

А.И. Михалев, А.П. Алпатов, А.И. Гуда, Р.А. Сухомлин

**ОЦЕНКА ВОЗМОЖНОСТИ ЗАМЕНЫ ИСПЫТАНИЙ  
КОСМИЧЕСКОГО АППАРАТА НА СТОЙКОСТЬ К  
АКУСТИЧЕСКИМ НАГРУЗКАМ ИСПЫТАНИЯМИ  
ШИРОКОПОЛОСНОЙ ВИБРАЦИЕЙ**

*Аннотация. Статья посвящена исследованию возможности замены стенда акустического воздействия, который испытывает прочность космического аппарата, на вибрационный стенд. В статье приведен краткий обзор доступной литературы по стендозамещению, а также создан лабораторный стенд акустических и вибрационных воздействий. На основе анализа литературных источников и проведенных испытаний на лабораторном стенде сделан вывод о возможности замены акустических воздействий на вибрационные для конкретных технических условий проведения испытаний.*

*Ключевые слова:* космический аппарат, акустические испытания, вибрационные испытания, многоточечная вибрация, лабораторный стенд.

**Основные источники воздействий на космический аппарат**

Одним из основных источников акустической и вибрационной нагрузки является двигатель ракеты, к которой присоединен к космическому аппарату (КА). Второй источник нагрузки – обтекание КА воздушным потоком. В результате обтекания происходит отрыв турбулентного пограничного слоя, который сопровождается вихреобразованием. При распаде крупных вихрей на мелкие возникают пульсации давления, а в соответствии с теорией Лайтхилла и Керта турбулентные пульсации давления порождают акустический шум и как следствие – широкополосную вибрацию.

КА подвергается максимальному воздействию нагрузок, когда находится в двух состояниях: при взлете ракеты и при полете через плотные слои атмосферы. Взлет ракеты приводит к возбуждению практических всех собственных мод (резонансных частот) изгибных колебаний конструктивных элементов КА. Вибрации возникают из-за:

1. Двигатель генерирует вибрационную нагрузку, которая возникает вследствие его работы. Она частично уменьшается за счет перепада акустических импедансов на границах между элементами конструкции, а также за счет применения упругих виброизолаторов, на которых подведен КА к ракете.

2. Двигатель генерирует и акустическую нагрузку, которая возникает при истечении струи газа из турбины.

3. Вибрация возникает также при отрыве турбулентного слоя от обтекателя.

#### **Исследование и анализ различных типов нагрузок на КА**

В результате динамических воздействий аэроакустического типа возбуждаются изгибные колебания корпуса обтекателя в широком диапазоне частот, причем вибрационная энергия распределена преимущественно между структурными модами собственных изгибных колебаний обтекателя. Вибросмещение в суммарном вибрационном поле, которое возбуждается в корпусе обтекателя, вычисляется путем линейной суперпозиции вибросмещений, создаваемых отдельными источниками широкополосной вибрации (структурными модами изгибных колебаний).

Относительно минимальная нагрузка на КА получается в результате вибрации на резонансных частотах конструкции, вызванной работой двигателя ракеты.

Акустическое воздействие, а именно вызываемая данным воздействием широкополосная вибрация (на резонансных частотах конструкции) оказывает среднюю по силе нагрузку на КА. Уровень акустического воздействия находится в пределах 140-160 дБ, причем при старте 150-160 дБ, а при полете в плотных слоях атмосферы 140-150 дБ.

Максимальная нагрузка возникает вследствие «связанных» резонансных колебаний (вибраций). Как уже было сказано, такие вибрации возникают при совпадении собственных резонансов колебаний корпуса (широкополосная вибрация) и собственных резонансов акустического поля. Данные колебания всегда возникают из-за акустического воздействия. Бывают двух типов: возникающие в результате внешнего акустического воздействия и возникшие в результате акустического воздействия находящегося внутри корпуса.

Диапазон частот акустического и вибрационного воздействия 5-5000 Гц, который обычно условно делится на низкий, средний и высокий поддиапазоны [3]. В некоторых статьях берут правую границу диапазона меньше 5 кГц.

### **Анализ воздействия нагрузки на приборную платформу КА**

Наибольшие перегрузки в приборной платформе происходят не во всех точках резонанса, а только в определенных: в легких приборах весом до 0,1 кг и в свободных узлах панели. При старте ракеты перегрузка данных участков превышает 20 g, при полете в плотных слоях атмосферы в три раза меньше (больше 7 g). У более тяжелых приборов перегрузка меньше, при старте – меньше 10 g, при пролете в плотных слоях атмосферы – меньше 3 g [3].

### **Возможности замены акустических стендов на вибрационные**

Основное назначение стендов – воспроизведение уровней и спектрального состава ускорений, которые наблюдаются при реальной эксплуатации КА. Необходимо реализовать модель реальных воздействий и акустических и вибрационных.

Основной недостаток вибрационных стендов – в некоторых местах КА будет недогрузка из-за сложной амплитудо-частотной характеристики реального воздействия [4].

Цель стендовых испытаний – это проверка:

- конструкции КА;
- качества материала;
- технологии изготовления;
- замененного оборудования.

### **Этапы исследования конструкции КА на прочность**

1. Определение акустического воздействия с помощью расчетных моделей и результатов экспериментов.

2. Определение вибрационного воздействия с помощью расчетных моделей.

