

М 439906

ГОСУДАРСТВЕННЫЙ КОМИТЕТ СССР ПО НАРОДНОМУ ОБРАЗОВАНИЮ

Московское Ордена Ленина, Ордена Октябрьской революции и Ордена
Трудового Красного Знамени высшее техническое училище им. Н. Э. Баумана

На правах рукописи
УДК 62.752.2.

ЛОГИНОВ ПАВЕЛ ВЛАДИМИРОВИЧ

ОБЕСПЕЧЕНИЕ ВИБРОУСТОЙЧИВОСТИ СВЕРХВЫСОКОВАКУУМНОГО
АНАЛИТИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Специальность 05.27.07 - Оборудование
производства электронной техники

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой
степени кандидата технических
наук

Москва - 1989

Работа выполнена в Московском ордена Ленина, ордена Октябрьской Революции и ордена Трудового Красного Знамени высшем техническом училище им. Н.Э.Баумана.

Научный руководитель - Заслуженный деятель науки и техники РСФСР, д.т.н., профессор Н.И.Камынин

Официальные оппоненты: д.т.н., профессор

П.М.Чернышкин

к.т.н., а.и.с. С.А.Латышев

Ведущее предприятие - указано в решении специализированного Совета

Защита
специализиро-
ванном училище
на ул. до
Ваше о
чение, прос
С дис
Н.Э.Баумана
Автор

или спе-
техничес-
Бауманс-
ный по-
у из.

УЧЕНЫМ
СПЕЦИАЛИЗИРОВАННОМ
к.т.н., а.и.с.

Типография М

Подписано к печати 10 07 1971

Объем I в. л.

Л - 18681

Актуальность проблемы. Ускоренное развитие электроники, широкое внедрение во все отрасли народного хозяйства ЭВМ, микропроцессоров, приборов и средств автоматизации диктует необходимость резкого увеличения объемов производства больших и сверхбольших интегральных схем-БИС, СБИС, полупроводниковых приборов, повышения их качества и надежности.

Увеличение степени миниатюризации указанных изделий предъявляет жесткие требования к созданию экологически чистой производственной среды, обеспечивающей соответствующий микроклимат, вакуумную чистоту, отсутствие (или компенсацию) вибрационных, температурных и электрических полей.

Малый размер дефектов, зачастую определяющих отказы полупроводниковых приборов, причины которых необходимо определить с помощью средств контроля, и границ элементов анализируемых интегральных схем диктует необходимость обеспечения высокой степени локальности и разрешающей способности средств контроля параметров электронных приборов и интегральных схем. Однако в производственных условиях, когда системы контроля устанавливаются рядом с основным оборудованием, происходит значительное снижение разрешающей способности из-за вибрации, передающейся на объект со стороны фундаментов, перекрытий и приводящей к взаимным относительным смещениям устройств анализа и исследуемого изделия. Это определяет низкую виброустойчивость сверхвысоковакуумного аналитического оборудования (в дальнейшем - СВАО) и делает актуальной проблему обеспечения его виброустойчивости в условиях значительного фона вибрации, тем более, что работ, рассматривающих специфику данного класса оборудования и пути решения указанной выше проблемы, недостаточно.

Цель работы - создание и разработка научных основ проектирования каскадных виброизолирующих средств и систем, обеспечивающих виброустойчивость сверхвысоковакуумного аналитического оборудования в области субмикронного диапазона.

Для достижения этой цели необходимо рассмотреть и решить следующие задачи.

1. Анализ специфики СВАО с точки зрения обеспечения его виброустойчивости, определение и характеристика внешних и внутренних источников вибрации. Выбор базового варианта виброизолирующей системы.

2. Теоретические исследования функционирования установок СВАО в условиях внешней и внутренней вибрации с учетом выбранного базового варианта виброизолирующей системы.

