

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 практически 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 перепеда акустических импендансов на границах между элементами конструкции, а также за счет применения упругих виброизоляторов, на которых подвешен 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 амплитудно-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 воздействует по площади и может возбуждать все структурные резонансы конструкции, а вибрация воздействует 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 стенда на стенд с вибрационной нагрузкой изначально определяют воздействие 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 пластинки. 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.

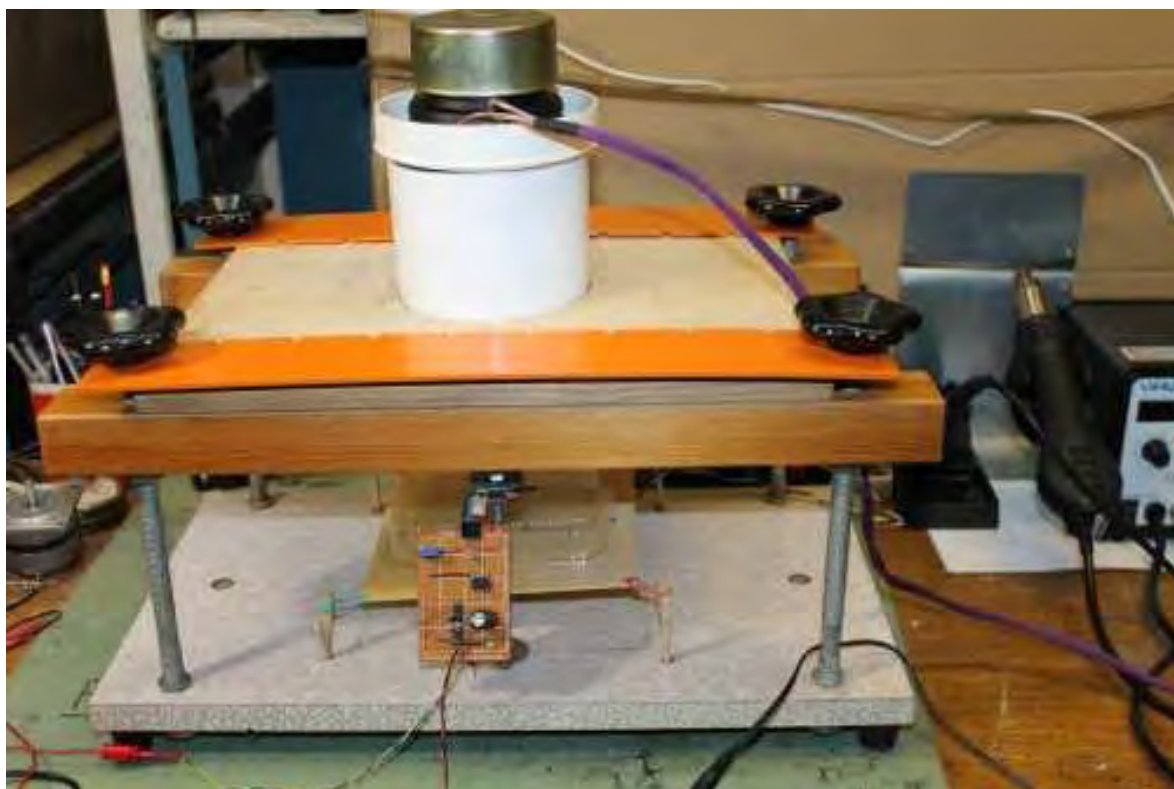


Рисунок 1 – Лабораторный стенд с акустическим активатором сверху

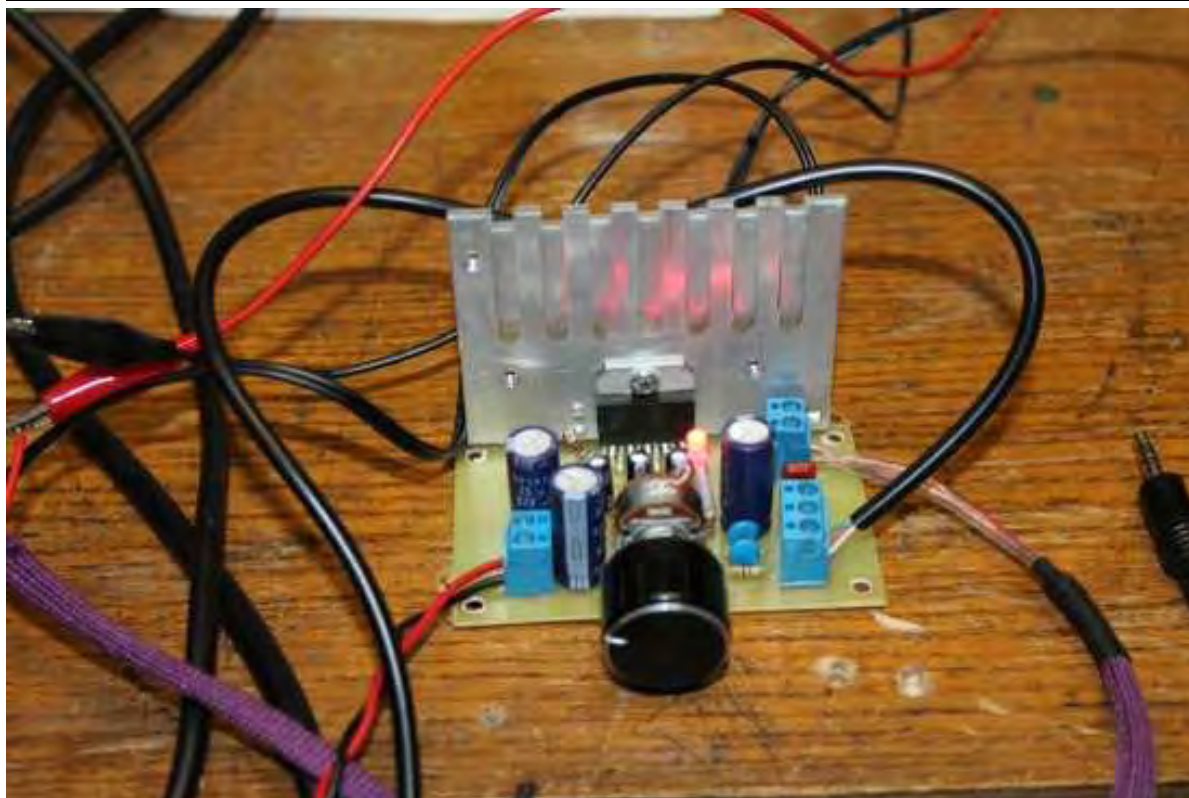


Рисунок 2 – Усилитель мощности звуковой частоты

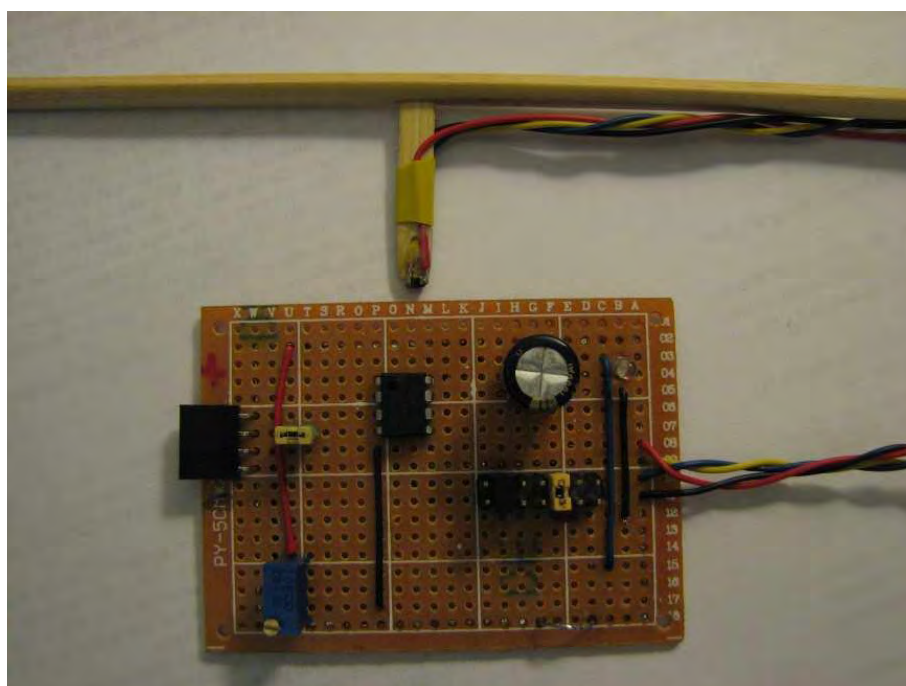


Рисунок 3 – Инструментальный усилитель для датчика Холла
(вверху)

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 стендовые испытания

В результате стендового 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 mV/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 стендовые испытания

В результате стендового 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-

тральную 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.