3. Из результатов исследований определение параметров эквивалентного стендового воздействия.

4. Уровень воздействия – ниже уровня квалификации конструкции (чтобы не вызвать ее повреждение), но выше уровня реальной эксплуатации [4].

5. В случае воздействия на отдельные части КА (т.е. если их отсоединить от КА и отдельно тестировать) «связанные» резонансы

могут не появляться. Для устранения данного явления в стандарте NASA-std-7001 [2] предложено использовать параметр «фактор заполняемости» (fill factor).

6. Проверка воздействия стендового испытания - сравнение выходного сигнала до испытания и после, если не отличается, то испытание не нарушило конструкцию, выходной сигнал при этом дополнительно обрабатывают.

### **Многоточечная вибрация**

Основные трудности методов, которые основаны на возбуждении вибрации конструкции в одной точке, связаны с наличием в получаемой вибрации составляющих от нерезонансных тонов колебаний. Эти трудности присущи всем методам данного типа.

Применение многоточечного возбуждения позволяет путем специального подбора возбуждающих сил выделить поочередно «чистые» собственные формы колебаний и определить соответствующие этим формам повреждения конструкции как для системы с одной степенью свободы.

Принципиальная возможность получения «чистых» собственных форм колебаний конструкции с помощью многоточечного возбуждения вытекает из общей теории вынужденных колебаний линейных систем. Задача состоит в том, чтобы найти такое распределение сил, при котором возбуждается «чистая» собственная форма колебаний.

Будем исходить из общего уравнения вынужденных колебаний системы с конечным числом степеней свободы:

$$A\ddot{q} + B\dot{q} + Cq = Q, \quad (1)$$

можно отметить, что, если система колеблется по  $r$ -й собственной форме при некоторой частоте (необязательно собственной), то

$$q = A_r \eta^{(r)} \cos(\omega t + \varepsilon_r), \quad (2)$$

где  $A_r$  – амплитуды  $r$ -колебания.

Подставляя (2) в исходное уравнение, получаем следующее выражение для распределения сил:

$$Q = A_r [(C - \omega^2 A)\eta^{(r)} \cos(\omega t + \varepsilon_r) - \omega B\eta^{(r)} \sin(\omega t + \varepsilon_r)]. \quad (3)$$

Первое слагаемое представляет собой силу, необходимую для противодействия упругим и инерционным силам. Эта сила в фазе с перемещениями. Второе слагаемое – это сила, необходимая для компенсации диссипативных сил. Она имеет сдвиг фаз относительно пе-

ремещений, равный  $\pi / 2$ . Распределение у которых все силы по отношению друг к другу находятся в фазе или сдвинуты по фазе на 180 градусов, будем называть монофазными.

С помощью монофазных распределений сил можно возбудить «чистые» собственные формы колебаний системы в следующих случаях:

- если диссипативные силы в системе отсутствуют;
- если диссипативные силы не связывают главные координаты;
- если возбуждение производится на собственной частоте.

Методы многоточечного возбуждения позволяют получать с высокой степенью точности «чистые» собственные формы колебаний для самых сложных конструкций, однако они требуют сложных вибрационных установок.

### **О возможности замены акустического стендового испытания на вибрационное**

Обоснованием такой замены служит то, что основным воздействием на КА является инерционная сила, возникающая в результате колебаний конструкции, вызванная акустикой и вибрацией. Если удастся заменить акустическую составляющую, вызывающую инерционную силу на широкополосную вибрационную, то можно заменить стенд испытания КА на прочность к акустическим нагрузкам на вибрационный стенд. Полностью заменить не получится, только частично: для конкретных зон КА и определенных технических условиях проведения испытания. Эквивалентного вибрационного воздействия сложно добиться из-за того, что акустика действует по площади и может возбуждать все структурные резонансы конструкции, а вибрация действует по точкам и может возбудить только часть структурных резонансов [1]. Вибрационную нагрузку обычно проводят в областях резонансов конструкции только на критических точках конструкции и узлах подвески проборов и агрегатов [3].

Для адекватной замены акустического стендна на стенд с вибрационной нагрузкой изначально определяют действие акустики и показывают, что с помощью широкополосной вибрации можно воспроизвести аналогичную нагрузку. При этом вибрационная нагрузка должна превышать акустическую [3].

### **Лабораторный стенд и стендовые испытания**

Для оценки возможности замены акустического стендового испытания вибрационным был спроектирован и изготовлен лабораторный стенд (рис. 1). Созданный стенд предназначен для воздействия акустической и вибрационной нагрузки на пластинку текстолита, с последующим измерением (полученной в результате такого воздействия) вибрации пластиинки. Вибрация измерялась с помощью датчика Холла (рис. 3).

С помощью акустического активатора на пластину осуществлялось воздействие звуком запуска двигателя ракеты NASA – SLS (сигнал взят с сайта <https://soundcloud.com/nasa>), белым шумом и синусоидой.

Воздействие вибрацией осуществлялось с помощью электромотора оптического привода компьютера для CD (электромотор управляющий выдвижением лотка с диском). На двигателе постепенно повышалось напряжение, что позволило получить несколько вибрационных воздействий с различной частотой.