НТБ МГТУ им. Н.Э. Баумана



1489906

Логинов П.В. Обеспечение ви

МВТУ
к.п. Н.В. Баумана
БИБЛИОТЕКА

3. Проведение исследований на соответствующих макетных образцах для получения конкретных экспериментальных зависимостей, характеризующих особенности работы защищаемого оборудования и выбранных виброизолирующих средств и систем.

4. Разработка методик расчета и конструирования средств и систем виброизоляции СВАО.

Методы исследований. Теоретические и экспериментальные исследования проводились на основе метода виброизоляции, который в общем виде сводится к ослаблению связей между источником вибрации и защищаемым объектом.

Разработка средств и систем виброизоляции, их исследование и расчет основных параметров проводились на основе теории колебаний и методов расчета активных пневматических устройств виброзащиты.

Разработка математической модели колебаний всей установки и её исследование проводились с помощью методов математического моделирования, а также с помощью автоматизированной системы научных исследований (АСНИ) консервативных и диссипативных систем, разработанной в МИЭМе. Оценка эффективности математического моделирования, обработка результатов экспериментов, оценка их точности и достоверности проводилась методами математической статистики. Основные расчеты выполнены на ЭВМ СМ-4, ДБК-2М.

Экспериментальные исследования проводились в лаборатории ЭНИМСа г. Москва, а также на предприятии МЭП с применением современного контрольно-измерительного и электрофизического оборудования.

Научная новизна. Научная новизна данной работы заключается в следующем.

1. Определена необходимость и целесообразность применения для виброзащиты СВАО разработанной двухкаскадной виброизолирующей системы на основе пневматических активных опор и маятникового пружинного подвеса.

2. Разработана математическая модель высокoeffективной двухкаскадной виброизолирующей системы и математическая модель, отражающая зависимость параметров колебаний анализатора и держателя исследуемого объекта от действий различных внешних, внутренних источников вибрации, конструктивных параметров установки.

3. Определена теоретическая зависимость, связывающая локальность анализа и вибрации пола с учетом конструктивных и виброизолирующих свойств виброзащитной системы и установки СВАО.

Практическая ценность.

1. Разработанная двухкаскадная виброизолирующая система на основе пневматических активных опор и маятникового пружинного подвеса позволили обеспечить эффективную пространственную виброизоляцию установок СВАО, что обуславливает возможность серийного выпуска указанных средств и систем виброзащиты на промышленных предприятиях отрасли в составе защищаемого оборудования.

2. Полученные в диссертации результаты по анализу специфики защищаемого оборудования, моделированию колебаний всей установки СВАО и отдельных её элементов могут быть использованы при проектировании средств виброзащиты для широкого класса оборудования электронной техники, требующего обеспечения высокой степени виброустойчивости и разрешающей способности в условиях повышенного фона вибрации.

3. Предложенная теоретическая зависимость, связывающая локальность анализа и вибрации пола, позволила разработать надежные методики расчета и конструирования пневматических виброизолирующих опор и двухкаскадных систем виброизоляции на их основе.

Реализация и внедрение результатов исследований.

В рамках данной работы были проведены анализ, исследование, разработка и испытания конструкций виброизолирующих средств и систем - пневматических виброизоляторов, одно и двухкаскадных систем виброизоляции, которые нашли применение в аналитическом оборудовании, внедренном на предприятиях отрасли. Выполнен структурно-компоновочный анализ построения оборудования в части основания, проведены исследования надежности, эффективности и работоспособности конструкций виброизолирующих средств и систем, даны рекомендации по их эксплуатации и унификации основных узлов, которые были использованы в разработках установок сверхвысоковакуумного аналитического оборудования.

Материалы для внедрения были представлены в виде рефератов, докладов, расчетов, методик, схем, эскизов и рабочих чертежей. Разработанные средства и системы виброизоляции внедрены на следующих предприятиях отрасли: НИТИ (г.Рязань), НПО "Пульсар" (г.Москва), НИИМЭ (г.Зеленоград Московской области) и др.

Конструкторская документация на разработанные устройства передана на отраслевой завод для освоения и серийного выпуска указанного оборудования.

