \Delta L_2 \end{aligned} \right\} \quad (8.7)$$

$$h_2 = H - \Delta h_2, \quad (8.8)$$

$$b_2 = B - \Delta b_2.$$

Таблица 8.2

Основные размеры частичных каркасов, мм

	Исполнение			
	первое			второе
	1.1	1.2	1.3	
H_1	58	98;138;178;218;258	138;178	138;258
B_1	220	20;40;60;80;120;160;200;220; 240;320	400	40;80;120;160;200;220; 240;280;320;360;400;440
B_1	217	17;37;57;77;117;157;197;217; 237;317	397	37;77;117;157;197;217; 237;277;317;357;397;437
L_1	155;275; 395	155;275;395	275;395	155;275
h_1	-	-	-	120;240
b_1	-	-	-	110;150;190;210;230;270;310; 350;390;430
a	0;25	0;25	0;25	0;25

Примечание. Допускается уменьшать размер B_1 до B_1

Таблица 8.3

Основные размеры частичных переходных каркасов, мм

H_1	178
B_1	57;77;97;117;137;157;197;237;277;317;357;397
$L_1 \min$	180
$h_1 \min$	160
b_1	54;74;94;114;134;154;194;234;274;314;354;394

Учитывая, что $\Delta H_2 = 2$ мм; $\Delta h_2 = 20$ мм - для 1,2,4 исполнений; $\Delta h_2 = 40$ мм - для третьего исполнения; $\Delta B_2 = 4$ мм (или 0), $\Delta b_2 = 0$ (или 40 мм); $\Delta L_2 = 60$ мм; $n_H = 0,1,2, \dots, 5$; $n_L = 0,1,2$, вычислим основные размеры первого (рис. 8.7), второго (8.8), третьего (рис. 8.9) и четвертого (рис. 8.10) исполнений (табл. 8.4).

Таблица 8.4

Основные размеры блочных вставных каркасов, мм

	Исполнение			
	первое	второе	третье	четвертое

H_2	78;118;158;198; 238;278	78;118;158;198; 238;278	198;278	78;118;158;198;238; 278
L_2	180;300;420	180;300;420	180	180;300;420
h_2	60;100;140;180; 220;260	60;100;140;180; 220;260	160;240	60;100;140;180;220; 260
h_2'	-	-	170;250	-
b_2'	-	-	0;60;80;100;120; 140;160;200;240; 280;320;360;440; 480	-
l	40;80;120;160; 200;240	40;80;120;160; 200;240	160;240	40;80;120;160;200; 240

Изготовление блочных вставных каркасов четвертого исполнения допускается без направляющих.

Блочный приборный каркас (К2КБ) также относится ко второму уровню и служит для построения на его базе автономных приборов и устройств закрытого типа. Основные размеры этого модуля (рис. 8.11) определяются аналогично, как и для блочных вставных каркасов. Полученные данные сведены в табл. 8.5.

Комплектный вставной каркас (К2КК) - каркас с передней панелью. Рассматриваемый конструктивный модуль второго уровня предназначается для размещения, объединения электрическими и другими связями и подсоединения к внешним цепям ЭРЭ и др. изделий, в том числе не предусмотренных ГОСТом 20504-81. Допускается его изготовление без направляющих.

Таблица 8.5

Основные размеры блочных приборных каркасов, мм

H_2	78;118;158;198;238;278
L_2	180;300;420
h_2	60;100;140;180;220;260

НК2, служащая для построения на ее базе автономных приборов и устройств закрытого типа, - комплектный приборный каркас (К2КК).

Основные размеры комплектных вставных и приборных каркасов указаны на рис. 8.12 и 8.13, а также приведены в табл. 8.6.

Таблица 8.6

Основные размеры комплектных каркасов, мм

	Комплектные вставные каркасы	Комплектные приборные каркасы
H_2	78;118;158;198;238;278	78;118;158;198;238;278
B_2	480;520	480
B_2	446;486	-
B_2 "	472;512	-
L_2	180;300;420	180;300;420
l	40;80;120;160;200;240	-
l '	465;500	-

8.3.4. Встраиваемые, настольные и настенные кожухи

Конструктивные модули третьего уровня могут выполняться в виде встраиваемого, настольного и настенного кожухов, напольного и настенного шкафов, стационарной, передвижной и настольной стоек, стола, подставки, секций пультов, щитов шкафных или панельных.

Внутренние номинальные размеры, образованные вспомогательными изделиями и обеспечивающие входимость модулей второго порядка в изделия третьего уровня, определяют согласно (8.9):

$$\left. \begin{aligned} h_3 &= H + 40 \cdot n, \\ b_3 &= B + \Delta b_3 \end{aligned} \right\} \quad (8.9)$$

(n - целое положительное число или 0; $\Delta b_3 = 8$ мм).

Что касается внутренних номинальных размеров, образованных вспомогательными деталями и обеспечивающих входимость изделий нулевого и первого уровней в модули третьего порядка, то они должны соответствовать h_1, b_1 и h_2, b_2 .

Встраиваемый кожух (КЗКВ), используемый в щитах, пультах и столах, является базовой несущей конструкцией третьего уровня - НКЗ; предназначен для установки МВП и частичных каркасов, объединения их электрическими и другими связями, подсоединения к внешним цепям и механической защиты.