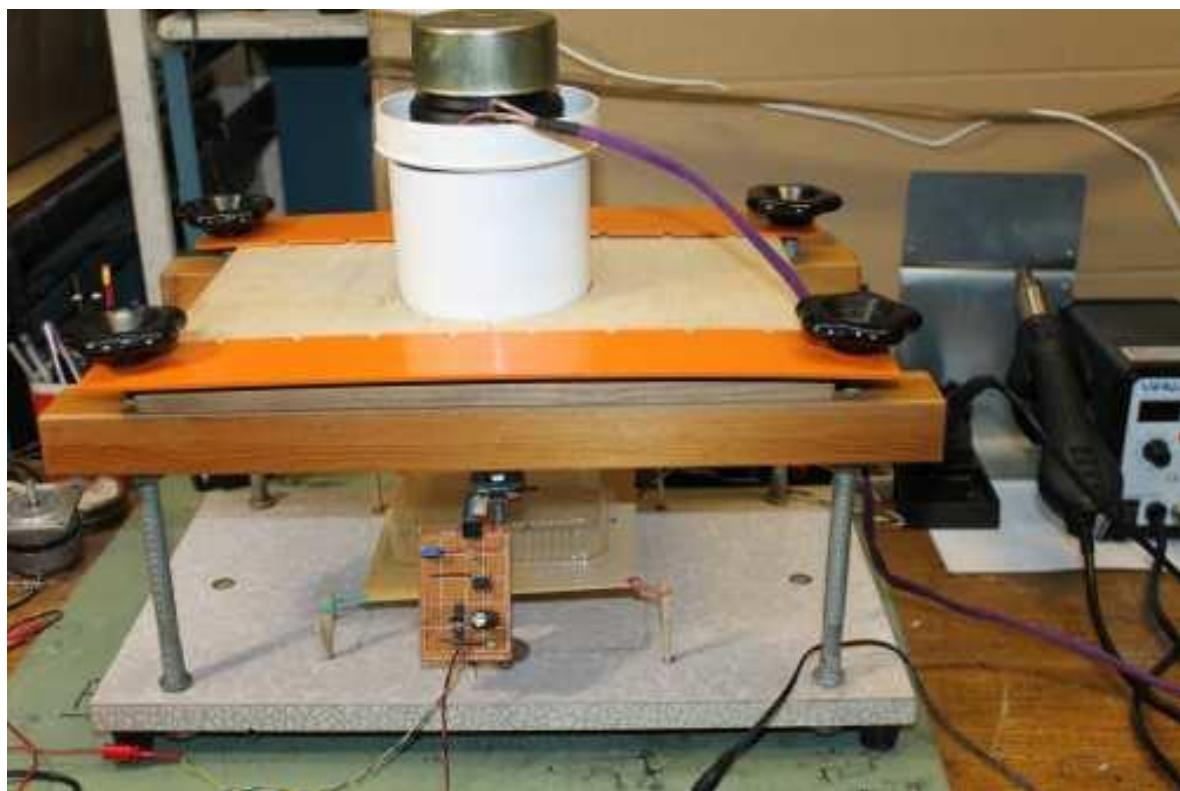


Рисунок 1 – Лабораторный стенд с акустическим активатором сверху

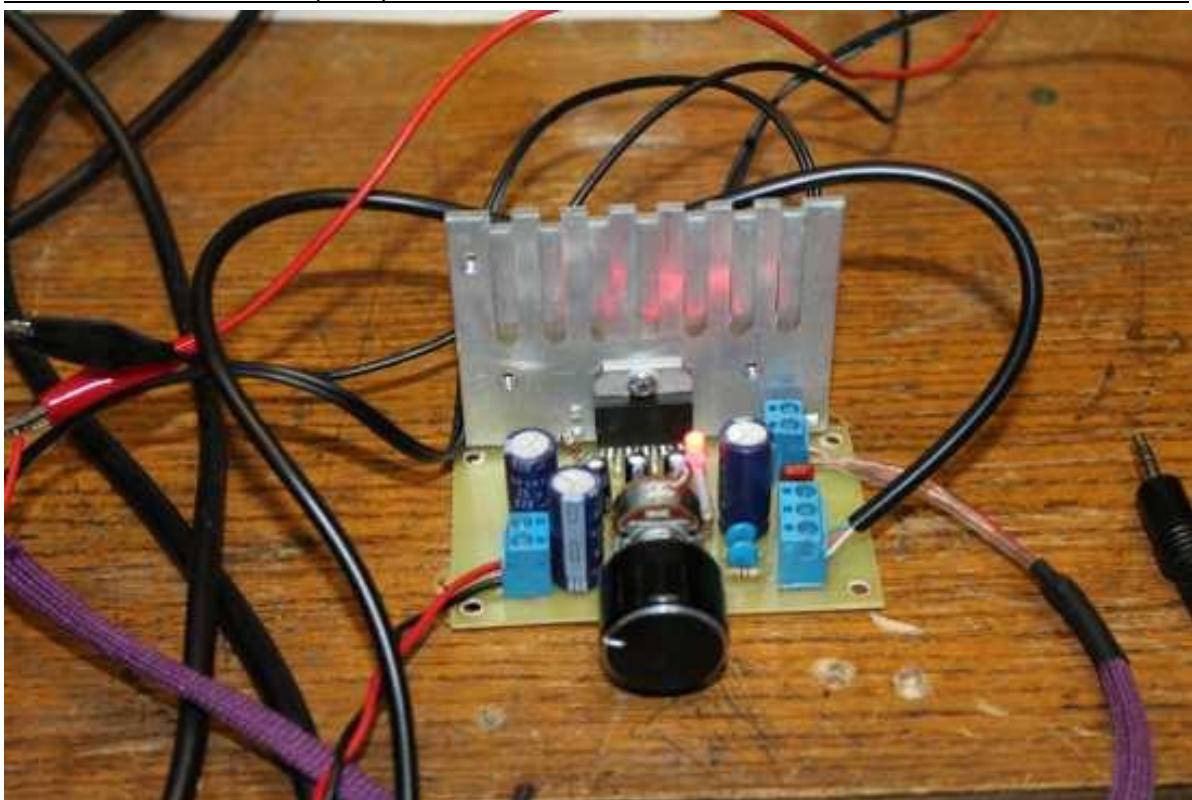


Рисунок 2 – Усилитель мощности звуковой частоты

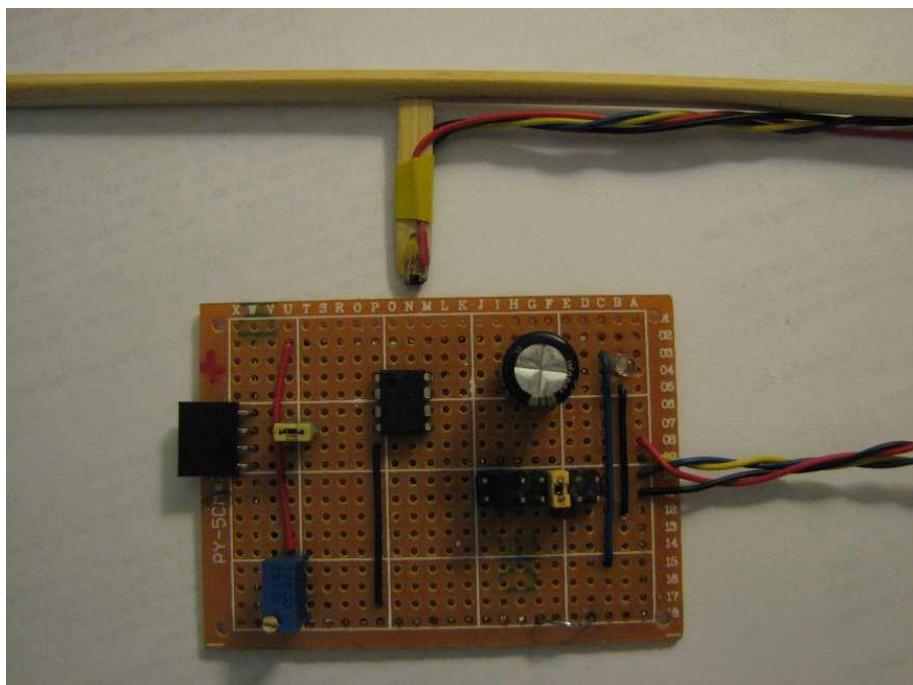


Рисунок 3 – Инструментальный усилитель для датчика Холла  
(вверху)

### **3 (110) 2017 «Системные технологии»**

Усилитель мощности звуковой частоты (рисунок 2) с выходной мощностью 30 Ватт – используется для акустической части стенда. Выполнен на микросхеме TDA2005 в мостовом режиме, коэффициент нелинейных искажений данной микросхемы в таком режиме составляет 0.2% на мощностях до 20 Ватт и 1% на больших, что для решаемой задачи вполне приемлемо.

Плата инструментального усилителя (рис. 3) нужна для того, чтобы усилить слабый сигнал с датчика Холла. С датчика Холла идет аналоговый сигнал в 20-50 мВ, который нужно усилить до 500 мВ - 1 В, для дальнейшей обработки на осциллографе. Кроме того плата инструментального усилителя содержит в себе фильтр низкой частоты (НЧ), с частотой среза ~2 КГц.

