

ОЦЕНКА УРОВНЯ АКУСТИЧЕСКОГО КОМФОРТА ВНУТРИ ГОЛОВНОГО ОБТЕКАТЕЛЯ РАКЕТЫ

Виброакустический
анализ конструкций
с использованием
MSC. Patran

2024

Описание

Методическое пособие предназначено для инженеров, задействованных в проекте: 'Многоразовые Транспортные Космические Системы'.

Описана методика проверки соответствия конструкции обтекателя заявляемым требованиям по т.н. 'Acoustic noise spectrum' и выдаче рекомендаций при необходимости дополнительной звукоизоляции.

Ключевые слова: акустическое нагружение конструкции.

Abstract

The guide to check fairing compliance with the Acoustic Noise Spectrum and providing recommendations for additional protection if necessary.

Keywords: Acoustic Noise Spectrum, Sound Pressure Level.

Оглавление

1. Параметры внешнего акустического нагружения	4
1.1 Немного теории	5
1.2 Пересчёт SPL в PSD	6
1.3 Алгоритм решения задачи	9
2. Моделирование акустического воздействия	11
2.1 Функция пространственной корреляции	11
2.2 Нагружение модели обтекателя	13
2.3 Пример получения файла 'Random.rnd'	16
3. Конечно-элементная модель переднего отсека	19
3.1 Конструктивные элементы	19
3.2 Моделирование воздуха	20
3.3 Закрепление и нагружение модели	21
4. Анализ нагружения обтекателя полем акустического давления	22
4.1 Модальный анализ	23
4.1.1 Выбор собственных частот	24
4.2 Частотный анализ	27
4.2.2 Результаты частотного анализа	28
4.3 Случайный анализ	30
5. Результаты расчёта и заключение	33
6. Приложение	35
6.1 Моделирование нагружения поверхности звуковой волной	35
6.2 Пример файла 'Random.rnd'	36
6.3 Механические свойства композитных материалов	37
6.4 Влияние демпфирования	38
6.5 Среднеквадратичное отклонение акустического давления (P_{RSM})	39
6.6 Общий уровень звукового давления	41
6.7 Акустическая усталость (коротко)	43

Виброакустический анализ

Оценка уровня акустического комфорта внутри головного обтекателя ракеты

Пооктавный расчёт уровня акустического давления внутри обтекателя ракеты выполняется для правильного выбора способов шумоизоляции и шумоподавления, которые совместно с его силовой конструкцией должны обеспечить выполнение всех требований, ограничивающих нагружение спутника акустическими нагрузками.

Оценка уровня акустического давления состоит из трёх этапов.

1. Получение акустической нагрузки на внешнюю поверхность обтекателя, создаваемую работой маршевых двигателей или пульсацией давления в турбулентном приграничном слое после срыва воздушного потока;
2. Вычисление акустического давления внутри обтекателя;
3. Вычисление акустического давления на поверхности полезной нагрузки при наличии дополнительной звукоизоляции, например, прикрепленной внутри APS (Acoustic Protection System).

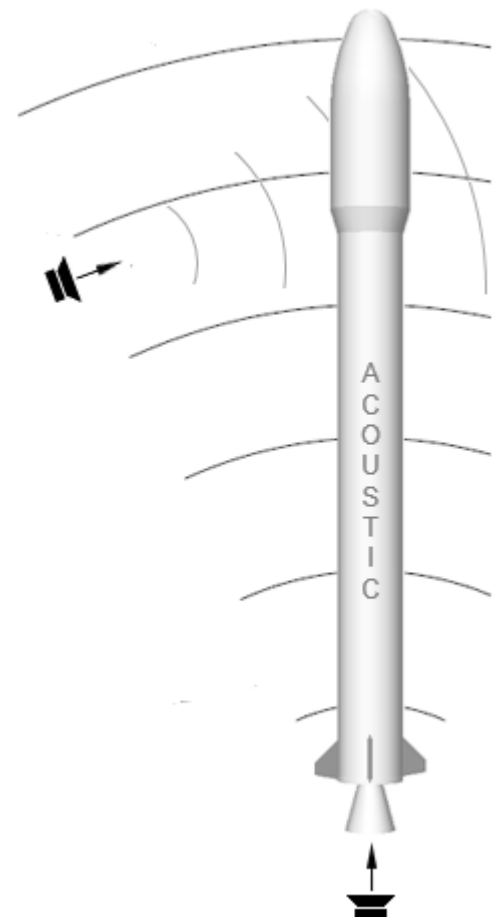


Рис. 1. Продольные акустические волны

Решение первой задачи в этой статье не рассматривается, считается, что нагрузка на поверхности обтекателя известна.

1. Параметры внешнего акустического нагружения

На рис. 2 представлены максимальные уровни акустического давления по октавным диапазонам частот на наружной поверхности головного обтекателя при старте и начале полёта ракеты и ограничения по уровню акустического давления внутри, на возможной поверхности полезной нагрузки.

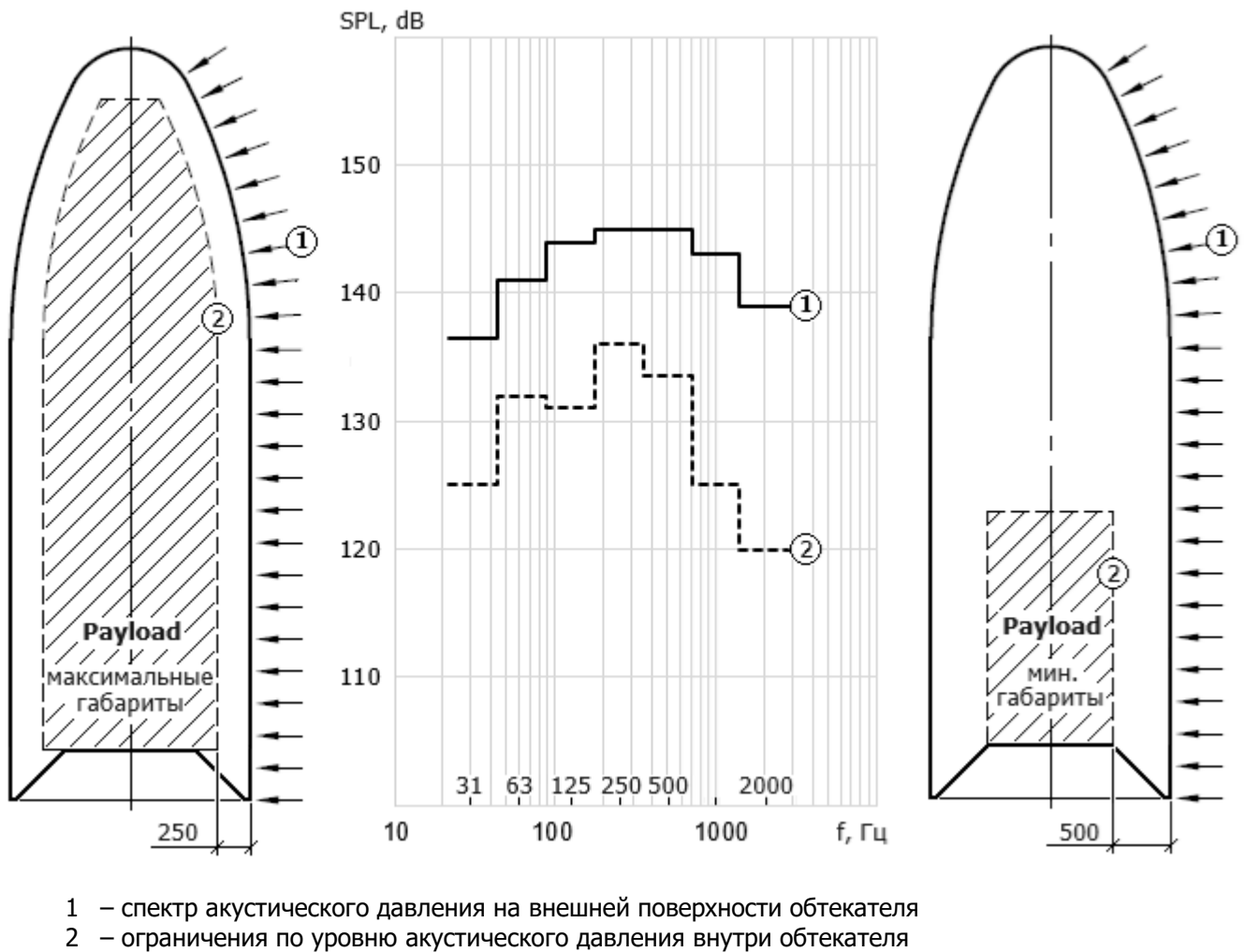


Рис. 2. Акустическая нагрузка на обтекатель ракеты*

Задача состоит в проверке новой конструкции обтекателя на соответствие требованиям по 'акустическому комфорту' внутри него, т.е. в проверке на соответствие т.н. 'Acoustic noise spectrum' и выдаче рекомендаций по дополнительной звукоизоляции, если это будет необходимо.

* – в этой статье будут рассмотрены только первые 10 секунд полета. Поэтому момент прохождения ракетой максимального скоростного напора, который может вызвать пульсацию давления в турбулентном приграничном слое на поверхности обтекателя, кривая 1 не описывает.

1.1 Немного теории

Звуковое (акустическое) давление – это вызванное звуковой волной отклонение местного (локального) давления от окружающего атмосферного или среднего внутри помещения.

Применительно к ракете, система обеспечения температурного режима (BCOTР) до момента старта поддерживает постоянную температуру, влажность и давление внутри обтекателя. Это позволяет принять в качестве средних некоторые показатели свойств воздуха, в частности – давление в течении первых 10...15 секунд полета.

При старте внешняя акустическая нагрузка от работы маршевых двигателей вызовет упругие деформации (колебания) поверхности обтекателя. Если деформация будет направлена внутрь обтекателя, то реакцией воздуха, находящегося в непосредственной близости от стенки, станет его локальное сжатие. Плотность и давление возрастут, и, чтобы сгладить получившийся градиент, сжатый воздух начнёт расширяться внутрь, в направлении приложенного деформацией импульса. Молекулы воздуха, находящиеся дальше от поверхности, начнут смещаться внутрь и станут совершать колебательные движения. В направлении приложенного возмущения за счёт сил инерции, а в строго противоположном направлении за счёт упругих свойств воздуха. Сформированная у стенки локальная область повышенного давления начнёт двигаться (распространяться) с постоянной скоростью внутри обтекателя, создав продольную акустическую волну* (см. рис. 3).