Используя (8.3), определим основные размеры встраиваемых кожухов (рис. 8.14), полагая, что $n_H = 2,3,4$; $n_B = 1,3,5,7,9,11,15,17,19,25$;

$n_L = 0,1,2$; $B_3' = B - 6$ ($B_3' = B_3 - 10$). Результаты отражены в табл. 8.7.

Таблица 8.7

Основные размеры встраиваемых кожухов, мм

	160	160	200	240
H_3				
B_3	40;80;120;160;200	240;320;360;400;520	40;80;120;160;200	480;520
L_3	240;360;480	240;360;480;540	120;180;240	240;360;480;540
H_3'	154	150	194	230
B_3'	34;74;114;154;194	230;310;350;390;484	34;74;114;154;194	470;484

Настольный кожух (КЗКС) - НКЗ без лицевой панели - применяют для размещения модулей, реализованных в блочных и (или) комплектных каркасах, и устанавливают на горизонтальных поверхностях столов. Они могут изготавливаться в двух исполнениях: первом (рис. 8.15) и втором (рис. 8.16). Основные размеры должны соответствовать значениям, приведенным в табл. 8.8.

Таблица 8.8

Основные размеры настольных кожухов, мм

	Исполнение	
	первое	второе
H_3	280	85
B_3'	648	408;608
B_3	600	400;600
L_3	420	340

Настенный кожух (КЗКН), являясь НКЗ, служит для размещения, объединения электрическими и другими связями, механической защиты и подсоединения к внешним цепям ЭРЭ и других изделий, в том числе не предусмотренных настоящим стандартом. При монтаже и эксплуатации

предполагается доступ только с лицевой стороны; устанавливается на вертикальных плоскостях. Эти НКЗ могут исполняться в двух вариантах: первом (рис. 8.17) и втором (рис. 8.18); основные размеры приведены в табл. 8.9.

На рис. 8.18 ... 8.23: *A* - накладная дверь (дверь); *B* - столешница; *Г* - опора (колесо); *Д* - зона, которая может быть занята дополнительной опорой; *Е* - зона, где допускается размещение дополнительных конструктивных элементов; *Ж* - зона размещения рым-болтов, вводов и других конструктивных элементов.

Таблица 8.9

Основные размеры настенных кожухов, мм

	Исполнение		
	первое		второе
	1.1	1.2	
<i>H₃</i>	160;240;280;320	160;240;280;320	800
<i>B₃</i>	300	540	600
<i>L₃</i>	300	300	200;300;400
<i>l</i>	200	440	-

8.3.5. Напольные и настенные шкафы

Шкаф применяют для установки, объединения электрическими и другими связями, подсоединения к внешним цепям и механической защиты модулей, конструктивно реализованных в блочных и комплектных каркасах. Как

правило, это НКЗ с поворотными рамами, являющимися элементами промежуточного крепления. По исполнению различают шкафы напольные (КЗШН) (рис. 8.19), настенные (КЗШВ) (рис. 8.20) и настенные с накладной дверью (КЗШВ) (рис. 8.21). Основные размеры приведены в табл. 8.10.

Таблица 8.10

Основные размеры шкафов, мм

	Напольные	Настенные		Настенные с накладной дверью
H_3	1600;1800	400;600;800	400;600;800	800
B_3	800	600	800	800
L_3	400;600;800	300;450	300;450	400;600
l	-	500	700	-

8.3.6. Стойки стационарные, передвижные и настольные. Тумбы. Столы

Для установки, объединения электрическими и другими связями, подсоединения к внешним цепям и механической защиты модулей, конструктивно реализованных в блочных и (или) комплектных каркасах, используют НКЗ в виде стойки. Они могут быть стационарными (КЗСС), передвижными (КЗСД) и настольными (КЗСН). Основные размеры перечисленных изделий должны соответствовать указанным на рис. 8.19 и в табл. 8.11.

Таблица 8.11

Основные размеры стоек, мм

H_3	800;1000;1200;1400;1600;1800
B_3	600
L_3	400;600;800

Тумба - НКЗ, как правило, комплектуется со столом и применяется для размещения, объединения электрическими и другими связями, подсоединения к внешним цепям и механической защиты модулей, конструктивно реализованных в блочных и комплектных каркасах. Тумбы КЗТН могут исполняться без накладных дверей (рис. 8.22) и с накладными дверями (рис. 8.23); их основные размеры указаны на рисунках и в табл. 8.12.

Таблица 8.12

Основные размеры тумб, мм

	Без накладных дверей		С накладными дверями
H_3	650;710;740;880	650	650;740;880
B_3	600;800	1000;1200	600;800
L_3	450;650;850	450;650	400;600;800
a	-	-	50;(160)

Примечание. Размер (160) для тумб в пылезащищенном и водозащищенном исполнениях

Для переходных окон стоек и поворотных рам шкафов и тумб, которые используются для установки вставных блочных и комплектных каркасов с лицевой панелью $B_2 = 520$ мм, основные размеры даны на рис. 8.24, а на рис. 8.25 - для проходных окон и поворотных рам шкафов, служащих для установки вставных блоков четвертого исполнения и вставных комплектных каркасов с лицевой панелью шириной $B_2' = 480$ мм. В обоих случаях n - любое положительное число. Размер l устанавливают в зависимости от межцентрового расстояния крепежных отверстий лицевой панели каркаса. При этом необходимо обеспечить возможность дискретного вертикального перемещения входящего модуля за счет установки направляющих.