#### **Акустические лабораторные стеновые испытания**

В результате стенового испытания акустикой было получено несколько наборов данных (напряжение на датчике Холла), изменялся вид сигнала, поступающий из колонки. Из-за наличия широкополосного шума пришлось использовать фильтрацию: осциллограф переключен в режим «AC coupling», включен в нем предварительный НЧ фильтр, включен цифровой НЧ фильтр, усиление доведено до 50 мВ/step. В таблице ниже приведены описания сигналов, полученных в результате воздействия акустики.

**Таблица 1**

Обозначение сигнала	Описание сигнала
d_00	Ракета NASA – SLS
d_02	Синусоида
d_05	Белый шум

#### **Вибрационные лабораторные стеновые испытания**

В результате стенового испытания вибрацией было получено несколько наборов данных (напряжение на датчике Холла), изменялось напряжение на приводе. В таблице ниже приведены описания сигналов, полученных в результате воздействия вибрации.

**Таблица 2**

Обозначение сигнала	Напряжение на приводе
d_08	6V
d_11	11V

Для сравнения сигналов акустического воздействия и вибрационного воспользуемся способом, приведенным в [3]. Вычислим спек-

тральной плотность мощности (СПМ) всех сигналов, затем определим огибающие СПМ. После чего поместив огибающую СПМ вибрации и акустики на один график, можно будет сделать вывод, насколько сигнал вибрации покрывает акустический и оценить их схожесть.

