

АКТИВНЫЕ ДВУХКАСКАДНЫЕ ВИБРОЗАЩИТНЫЕ УСТРОЙСТВА

© 2013 г. В. А. Мелик-Шахназаров, В. И. Стрелов,
Д. В. Софиянчук, И. Ж. Безбах

Институт кристаллографии им. А.В. Шубникова РАН

Россия, 119333, Москва, Ленинский просп., 59

E-mail: kmikran@spark-mail.ru

Поступила в редакцию 23.04.2012 г.

После доработки 29.05.2012 г.

Описана конструкция двухкаскадного активного виброзащитного устройства, предназначенного для защиты приборов, особо чувствительных к вибрациям, установленных на опорах с высоким уровнем вибрации, а также на транспортных средствах. Система представляет собой два узла или два парциальных виброзащитных устройства, соединенных последовательно, так что полный коэффициент передачи является произведением коэффициентов передачи парциальных виброзащитных устройств. Разработанное двухкаскадное устройство легко адаптируется под заданные уровни вибраций опоры и остаточный уровень вибраций несущей плиты путем оптимизации параметров парциальных виброзащитных устройств. Расчетные значения наклона кривой подавления колебаний составляют ≈ 60 дБ/декаду. Максимальный коэффициент подавления колебаний ограничивается только тепловыми шумами механической конструкции и цепей измерения вибраций.

DOI: 10.7868/S0032816213010333

ВВЕДЕНИЕ

Переход к наноразмерным элементам в электронике, сенсорике и другой технике сопровождается разработкой высокоскоростных и высокочувствительных приборов с высоким пространственным разрешением. Эти измерительные приборы, а также точное технологическое оборудование часто нуждаются в эффективной защите от вибраций. К ним относятся: 1) дифрактометры высокого разрешения (реализующие плосковолновую топографию, малоугловое рассеяние в пленочных технологиях, метод стоячих волн и т.д.); 2) растровые и просвечивающие электронные микроскопы, системы позиционирования, сканирующие зондовые микроскопы, наноманипуляторы; 3) лазерные экспериментальные и технологические устройства; 4) аппаратура для выращивания биологических и неорганических кристаллов и т.д. Кроме того, в настоящее время существенно возросла необходимость в активной защите от вибраций (микроускорений) научной аппаратуры, располагаемой на космических аппаратах, самолетах и других транспортных средствах [1–4].

Дорогостоящие массивные фундаменты не всегда способны изолировать чувствительную аппаратуру от вибраций, вызванных как собственными (насосы, компрессоры, вентиляторы), так и внешними (тяжелые транспортные средства) источниками. В этих случаях активные виброзащитные устройства (а.в.у.) являются единственным эффективным средством защиты от вибраций. Важно

также, что а.в.у. существенно снижают требования к уровню вибраций в местах расположения измерительных приборов и технологического оборудования.

ХАРАКТЕРИСТИКИ А.В.У.

Известны фирмы Herzan (США) [5], Halcynics (Германия, США) [6], HERZ (Япония) [7], производящие широкий набор активных виброзащитных столов (панелей) размерами от $400 \times 400 \times 120$ до $1000 \times 800 \times 130$ мм для нагрузок от 60 до 1200 кг. Все эти а.в.у. характеризуются нижней границей активного диапазона частот ≈ 2 Гц и максимальным коэффициентом подавления колебаний от 35 до 40 дБ, который достигается при ≈ 10 Гц. Существенно, что все указанные характеристики являются предельными из-за “паразитного” сигнала наклона акселерометров, возникающего в поле притяжения Земли, который подавляет “полезный” сигнал и нарушает функционирование авторегуляторов при низких частотах. Для многих практических применений коммерческие а.в.у. недостаточно эффективны из-за ограничения активного диапазона в области низких частот (< 2 Гц) и недостаточно большого коэффициента подавления колебаний (≈ 40 дБ).