Стол (КЗСП) - НКЗ с горизонтальной рабочей поверхностью; служит для организации рабочего места оператора, размещения, объединения электрическими и другими связями средств коммутации, индикации, контроля и других изделий. Столы изготавливаются в трех исполнениях с приставками B ,

причем в первом исполнении (рис. 8.26) $b_3 = 800; 100\text{мм}$; допускается компоновка с числом тумб более двух (стандарт не регламентирует число и взаимное расположение тумб). Размеры a, c, d, e приставки B для столов всех трех исполнений принимают из конструктивных, эргономических и эстетических соображений.

Основные размеры второго (рис. 8.27) - $B_3 = 1250; 1650\text{мм}$, и третьего (рис. 8.28) исполнений должны соответствовать указанным на рисунках и в табл. 8.13.

Таблица 8.13

Основные размеры столов третьего исполнения, мм

B_3	600	800; 1000; 1200; 1400; 1600
b_3	600	800

8.3.7. Пульты. Подставки

Секции пультов (КЗПА) - НКЗ с наклонной поверхностью; используются для компоновки пультов, организации рабочего места обслуживающего персонала, размещения, объединения электрическими и другими связями средств коммутации, индикации, контроля, а также изделий, реализованных в блочных и комплектных вставных каркасах. Секции пультов находятся в непосредственном контакте с человеком, что обусловило специфику их исполнения и соотношения между размерами отдельных конструктивных элементов.

Секции пультов изготавливаются в двух исполнениях: первом (рис. 8.29) и втором (рис. 8.30). Основные размеры - на рисунках и в табл. 8.14.

Таблица 8.14

Основные размеры секции пультов, мм

	Исполнение	
	первое	второе
1.1	1.2	

B_3	600;800;1000;1200	600;800;1000;1200	600;800;1000;1200
L_3	600	800	1200
L_3	450	650	650;1050

На рис. 8.31 и в табл. 8.15 указаны основные размеры подставок (КЗПН).
Размеры L_3 , c , d выбирают конструктивно.

Таблица 8.15

Основные размеры подставок, мм

H_3	680; 740
B_3	400; 600; 800; 1000; 1200; 1400
L_3	450; 650; 800
a	0; $160 + 40 \cdot n$ (n - целое положительное число)

8.3.8. Секции щитов. Вставки

Секция щитов (КЗЩС) - НКЗ, которую применяют для компоновки щитов, размещения приборов, в том числе реализованных в кожухе средств коммутации и индикации мнемонических схем.

Лицевые панели секций шкафных щитов мозаичной конструкции на всю высоту панели или ее часть выполняются из ячеек со стороной квадрата 40 или 20 мм.

Основные размеры шкафных (рис. 8.32) и панельных (рис. 8.33) секций щитов даны в табл. 8.16.

Таблица 8.16

Основные размеры секций щитов, мм

	Шкафных						Панельных			
H_3	400	600	1000	1400	2200	2200	400	600	1000;1400	2200
B_3	300	400	600	800	600	1000;1200	300	400	600;800	1000;1200
L_3	250	500;1200	350;500	350;500	600	800;1200	50	50	50	50

В ряде случаев при установке пультов и секций щитов применяют соответствующие вставки. Основные размеры вставок пультов (КЗВП) первого исполнения даются на рис. 8.34. Угол наклона боковых граней $\alpha = 15, 30, 45^\circ$.

На рис. 8.35 приведены основные размеры вставок пультов (КЗВП) второго исполнения. При этом принимается глубина $L_3 = 650, 1050$ мм, а угол наклона боковых граней - $\alpha = 15, 30, 45^\circ$.

Основные размеры вставок шкафных щитов (КЗВЩ) (глубина $L_3 = 600, 800$ мм; $\alpha = 15, 30, 45^\circ$) показаны на рис. 8.36, а на рис. 8.37 - вставок панельных щитов (КЗВЩ) ($\alpha = 15, 30, 45^\circ$).

В заключение отметим, что основные габаритные размеры H_3, B_3 и L_3 модулей третьего уровня иногда устанавливаются исходя из конструктивных, эргономических и эстетических соображений.

8.4. Система НК серии 482,6 мм

8.4.1. Блочные каркасы

Система НК серии 482,6 мм применяется в новых разработках и предназначена для использования в средствах измерений, автоматизации, вычислительной техники, в управляющих вычислительных комплексах, приборах контроля, управления и для научных исследований, контрольно-испытательном и контрольно-измерительном оборудовании.

ГОСТ 28601.3-90 устанавливает основные размеры совместимого ряда подвижных частичных каркасов (ВЧК), ПП, а также блочных каркасов (БК) для установки их в оборудовании, соответствующем ГОСТу 28601.1-90, кроме ТС агрегатной системы вычислительной техники на перестраиваемых структурах (АСВТ-ПС).

Стандарт предусматривает применение соединителей с шагом выводов 2,54 и 2,5 мм. Если используются соединители с шагом выводов, равным

2,5 мм, то размеры БК и ВЧК, взаимосвязанные с шагом и глубиной установки ПП, могут определяться из размеров 2,5 и 5 мм.

Допускается использование многослойных ПП толщиной до 2 мм и уменьшение высоты и ширины БК на величину до 2 мм.

БК могут размещаться один под другим или в комбинации с требуемыми приборами и панелями (рис. 8.38), размеры которых соответствуют ГОСТу 28601.1-90.

В общем случае БК имеют соединители прямого или косвенного сочленения (устанавливаются на задней стороне) и направляющие. Последние обеспечивают введение ПП или ВЧК в заданное положение.