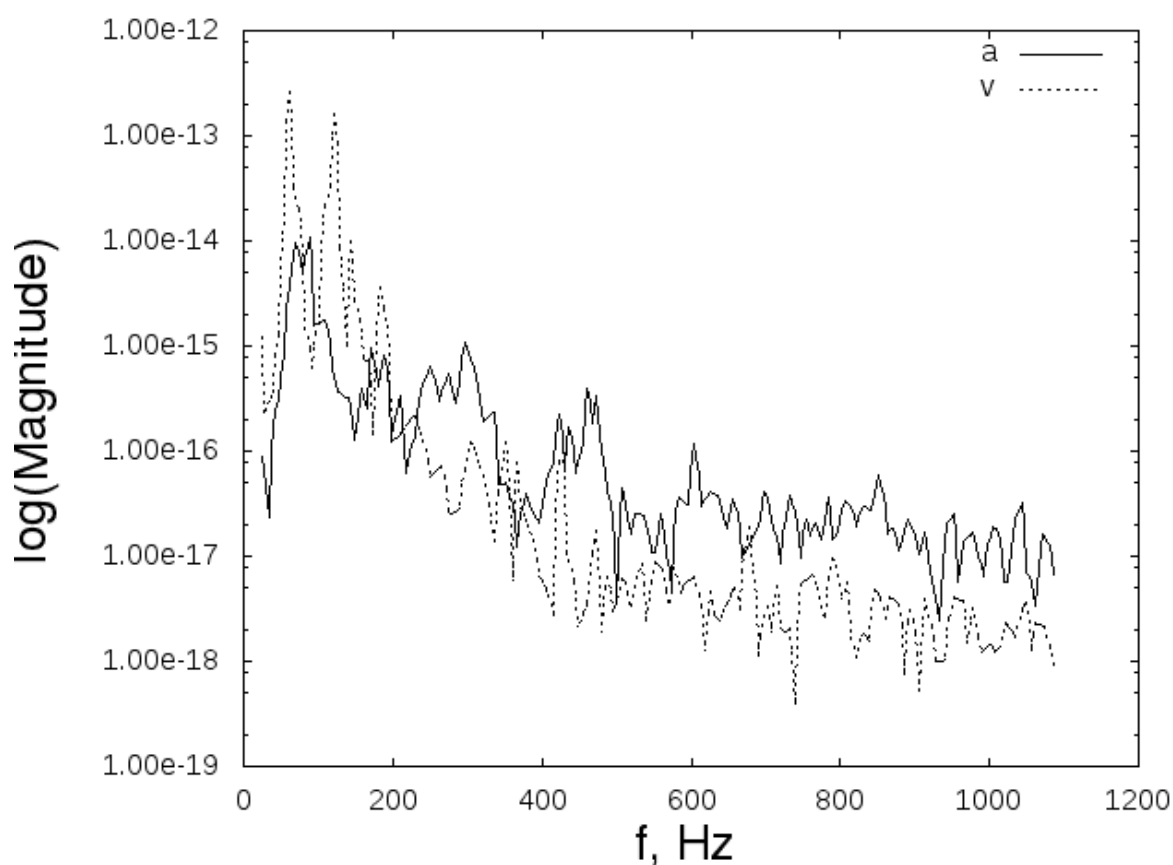


Рисунок 4 – СПМ сигнала d_00 (a) и сигнала d_08 (v)