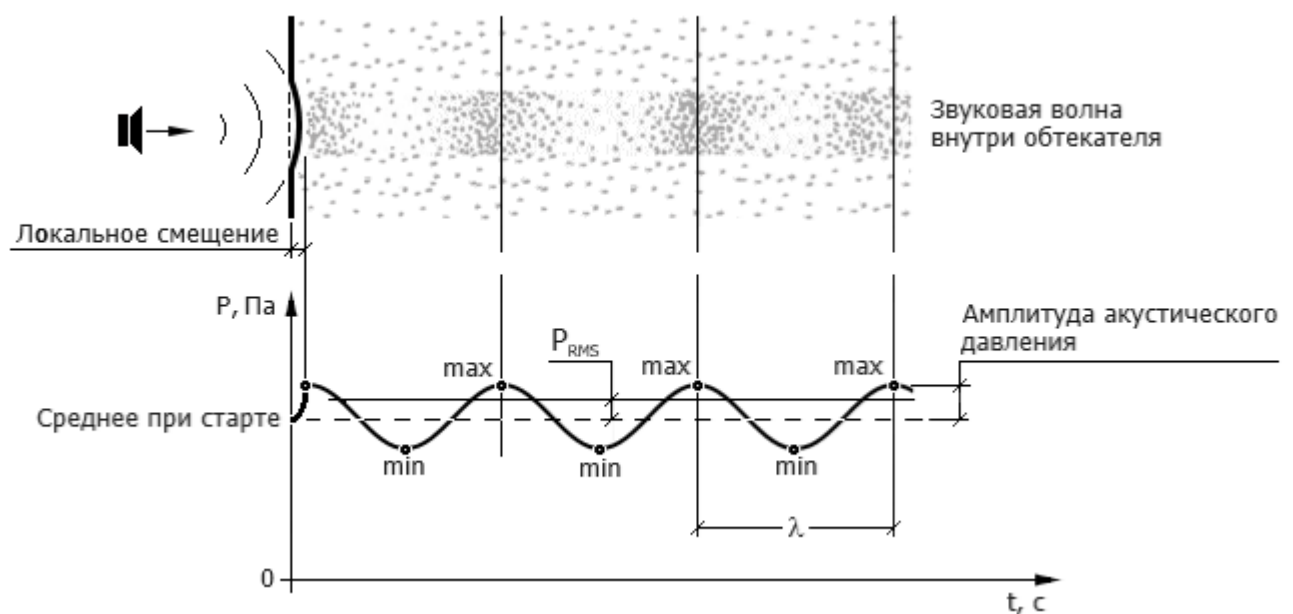


Рис. 3. Изменение давления воздуха внутри обтекателя

* продольная акустическая волна – это волна, в которой колебания молекул воздуха, а значит и изменение давления, происходят в направлении её движения.

Движение этой волны (точнее колебания молекул воздуха относительно точки равновесия) заставит давление воздуха внутри пульсировать, изменяясь относительно среднего (см. рис. 3).

Амплитуда (максимальное отклонение от среднего) каждой акустической волны редко превышает 10Па, но таких волн много. Они взаимодействуют, усиливаясь и многократно отражаясь, формируют внутри обтекателя сложное поле переменного акустического давления (шум), уровень которого на поверхности полезной нагрузки регламентируется.

Чтобы убедиться в соответствии требуемым ограничениям, необходимо найти P_{RMS} - среднеквадратичное отклонение акустического давления и сравнить его с предельно допустимым значением (см. рис. 35).

1.2 Пересчёт SPL в PSD

Акустическая нагрузка на внешнюю поверхность обтекателя задана в виде SPL (Sound Pressure Level) – среднеквадратичного отклонения уровня акустического давления, приведённое к P_0 :

$$SPL = 20 \log_{10} \left[\frac{P_{RMS}}{P_0} \right], \text{ дБ} \quad (1)$$

где:

P_{RMS} – СКО акустического давления, результат статистической обработки (см. рис. 3);

P_0 – минимальный уровень акустического давления, воспринимаемый человеческим ухом, равный $2 \cdot 10^{-5}$ Па;

Диаграмма SPL (кривая 1 на рис. 2) – это упрощение и замена реального нагружения конструкции на нагружение идеализированным случайным процессом, т.н. 'диффузным акустическим полем'. С его помощью можно описать не все режимы акустического нагружения обтекателя, а только связанные с действием реактивной струи двигателя в момент старта и начале полета. Но обычно это наиболее значимый из расчётных случаев.

Термин 'Diffuse Acoustic Field', как правило, применяют к большим замкнутым помещениям, в которых звуковое поле характеризуется равномерным распределением уровня звука и уровня звукового давления по всему объёму, а также равновероятностью направлений прихода звуковых волн в любую точку этого помещения.

Обтекатель считается размещённым внутри такого помещения, и, чтобы смоделировать его нагружение математически, делаются следующие допущения:

1. Звуковая волна любой длины (частоты) может прийти в любую точку на поверхности обтекателя с любого направления.
2. Вероятность возникновения звукового давления, заданного диаграммой SPL, одинакова для всех точек на внешней поверхности.
3. Звуковое давление всегда действует по нормали к поверхности обтекателя. Волновой характер такого нагружения задаётся за счёт моделирования концентрического изменения давления относительно нормали к точке, в которой значение SPL максимально – сложно, но аналогия простая: круги на поверхности воды от брошенного камня.

Такая идеализация нагружения внешней поверхности способствует формированию в замкнутом объёме обтекателя акустического поля, сформированного звуковыми волнами, пришедшими с разных направлений, и затем многократно отразившихся от внутренней поверхности обтекателя и поверхности полезной нагрузки, т.е. также – 'диффузного акустического поля'.

В итоге один случайный процесс (нагружение конструкции внешним давлением) будет связан с другим случайным процессом (изменение внутреннего давления), а связывают их два волновых уравнения и один из законов термодинамики ($pV^k = \text{const.}$).

Решение задачи в такой постановке становится возможным с использованием программного комплекса MSC. Nastran.

Первое, что требуется сделать, это пересчитать для каждой октавы уровень акустического давления SPL (см. рис. 2) в спектральную плотность мощности по формуле:

$$\text{PSD} = \frac{P_0^2}{\Delta f} \cdot 10^{\frac{\text{SPL}}{10}}$$

где:

Δf – ширина полосы пропускания соответствующей октавы, Гц;

Полученные результаты представлены в таблице 1 и в виде графика на рис. 4.

Таблица 1

Спектральная плотность мощности

Октавный диапазон	f_c , Гц	Δf , Гц	SPL, дБ	PSD, Па ² /Гц
I	31.5	22	136	724
II	63	44	141	1144
III	125	88	144	1142
IV	250	176	145	719
V	500	353	145	358
VI	1000	707	143	113
VII	2000	1414	139	22

f_c – центральная частота (середина) октавного диапазона;

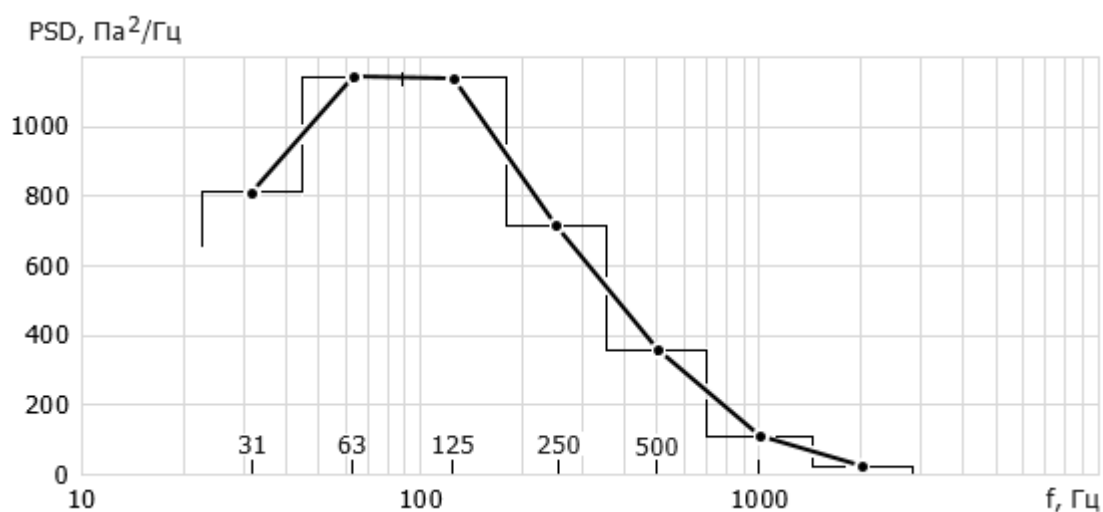


Рис. 4. Функция спектральной плотности мощности акустического давления

1.3 Алгоритм решения задачи

При воздействии внешнего акустического давления на обтекатель откликом будет деформация его поверхности, а реакцией замкнутого внутри воздуха – изменение давления.

Нагружение конструкции внешним давлением, которое описано функцией спектральной плотности мощности (см. рис. 4) – это нагружение стационарным случайным процессом, у которого среднеквадратичное значение давления, спектральная плотность и функция распределения вероятностей постоянны в пределах одной октавы.

Отклик конструкции на такое нагружение вычисляется при помощи трёх выполняемых последовательно анализов: модального, частотного и случайного (Modal Analysis, Frequency Response, Random Analysis), а особенности расчёта будут связаны с построением конечно-элементной модели и приложением акустической нагрузки.

Алгоритм решения состоит из пяти этапов, каждый из которых будет описан далее:

1. Внешняя поверхность обтекателя делится на небольшие, примерно одинаковые по площади участки, называемые 'патчами' (patches). К каждому участку по-отдельности прикладывается внешнее равномерное единичное давление (unit pressure), и создаётся отдельный случай нагружения. Количество случаев нагружения будет равно количеству 'патчей'.
2. Проводится модальный анализ конструкции. При наличии ограничений, связанных с наличием достаточных вычислительных мощностей, в каждом октавном диапазоне проводится редуцирование вычисленных собственных частот.
3. Выполняется частотный анализ для получения передаточных функций в интересующих точках конечно-элементной модели.
4. Основываясь на функции спектральной плотности мощности и уравнении корреляции, вычисляются функции взаимной корреляции между 'патчами' (cross-correlation functions).
5. Выполняется 'Random Analysis', и для выбранных узлов извлекаются полученные результаты (ускорения, перемещения, ...).

Описанный выше алгоритм в виде блок-схемы представлен ниже на рис. 5.