Экономический эффект от внедрения результатов работ, выполненных в рамках диссертации, составляет 54,729 тыс.руб., что подтверждается соответствующими актами о внедрении.

Апробация работы. Основные результаты работы докладывались и обсуждались на заседаниях кафедры МТ-II "Электронное машиностроение" МВТУ им. Н.Э.Баумана, на конференциях молодых ученых и специалистов НИИ.

Публикации. Основное содержание работы отражено в 5 печатных работах, в том числе одном авторском свидетельстве.

Объем работы. Диссертационная работа изложена на 231 страницах машинописного текста, иллюстрируется рисунками и таблицами на 93 страницах и состоит из введения, 4 глав, общих выводов, списка литературы из 53 наименований и 3 приложений на 31 страницах.

Основные положения, представленные к защите.

1. Специфика СВАО оказывает значительное влияние на выбор средств и систем виброзащиты, их конструкции и параметры.

2. Теоретические исследования функционирования установок в условиях воздействия внешних и внутренних источников вибрации показывают высокую эффективность работы двухкаскадной виброизолирующей системы, позволяющей обеспечить виброустойчивость СВАО и его надежную пространственную защиту от воздействия вибрации.

3. Исследования на макетных образцах позволяют получить экспериментальные зависимости, характеризующие основные технические параметры выбранных средств виброзащиты, и необходимые исходные данные для разработки методик расчета и конструирования двухкаскадной виброизолирующей системы и её составных элементов.

4. Разработанные методики расчета и конструирования позволяют обеспечить выбор основных параметров средств и систем виброизоляции и получение основных зависимостей, характеризующих эффективность их работы.

Во введении обоснована актуальность работы, сформулированы основные научные положения, которые выносятся на защиту.

В первой главе дана краткая характеристика аналитических методов контроля, проанализированы основные вопросы, которые необходимо решить для создания виброустойчивых установок сверхвысоковакуумного аналитического оборудования. Рассмотрены специфические особенности, присущие данному типу оборудования. Показано, что сравнительно низкая скорость сканирования обуславливает высокую чувствительность к вибрации устройств анализа, взаимные смещения которых определяют виброустойчивость установки и ухудшение пространственного разрешения. Определен амплитудно-частотный спектр колебаний основания (межэтажное перекрытие) и его наиболее критичный, с точки зрения влияния на виброустойчивость установки, диапазон. Показана степень эффективности (величина коэффициента передачи), необходимая для обеспечения нормальной работы оборудования. Здесь же более подробно рассмотрены специфические особенности сверхвысоковакуумного аналитического оборудования, влияющие на выбор средств виброзащиты, их конструкцию и параметры.

Основными из этих особенностей является то, что процесс анализа происходит в вакуумной камере; устройства анализа чувствительны к воздействию магнитных и электрических полей; вакуумная камера периодически подвергается нагреву в процессе обезгаживания. Это требует создания экологически чистой производственной среды, компенсирующей или исключаящей воздействие температурных, электрических, магнитных, вибрационных и т.д. полей. Кроме того, расположение анализатора вертикально (или под некоторым углом к вертикали), требует защиты не только от вертикальных, но и горизонтальных вибраций. Необходимость обеспечения устойчивости оборудования, центр тяжести которого, как правило, выше уровня опор, и имеющего отстоящие от его общей оси массивные элементы (тракт загрузки и передачи образца), требует применения самовыравнивающих виброизоляторов.

Отмечено, что получение достаточно низких собственных частот с помощью чисто пассивных средств защиты затруднено из-за значительной осадки и недопустимого увеличения габаритов и массы виброизолирующей системы. Показана целесообразность разработки двухкаскадной системы с применением в качестве одного из каскадов защиты активных средств виброизоляции.