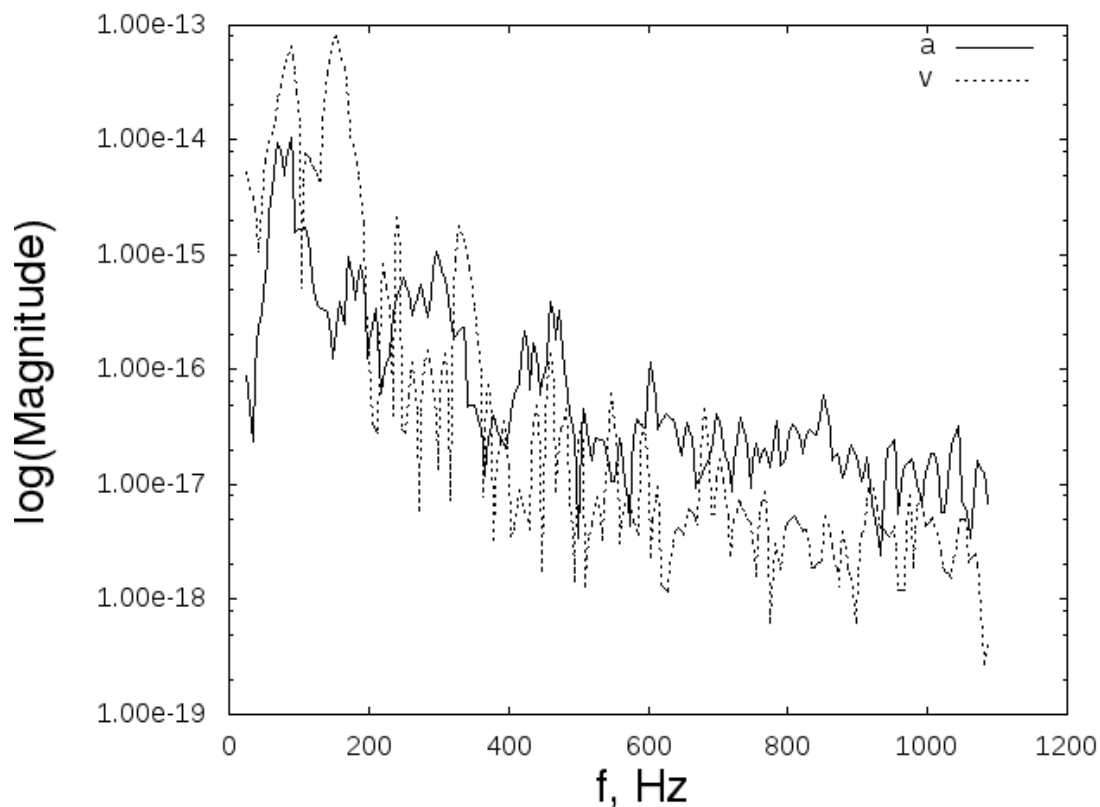


Рисунок 5 – СПМ сигнала d_00 (a) и сигнала d_11 (v)