Изначально планировалось сравнивать огибающие СПМ без использования логарифмической шкалы, но амплитуда сигнала, полученного в результате действия вибрации, намного превышает амплитуду сигнала, полученного в результате акустики. На рисунках ниже в легенде указано, какая кривая, к какому типу сигнала относится: **v** – соответствует сигналу вибрации, **a** – акустики.

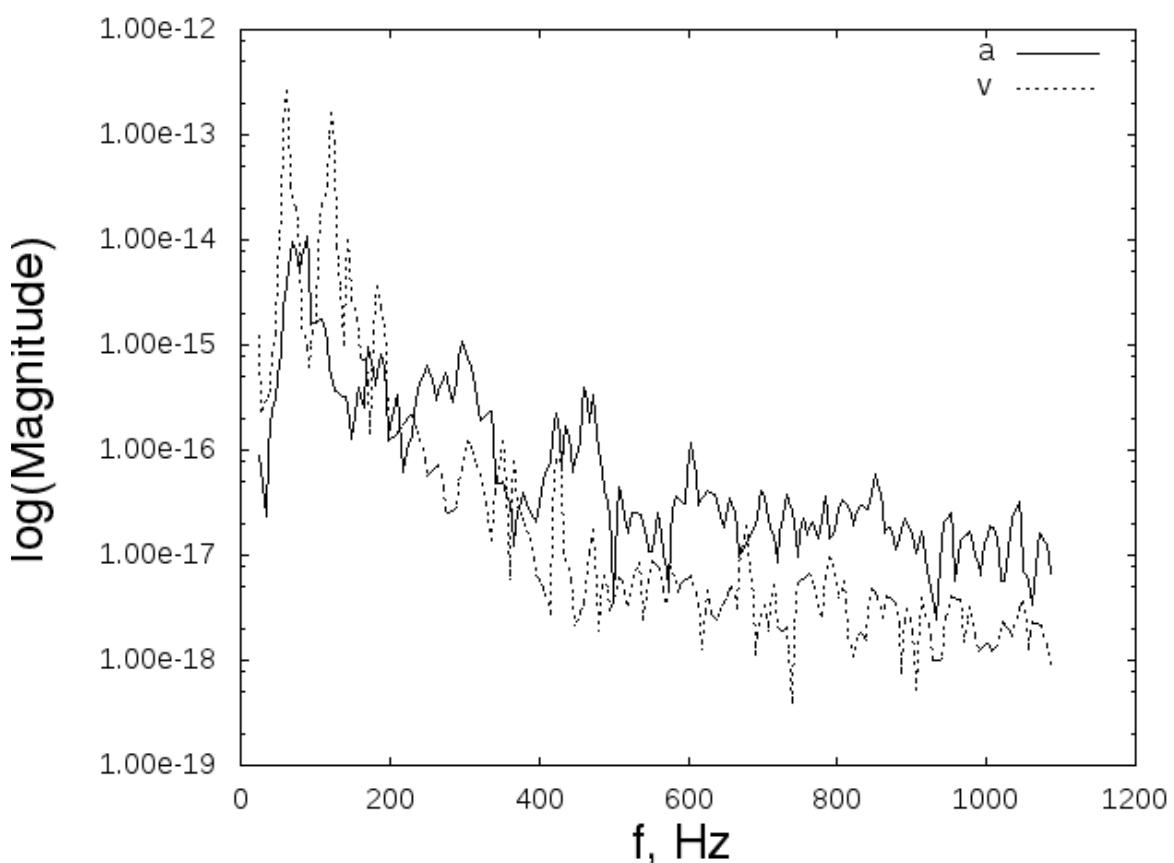


Рисунок 4 – СПМ сигнала **d\_00** (a) и сигнала **d\_08** (v)