В работе [8] дано описание принципиально новой конструкции а.в.у., позволяющей преодолеть указанные ограничения, присущие коммерческим а.в.у., в результате чего нижняя граница активного диапазона а.в.у. смещается от 2 до 0.2 Гц, а

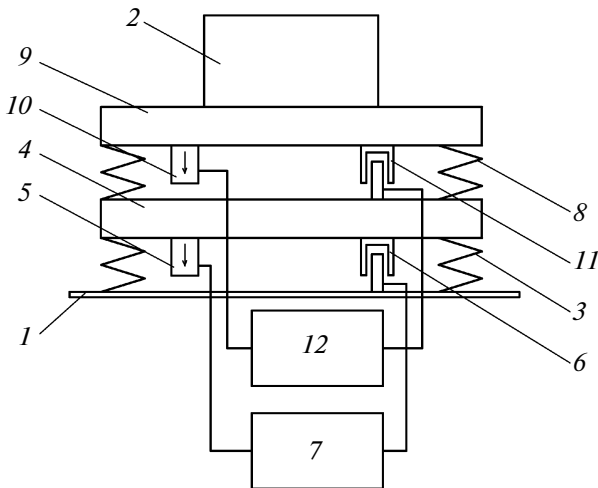


Рис. 1. Одномодовая схема двухкаскадного активного виброзащитного устройства. 1 – опорная плита; 2 – защищаемый объект; 3, 8 – упругие опоры; 4, 9 – несущие плиты; 5, 10 – акселерометры; 6, 11 – сервисные магнитоэлектрические двигатели; 7, 12 – электрические цепи авторегулирования/управления.

максимальный коэффициент подавления колебаний увеличивается от 40 до 60 дБ. Однако для особо чувствительных экспериментальных устройств (например, дифрактометров высокого разрешения, лазерных интерферометров, пользовательских станций источников синхротронного излучения), которые устанавливаются на опорах с высоким уровнем вибраций или в зданиях с близко расположенными транспортными магистралями или собственными источниками вибраций, эффективность однокаскадных а.в.у. может быть недостаточна. Такие же проблемы возникают при защите от вибраций на борту самолета или вертолета микрогравиметров для геологической разведки, гироскопических навигационных систем и т.д.

Для повышения эффективности а.в.у., представляющих собой электромеханические аналоги электрических частотных фильтров, естественно использовать составную конструкцию с последовательным включением парциальных элементов. Коэффициент передачи составного фильтра в этом случае будет равен произведению коэффициентов передачи его парциальных элементов. В основу представленной разработки двухкаскадных а.в.у. положены результаты, полученные для однокаскадных а.в.у. [8].

КОНСТРУКЦИЯ А.В.У.

Одномодовая конструкция двухкаскадного а.в.у. схематически представлена на рис. 1. Механическая часть устройства состоит из двух узлов, представляющих собой парциальные активные виброзащитные устройства, соединенные последовательно

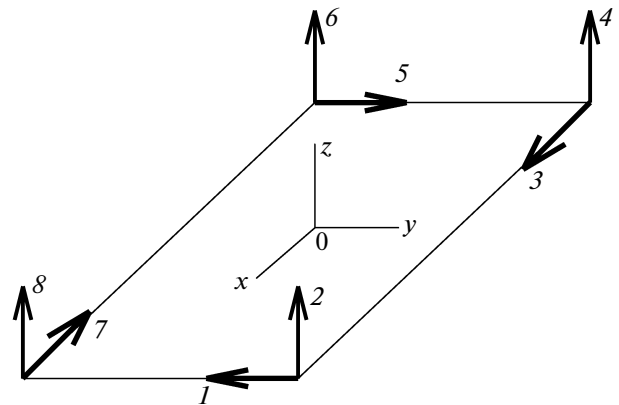


Рис. 2. Расположение акселерометров и магнитоэлектрических двигателей на несущей плите. Каждая стрелка (1–8) обозначает соосно-расположенную пару акселерометр–двигатель.

так, что несущая плита нижнего узла служит опорной плитой верхнего узла.

В реальной конструкции на несущих плитах парциальных а.в.у. (4 и 9) установлены группы из восьми акселерометров и восьми сервисных двигателей, как показано схематически на рис. 2. На схеме каждая стрелка изображает ориентированную коаксиально пару акселерометр–сервисный двигатель. Такая конструкция, как показано в [8], позволяет измерять все шесть мод колебаний несущей плиты (три торсионные T и три поступательные L) и управлять каждой модой отдельно. Важно, что при этом появляется возможность компенсировать “паразитный” сигнал наклона акселерометров в поле притяжения Земли, что, в свою очередь, смещает нижнюю границу активного диапазона виброзащитных устройств от 2 до 0.2 Гц и увеличивает максимальный коэффициент подавления колебаний от 40 до 60 дБ. Таким образом, новая система управления а.в.у. позволяет преодолеть указанные выше “врожденные” ограничения коммерческих приборов.