Если смотреть с передней стороны БК, то ЭРЭ, как правило, установлены на правой стороне ПП.

В качестве примера на рис. 8.39 изображен типичный БК, содержащий горизонтальные детали, которые заключены между двумя боковыми стенками с прямолинейными фланцами. Основные размеры приведены в табл. 8.17 и на рис. 8.39.

Таблица 8.17

Основные размеры блочных каркасов, мм

$n \times U^{(1)}$	$H_3 \text{ min}$	$D_s \pm 0,5^{(2)}$			
		1	2	3	4
1U	(3)				
2U	67,55				
3U	112,00				
4U	156,45				
5U	200,90				
6U	245,35	112,24	172,24	232,24	292,24
7U	289,80				
8U	334,25				
9U	378,70				

10U	423,15			
11U	467,60			
12U	512,05			

Примечания: (1) - буква U обозначает приращение в вертикальном направлении, равное 44,45 мм; (2) - см. примечание 9; (3) - размер не устанавливается

Примечания к рис. 8.39:

1) в случае монтажа кожуха или при использовании направляющих телескопического типа применяют размер 81 x 5,08 мм;

2) при назначении этого размера следует иметь в виду, что минимальный размер проема стойки по горизонтали установлен равным 450 мм;

3) зона размещения кодирования ПП, извлекателей и т.д.;

4) размер между опорными поверхностями направляющих H_q должен устанавливаться исходя из высоты ПП H_b , согласно основным размерам ВЧК и ПП, а также табл. 8.18;

5) положение средней линии ПП зависит от типа выбранного соединителя. Размер $A = 3,27$ мм является предпочтительным;

6) боковые стенки могут быть продлены за пределы задней установочной плоскости на величину 60 мм. Задний край непродленной боковой стенки может не совпадать с задней установочной плоскостью;

7) размеры D_c и C , а также допуски на них зависят от типа выбранного соединителя (см. пп. 8.4.3 "Взаимозаменяемость каркасов");

8) уточнение конструкции, показанное на выносном элементе Z сечения панели, предпочтительно для новых разработок. При разработке горизонтальных элементов следует обращаться к выносному элементу Y (рис. 8.40);

9) выбирают один из четырех вариантов глубин. При необходимости размер глубины может быть увеличен с приращениями 60 мм. D_s является

предпочтительным размером глубины БК в случаях, когда они поставляются без монтажных консолей для соединителей ПП;

10) крепежные размеры БК с допусками должны быть согласованы с размерами ВЧК, изображенными на рис. 8.40 и рис. 8.41, таким образом, чтобы была гарантирована взаимозаменяемость. Для крепления ВЧК и ПП допускается использование промежуточных крепежных отверстий с шагом, кратным 2,54 мм;

11) ширина паза направляющей должна обеспечивать прохождение ПП толщиной $(1,6 \pm 0,2)$ мм;

12) размеры высоты и ширины БК могут быть меньше эквивалентных панелей на величину до 2 мм. Допуски на эти размеры могут быть расширены до 15-го качества (ГОСТ 25347-82)

8.4.2. Вдвигные частичные каркасы

Как показано на рис. 8.38, 8.40 и 8.41, ВЧК могут быть различных типов. Обычно они включают ПП с соединителями или без них, рукоятки, извлекатели, переднюю и заднюю панели, опорные направляющие и кожухи. В их состав могут входить несколько подвижных каркасов разных типов.

Размеры ВЧК и ПП приведены на рис. 8.40, 8.41 и в табл. 8.18.

Примечания к рис. 8.40:

1) для установки панели номинальной ширины 5,08 мм размер 7,62 мм заменяют на 2,54 мм;

2) размеры $D_t 1$ и $D_t 2$ являются контрольными, обеспечивающими надежный контакт соединителей (зависят от выбранного типа последних);

3) установка соединителей согласно пп. 8.4.3 "Взаимозаменяемость каркасов";

4) максимальный размер по выбранной схеме расположения передней панели и (или) расположения крепежных винтов. Указанное стандартом

крепление винтами M2,5 не исключает возможности применения других систем крепления по согласованию с заказчиком;

5) размер зависит от особенностей выбранного типа соединителя (последний определяет назначение позиционных допусков - см. пп. 8.4.3);

6) только номинальный размер;

7) габаритным размером глубины ПП является размер D_b (табл.8.18) плюс длина выступа контактной кромки платы (зависит от типа выбранного соединителя);

8) ширина ПП, устанавливаемой в ВЧК, равна $(1,6 \pm 0,2)$ мм;

9) размеры H_b ряда 1 табл. 8.18 являются предпочтительными для ПП ВЧК;

10) при необходимости допускается увеличение размеров глубины с приращениями 60 мм. Допуски не суммируют

Таблица 8.18

Основные размеры подвижных частичных каркасов, мм

$n \times U$			$2U$	$3U$	$4U$	$5U$	$6U$	$7U$	$8U$	$9U$	$10U$	$11U$	$12U$
$H_{b-0,3}^{(1)}$	Ряд	1	55,55	100,00	144,45	188,90	233,35	277,80	322,25	366,70	411,15	445,60	500,05
		2	67,31	111,76	156,20	200,65	245,10	289,55	334,00	378,45	422,90	467,35	511,80
$G_{-0,3}$			84,25	128,70	173,15	217,60	262,05	306,50	350,95	395,40	439,85	484,30	528,75
$F \pm 0,2$			78,05	122,50	166,95	211,40	255,85	300,30	344,75	386,20	433,65	478,10	522,55
$D_{b-0,3}^{(2)}$	Ряд	1	100,00										
		2	160,00										
		3	220,00										
		4	280,00										
W			$n \times 5,08$										
V			$n \times 5,08$										

Примечания: (1) - см. примечание 9 (рис. 8.40); (2) - см. примечания 7 и 10 (рис. 8.40)

8.4.3. Взаимозаменяемость каркасов

На рис. 8.42 показаны основные размеры, которые необходимо контролировать, чтобы обеспечить взаимозаменяемость ВЧК, соединенных соединителями конкретного типа и точное контактирование частей соединителей. На значения этих размеров влияют параметры выбранных типов соединителей и требования стандартов на них.