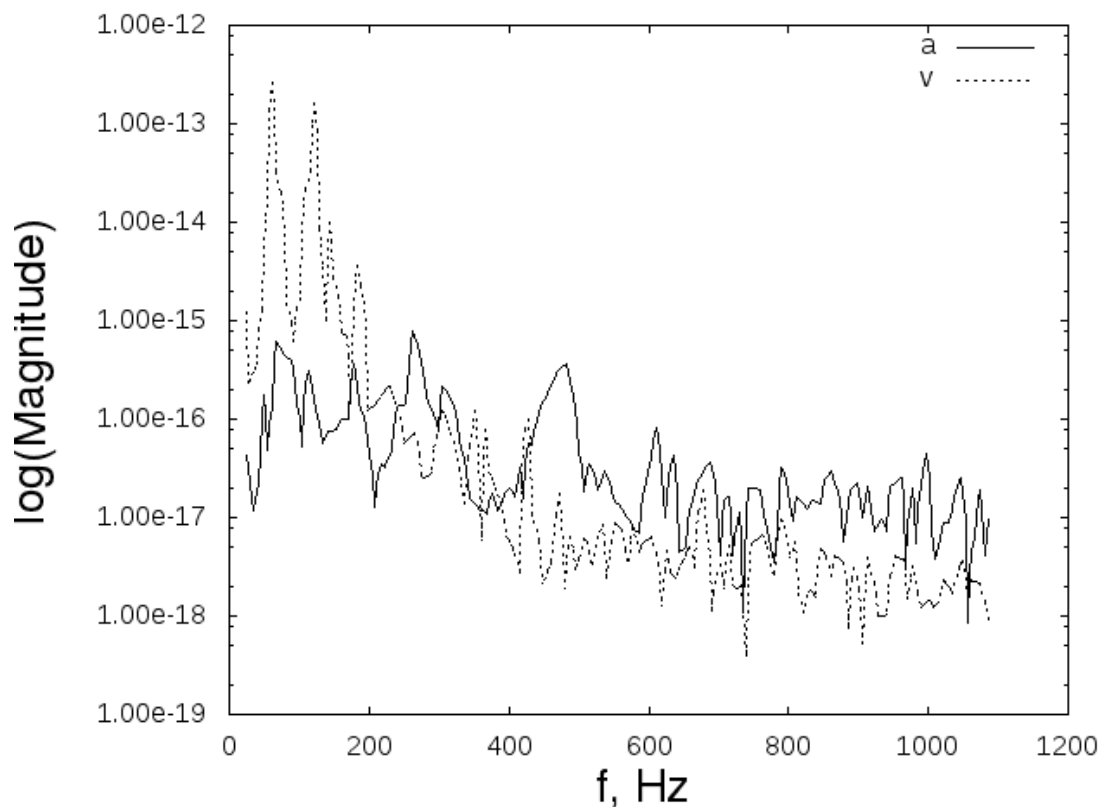
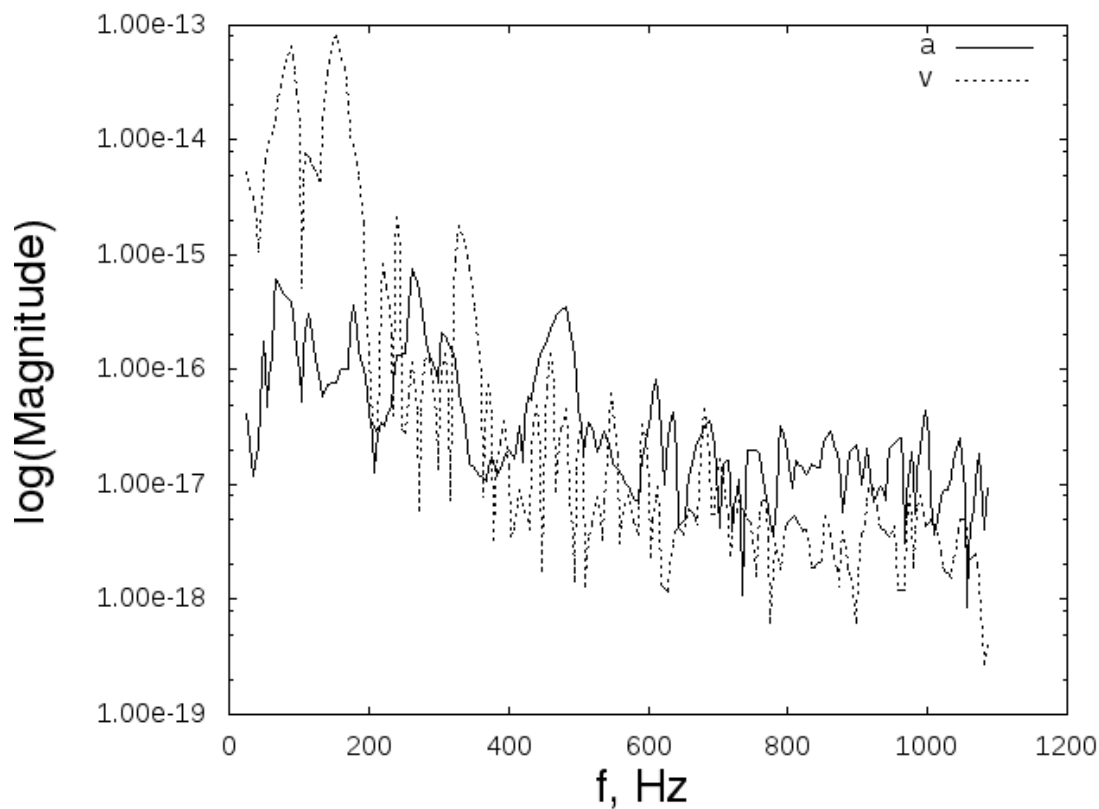
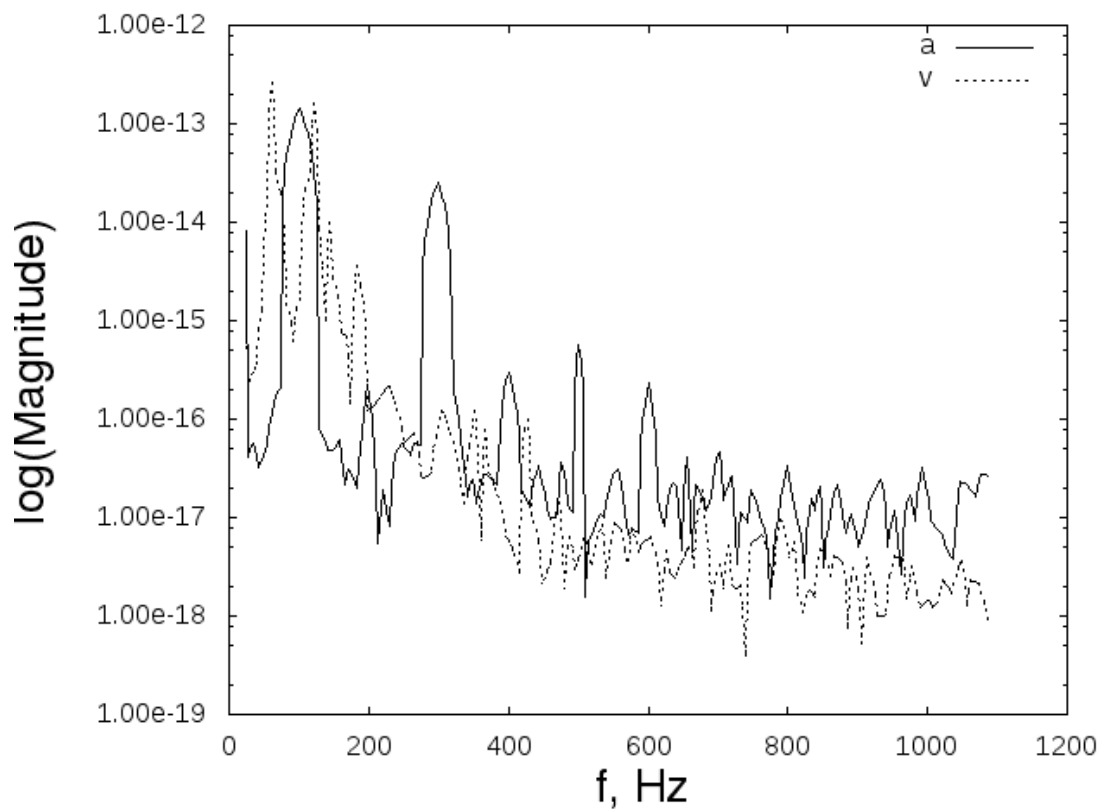