Вопросы применения обычных методов и средств виброзащиты стационарного прецизионного оборудования рассмотрены в работах Кудинова В.А., Каминской В.В., Гешетова Д.Н., Рагульскаса К.М., Ильинского В.С., Фролова К.В. и других авторов. Однако применяемые здесь средства виброзащиты (фундаменты, резиновые опоры и коврики и т.д.) имеют слишком высокую собственную частоту (10–15 Гц), что не позволяет создать с их помощью эффективную систему виброизоляции.

Вследствие этого, для защиты прецизионного оборудования в настоящее время все более широко применяются активные виброизоляторы – пневматические, гидравлические, электромагнитные, пьезоэлектрические и т.д., описанные в работах Фролова К.В., Шамова В.Т., Рагульскаса К.М., Яблонского В.В., Генкина Д.М., Андрейченко В.А., Семенова Ю.А. и других авторов.

В результате проведенного анализа был сделан выбор, с учетом специфики защищаемого оборудования, в пользу пневматических активных виброизолирующих опор в качестве основы для создания эффективной виброизолирующей системы. Пневматические активные виброизолирующие опоры отвечают большинству требований, предъявляемых к средствам защиты сверхвысоковакуумного аналитического оборудования и обладают такими достоинствами, как высокая податливость при высоких несущей способности и статической жесткости, малые масса и габариты, равночастотность, высокий уровень демпфирования.

В качестве средства защиты от горизонтальных колебаний был сделан выбор в пользу маятниковой пружинной подвески. Поскольку опоры обладают податливостью и в горизонтальном направлении, в данном случае имеется два каскада защиты по главным осям симметрии.

Вопросы расчета двухкаскадных схем виброизоляции затрагивались в работах Пановко Я.Г., Фролова К.В., Ильинского В.С. Однако в этих работах не затрагивались вопросы расчета двухкаскадных схем, содержащих активные и пассивные средства защиты и обеспечивающих эффективную пространственную виброзащиту оборудования.

Настоящая глава посвящена исследованию различных схем виброизоляции и выбранных средств виброзащиты. В качестве объекта исследования выбран способ повышения виброустойчивости установок аналитического оборудования методом виброизоляции.

Рассмотренная схема виброизоляции включает в себя пневматические виброизолирующие опоры, на которые устанавливается несущая плита M_1 (рис.1) и маятниковую пружинную подвеску, шарнирно закрепленную под

плитой m_1 . К нижним концам пружин крепится платформа, на которую через окно в плите m_1 устанавливается защищаемое оборудование m_2 . Для увеличения степени демпфирования пружины заключены в резиновые оболочки. Данная система имеет 12 степеней свободы и двойной каскад защиты по каждой из главных координат (оси x, y, z , углы ψ, θ, φ).

Уравнения, описывающие поведение системы в вертикальном направлении можно записать следующим образом:

$$\begin{cases} a_2 \ddot{z}_1 + a_1 \dot{z}_1 + a_0 z_1 - b_2 \ddot{P}_2 - b_1 \dot{P}_2 = a_2 \ddot{P}(t) + a_1 \dot{P}(t) + a_0 P(t) \\ m_1 \ddot{z}_1 + (c_1 + c_3) z_1 - c_3 z_2 + (h_1 + h_3) \dot{z}_1 - h_3 \dot{z}_2 + F P_2 = c_1 P(t) + h_1 \dot{P}(t) \\ m_2 \ddot{z}_2 + c_3 z_2 - c_3 z_1 + h_3 \dot{z}_2 - h_3 \dot{z}_1 = 0 \end{cases} \quad (1)$$

Здесь z_1, z_2 — обобщенные координаты;
 $P(t) = A_p \cos \omega t$ — кинематическое возбуждение пола;
 ω — частота возбуждения (угловая);
 P_2 — давление внутри рабочих камер пневмоопор;
 c_1, c_3, h_1, h_3 — коэффициенты жесткости и сопротивления пневмоопор и пружин, соответственно.

Коэффициенты a_2, a_1, a_0, b_2, b_1 приведены в известных работах Балакшина О.Б., Морозова А.В. и в РД 50-203-80.