Блочный каркас:

D_c - контрольный размер расстояния между передней установочной плоскостью и плоскостью закрепления неподвижной части соединителя (части соединителя, устанавливаемой на каркасе);

A - расстояние от первой шаговой линии до средней линии первой ПП или до первой боковой стенки ВЧК защищенного типа;

C - вертикальное межцентровое расстояние между крепежными отверстиями для неподвижной части соединителя;

E - высота БК согласно табл. 8.19; размер E только для справок;

L - высота проема;

Z - расстояние от средней линии ПП до оси крепежного отверстия соединителя, монтируемого на БК;

Z_1 - расстояние между средней линией положения ПП и средней линией определенного ряда контактов неподвижной части соединителя. Размер определяет положение на БК.

Вдвигной частичный каркас:

D_{t1} - контрольный размер для расстояния между передней установочной плоскостью и задней контактной кромкой ПП с печатными контактами;

D_{t2} - контрольный размер для расстояния между передней установочной плоскостью и задней поверхностью соединителя, смонтированного на плате.

8.4.4. Расположение соединителя на ВЧК и БК

Монтажные позиции каждого соединителя выбранного типа, устанавливаемого на плате, должны быть указаны теоретически точными размерами между нижним краем ПП и его средней линией. Кроме того, позиционный или симметричный допуск устанавливают для поверхностей соединителя относительно верхнего и нижнего краев ПП. Если на ПП смонтировано более одного соединителя, то выбираемый допуск между их поверхностями сопряжения должен назначаться предпочтительно с использованием максимальных условий материала.

Метод назначения допусков для соединителей, смонтированных на ПП, проиллюстрирован на рис. 8.43 и 8.44 (точный метод назначения допусков зависит от размеров конкретного соединителя).

Примечания к рисункам:

1) a , b_1 , $b(n-1)$ - размеры, определяющие расположение соединителей на ПП;

2) b_1 - расстояние между осевыми линиями первого и второго соединителей;

3) $b(n-1)$ - расстояние между осевыми линиями двух соседних соединителей;

4) n - число соединителей;

5) следует указывать выбранный размер или стандарт на соединители. В случае если размер сопряжения частей соединителя зависит от его типа, тогда следует указывать количество контактов

При изготовлении БК необходимо устанавливать размеры крепления соединителя выбранного типа таким образом, чтобы его положение соответствовало стандартному положению на плате, а введение ВЧК было возможно без регулировки под приборный соединитель. Позиционные допуски соединителей, монтируемых на БК, можно подобрать исходя из требований к допускам согласно рис. 8.44.

8.4.5. Размеры и типы панелей

ГОСТ 28601.1-90 распространяется на панели и стойки, применяемые в системе НК серии 482,6 мм, и устанавливает их основные размеры. На рис. 8.45 и в табл. 8.19 указаны размеры панелей и формы паза, а на рис. 8.46 - типы панелей (открытые и закрытые пазы стандартные).

8.4.6. Стойки

Размеры стоек показаны на рис. 8.47. Допуск между любыми двумя отверстиями на расстоянии до 1000 мм равен $\pm 0,4$ мм. Допускаются дополнительные отверстия.

Таблица 8.19

Основные размеры панелей, мм

Рисунок	Тип панели (1)	<i>A</i>	<i>E</i>	<i>Z</i>	<i>Y</i>
		± 0,4			
8.45, а	1 <i>U</i>	5,9	43,6	-	-
	2 <i>U</i>	37,7	88,1	-	-
8.45, б	1 <i>U</i>	5,9	43,6	31,80	-
	2 <i>U</i>	5,9	88,1	76,20	-
	3 <i>U</i>	37,7	132,5	57,15	-
	4 <i>U</i>	37,7	177,0	101,60	-
	5 <i>U</i>	37,7	221,5	146,10	-
	6 <i>U</i>	37,7	265,9	190,50	-
8.45, в	6 <i>U</i>	37,7	265,9	57,15	76,20
	7 <i>U</i>	37,7	310,3	88,90	57,15
	8 <i>U</i>	37,7	354,8	101,60	76,20
	9 <i>U</i>	37,7	399,2	101,60	120,60
	10 <i>U</i>	37,7	443,7	101,60	165,10
	11 <i>U</i>	37,7	488,1	133,30	146,10
	12 <i>U</i>	37,7	532,6	133,30	190,60
	13 <i>U</i>	37,7	577,1	133,30	235,10
	14 <i>U</i>	37,7	621,5	133,30	279,50
	14 <i>U</i>	82,1	621,1	44,45	368,30

Примечание. (1) - см. рис. 8.46. Типы панелей

8.4.7. Шкафы

Шкаф - независимо устанавливаемая, самоподдерживающаяся конструкция, предназначенная для размещения в ней электронного оборудования. Может: 1) использоваться отдельно или в комбинации с другими шкафами, установленными в ряд; 2) иметь или не иметь цоколь, ножки, ролики, ножки на колесах и т.д. в зависимости от нагруженности и мобильности; 3) снабжаться дверями и (или) боковыми стенками с одной или нескольких сторон в соответствии с требованиями эксплуатации; 4) иметь цельные и вмонтированные вертикальные элементы, позволяющие закреплять на них панели. Последние должны соответствовать ГОСТу 28601.1-90.