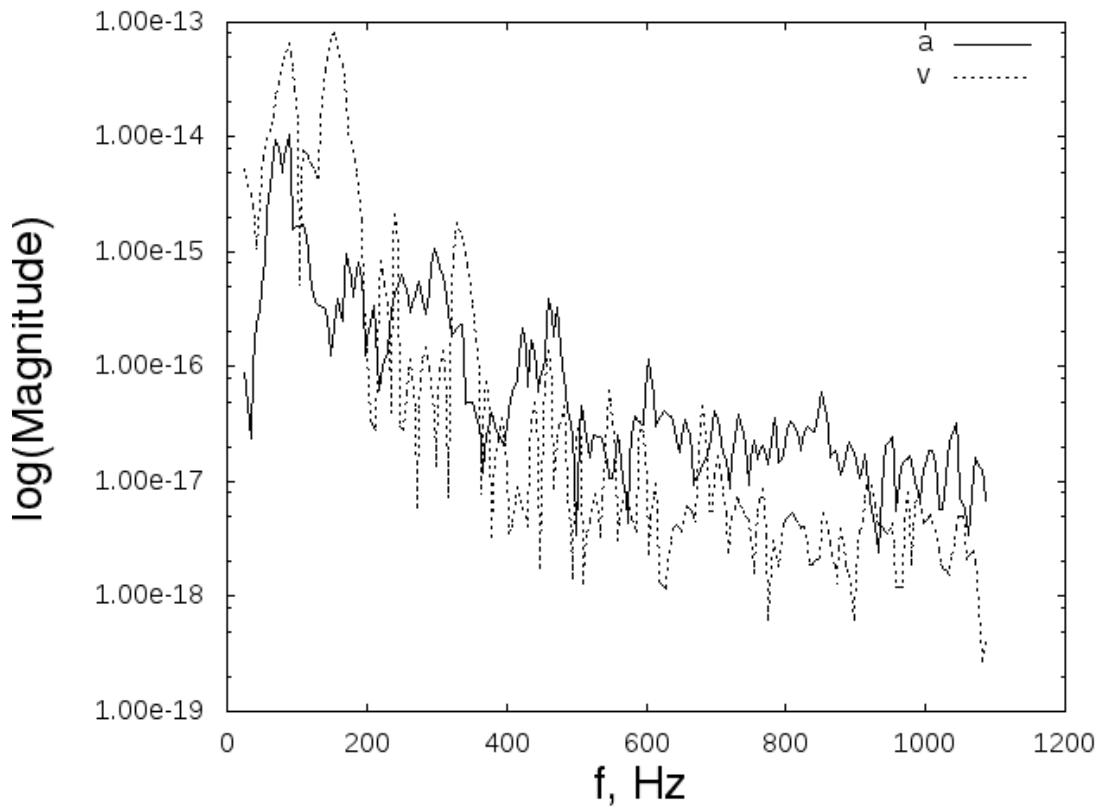


Рисунок 5 – СПМ сигнала  $d_{00}$  (а) и сигнала  $d_{11}$  (в)

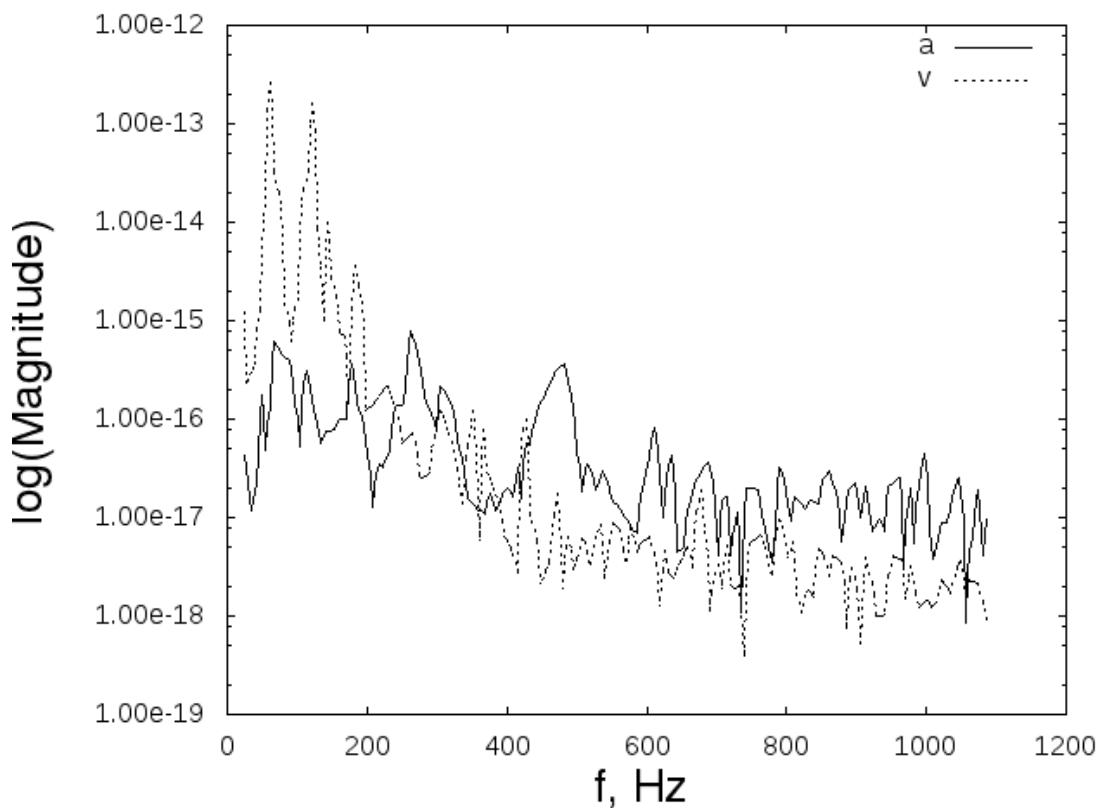


Рисунок 6 – СПМ сигнала  $d_{02}$  (а) и сигнала  $d_{08}$  (в)