Механическая конструкция а.в.у. показана на рис. 3, где видна несущая плита ($600 \times 600 \times 30$ мм), изготовленная из мягкого алюминия, на которой установлены сервисные двигатели, акселерометры, упругие опоры и усилители сигнала акселерометров. Двигатели и акселерометры установлены в соответствии со схемой на рис. 2. Жесткость опорных пружин выбрана такой, чтобы собственные частоты всех шести мод колебаний несущей плиты располагались вблизи 10 Гц. Рабочие нагрузки пружин соответствуют предельной массе защищаемых объектов ≈ 100 кг.

Устойчивость и динамические характеристики каждого парциального авторегулятора определяются правильным расчетом петлевой функции передачи $H(i\omega) = M(i\omega)K(i\omega)$, где $M(i\omega)$ – функция



Рис. 3. Внешний вид несущей плиты с установленными на ней сервисными двигателями $1a-8a$, акселерометрами $16-86$, упругими опорами 9 и усилителями 10 сигнала акселерометров.

передачи электрических цепей, а $K(i\omega)$ — полная функция передачи механической системы. Последняя может быть представлена в виде произведения $K(i\omega) = K_A(i\omega) K_M(i\omega) K_D(i\omega)$, где $K_A(i\omega)$, $K_M(i\omega)$, $K_D(i\omega)$ — функции передачи соответственно акселерометра, механического осциллятора/подвеса, магнитоэлектрического двигателя. Обычно конструкции акселерометров и магнитоэлектрических двигателей выбирают так, чтобы в активном диапазоне частот они не вносили существенного сдвига фазы в $K(i\omega)$. В таком случае можно считать, что $K(i\omega) = K_A K_M(i\omega) K_D$, где K_A и K_D — коэффициенты передачи акселерометров и двигателей соответственно.

Петлевая функция передачи цепи управления $H(i\omega)$ рассчитывалась методом диаграммы Боде [9]. Полученная структурная схема цепи управления показана на рис. 4. Функция передачи объекта управления — несущей плиты, установленной на упругих опорах, соответствует функции передачи механического осциллятора с частотой резонанса ≈ 10 Гц. Линейный сервисный бесконтактный двигатель выполнен в виде катушки с током в поле постоянного магнита. При использовании редкоземельных магнитов коэффициент передачи двигателей $F/I \approx 1.5$ кгс/А. Усилитель мощности собран на операционном усилителе ОРА548,

рассчитанном на выходной ток до 3 А при напряжении до ± 30 В.

Наибольшие проблемы в реализации цепей авторегулирования связаны с выбором акселерометров, в сущности определяющих эффективность а.в.у. К ним предъявляются следующие требования. Во-первых, коэффициент передачи акселерометров по напряжению должен быть в интервале от $0.2 \text{ В}/g_0$ до $2 \text{ В}/g_0$, что обеспечивает остаточный уровень шумов виброзащитной плиты $10^{-6}g_0-10^{-7}g_0$ в области частот $0.1-10$ Гц (использовались малошумящие операционные усилители ОРА627, ОРА111). Во-вторых, резонансная частота акселерометров должна быть выше ≈ 1 кГц, чтобы резонанс не располагался в активном диапазоне частот. В-третьих, пьезоэлемент акселерометра не должен быть закреплен непосредственно на его корпусе. Это требование связано с необычно низкой граничной частотой измерительных цепей (≈ 0.05 Гц), в результате чего в цепи возникает паразитный медленный (десятки минут) температурный дрейф сигнала, вызванный термическим расширением корпуса акселерометра и пьезоэлемента. (Для устранения этого эффекта использовалась многослойная тепловая изоляция корпусов акселерометров, а также были разработаны усилители сигнала акселерометров с автоподстройкой нуля “по постоянному току”.)



Рис. 4. Структурная схема цепи управления одной из шести мод колебаний несущей плиты.

Из-за неопределенности с выбором пригодной конструкции акселерометра испытания а.в.у. проводились с их неполным комплектом. Однако поскольку в разработанной конструкции а.в.у. осуществляется раздельное управление модами колебаний несущей плиты, наличие двух акселерометров, например 3 и 7, достаточно, как видно из рис. 2, для управления модами TZ и LY. Эксперименты, проводившиеся таким образом, показали эффективное функционирование всех узлов а.в.у. Наилучшие для наших целей акселерометры были предложены предприятием ООО “Глобал-Тест” (г. Саров). Частота резонанса экспериментальных акселерометров ≈ 8 кГц, коэффициент передачи от $0.3 \text{ В/}g_0$ до $(1.2-1.5) \text{ В/}g_0$. Пьезоэлемент акселерометров хорошо изолирован терми-

чески от корпуса, так что дрейф сигнала практически подавлен.