Вывод зависимостей, описывающих поведение системы в горизонтальном направлении проводился на основе записи исходных уравнений в форме уравнений Лагранжа. В результате была получена следующая система уравнений:

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + \frac{h_4}{\rho^2} (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + \frac{m_2 g}{\ell} (x_1 - x_2) + h_2 (\dot{x}_1 - \dot{P}(t)) + c_2 (x_1 - P(t)) = 0 \\ m_2 \ddot{x}_2 + \frac{h_4}{\rho^2} (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + \frac{m_2 g}{\ell} (x_2 - x_1) = 0 \end{cases} \quad (2)$$

Здесь x_1, x_2 — обобщенные координаты m_1, m_2 ;
 c_2, h_2 — коэффициенты жесткости и сопротивления пневмоопор;
 h_4, ℓ — коэффициент сопротивления и длина маятниковой пружинной подвески;
 g — ускорение свободного падения.

Сравнительный анализ работы однокаскадной и двухкаскадной схем виброизоляции показал что двухкаскадная система эффективнее однокаскадных практически во всем диапазоне частот.

Кроме того рассмотренная двухкаскадная система виброизоляции обладает таким важным преимуществом перед обычными системами с малым уровнем демпфирования, как отсутствие второго резонанса при введении достаточно высокого уровня демпфирования. Это значительно улучшает качество защиты в целом, несмотря на некоторое ухудшение коэффициента передачи на более высоких частотах (80 Гц-100 Гц), в сравнении с системой, лишенной демпфирования.

Подобное же явление (подавление второго резонанса при введении демпфирования) рассмотрено Бабицким В.И. в случае применения в однокаскадной системе динамического гасителя колебаний и Ильинским В.С. в случае рассмотрения однокаскадной системы, как системы с распределенными параметрами. Это говорит об одинаковой физической природе явлений, рассматриваемых в диссертации и в упомянутых работах.

В данной главе рассмотрены также особенности функционирования двухкаскадной системы в условиях воздействия внутреннего источника вибрации -силового возбуждения от агрегата вакуумной откачки (АВО), а также в условиях одновременного внешнего кинематического возбуждения пола и силового возбуждения от АВО с введением виброизолятора от АВО и в его отсутствие.

Для разработки математической модели колебаний всей установки к уравнениям (1) и (2) добавляются уравнения, описывающие колебания внутрикамерных элементов (анализатора и держателя исследуемого объекта) и других частей соответственно в вертикальном и горизонтальном направлениях.

Анализ поведения полученных систем уравнений проводился на ЭВМ с помощью соответствующей исследовательской программы. Результаты расчетов дали возможность определить значения собственных частот и коэффициентов демпфирования основных узлов защищаемого оборудования, проследить их изменения в зависимости от изменения масс и жесткостей отдельных элементов установки и дать практические рекомендации по конструированию данных узлов и элементов.

Теоретическая зависимость, связывающая локальность анализа и вибрации пола, определена с учетом конструктивных и виброизолирующих свойств виброзащитной системы и установки СВАО.

Выражение для эффективного диаметра зонда $D_{эфф}$ (локальности анализа) выглядит следующим образом:

$$D_{эфф} = d_p + 4 \mu \mu_k A_p$$

где d_p — диаметр электронного пучка;
 μ — коэффициент передачи, определяемый при решении уравнений (1) или (2);
 μ_k — коэффициент передачи колебаний от вакуумной камеры к внутренним элементам;
 A_p — амплитуда колебаний поля.

Третья глава посвящена разработке и исследованию предложенных средств и систем виброизоляции.

Рассмотрены несколько типов пневматических виброизолирующих опор и их аналоги — опоры ЭНИМСа, даны их конструкции и характеристики. Первые два типа опор применялись в однокаскадных схемах виброизоляции с использованием каркасов. Это позволило получить значение собственной частоты системы и логарифмического декремента колебаний порядка $f_0 = 3,5 \div 7$ Гц и $\Lambda = 0,2 \div 1,9$ соответственно. Общий недостаток данных схем виброизоляции — меньшая эффективность виброзащиты в горизонтальном направлении по сравнению с вертикальным.