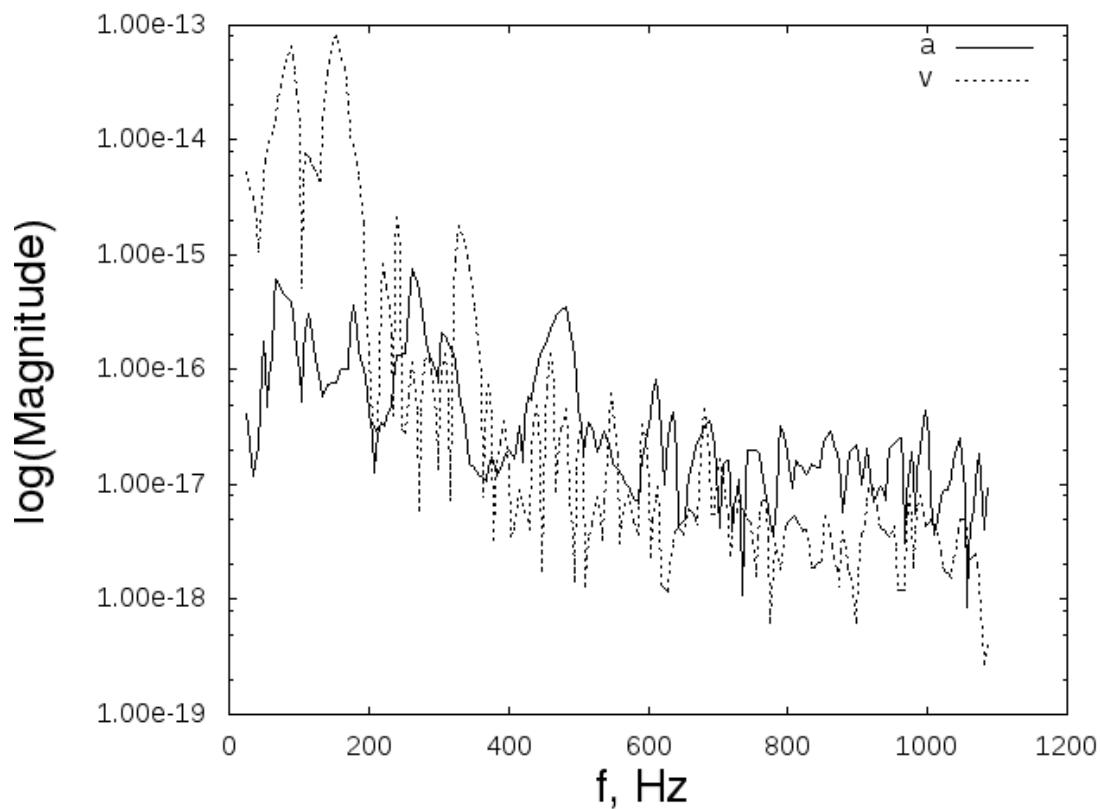


Рисунок 7 – СПМ сигнала  $d_02$  (а) и сигнала  $d_{11}$  (в)

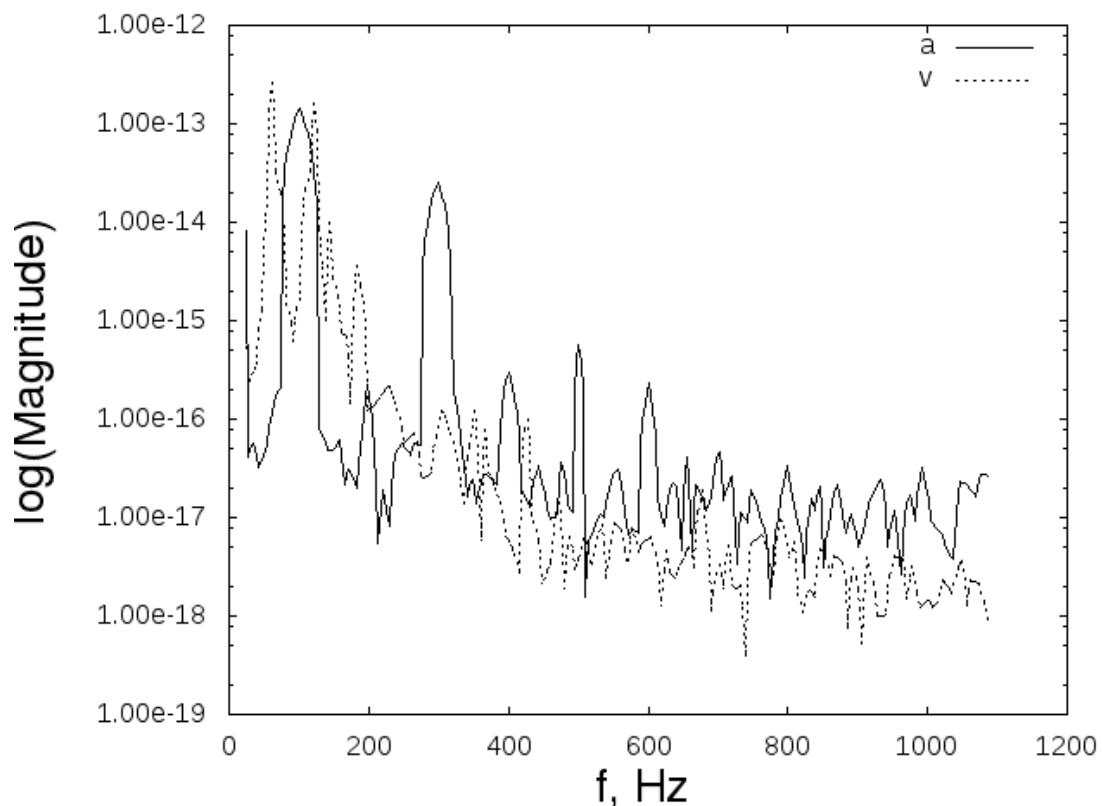


Рисунок 8 – СПМ сигнала  $d_05$  (а) и сигнала  $d_08$  (в)