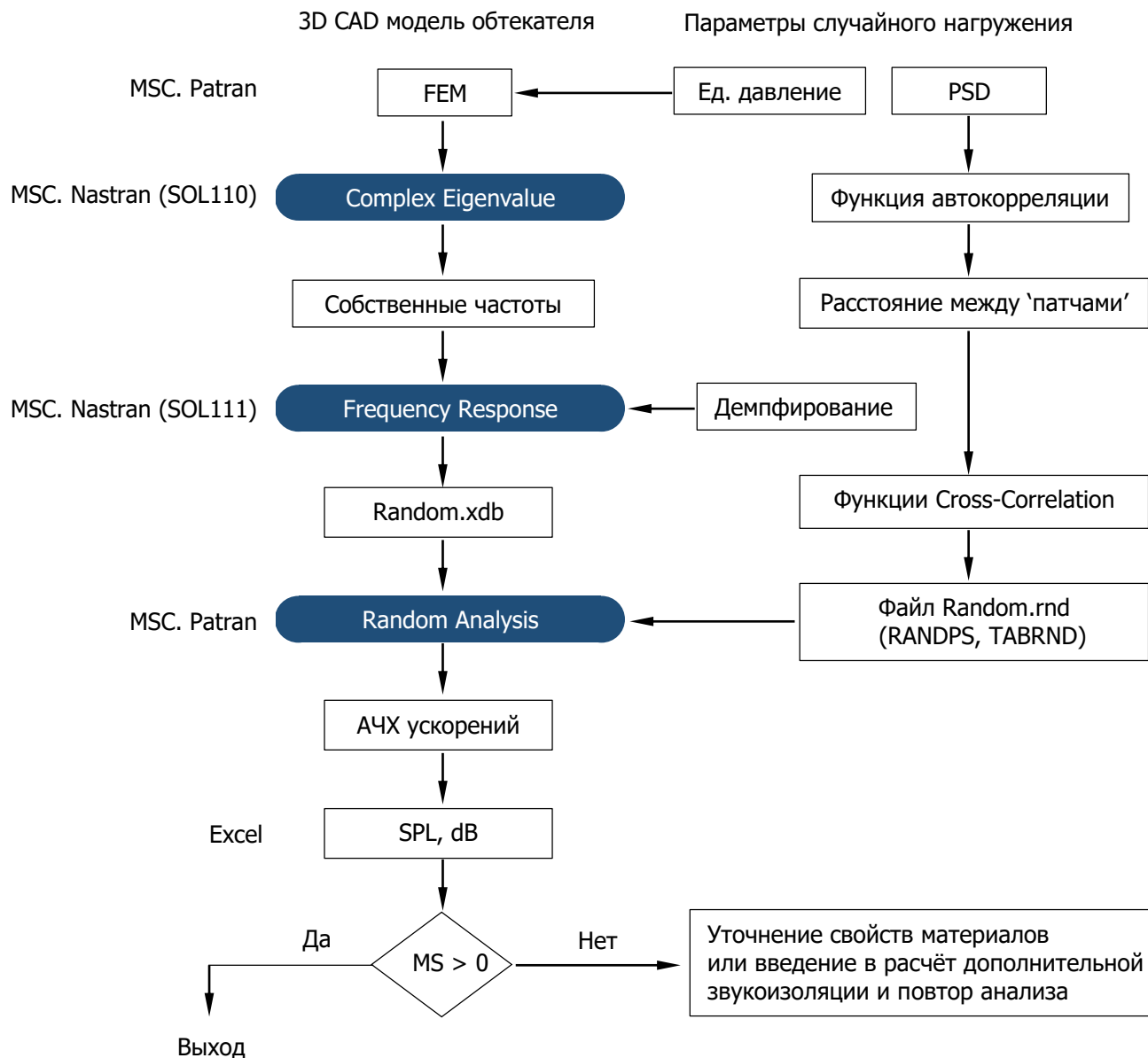


Рис. 5. Блок-схема выполнения анализа

2. Моделирование акустического воздействия

2.1 Функция пространственной корреляции

Нагружение поверхности головного обтекателя полем акустического давления является случайным процессом, но из-за волнового характера этого процесса нагружение одного участка влияет на нагружение смежных с ним.

Зоны повышенного давления и разряжения на поверхности будут чередоваться по определённому закону, а не случайно, т.е. возникновение акустической волны определённой длины и место её приложения будет случайным, а последующее распространение по поверхности – нет.

Для упрощения вычислений реальное акустическое поле заменяют идеализированным 'диффузным акустическим полем'. После сделанных в разделе 1.1 допущений, в каждой октаве это поле может быть описано математически двумя переменными: PSD – значением среднеквадратичного отклонения давления, которое волна определённой длины может создать на поверхности, и γ – значением функции пространственной корреляции, описывающей концентрическое распространение этой волны по поверхности обтекателя.

В качестве функции пространственно-временной(частотной) корреляция диффузного акустического поля для волн, приходящих со всех направлений, можно использовать функцию нормированный кардинальный синус [1], [2], [3]:

$$\gamma = \frac{\sin|k \cdot R|}{|k \cdot R|}; \quad (2)$$

где:

k – волновое число, rad/м

$$k = \frac{2\pi}{\lambda};$$

λ – длина звуковой волны, м

$$\lambda = \frac{c}{f};$$

c – скорость звука в воздухе у поверхности земли при 20°C (343м/с);

f – частота звуковой волны, Гц;

R – расстояние между двумя точками на поверхности, м.

Графически функция пространственной корреляции показана на рис. 6.

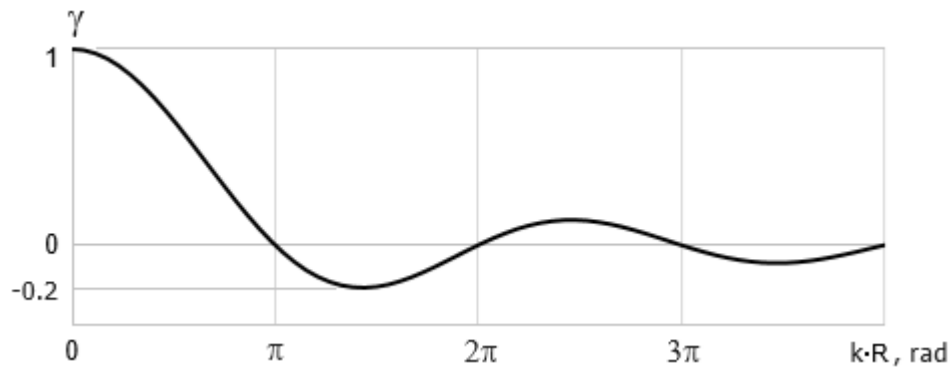


Рис. 6. Функция пространственной корреляции

Ноль по оси абсцисс соответствует точке на поверхности, в которой амплитуда акустического давления максимальна, ноль по оси ординат – это среднее давление, относительно которого происходят колебания.

На низких акустических частотах, или если размеры головного обтекателя малы по сравнению с длиной звуковой волны λ , поле акустического давления практически постоянно по всей его поверхности. На высоких, или если рассматриваются две точки на расстоянии, значительно превышающем длину акустической волны, функция корреляции стремится к нулю, и давление в этих точках становится независимым.

Таким образом, если за начало отсчёта принимается точка, в которой уровень акустического давления максимален, то фактическое значение акустического давления в любой другой точке, на заданном расстоянии от этого центра, может быть получено путём умножения функции пространственной корреляции на значение функции спектральной плотности мощности для выбранной частоты:

$$S(R_{ij}, \omega) = \text{PSD}(\omega) \cdot \gamma(R_{ij} \cdot \omega);$$

где:

$S(R_{ij}, \omega)$ – скоррелированная PSD функция для выбранного расстояния;

$\text{PSD}(\omega)$ – PSD функция, определяющая максимальный уровень звукового воздействия в каждой октаве (см. таблицу 1);

R_{ij} – расстояние между выбранными точками, м;

ω – волновая частота, rad/c.

В каждой точке на поверхности обтекателя во всём частотном диапазоне давление диффузного акустического поля будет описываться матрицей:

$$S(\omega) = \text{PSD}(\omega) \cdot \begin{bmatrix} 1.0 & \gamma(R_{1j} \cdot \omega) & \dots & \dots \\ & 1.0 & \gamma(R_{2j} \cdot \omega) & \dots \\ & & 1.0 & \gamma(R_{3j} \cdot \omega) \\ \text{sym.} & & & 1.0 \end{bmatrix};$$

где единицы по диагонали соответствуют входному(максимальному) PSD, а недиагональные члены являются понижающими коэффициентами, вычисленными по формуле (2).

В двух последующих разделах рассмотрено практическое применение этой теории.

2.2 Нагружение модели обтекателя

Акустические волны разной длины будут воздействовать на обтекатель со всех направлений и с равной вероятностью (см. рис. 7). Чтобы, основываясь на описанной выше теории, смоделировать создаваемое ими нагружение необходимо разбить поверхность обтекателя на прямоугольные площадки, т.н. 'патчи' (patches), и каждый из них нагрузить давлением (см. рис. 8) в соответствие с длиной моделируемой волны (см. приложение 6.1).

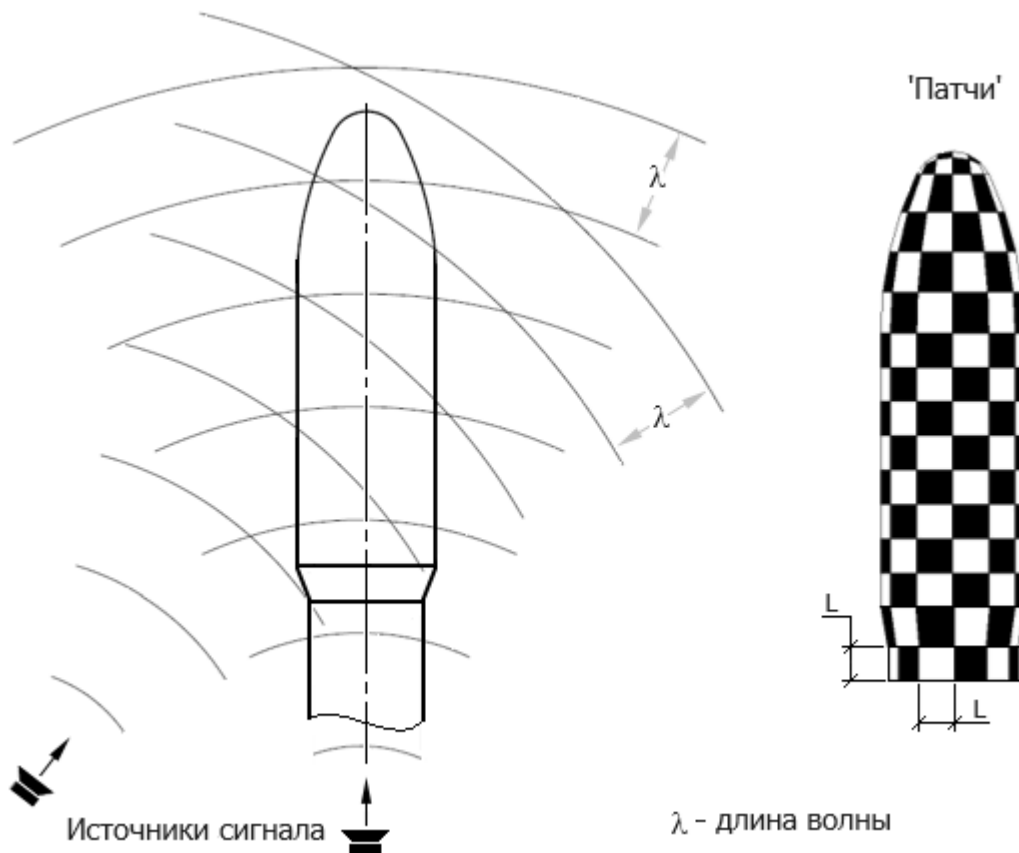


Рис. 7. Деление поверхности обтекателя на 'патчи'

Количество 'патчей' на поверхности обтекателя будет определяться их размером, а их размер будет компромиссом между частотами, представляющими интерес для виброакустического анализа, и вычислительными возможностями компьютера.

Величина параметра L (см. рис.7) задаётся исходя из длины полуволны акустического поля на максимальной частоте.

$$L = \frac{\lambda}{2} = \frac{c}{2 \cdot f_{\max}}, \text{ м}$$

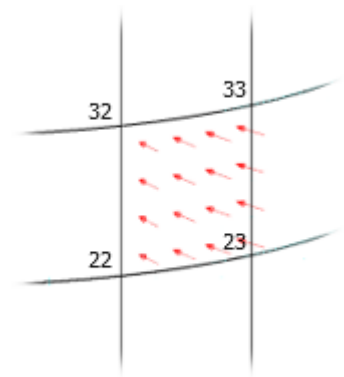


Рис. 8. Нагружение 'патча' #23

Интересующий нас частотный диапазон составляет 20 ...4000Гц. Соответственно, для максимальной частоты требуется размер 'патча' не более 42х42мм.