Основные размеры свободно стоящих шкафов, а также закрепленных стоечных конструкций, используемых в практике электронного оборудования стоек и панелей серии 482,6 мм, устанавливает ГОСТ 28601.2-90.

Основные размеры шкафов указаны на рис. 8.48 и в табл. 8.20.

Таблица 8.20

Основные размеры шкафов, мм

<i>H</i>	<i>S</i> <i>n</i> x <i>U</i>	<i>P</i> <i>W</i> < <i>P</i>	<i>D</i>
725	11 x <i>U</i>		
800	13 x <i>U</i>		
1000	18 x <i>U</i>		
1200	22 x <i>U</i>	550 ⁽¹⁾ ; 600; 700 ⁽²⁾	400; 450 ⁽⁴⁾ ; 600
1400	27 x <i>U</i>	800 ⁽³⁾ ; 900; 1000	650 ⁽⁵⁾ ; 800; 900
1600	31 x <i>U</i>		
1800	36 x <i>U</i>		
2000	40 x <i>U</i>		
2200	45 x <i>U</i>		

Примечания: (1) - применяют в случаях, когда место размещения ограничено размером менее 600 мм и боковая кабельная разводка шкафа минимальна; (2) - применяют главным образом в конструкциях с поворотной рамой; (3) - для шкафов шириной 800 мм ширина проходного окна настоящим стандартом не устанавливается; (4) - применяют в телефонии и телеграфии; используют для установки приспособлений профилактического обслуживания, ребер охлаждения и крышек с передней и задней сторон до общего увеличения габарита глубиной 520 мм; (5) - не рекомендуется для применения в новых разработках

Примечания к рис. 8.48:

1) значения *H* и *D* - габаритные размеры шкафа, на которые назначаются стандартные производственные допуски. Размер высоты шкафа включает высоту ножки любой формы;

2) для ряда размеров высоты выбрано приращение 200 мм ($2 \times 200 = 9U$);

3) шаг P - теоретическое расстояние между условными линиями при установке шкафов в ряд. Размер ширины $W < P$ и допуск на него следует выбирать так, чтобы при установке шкафов в ряд был выдержан требуемый шаг. В особых случаях размер шага может быть другим, при этом приращение должно быть равно 100 мм;

4) ряд значений размера глубины составлен на основе приращения 200 мм. Промежуточный размер 450 мм рекомендуется для использования в телефонии и телеграфии;

5) величина S определяет размер вертикального проема для установки панелей и БК и является только типоразмером. Величина n (целое число), указанная в табл. 8.20, является предпочтительной;

б) крепежные размеры - по ГОСТу 28601.1-90.

8.4.8. Закрепленные стоечные конструкции

Стойка - металлическая конструкция без дверей и обшивки.

Закрепленная стоечная конструкция - ряд парных вертикальных элементов, расположенных с заданным шагом, прикрепленных к полу нижней частью и потолку и (или) к стене верхней частью. Каждая пара вертикальных элементов позволяет установить на нее панели и т.д. в соответствии с ГОСТом 28601.1-90. Шаг закрепленных стоечных конструкций равен теоретическому расстоянию между центрами стоек.

Каждый из вертикальных стоечных элементов может быть изготовлен как одно целое с соседним прилегающим к нему вертикальным стоечным элементом или выполнен отдельно при условии сохранения шага.

Размеры таких конструкций по высоте и глубине не устанавливаются.

Шаги закрепления стоечных конструкций (рис.8.49) - это расстояние между условными осями, ограничивающими размещение стоек при установке их в ряд.

Приложения

Приложение 2

Значение коэффициента K в зависимости от граничных условий и отношения сторон платы, сжатой в одном направлении (см. рис. 5.14)

	$L_1 : H_1$									
	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0	3,0	∞
1	-	-	9,4	9,3	8,8	8,5	8,5	8,2	7,8	7,0
2	7,05	7,29	7,69	7,15	7,04	7,20	7,05	7,0	7,15	7,0
3	13,18	8,73	6,74	5,84	5,45	5,34	5,18	4,85	4,41	4,0
4	-	2,70	1,70	1,47	1,36	1,33	1,34	1,38	1,36	1,33
5	3,65	2,15	1,44	1,14	0,95	0,84	0,76	0,70	0,56	0,46

Приложение 3

Физические параметры некоторых материалов ПП

Наименование материала	Ширина ПП $B_1 \cdot 10^{-3}$, м	Модуль упругости $E \cdot 10^{10}$, Па	Плотность $\rho \cdot 10^3$, кг · м ⁻³	Коэффициент Пуассона μ
Стеклотекстолит СТЭФ	1,33	3,3	2,47	0,279
Стеклотекстолит СТЭФ	1,22	3,05	1,98	0,214
Стеклотекстолит СЭТ	0,82	2,95	1,85	0,226
Стеклотекстолит МДФ	0,92	3,45	2,32	0,236
Стеклотекстолит СТЭФ с печатной схемой	1,22	3,02	2,05	0,22