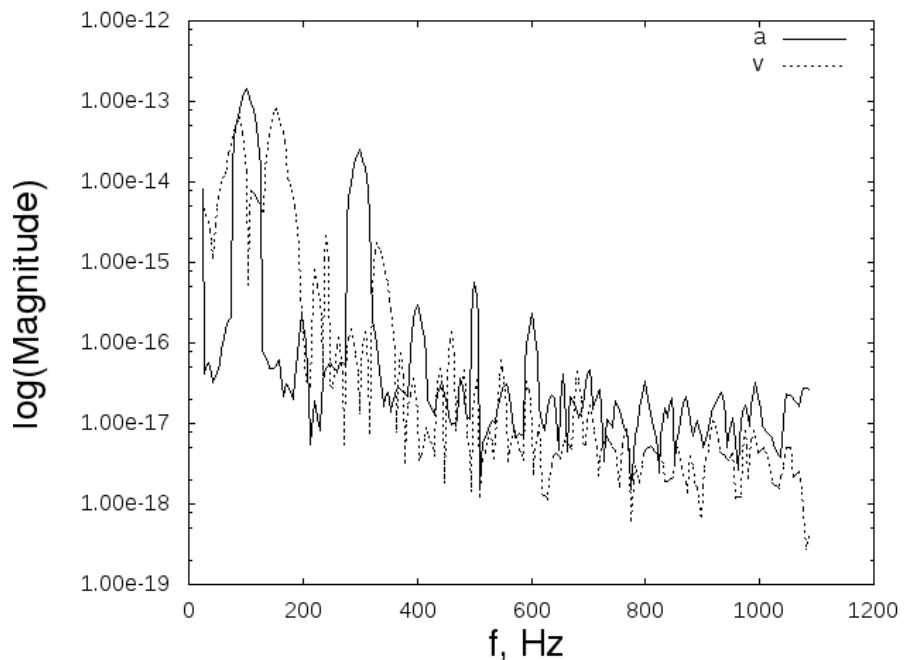


Рисунок 9 – СПМ сигнала d\_05 (а) и сигнала d\_11 (в)

Проанализировав приведенные графики, которые соответствуют наложению сигнала вибрации на сигнал акустического воздействия реального двигателя, можно заметить, что вибрационное воздействие практически полностью покрывает акустическое и имеет схожую структуру на промежутке частот 0-300 Гц. За границей 300 Гц перекрытия не происходит, но это можно объяснить тем, что вибрация вызывалась в одной точке с постоянной частотой воздействия примерно 100-200 Гц, следовательно, в этой области сформировалась широкополосная вибрация, которая теоретически может быть продлена за счет добавления второй точки вибрации с частотой воздействия выше 300 Гц. Если не брать во внимание большую разницу амплитуд вибрации и акустики, то в целом, можно сказать о том, что в результате нагрузки широкополосной вибрацией возникает похожее на акустику воздействие. Отсюда следует, что акустическая нагрузка теоретически может быть заменена вибрационной.

**Выводы.** Анализ публикаций показывает, что при использовании многоточечной вибрации можно добиться хорошей имитации акустической нагрузки. Но необходимо обеспечить воздействие всех резонансов (вибрации, акустики и «связанных» резонансов). Для возбуждения резонанса точка вибрации должна находиться поблизости от пучности колебаний, соответствующей этому резонансу. Результа-

ты лабораторных исследований, приведенные в литературе, показали полное перекрытие акустической нагрузки вибрационной на графике спектральной плотности мощности, причем структура обеих воздействий схожа.

Исследования, проведенные на созданном лабораторном стенде акустических и вибрационных воздействий, показали перекрытие акустической нагрузки вибрационной по спектральной плотности мощности. Но перекрытие одного сигнала другим наблюдается только на промежутке 0-300 Гц, из исследуемого 0-1000 Гц, что связано с наличием только одной точки вибрации с частотой воздействия, расположенной в промежутке перекрытия. Анализ работы стенда показал, что вибрационная нагрузка за счет нелинейных эффектов тоже может вызывать широкоспектральный отклик, но только в определенных условиях, которые зависят от изучаемого объекта.

В целом можно сказать, что замена акустического стенда вибрационным теоретически возможна, но насколько эта замена будет адекватной зависит от количества точек, в которых возбуждается вибрация и от точности модели акустического воздействия. Для того, чтобы подтвердить с большей достоверностью возможность такой замены необходимо провести испытания с воздействием многоточечной вибрации на конструкцию КА. Для этой цели необходимо перейти от лабораторного к испытательному стенду вибрационного воздействия и провести дополнительные измерения на конкретной конструкции.

## **ЛИТЕРАТУРА**

1. Либерман М.Ю. О моделировании процессов формирования пусковых нагрузок, оказывающих динамическое воздействие на космический аппарат // ОАО «Корпорация «ВНИИЭМ» // Методы испытаний изделий и оборудования. – 2013. – стр. 19-30.
2. NASA-STD-7001 A. Payload Vibroacoustic Test Criteria. Approved: 20.01.11.
3. Носатенко П.Я. Экспериментальное определение акустических нагрузок при пусках РН «Стрела» и расчетное определение режимов экспериментальной отработки выводимых космических аппаратов / П. Я. Носатенко, А. В. Бобров, М. Л. Баранов [и др.] // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета. – Самара : Самарский государственный аэрокосмический университет, 2010. – № 2. – С. 112-123.
4. Халимович В.И. Выявление дефектов космических аппаратов в процессе испытаний на вибрационные и акустические воздействия в испытательной лаборатории. // Вестник Сибирского государственного аэрокосмического университета им. академика М.Ф. Решетнева № 3, 2005. – С. 174-178.