Каждый 'патч' – это отдельный расчётный случай. Когда его размер определён, то становится известно и количество расчётных случаев. Если их число превышает 100, вычисление отклика конструкции на нагружение полем акустического давления потребует много времени.

Обтекатель, рассматриваемый в этой статье и разделённый на 'патчи' размером 42х42мм, потребовал бы больше месяца непрерывной работы сервера. Поэтому перед дальнейшей генерацией модели стоит подумать о том, чтобы ограничиться меньшим количеством частот и получить результат в приемлемые сроки.

Как показывает опыт, чаще всего спутник подвергается воздействию, которое потенциально может его повредить нагрузкой от внешнего акустического давления на низких и средних частотах, т.е. до VI октавы. Для V октавы значение L будет уже равно:

$$L = \frac{343}{2 \cdot 707} = 0.242 \text{ м}$$

Размер 'патча' 242х242мм на порядок снижает количество расчётных случаев, но одновременно это означает, что построенная конечно-элементная модель будет достаточно корректно вычислять отклик конструкции при акустическом воздействии на частотах до 700Гц.

Использование этой же модели на частотах VI и VII октав гарантированно ведёт к ошибке.

Следующим шагом, после разбиения поверхности обтекателя на 'патчи', будет вычисление значений функции пространственной корреляции для каждой их пары: 1-2, 2-21, 2-23, ... (см. рис. 9).

Это необходимо, чтобы при выполнении случайного анализа скорректировать (т.е. уменьшить) прикладываемое давление (которое, по умолчанию, максимально для каждого 'патча') в зависимости от расстояния до места приложения звуковой волны.

Вычисление γ основано на знании кратчайшего расстояния R между геометрическими центрами выбранной пары 'патчей' (см. рис. 9).

Задача нахождения кратчайшего расстояния по криволинейной поверхности между двумя точками становится достаточно сложной после того, как цилиндрическая часть обтекателя переходит в оживальную (см. рис. 9).

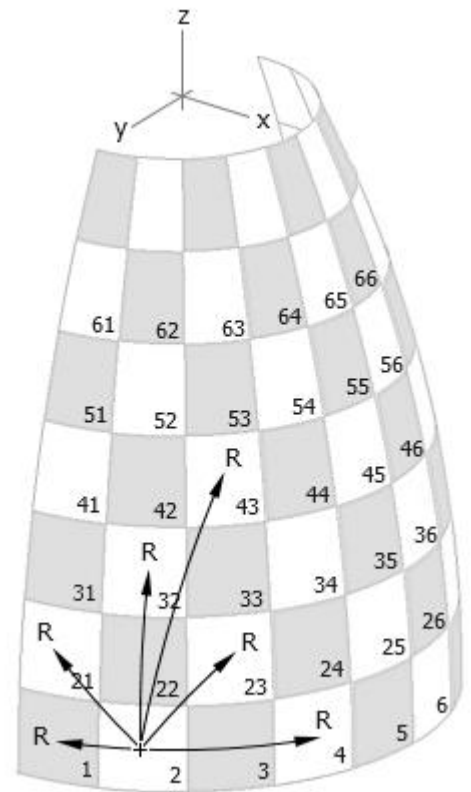


Рис. 9. Расстояния между центрами

Здесь требуется использование специализированных CAD программ, в которых такая функция имеется, или использование менее точной формулы для определения расстояния между двумя точками в пространстве, в которой игнорируется форма поверхности обтекателя:

$$R = \sqrt{\Delta x^2 + \Delta y^2 + \Delta z^2}$$

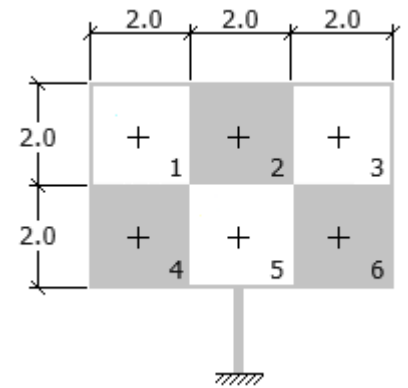
где: Δx , Δy и Δz разница в координатах центров тяжести двух 'патчей' по каждой из осей.

Изначально, внешнее давление на каждый 'патч' задаётся соответствующим PSD в выбранной октаве (т.е. максимальным). При известном R с помощью уравнения (2) вычисляется значение γ , которое уменьшает максимальное давление до требуемого на этом расстоянии.

Пример нагружения модели показан в следующем разделе.

2.3 Пример получения файла 'Random.rnd'

В качестве простого примера рассмотрим приложение акустического воздействия из таблицы 1 к модели рекламного щита, изображённой на рис. 10*, и разделённой всего на шесть 'патчей'. Максимум акустического давления может прийти на любой из них, а поэтому нагрузка на оставшиеся пять должна быть уменьшена в соответствии с расстоянием от места, где давление максимально.



Сначала функция спектральной плотности мощности (см. таблицу 1) переписывается в соответствии со стандартами, принятыми в MSC. Patran (см. рис. 11).

Рис. 10. Модель рекламного щита

```
$ Таблица PSD (diagonal of matrix) 31 ... 2000Гц
$ Used for Autocorrelation (МПа^2/Гц)
TABRND, 100, LOG, LINEAR,,,,,
+, 31.5, 8.122e-10, 63, 1.1445e-9, 125, 1.1418e-9, 250, 7.187e-10,
+, 500, 3.583e-10, 1000, 1.129e-10, 2000, 2.25e-11, ENDT
```

Спектральная плотность мощности пересчитана в МПа**.

Рис. 11. Функция автокорреляции

Вычисляются расстояния между центрами всех 'патчей' (см. таблицу 2)

Таблица 2

Расстояния между центрами 'патчей'

№	1	2	3	4	5	6
1	0.0	2.0	4.0	2.0	2.83	4.47
2	2.0	0.0	2.0	2.83	2.0	2.83
3	4.0	2.0	0.0	4.47	2.83	2.0
4	2.0	2.83	4.47	0.0	2.0	4.0
5	2.83	2.0	2.83	2.0	0.0	2.0
6	4.47	2.83	2.0	4.0	2.0	0.0

* – пример академический, рекламные щиты так не проверяют, критериальная нагрузка для них $V_{wind} = 30 \text{ м/с}$;

** – за размерностями величин должен следить расчётчик. В MSC. Nastran обычно используют следующие согласованные величины: м / кг / Па или мм / т / МПа.

Используя уравнение (2) получают корреляционную функцию (см. таблицу 3).

Таблица 3

Функция корреляции

Октава	f_c , Гц	λ , м	k	$\gamma(R, \omega)$				
				R = 0м	R = 2.0м	R = 2.83м	R = 4.0м	R = 4.47м
I	31.5	10.89	0.577	1.0	0.792	0.694	0.321	0.207
II	63	5.44	1.154	1.0	0.321	0.101	-0.216	-0.175
III	125	2.74	2.290	1.0	-0.216	-0.104	0.029	-0.071
IV	250	1.37	4.580	1.0	0.029	-0.084	-0.028	0.049
V	500	0.69	9.159	1.0	-0.028	-0.026	-0.024	-0.002
VI	1000	0.34	18.318	1.0	-0.024	0.021	-0.012	0.002
VII	2000	0.17	36.637	1.0	-0.012	0.006	0.006	0.002

Если максимальное давление приходится на 'патч' #1, то для того чтобы получить фактическое значение спектральной плотности мощности, например, для 'патча' #5, необходимо скалярно умножить функцию PSD(ω) (см. рис. 11) и корреляционную функцию γ (колонка с расстоянием 2.83м в таблице 3).

$$S(2.83, \omega) = \text{PSD}(\omega) \cdot \gamma(2.83, \omega)$$

Полученные результаты представлены в таблице 4.

Таблица 4

Функция PSD для 'патча' #5 при максимальном давлении на 'патч' #1

f_c , Гц	31.5	63	125	250	500	1000	2000
$S(R, \omega)$, МПа ² /Гц	4.96E-10	-4.35E-11	3.45E-11	2.13E-11	9.80E-12	2.18E-12	-1.99E-15

Для расчёта в MSC. Patran таблица 4 трансформируется (см. рис. 12).

```
$ Таблица Cross - PSD (1&5) 31 ... 2000Гц
$ Cross-correlation between Patch 1 and 5 (МПа^2/Гц)
TABRND, 283, LOG, LINEAR,,,,
+, 31.5, 4.96E-10, 63, -4.35E-11, 125, 3.45E-11, 250, 2.13E-11,
+, 500, 9.80E-12, 1000, 2.18E-12, 2000, -1.99E-15, ENDT
```

Рис. 12. Таблица функции кросс-корреляции

Функция спектральной плотности на рис. 12 является симметричной для комбинации 'патчей' #1 и #5, т.е. если максимум будет приходится на 'патч' #5, то PSD для #1 будет соответствовать функции из этой же таблицы.

При помощи карт RANDPS необходимо точно также связать каждую пару 'патчей', чтобы указать по каким правилам(таблицам) они будут коррелировать между собой.

Таблица 5

Взаимная корреляция 'патчей'

Patch #A	Patch #B	Номер таблицы	MSC. Nastran
1	2	200	RANDPS,101,1,2,1,0,200
1	3	400	RANDPS,101,1,3,1,0,400
1	4	200	RANDPS,101,1,4,1,0,200
1	5	283	RANDPS,101,1,5,1,0,283
1	6	447	RANDPS,101,1,6,1,0,447
2	3	200	RANDPS,101,2,3,1,0,200
2	4	283	RANDPS,101,2,4,1,0,283
2	5	200	RANDPS,101,2,5,1,0,200
2	6	283	RANDPS,101,2,6,1,0,283
3	4	447	RANDPS,101,3,4,1,0,447
3	5	283	RANDPS,101,3,5,1,0,283
3	6	200	RANDPS,101,3,6,1,0,200
4	5	200	RANDPS,101,4,5,1,0,200
4	6	400	RANDPS,101,4,6,1,0,400
5	6	200	RANDPS,101,5,6,1,0,200

Итоговый файл для расчёта конструкции, нагружаемой полем акустического давления с использованием шести 'патчей', приведён в приложении (см. раздел 6.2).

Для анализа в MSC. Patran требуется создать шесть расчётных случаев нагружения конечно-элементной модели, и получить шесть решений, которые необходимо статистически обработать для получения окончательного результата.

У рассматриваемого обтекателя количество расчётных случаев намного больше, но принцип формирования 'Random.prn' файла и расчёта аналогичный.

3. Конечно-элементная модель переднего отсека

Конструктивно, конечно-элементная модель переднего отсека состоит из 5 блоков, показанных на рис. 13. Детализация модели минимальна, точно смоделированы только те части конструкции, которые наиболее значимы для акустического анализа:

1. Створки головного обтекателя;
2. Переходный отсек;
3. Адаптер;
4. Блок моделирующий полезную нагрузку минимальных габаритов;
5. 'Acoustic cavity' – модель воздуха, замкнутого внутри обтекателя и переходного отсека.