В настоящее время испытаны два пробных образца акселерометров с коэффициентом передачи $0.3 \text{ В/}g_0$, изготовлены усилители сигнала, способные обеспечить уровень остаточных шумов несущей панели $\approx 10^{-6} g_0$, механическая конструкция а.в.у. подготовлена к установке полного комплекта акселерометров.

Диаграмма Бode, т.е. частотные зависимости модуля петлевой функции передачи $|H(i\omega)|$ и фазового угла $\varphi(\omega) = \text{arg} H(i\omega)$ рассмотренной выше цепи управления а.в.у., представлена на рис. 5 и рис. 6. Частотная зависимость $|H(i\omega)|$ ниже резонанса механического осциллятора ($1/(2\pi T_0) \approx 10$ Гц) имеет вид прямой с наклоном ≈ 30 дБ/декаду, а выше частоты резонанса – прямой с наклоном примерно -20 дБ/декаду. Сплошные кривые на

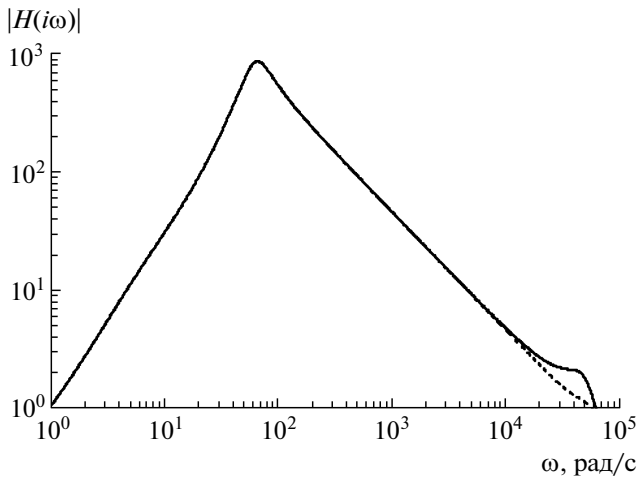


Рис. 5. Частотная зависимость модуля петлевой функции передачи цепи управления.

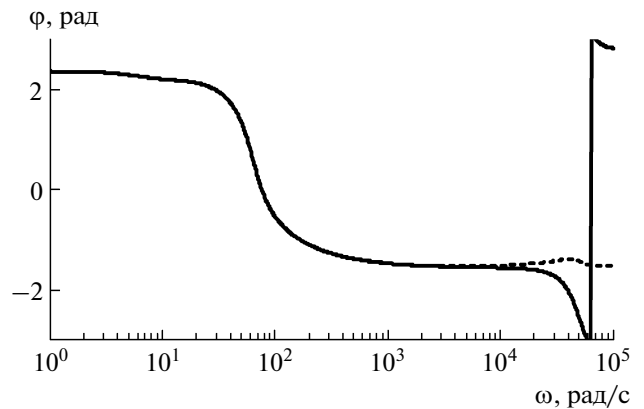


Рис. 6. Частотная зависимость фазового угла цепи управления.

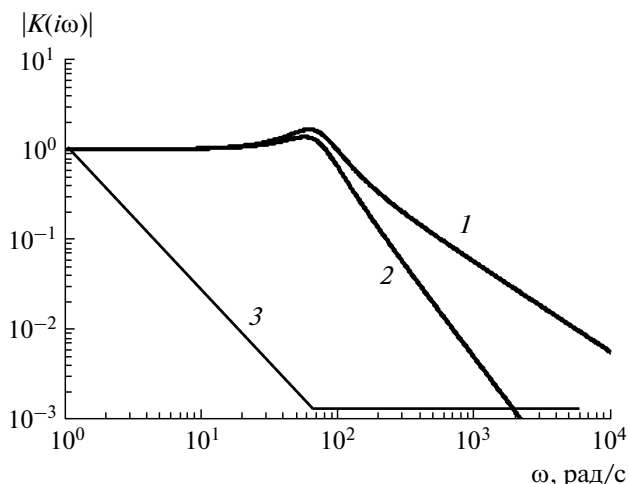


Рис. 7. Частотная зависимость модуля функции передачи акустического осциллятора/несущей плиты: 1 – входным сигналом является смещение опорной плиты; 2 – входным сигналом является сила, приложенная к плите; 3 – с включенной цепью управления.