Более эффективен в работе третий тип пневматической виброизолирующей опоры.

В отличие от имеющихся устройств, снабженных центрированием, в данной опоре, в её рабочем положении отсутствует непосредственный жесткий контакт между камерами. Это позволяет обеспечить высокую эффективность виброизоляции и высокую надежность в работе. Собственная частота и логарифмический декремент колебаний равны, в зависимости от длины и диаметра межкамерного дросселя, $f_0 = 1,5 \div 3,5$ Гц,

$\Lambda = 0,2 \div 2,4$. Комбинированная двухкаскадная виброизолирующая система с применением пневматических опор данного типа (защита от вертикальных колебаний и частично от горизонтальных) и маятникового пружинного подвеса (защита в обоих направлениях) изображена на рис. 1. Экспериментальные исследования всех типов пневмоопор происходили на специальном стенде ЭНИМСа (г. Москва) и непосредственно на установках опе-спектро-скопии с помощью комплекта аппаратуры, выпускаемой фирмой "Höttinger" (ФРГ). На стенде определялись собственная частота колебаний, демпфирование, максимальная грузоподъемность, герметичность. В результате исследований были получены типовые осциллограммы колебаний и выявлены

зависимости собственной частоты и демпфирования от длины и диаметра дросселя, объемов воздушных камер и жесткости мембран.

Полученные зависимости, характерные и для других типов испытанных пневмоопор, могут быть положены в основу инженерных методик расчета и конструирования данных средств защиты.

При испытаниях виброизолирующей системы, изображенной на рис.1, определялись собственная частота, демпфирование, коэффициенты передач и эффективности для вертикального и горизонтального направления, как для пневмоопор и пружин в отдельности, так и при их совместной работе.

Экспериментальные исследования показали, что пневмоопоры более эффективны, чем пружины, в вертикальном направлении, а маятниковый пружинный подвес эффективнее, чем пневмоопоры, в горизонтальном направлении, при этом двухкаскадная система эффективнее и пневмоопор, и пружинного подвеса в обоих направлениях.

Собственные частоты и демпфирование двухкаскадной системы в вертикальном направлении равны $f_{01}=1,9\pm 2,5$ Гц, $f_{02}=11\pm 12$ Гц,

$\Lambda_1=0,6\pm 0,8$, $\Lambda_2=0,6\pm 1,0$, в горизонтальном $f_{01}=1\pm 2,2$ Гц, $f_{02}=10\pm 11$ Гц,

$\Lambda_1=0,5\pm 0,8$, $\Lambda_2=0,7\pm 0,9$. Замеры собственных частот держателя исследуемого объекта (прецизионного столика) показали, что его жесткость в горизонтальном направлении выше, чем в вертикальном, что говорит о необходимости ужесточения его конструкции в этом направлении.

Исследования показали, что основным внутренним источником вибрации является агрегат вакуумной откачки, передающий на вакуумный блок спектрометра через откачной шланг вибрацию с частотой $f=50$ Гц и двойной амплитудой $2A=0,2$ мкм, что требует либо применения виброизолирующих устройств,строенных в откачной шланг, либо перехода на криогенную откачную технику, не создающую вибрацию. Оценка эффективности виброизоляции проводилась не только с помощью виброизмерительной аппаратуры (вибromетры), но и с помощью электрофизических методов. На держатель устанавливалась проволока, по которой сканировал электронный луч, и по искажению получаемого сигнала можно было судить о взаимных вибросмещениях луча и проволоки, т.е. держателя и электронной пушки, встроенной в оже-анализатор.

Проведенные экспериментальные исследования подтвердили выводы теоретических расчетов, в том числе вывод о возможности исключения второго резонанса системы, и показали высокую эффективность применения двухкаскадной виброизолирующей системы (рис.2).