3.1 Конструктивные элементы

Створки обтекателя представляют собой трёхслойную сотовую панель, поперечное сечение которой изображено на рис. 14. Механические свойства ортотропных материалов, выбранных для изготовления, представлены в приложении (см. раздел 6.3). Свойства получившегося композитного пакета вычислены при помощи 'Laminate Modeler' и присвоены элементам типа 'Shell', которыми была смоделирована срединная поверхность обтекателя.

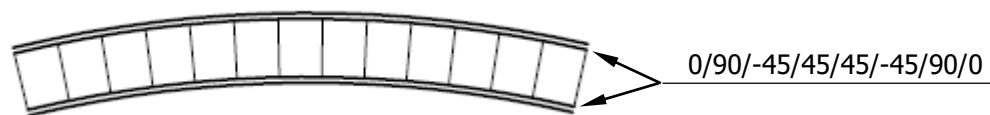


Рис. 14. Конструкция стенок обтекателя

Максимальный размер 'Shell' элементов определялся из необходимости иметь не менее шести элементов по длине акустической волны максимальной частоты (эту частоту ограничили 2000Гц):

$$L = \frac{\lambda}{6} = \frac{c}{6 \cdot f_{\max}} = \frac{343}{6 \cdot 2000} = 0.028, \text{ м}$$

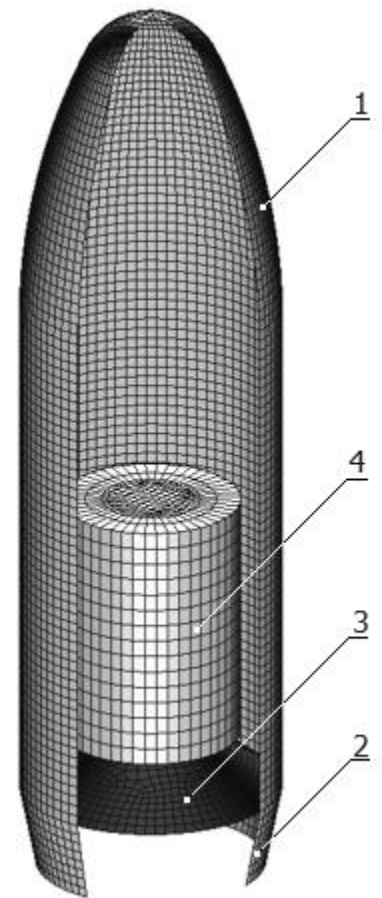


Рис. 13. Конечно-элементная модель

Учитывая, что поверхность головного обтекателя уже поделена на квадратные 'патчи', минимальное количество элементов при разбиении выбиралось исходя из этого значения.

Переходный отсек и адаптер алюминиевые, смоделированы также 'Shell' элементами.

Полезная нагрузка смоделирована объёмными элементами (CHEXA, CPENTA). Механические свойства заданы как у алюминия, но плотность была подобрана так, чтобы вес получился равным 400кг.

3.2 Моделирование воздуха

Воздух внутри обтекателя смоделирован объёмными элементами (CHEXA, CPENTA), которые заполняют всё свободное пространство между его стенками и полезной нагрузкой, но не имеют с конструктивными элементами общих узлов. Это т.н. 'Acoustic Cavity' – воздушный зазор в котором будут распространяться звуковые волны. Размер элементов также соответствует требованиям, описанным выше (6 элементов по длине волны).

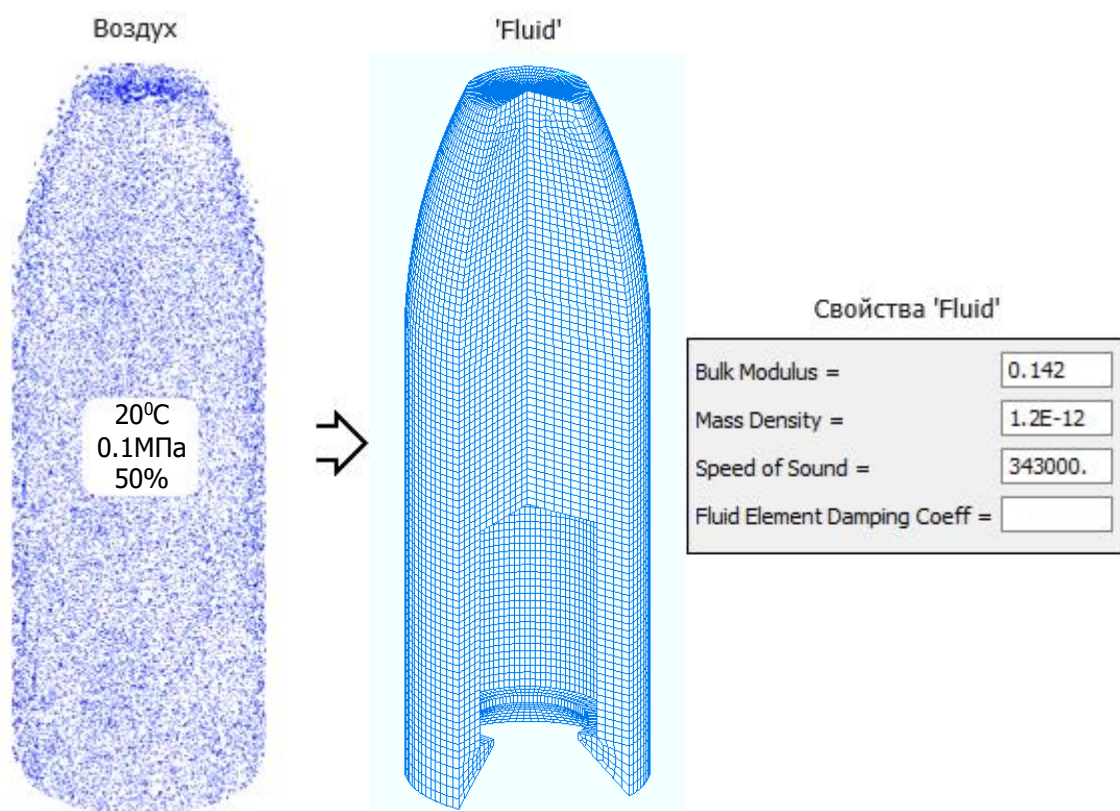


Рис. 15. 'Acoustic Cavity'

В качестве физической модели материала был выбран 'Fluid', а его свойства заданы, исходя из средних характеристик воздуха в момент старта ракеты.

Из-за скорости протекания и отсутствия теплообмена с окружающими элементами, процесс распространения звуковых волн внутри обтекателя считается адиабатическим, и будет происходить при температуре 20°C, давлении 0.1МПа и относительной влажности 50%. Поэтому плотность воздуха, скорость звука и модуль всестороннего сжатия (Bulk Modulus) были выбраны такими, как показано на рис. 15.

Параметр 'Fluid Damping Coefficient' отвечает за демпфирующие свойства воздуха и на рисунке не показан. Причина в том, что его можно не задавать, и оставить эту ячейку просто пустой. Проблема демпфирования смоделированной конструкции комплексная, и существует несколько вариантов её решения (подробно см. раздел 4.2.1).

3.3 Закрепление и нагружение модели

Закрепление модели осуществляется по периметру свободного края переходного отсека (см. рис. 16), перемещения узлов запрещаются в трёх направлениях (x, y, z).

Нагружение модели подробно рассмотрено в разделе 2.2.

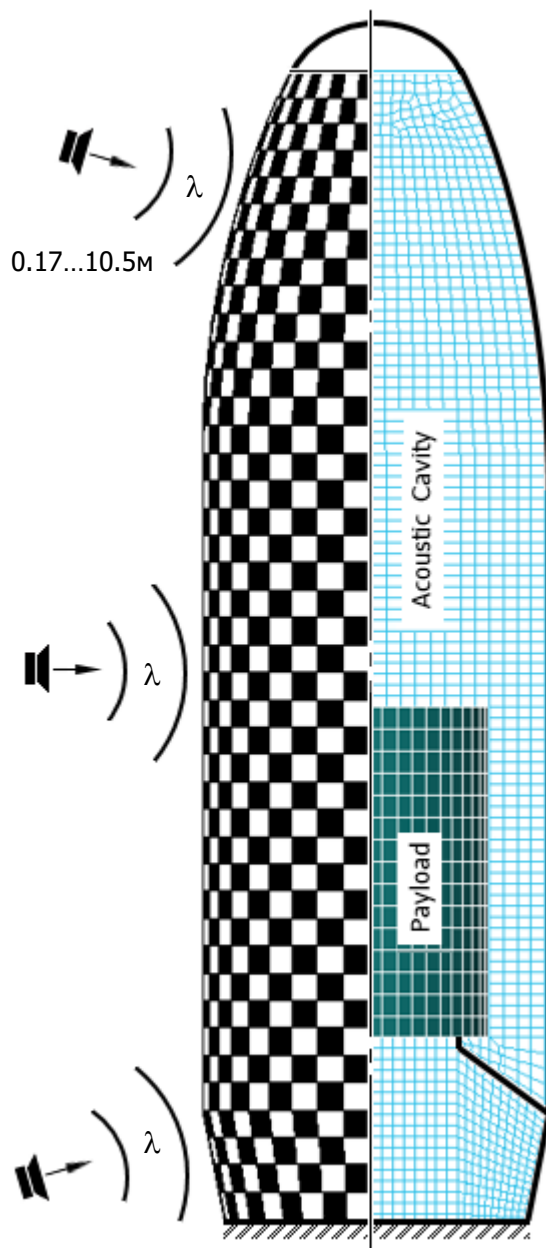


Рис. 16. Конечно-элементная модель обтекателя

4. Анализ нагружения обтекателя полем акустического давления

Повторимся ещё раз: между деформацией поверхности обтекателя и акустическим давлением воздуха внутри есть связь.

Деформацию конструкции определяет величина, на которую смещаются узлы её конечно-элементной модели. Амплитуду акустического давления будет определять максимальное смещение частиц воздуха от положения равновесия. При адиабатическом процессе распространения звуковой волны:

$$p_{\max} = \rho \cdot c^2 \cdot u_{\max} \cdot k, \text{ Па} \quad (3)$$

где:

ρ – плотность воздуха, кг/м³;

c – скорость звука в воздухе, м/с;

u – максимальное смещение от положения равновесия, м;

k – волновое число, rad/м;

Для построенной конечно-элементной модели это означает, что если выбрать узел, принадлежащий 'acoustic cavity' (т.е. смоделированному объёму воздуха), и получить его максимальное перемещение (смещение), то можно вычислить амплитуду акустического давления в этом месте на заданной частоте. Но использовать такой подход и формулу (3), или аналогичную ей, не стоит.

Алгоритмы решения, заложенные в MSC. Nastran, могут сами сразу связать деформацию с акустическим давлением, если такое решение будет запрошено пользователем. А понимание взаимосвязи потребуется только для проверки результатов и выявления возможных ошибок, которые обычно возникают из-за несогласованности используемых в модели переменных.

4.1 Модальный анализ

Максимальные амплитуды колебаний обтекателя будут наблюдаться на его собственных частотах. В рассматриваемом диапазоне от 20 до 4000Гц модальный анализ выявляет более двух тысяч собственных форм колебаний конструкции. Наиболее характерные для каждой октавы показаны на рис. 17.