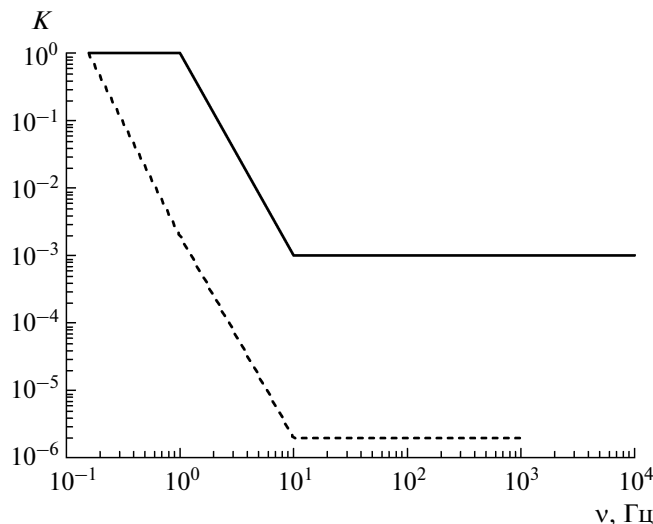


Рис. 8. Коэффициент передачи двухкаскадного активного виброзащитного устройства с нижней границей активного диапазона частот ≈ 1 Гц (сплошная линия) и ≈ 0.1 Гц (пунктирная).

рис. 5 и рис. 6 демонстрируют влияние на модуль петлевой функции передачи $H(i\omega)$ резонанса акселерометра вблизи ≈ 8 кГц, если в цепи управления (рис. 4) отсутствует корректирующая цепь, состоящая из аттенюатора, корректора 3 и сумматора. Как следует из рис. 6, в этом случае понижение фазы вблизи резонанса акселерометра выводит цепь управления из области устойчивости. На этом же рисунке пунктирная кривая показывает, что корректирующая цепь полностью компенсирует понижение фазы.

На рис. 7 представлены расчетные кривые модуля функции передачи упругого осциллятора, т.е. несущей плиты, установленной на упругих опорах (кривая 1 для входного сигнала в виде колебаний опорной плиты, кривая 2 – в виде силы, приложенной к несущей плите). Это реакция парциального а.в.у. с разомкнутой цепью управления. При функционирующей цепи управления в активной области частот (кривая 3) коэффициент пропускания а.в.у. уменьшается (наклон кривой примерно -30 дБ/декаду) и достигает минимального значения при частоте резонанса упругого осциллятора ≈ 10 Гц. Выше резонанса наблюдается плато, так как полный коэффициент пропускания а.в.у. представляет собой произведение коэффициентов пропускания активной цепи и пассивного элемента, частотные зависимости которых выше ≈ 10 Гц – прямые с наклоном противоположного знака: -20 и $+20$ дБ/декаду. Сказанное справедливо для функционирования а.в.у. в обычном режиме, когда входным сигналом являются вибрации опорной плиты (кривая 1 на рис. 7). Если а.в.у. предназначено для подавления вибраций, источник которых находится на несущей плите, коэффициент пропускания при частотах выше

≈ 10 Гц уменьшается (с наклоном -20 дБ/декаду), так как в этом случае пропускание пассивного элемента уменьшается с наклоном -40 дБ/декаду (кривая 2 на рис. 7).

Как отмечено в [8], некоторое увеличение эффективности парциальных а.в.у. (в сравнении с показанной на рис. 7) возможно, хотя и сопряжено с трудностями схмотехнического характера и высокими требованиями к конструкции акселерометров. В то же время эффективность однокаскадных а.в.у. для особо чувствительных экспериментальных устройств, которые по необходимости устанавливаются на опорах с высоким уровнем вибраций, может быть недостаточна. Поскольку а.в.у. фактически представляют собой механические/акустические фильтры, здесь естественно, так же как в электронике или оптике, использовать двухкаскадную конструкцию, обладающую новыми важными свойствами.

Во-первых, как показывают расчеты (рис. 8), с помощью двухкаскадного а.в.у. может быть достигнут коэффициент подавления колебаний $\approx 10^{-6}$, а крутизна кривой в области ниже частоты механического резонанса конструкции может достигать 60 дБ/декаду.