приложение 4

Основные характеристики некоторых типов виброизоляторов

Тип вибро- изолятора	Собственная частота, Гц	Жесткость, Н · м ⁻¹		Номинальная нагрузка, Н	Допускаемая амплитуда вибрации, 10 ⁻³ м	Относительный коэффициент демпфирования	Диапазон рабочих температур, °К
		$k_z \cdot 10^3$	$k_x \cdot 10^3$				
АСД	11...17	2,8...91,2	10...71	4,4...154	0,3...1,0	-	213...398
АП	15...20	2,45...94,2	14,2...209,9	4,4...154	1,2	0,1	228...353
АЧ	30...35	2,8...91,2	10...71	4,4...154	1,2	0,1	228...353
АКСС	10...15	117,7...902,5	107,9...814	98...1177	-	-	268...343
АО	23...30 11..12	63,8...363	-	98...589	0,5	-	-
АР	20...30	1,0...2,5	1,3...2	20...80	1,0	-	-
АМ	10...13	35,3...235	53...353,2	180...1200	-	-	-
АН	6...8	39,2...304,1	9,1...78,5	59...490	0,5	-	228...353
АД	8...10	1,2...18,6	-	3,0...150	1,5	0,06...0,5	213...353
АПН	10...20	6,8...58,8	-	4,9...147	-	-	213...423
ДК	11...12	5,9...392,4	-	4,9...1471	1,0	0,4...0,5	223...523
АРМ	15...20	225,0...540	-	245...588	-	-	213...423
АЦП	8...10	4,0...88	-	4,9...294	2	0,4...0,5	223...523
АТ	10...12	39,2...166,8	24,5...98,1	50...200	Большая	Высокий	213...353

Характеристики некоторых упаковочных материалов

Наименование материала	Плотность, $\rho \cdot 10^3$, кг · м ⁻³	Предельное допускаемое давление, $\sigma_d \cdot 10^4$, Па	Относительный коэффициент демпфирования, δ_0
Полиуретановый пенопласт (поролон)	0,03 ... 0,07	0,8 ... 1,0	-

Резина губчатая	0,127	3,0	0,12
Упругий полиуретан замкнутой структуры	0,35	20,0	0,08
Пробка натуральная	-	15,0 ... 20,0	0,127
Войлок мягкий	-	2,0 ... 3,0	0,18 ... 0,20
Сетчатые цельнометаллические листы из проволоки ЭИ708 диаметром 0,09	1,0 1,87 2,68	20,0 30,0 140,0	0,3 ... 0,4 0,3 ... 0,4 0,3 ... 0,4