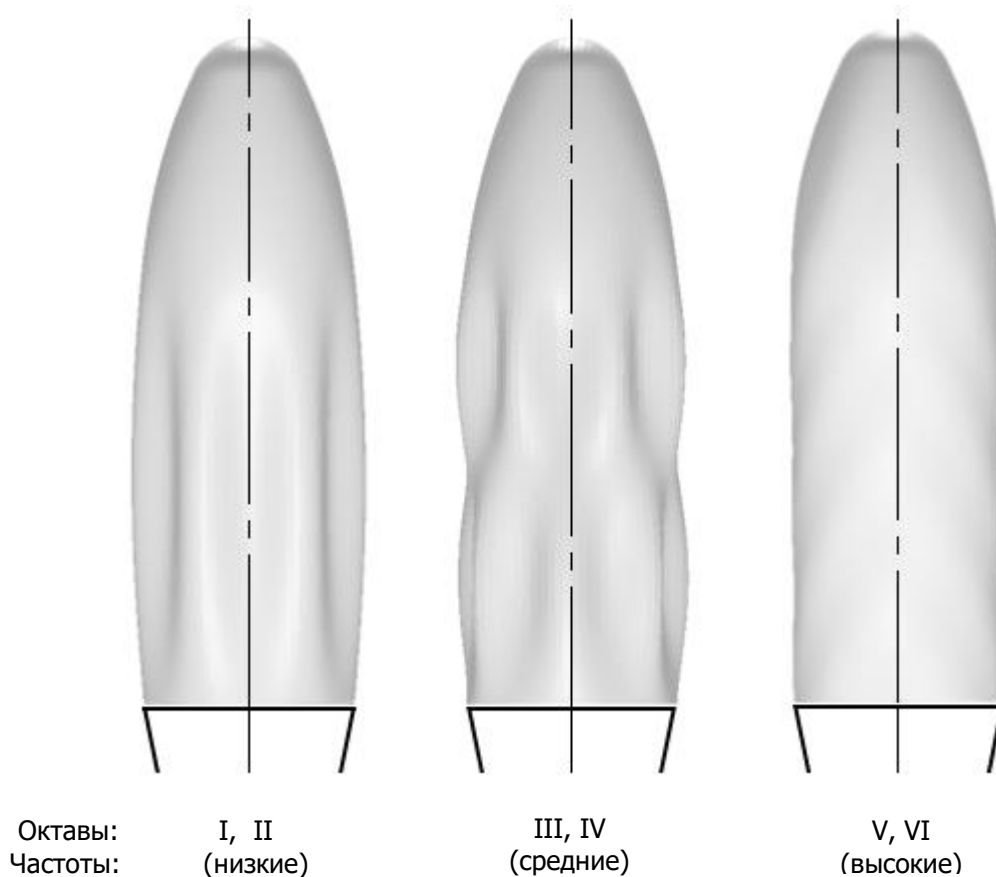


Рис. 17. Собственные формы колебаний обтекателя

При нагружении обтекателя внешним давлением, изменение которого является случайным, колебания его поверхности потенциально могут вызывать возбуждение диффузного акустического поля внутри него на всех собственных частотах.

Выполнение частотного анализа для всего списка полученных частот может оказаться неподъемной задачей для большинства современных компьютеров. Поэтому только в случае полной уверенности в наличии достаточной вычислительной мощности можно сразу переходить к выполнению 'Frequency Response' анализа. Если же производительности компьютера недостаточно, количество частот необходимо сократить.

4.1.1 Выбор собственных частот

Чтобы сделать процесс дальнейших вычислений более эффективным, количество математических операций должно быть сокращено. Для этого можно воспользоваться двумя особенностями акустического поля:

1. Возбуждение диффузионного акустического поля будет происходить не на всех собственных частотах, а только на тех, которые вызываются структурными колебаниями конструкции (т.е. колебаниями достаточно больших участков поверхности обтекателя).
2. Максимальное давление на поверхности полезной нагрузки будет наблюдаться в случае совпадения (или кратности) длины акустической волны и длины волны колебания обтекателя на резонансной (собственной) частоте, т.е. при синфазных колебаниях воздуха и обтекателя (см. рис. 18). По этой причине максимальное давление не обязательно будет наблюдаться на частоте, у которой деформированная форма имеет максимальные значения 'eigenvector translational' (модального перемещения).

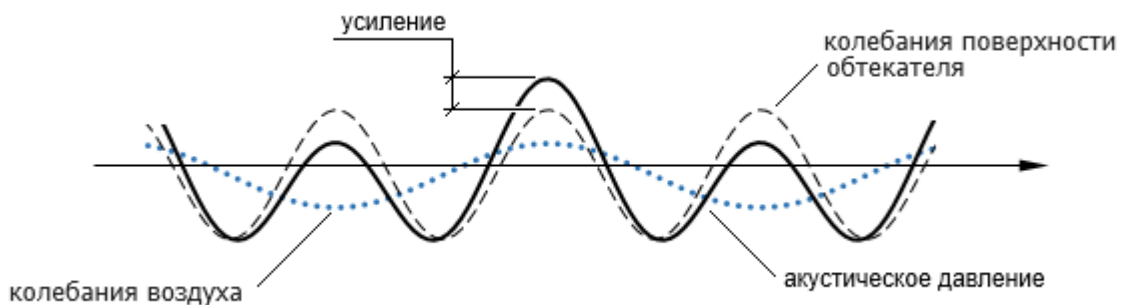


Рис. 18. Возможное усиление

Таким образом, нужно отфильтровать модальные частоты, которые являются просто фоновыми (шумом), и при этом не исключить из расчёта те, на которых потенциально может произойти резонансное усиление акустического давления.

Одним из вариантов решения может быть использование критерия 'такси' C_k (критерий основан на норме такси или манхэттенской норме, подробнее см. [1]).

Коротко, для узлов, расположенных на поверхности полезной нагрузки, но принадлежащих 'acoustic cavity', полученные значения амплитуд перемещений (eigenvectors translational) складываются, а вычисленные суммы нормируются приведением их к максимальной в каждой октаве. Максимальное значение суммы принимается равным единице. Все собственные частоты, для которых C_k оказывается ниже заданного минимума, из дальнейших расчётов исключаются.

Рассмотрим этот подход на примере собственных частот обтекателя в IV октаве.

Поскольку необходимо оценить давление на поверхности полезной нагрузки, то для вычисления C_k была создана наиболее репрезентативная группа из пятидесяти узлов, лежащих в одной плоскости, как показано на рис. 19. В силу осевой симметрии задачи, любые другие подобные группы, лежащие на поверхности полезной нагрузки, будут эквивалентны.

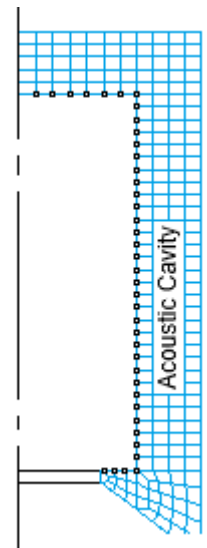


Рис. 19. Выбранные узлы

На рис. 20 представлены вычисленные значения критерия C_k для всех резонансных частот в IV октаве, а на рис. 21 показаны частоты, выбранные для анализа при помощи заданного порогового значения.

Точное определение порогового значения C_k требует опыта. Если есть сомнения в его правильности, то лучше принять $C_k = 10^{-6}$ или меньше. В этой статье он принят равным 10^{-3} .

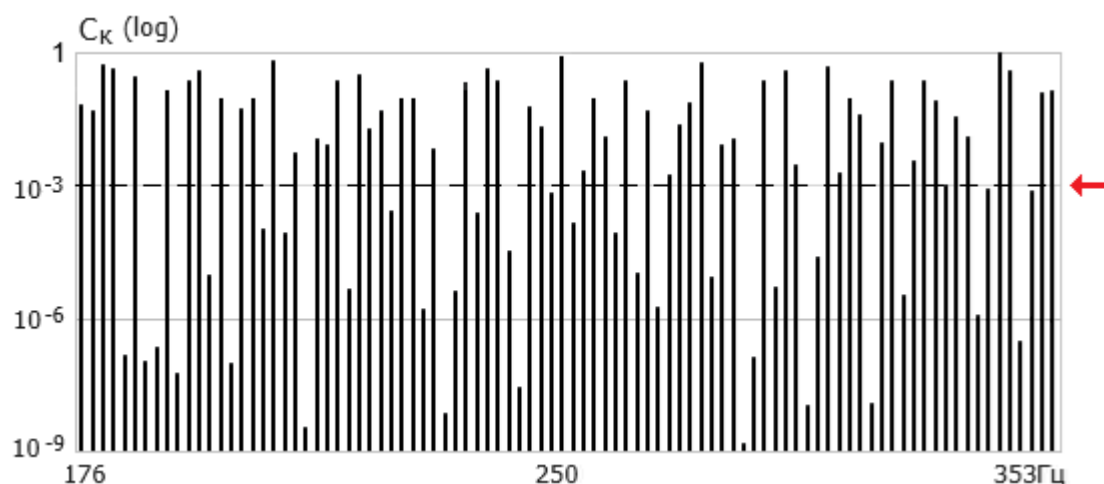
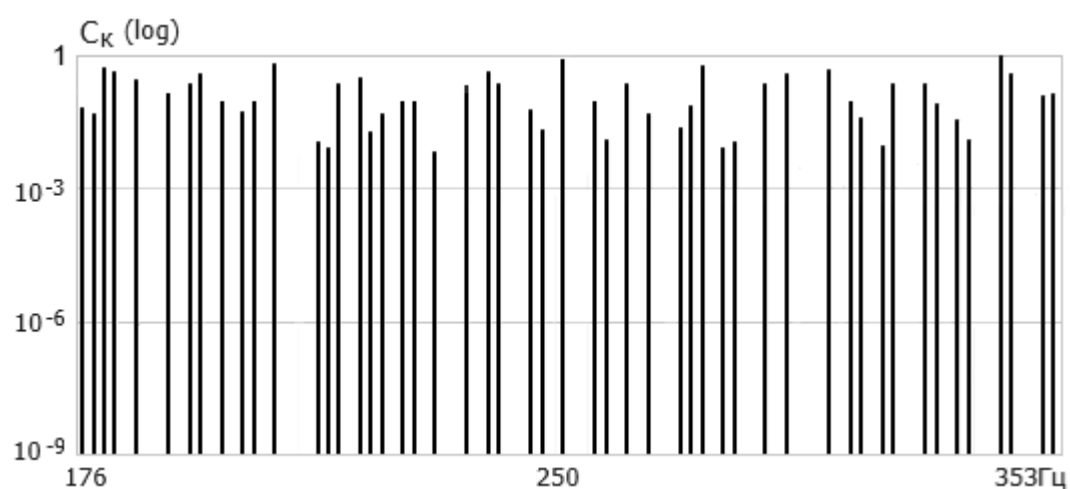
Рис. 20. Критерий C_k vs. собственные частоты

Рис. 21. Собственные частоты, выбранные для анализа

В итоге в IV октавном диапазоне, где было выявлено 93 частоты собственных форм колебаний конструкции, для дальнейших вычислений можно оставить 50, а остальные исключить. Ещё более наглядно эффект от применения этого подхода проявляется в V и VI октавах.