В четвертой главе представлены методики расчета разработанных

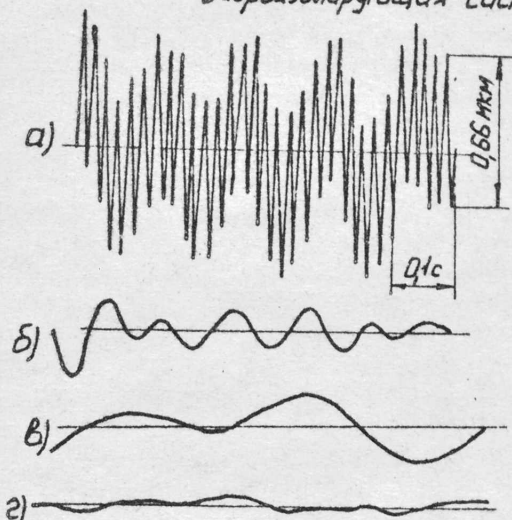
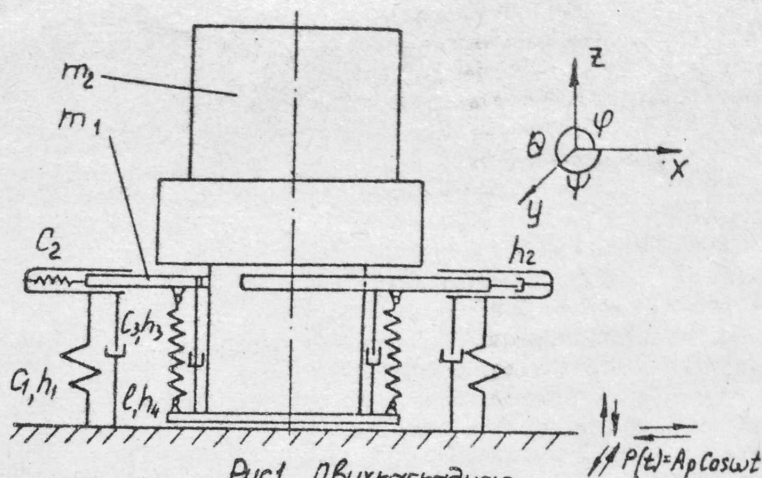


Рис.2. Осциллограммы колебаний: а) пола, б) защищаемого объекта на пневмо-пороках, маятниковом пружинном подвесе и двухкаскадной системе соответственно. Горизонтальное направление.

средств и систем виброизоляции и основные пути их совершенствования.

Методика расчета и конструирования пневматических виброизолирующих опор позволяет, зная требуемую степень локальности анализа, определить необходимые в этом случае характеристики опоры — собственную частоту и демпфирование и по экспериментальным зависимостям определить её основные конструктивные параметры — объемы воздушных камер, диаметр и длину дросселя, обеспечивающие требуемый уровень локальности анализа.

Разработанная методика может быть использована для расчета пневмоопор подобного типа грузоподъемностью до 600 кг.

Методика расчета локальности анализа позволяет, зная уровень колебаний пола, характеристику коэффициентов передач виброизолирующей системы, диаметры электронного пучка, определить амплитуду возможных относительных вибросмещений держателя и осе-анализатора, эффективный диаметр зонда и дать примерные рекомендации по применению рассмотренных средств виброизоляции в зависимости от требуемой решающей способности оборудования.

Методика расчета двухкаскадной системы виброизоляции включает в себя расчет параметров первого и второго каскадов защиты, проверку на отсутствие синхронизации и самовозбуждения, а также расчет и получение коэффициентов передачи и собственных частот системы в вертикальном направлении. Данная методика позволяет рассчитать основные параметры виброизолирующей системы, способной обеспечить высокую степень эффективности виброзащиты.

Основными путями совершенствования рассмотренных средств виброзащиты являются как снижение материалоемкости (в 3-4 раза) и трудоемкости изготовления (в 2 раза) системы виброзащиты, так и резкое повышение её эффективности для обеспечения локальности анализа порядка 0,01 мкм.