Рисунок 6 – СПМ сигнала d_02 (a) и сигнала d_08 (v)

Рисунок 7 – СПМ сигнала d_{02} (a) и сигнала d_{11} (v)Рисунок 8 – СПМ сигнала d_{05} (a) и сигнала d_{08} (v)

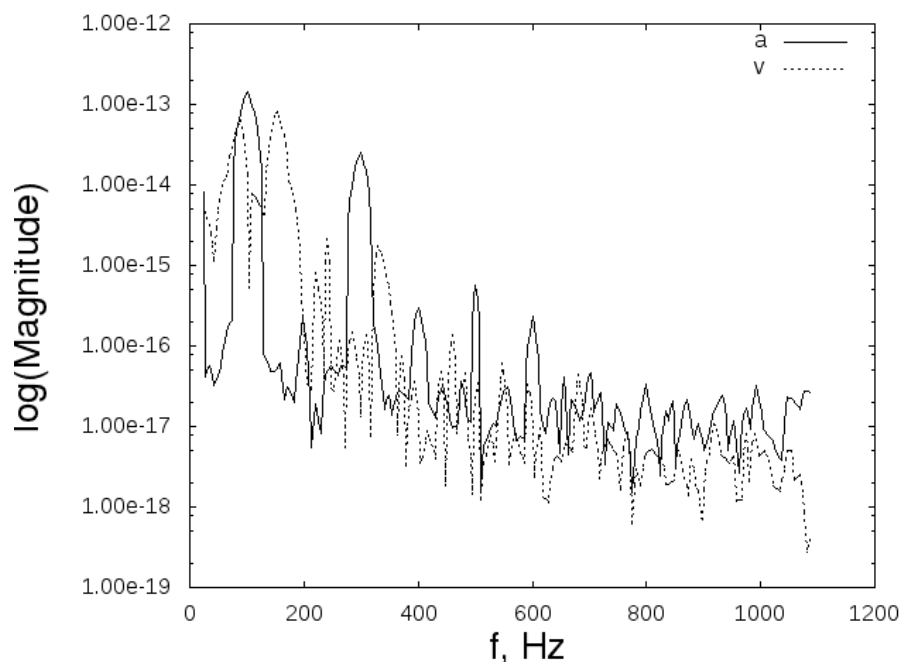


Рисунок 9 – СПМ сигнала d_05 (a) и сигнала d_11 (v)

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. Халиманович 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.