4.2 Частотный анализ

Результатом выполнения частотного анализа будет получение установившейся реакции конструкции на гармоническое воздействие определённой частоты (Frequency Response). Когда реакции во всём заданном диапазоне частот вычислены, формируется т.н. передаточная функция, связывающая динамическое нагружение и отклик на него каждого узла в модели.

Входными данными для анализа будут полученные модальные частоты, а результатом должен быть файл 'Random.xdb'. Метод, который лучше использовать для расчёта - метод модальной суперпозиции, в основе которого лежит переход от физических координат (x, y, z) к модальным.

Дополнительным параметром, необходимым для анализа, является модальное демпфирование, которое задаётся упрощённо в табличном виде как понижающий коэффициент для любой вычисленной амплитуды (ускорений, перемещений и т.д.) на определённой частоте или частотах.

4.2.1 Модальное демпфирование

Проблемы с получение исходных данных для вычисления демпфирующих коэффициентов слишком очевидны: новая конструкция, новые композитные материалы и отсутствие результатов натурных виброиспытаний. Но здесь помогает то, что демпфирующие свойства воздуха могут гораздо сильнее влиять на конечный результат, т.е. на уровень акустического давления на поверхности полезной нагрузки, чем демпфирующие свойства материалов конструкции обтекателя.

С демпфирующими свойствами воздушного зазора между стенками обтекателя и полезной нагрузкой всё намного проще. Их можно вычислить или выбрать из справочников, задав условия, в которых звуковая волна определённой длины должна двигаться (температуру, влажность, давление, максимальное расстояние, которое волна должна пройти и т.д.).

Игнорирование модального демпфирования приведёт к завышенной реакции системы на внешнее воздействие, а значит, итоговый результат будет консервативным – что вполне допустимо на этапе проектирования (см. приложение 6.4).

Если необходимо сразу получить максимально точный результат, то нужно выбрать способ, с помощью которого демпфирующие свойства воздуха будут учитываться. У каждого способа есть как преимущества, так и недостатки.

Модальное демпфирование прикладывается ко всей конструкции и уменьшает каждую вычисленную амплитуду, не делая различий между структурными элементами и воздухом, но может быть разным для разных частот. Демпфирование, заданное как 'damping coefficient' в свойствах 'Fluid' (см. раздел 3.2), прикладывается только к элементам, моделирующим воздух, но будет постоянно для волны любой длины.

И, наконец, существуют методики, которые позволяют получить результат сразу в потерянных децибелах, и его достаточно будет просто отнять от итогового после выполнения случайного анализа. Важно не ошибиться: демпфирование воздуха должно учитываться только один раз.

4.2.2 Результаты частотного анализа

Один из результатов частотного анализа представлен на рис. 22 в виде изолиний уровней акустического давления для одной из резонансных частот в первой октаве. Это реакция на внешнее единичное давление, действующее на поверхность обтекателя с частотой 30Гц.

Рисунок наглядный, но практического применения не имеет, т.к. не отображает наиболее вероятное распределение звукового давления внутри обтекателя, хотя акустический отклик на этой частоте является максимальным для первой октавы.

Реальное распределение давления будет формироваться одновременным действием большого количества акустических волн (т.е. гармоник разной частоты) и будет случайным.

В качестве примера на рис. 23 показано изменение давления в одном из узлов на поверхности полезной нагрузки в течении, примерно, 2 секунд (точка 1 на рис. 22).

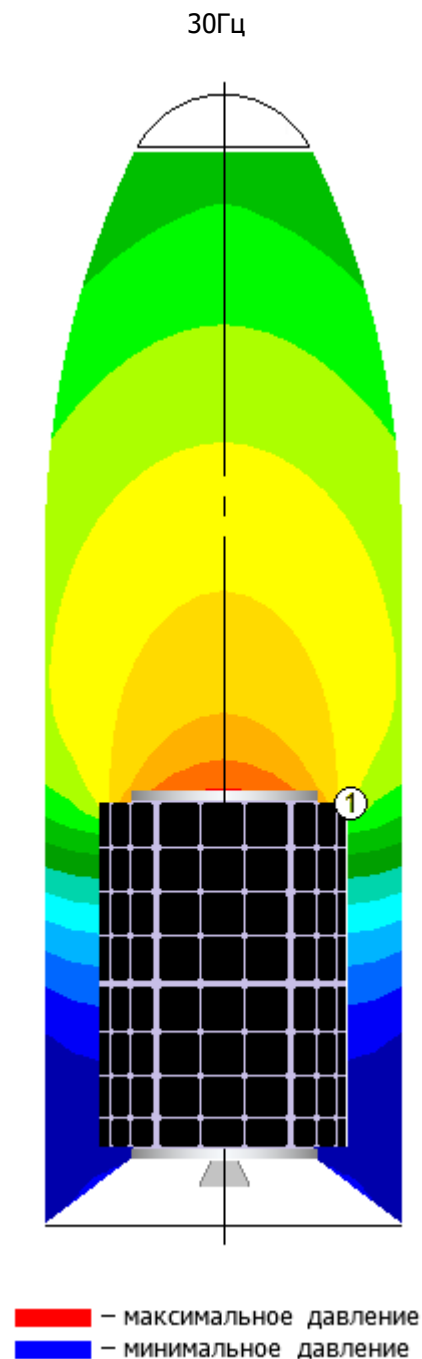


Рис. 22. Изолинии акустического давления воздуха внутри обтекателя

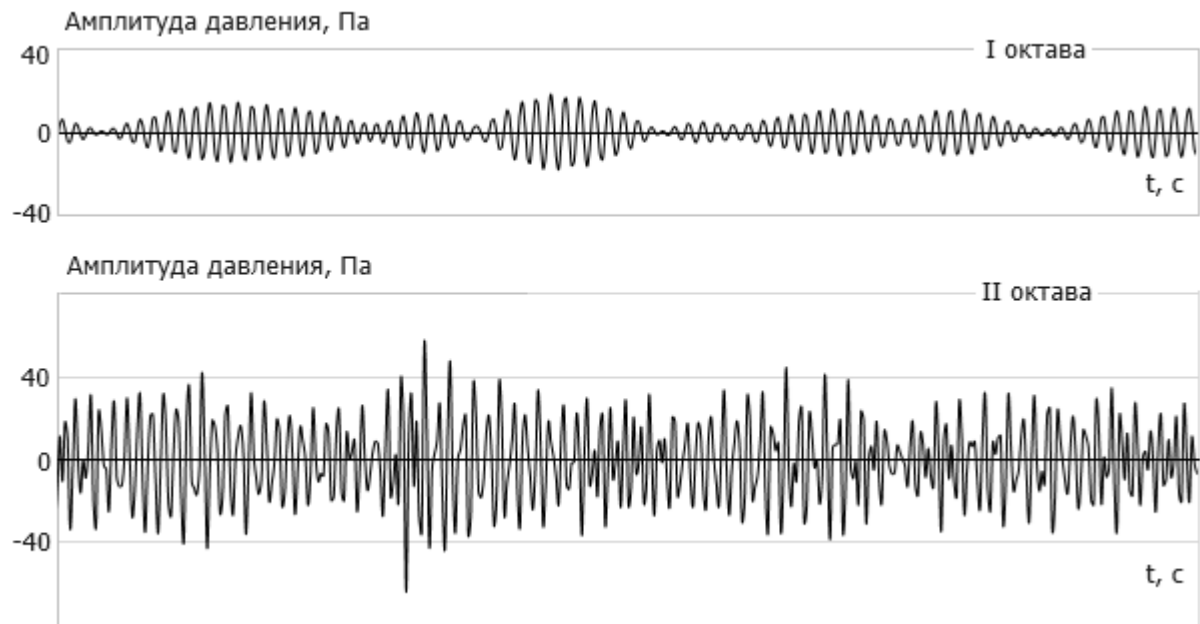


Рис. 23. Наиболее вероятное изменение акустического давления в точке 1

Рисунок выше показывает, что отобразить для каждой октавы при помощи изолиний распределение давления внутри обтекателя возможно только после получения основных характеристик случайного процесса, действующего в каждом узле модели. Когда они вычислены, появляется возможность построить распределение СКО или амплитуд давления так же наглядно, как на рис. 22.

Это не сложно, но с учётом размеров модели является излишне затратным по времени и необходимому объёму физической памяти, а используемое в MSC. Patran приложение довольно простое, с минимальным набором функций. Поэтому на финальной стадии расчёта применяется другой подход.

На поверхности полезной нагрузки были выбраны пять узлов, лежащих примерно на одинаковом расстоянии, и принадлежащих 'Acoustic Cavity' (т.е. элементам, моделирующим воздух). В силу осевой симметрии любые другие подобные группы, лежащие на одной линии в любой другой вертикальной плоскости, будут эквивалентны для решения поставленной задачи.

Последующий 'Random Analysis' выполнялся только для этой созданной группы узлов (см. рис. 24).

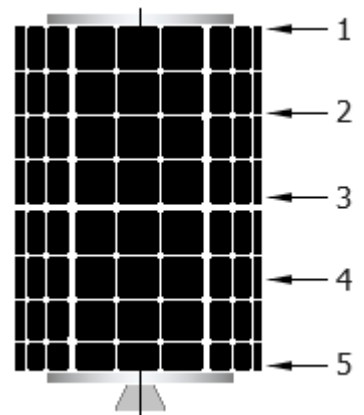


Рис. 24. Полезная нагрузка

4.3 Случайный анализ

Распределение акустического давления внутри обтекателя при случайном нагружении вычисляется стандартно, путём умножения передаточной функции на функцию спектральной плотности мощности. Это делается с помощью приложения 'Random Analysis' в MSC. Patran.

Требуется наличие 'Random.xdb' файла с результатами частотного анализа и 'Random.rnd' файла, содержащего таблицы корреляционных связей между всеми 'патчами' (пример такого файла показан в приложении*).

Полученные для выбранной группы узлов в MSC. Patran решения были сохранены в текстовый файл, состоящий из двух колонок цифр: частота f , Гц vs. ускорение в узле G^2 , $(\text{м/с}^2)^2$. Результаты экспортировались в Excel, где ускорения пересчитывались в перемещения (см. таблицу 6).

Пересчёт ускорений в перемещения – это тоже стандартная процедура со стандартными же обозначениями, но нужно помнить, что для анализа выбраны узлы, принадлежащие элементам воздуха, поэтому получаемые перемещения на самом деле являются амплитудами акустического давления.

Ничего дополнительно пересчитывать не требуется (длина волны, плотность воздуха и скорость звука уже учтены), и если все использованные в конечно-элементной модели переменные согласованы по размерности, то требуется просто привести полученный результат к Паскалям (Н/м^2) .

Таблица 6

Обработка результатов случайного анализа в Excel

№	f , Гц	G^2 , м/с^2	ω , rad/c	G^2/ω^4	$(G^2/\omega^4)^{0.5}$, м	$ p_{\text{rms}} $, Па
1	20	2.44E-05	125.6	9.81E-14	3.13E-07	3.13E-01
2	22	2.50E-05	135.02	7.51E-14	2.74E-07	2.74E-01
3	23	1.10E-05	144.44	2.54E-14	1.59E-07	1.59E-01
4	25	4.11E-05	153.86	7.33E-14	2.71E-07	2.71E-01
5	26	1.84E-04	163.28	2.59E-13	5.09E-07	5.09E-01
6	28	5.34E-04	172.7	6.01E-13	7.75E-07	7.75E-01
...						