Во-вторых, двухкаскадная конструкция хорошо адаптируется к заданному уровню и спектру вибраций опоры, позволяет минимизировать энергопотребление цепей управления, правильно распределяя коэффициенты подавления колебаний “входного” и “выходного” парциальных а.в.у.

В-третьих, как показали приведенные ниже расчеты, эффективность двухкаскадного а.в.у. настолько высока, что максимальный коэффициент подавления колебаний ограничивается только

тепловыми шумами механической конструкции и цепей измерения вибрации.

Собственный тепловой шум a пьезоэлектрического акселерометра, представляющего собой механический осциллятор, в котором упругим звеном является пьезоэлемент, может быть определен, согласно [10], соотношением

$$a = \sqrt{4kT\Delta f \frac{4\pi\beta f_0}{m}},$$

где k – постоянная Больцмана; $T = 300$ К; Δf – рабочий диапазон частот; β – степень затухания механического осциллятора; f_0 – частота его свободных колебаний; m – масса инерционного тела механического осциллятора. Для используемых нами акселерометров $f_0 \approx 8$ кГц, $m \approx 10$ г, $\Delta f \approx 0.1$ кГц, $\beta \approx 0.7$, так что $a \approx 10^{-7}g_0$. Очевидно, что тепловой шум несущей панели, установленной на упругих опорах ($m \approx 40$ кг, $f_0 \approx 10$ Гц), намного ниже – $\approx 10^{-10}g_0$.

Выше отмечалось, что, используя акселерометры с коэффициентом передачи ≈ 0.3 В/ g_0 с усилителями, построенными на малозумящих операционных усилителях ОРА627, мы получаем остаточные шумы несущей панели на уровне $\approx 10^{-6}g_0$. Существует несложный способ уменьшить эти шумы на порядок величины. Для этого нужно использовать акселерометры с коэффициентом передачи ≈ 1.5 В/ g_0 и построить усилители сигнала с десятью операционными усилителями ОРА627, включенными параллельно.

Таким образом, как тепловые шумы входных цепей усилителей сигнала акселерометров, так и тепловые шумы акселерометров как механических осцилляторов, ограничивают остаточный уровень шумов несущей плиты величиной порядка $10^{-7}g_0$.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Разработано двухкаскадное активное виброзащитное устройство для защиты особо чувствительной к вибрациям измерительной и технологической аппаратуры, располагающейся на опорах с повышенным уровнем вибраций.

Двухкаскадная конструкция легко адаптируется под заданные уровни и спектр вибраций опоры и остаточный уровень вибраций несущей плиты путем оптимизации таких параметров парциальных виброзащитных устройств, как петлевая функция передачи $H(i\omega)$, мощность сервисных двигателей, чувствительность цепей измерения вибраций.

Проведенные расчеты показали, что разработанное двухкаскадное активное виброзащитное устройство обеспечивает предельно высокий коэффициент подавления колебаний (остаточный уровень вибрации несущей плиты), ограниченный только тепловыми шумами механической конструкции и цепей измерения вибраций.

Работа выполнена при поддержке ФЦП “Исследования и разработки по приоритетным направлениям развития научно-технологического комплекса на 2007–2013 годы” (государственный контракт № 16.513.11.3093 от 26.07.2011 г.).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Миронов В.Л.* Основы сканирующей зондовой микроскопии. Н. Новгород: Институт физики микроструктур РАН, 2004.
2. *Стрелов В.И., Сидоров В.С., Захаров Б.Г.* // Кристаллография. 2001. Т. 46. № 4. С. 759.
3. *Захаров Б.Г., Волков П.К., Стрелов В.И. и др.* // Поверхность. Рентгеновские, синхротронные и нейтронные исследования. 2001. № 9. С. 48.
4. *Стрелов В.И., Захаров Б.Г., Безбах И.Ж. и др.* // Поверхность. Рентгеновские, синхротронные и нейтронные исследования. 2005. № 10. С. 80.
5. www.herzan.com
6. www.halcyonics.de, www.halcyonics.com
7. www.herz.co.jp/english/
8. *Мелик-Шахназаров В.А., Стрелов В.И., Софьянчук Д.В., Безбах И.Ж.* // Письма в ЖТФ. 2012. Т. 38. Вып. 6. С. 61.
9. *Трофимов А.И., Егунов Н.Д., Дмитриев А.Н.* Методы теории автоматического управления, ориентированные на применение ЭВМ. М.: Энергоатомиздат, 1997.
10. *Аки К., Ричардс П.* Количественная сейсмология. М.: Мир, 1983.