В первом случае предлагается конструкция двухкаскадной пневматической опоры, содержащей, кроме собственно пневмоопоры, маятниковый подвес и силиконовый демпфер.

Для резкого повышения эффективности виброизоляции предлагается применение пневматической опоры с манжетной мембраной, обеспечивающей за счет увеличения высоты гофра мембраны и объема воздушных камер собственную частоту порядка 0,5-1 Гц, что позволит обеспечить уровень разрешения порядка 0,01 мкм.

В приложениях к работе приведены справочные данные и программы для расчета математической модели колебаний установок СВАО и их систем виброзащиты.

ОБЩИЕ ВЫВОДЫ

1. Анализ специфики СВАО позволил рекомендовать для обеспечения виброустойчивости установок СВАО применение в качестве высокоэффективной пространственной системы виброзащиты двухкаскадную виброизолирующую систему на основе пневматических активных опор и маятниковой пружинного подвеса.

2. Для уменьшения амплитуды относительных колебаний внутрикамерных элементов в 10–100 раз в критическом диапазоне частот 40–80 Гц необходимо применение двухкаскадной виброизолирующей системы, что обеспечивает эффективность виброзащиты на 1–2 порядка выше, чем для традиционных средств виброизоляции.

3. Теоретические и экспериментальные исследования функционирования установок СВАО и их средств виброзащиты в условиях воздействия внешних и внутренних источников вибрации позволили рекомендовать методики расчета и конструирования соответствующих виброизолирующих средств и систем, обеспечивающих указанные выше параметры.

4. Для обеспечения локальности анализа установок СВАО 1, 0,1 и 0,01 мкм необходимо применение средств виброзащиты с собственной частотой порядка 5–6 Гц, 1,5–2,5 Гц и 0,5–1 Гц соответственно, при логарифмическом декременте колебаний 0,8–1,2.

5. Полученные результаты по моделированию, теоретическим и экспериментальным исследованиям виброизолирующих средств и систем и функционированию установок СВАО в условиях воздействия внешних и внутренних источников вибрации можно рекомендовать для применения при разработке широкого класса прецизионного оборудования, отличающегося по массе и габаритам.

6. Для существенного снижения материалоемкости виброизолирующей системы (в 3–4 раза) и трудоемкости её изготовления (в 2 раза) рекомендуется применение двухкаскадной пневматической опоры с маятниковым подвесом и дополнительным демпфером.

7. Для обеспечения собственной частоты 0,5–1 Гц рекомендуется применение пневматической опоры с манжетной мембраной низкой жесткости.

Основное содержание диссертации отражено в следующих работах:

1. Камынин Н.И., Курчанова М.В., Логинов П.В. Система виброизоляции прецизионного технологического оборудования // Известия вузов. Машиностроение, 1988. №10. - С. 150-155.

2. Кузнецов Н.А., Логинов П.В. Системы и средства виброизоляции сверхвысоковакуумного аналитического оборудования // Электронная промышленность, 1988. - Вып. 6. - С. 26-28.

3. Логинов П.В. Пневматическая виброизолирующая опора для аналитического оборудования // МВТУ им. Н.Э.Баумана - М., 1989 - 10 с.: ил. - Библиограф.: 7 назв. - Деп. в ЦНИИ "Электроника" 15.02.89, №Р-5074.

4. Логинов П.В. Повышение виброустойчивости сверхвысоковакуумного аналитического оборудования // МВТУ им. Н.Э.Баумана - М., 1989 - 17 с.: ил. - Библиогр.: 10 назв. - Деп. в ЦНИИ "Электроника" 15.02.89, №Р-5075.

5. А.с. 1375884 СССР МКИ³ F 16F 9/04. Пневматическая виброизолирующая опора. /Кузнецов Н.А., Логинов П.В. (СССР) - № 3997029/ 25-28, заяв. 30.12.85; опубл. 23.02.88, блл. №7-50: ил.