Рис. 1.8. Структура ТК РЭС

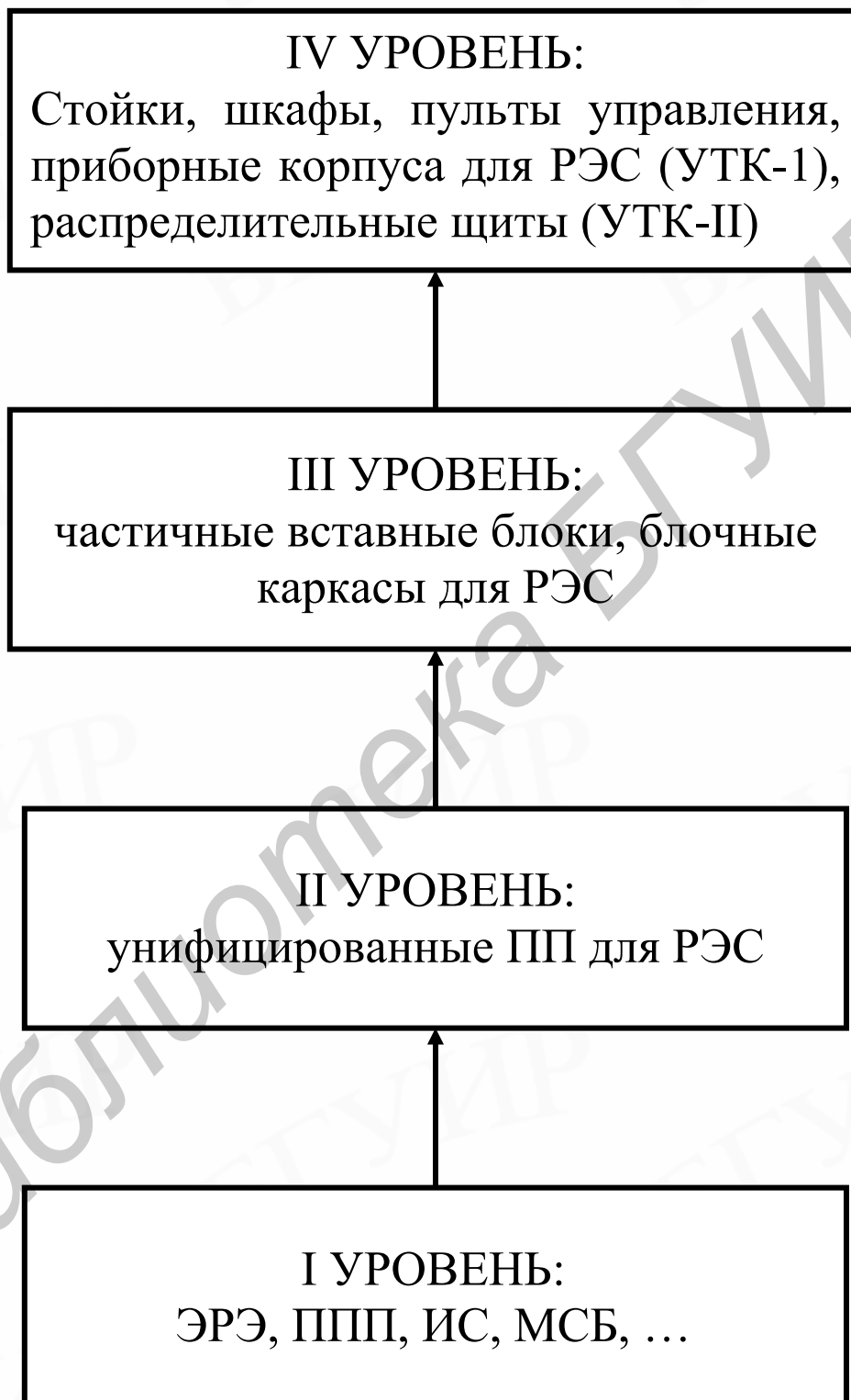


Рис. 1.10. Структурные уровни УТК-1 и УТК-II

Л и т е р а т у р а

1. Аксенова И.К., Мельников А.А. Основы конструирования радиоэлектронных приборов. - М.: Высш. шк., 1986.
2. Вибрации в технике: Справочник. В 6 т. Т.1. /Под ред. В.В. Болотина. - М.: Машиностроение, 1973.
3. Вибрации в технике: Справочник. В 6 т. Т.6. /Под ред. К.В. Фролова. - М.: Машиностроение, 1981.
4. Гелль П.П., Иванов-Есипович Н.К. Конструирование и микроминиатюризация радиоэлектронной аппаратуры. - Л.: Энергоатомиздат, 1984.
5. ГОСТ 20504-81. Система унифицированных типовых конструкций агрегатных комплексов ГСП. Типы и основные размеры.
6. ГОСТ 28601.1-90. Панели и стойки. Основные размеры.
7. ГОСТ 28601.2-90. Шкафы и стоечные конструкции. Основные размеры.
8. ГОСТ 28601.3-90. Каркасы блочные и частичные подвижные. Основные размеры.
9. Жданович В.М., Луговский В.П., Русак И.М. Технические средства ЭВМ: Справочное пособие. - Мн.: Выш. шк., 1991.
10. Ильинский В.С. Защита РЭА и прецизионного оборудования от динамических воздействий. - М.: Радио и связь, 1982.
11. Испытания радиоэлектронной, электронно-вычислительной аппаратуры и испытательное оборудование / Под ред. А.И. Коробова. - М.: Радио и связь, 1987.
12. Каленкович Н.И., Фастовец Е.П., Шамгин Ю.В. Механические воздействия и защита радиоэлектронных средств. - Мн.: Выш. шк., 1989.
13. Карпушин В.Б. Виброшумы радиоаппаратуры. - М.: Сов. радио, 1977.
14. Несущие конструкции радиоэлектронной аппаратуры/ Под ред. П.И. Овсищера - М.: Радио и связь, 1988.
15. ОСТ 4 ГО.009-84. Аппаратура радиоэлектронная. Блоки и ячейки на микросборках и микросхемах.
16. ОСТ 4 ГО.014.000. Покрытия металлические и неметаллические. Выбор. Области применения и свойства.
17. ОСТ 4 ГО.899.200. Крепежные детали. Руководство по выбору.
18. Парфенов Е.М., Камышная Э.Н., Усачев В.П. Проектирование конструкций радиоэлектронной аппаратуры. - М.: Радио и связь, 1989.
19. Поляков К.П. Конструирование приборов и устройств радиоэлектронной аппаратуры. - М.: Радио и связь, 1982.
20. Преснухин Л.Н., Шахнов В.А. Конструирование электронно-вычислительных машин и систем. - М.: Высш. шк., 1986.
21. Рощин Г.И. Несущие конструкции, механизмы и механические узлы ЭВА. - М.: Сов. радио, 1980.
22. Савельев А.Я., Овчинников В.А. Конструирование ЭВМ и систем. - М.: Высш. шк., 1989.

23. Справочник конструктора РЭА / Под ред. Р.Г. Варламова. - М.: Сов. радио, 1980.
24. Справочник металлиста. В 6 т. Т.1 / Под ред. С.А. Чернавского, В.Ф. Решикова. - М.: Машиностроение, 1976.
25. Токарев М.Ф., Талицкий Е.Н., Фролов В.А. Механические воздействия и защита радиоэлектронной аппаратуры. - М.: Радио и связь, 1984.
26. Шимкович А.А. Конструирование несущих конструкций радиоэлектронных средств. - Мн.: БГУИР, 1996.
27. Шимкович А.А. Механика. - Мн.: Выш. шк., 1969.
28. Шимкович А.А. Механические воздействия и защита радиоэлектронных средств (электронно-вычислительных средств). - Мн.: МРТИ, 1991.
29. Шимкович А.А. Теоретическая механика. - Мн.: Выш. шк., 1981.
30. Шимкович А.А. Конструирование несущих конструкций РЭС и защита их от дестабилизирующих факторов. – Мн.: БГУИР, 1999.