* – реальный файл, созданный для обтекателя, не представлен, его размер слишком большой для статьи (около 90000 строк в картах RANDPS и TABRND).

На основе полученных в Excel таблиц строились графики АЧХ акустического давления*. Два из которых представлены на рисунках ниже.

Их построение не является обязательным и может быть пропущено. Это было сделано для наглядной демонстрации получившегося отклика системы на внешнее акустическое давление на всех частотах, что даёт возможность сразу увидеть явные ошибки в выполненном расчёте: разрывы, неочевидные и нелогичные максимумы(минимумы), непохожесть АЧХ в узлах модели, расположенных рядом друг с другом и т.д.

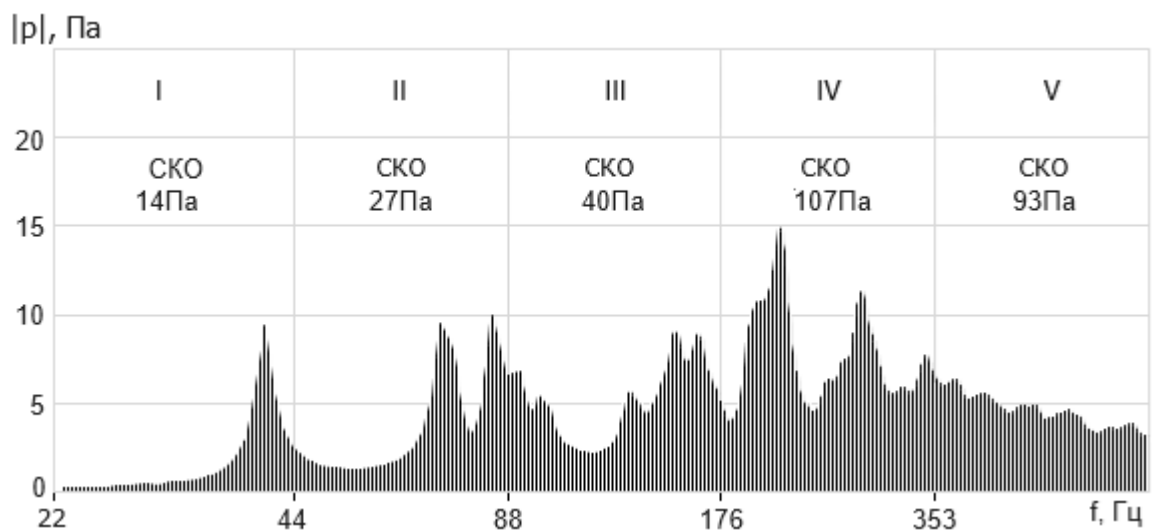


Рис. 25. АЧХ акустического давления в точке 1

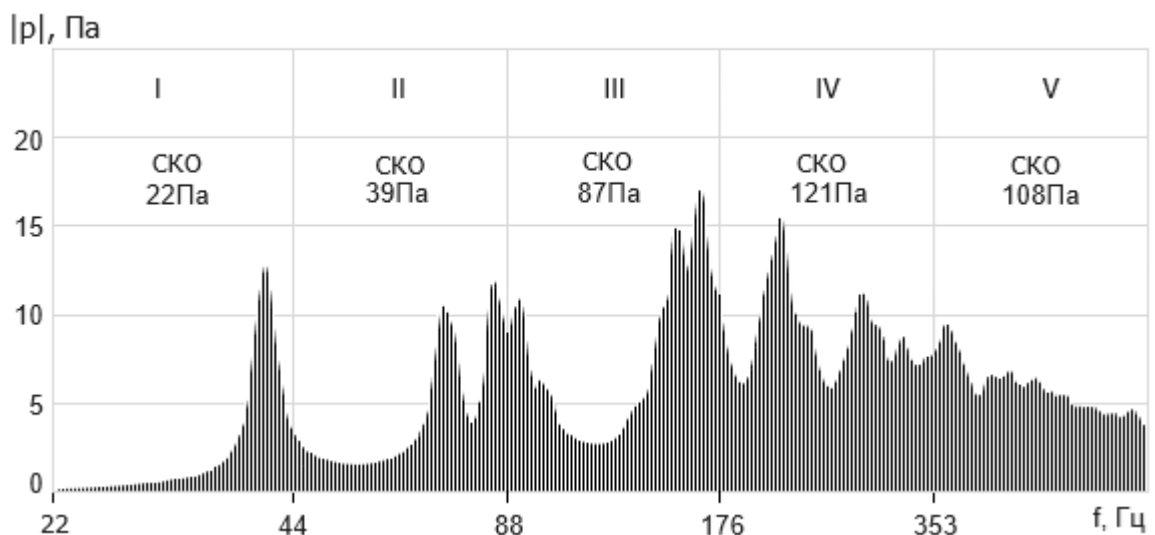


Рис. 26. АЧХ акустического давления в точке 3

* – для каждой гармоники на рис. 25 и 26 $|p| = \sqrt{2} \cdot |p_{rms}|$ (амплитуда vs. СКО).

Для завершения расчёта необходимо вычислить среднеквадратичное отклонение акустического давления P_{RMS} в каждом октавном диапазоне (см. раздел 6.5), и пересчитать полученные значения в децибелы, чтобы сравнить их с предельно допустимыми значениями.

Для пяти точек на поверхности полезной нагрузки (см. рис. 24), вычисленные по формуле (1), уровни акустического давления представлены в таблице 7 и на рис. 27.

Таблица 7

Уровень акустического давления в первых шести октавах

точка	I		II		III		IV		V		VI	
	P_{RMS} , Па	SPL, дБ	P_{RMS} , Па	SPL, дБ	P_{RMS} , Па	SPL, дБ	P_{RMS} , Па	SPL, дБ	P_{RMS} , Па	SPL, дБ	P_{RMS} , Па	SPL, дБ
1	14.6	117	29.7	123	38.2	126	107.1	135	92.6	133	16.3	115
2	19.7	120	42.3	127	67.6	131	134.1	137	107.0	135	15.7	114
3	21.7	121	39.4	126	87.1	133	120.8	136	108.2	135	16.2	115
4	22.5	121	31.7	124	90.5	133	122.9	136	105.3	134	15.6	114
5	22.6	121	22.5	121	82.5	132	145.7	137	107.3	135	14.2	114
SPL_{max}		121		127		133		137		135		115

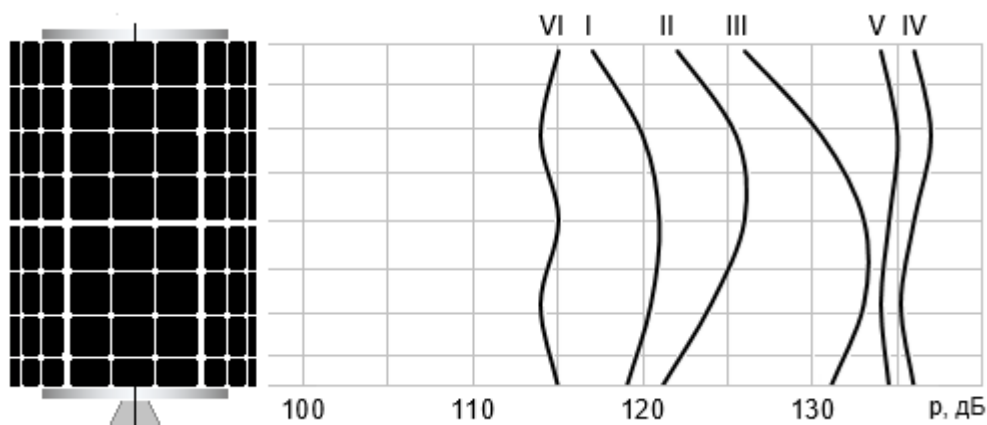
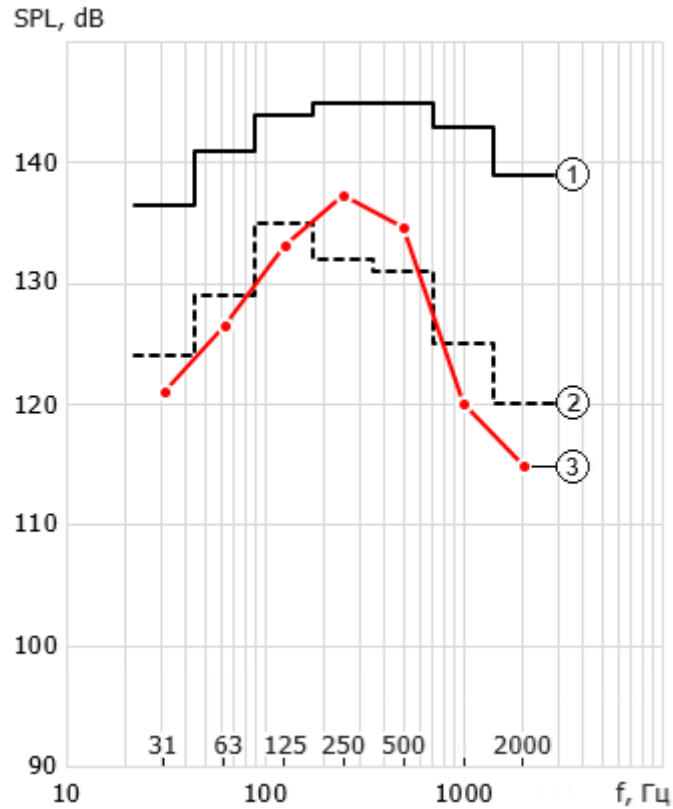


Рис. 27. Распределение SPL по поверхности полезной нагрузки

5. Результаты расчёта и заключение

Графически максимальные значения вычисленных уровней акустического давления показаны на рис. 28, а полученные минимальные запасы в таблице 8.



- 1 – приложенное акустическое давление на внешней поверхности обтекателя
- 2 – ограничения по уровню акустического давления внутри обтекателя
- 3 – результаты расчёта

Рис. 28. Расчётные уровни акустического давления внутри обтекателя

Таблица 8

Минимальные запасы по акустическому давлению внутри обтекателя

Октава	SPL_{max} , дБ	SPL_{req} , дБ	MS	Превышение, дБ	Требуемый коэф. шумоподавления
I	121	124	0.02	–	–
II	127	129	0.02	–	–
III	133	135	0.02	–	–
IV	137	132	-0.04	5	0.44
V	135	131	-0.03	4	0.37
VI	119	120	0.01	–	–

Минимальный запас вычисляется по формуле:

$$MS = \frac{SPL_{req}}{SPL_{max}} - 1 > 0$$

где:

SPL_{req} – требуемый уровень акустического давления;

SPL_{max} – максимальный.

Некоторые запасы получились отрицательными. Чтобы уложиться в ограничения по уровню акустического давления внутри головного обтекателя проще всего предусмотреть дополнительную шумоизоляцию, и не вносить изменения в его силовую конструкцию.

Из-за того, что требуется уменьшить акустическое давление в IV и V октавах нужно использовать материал с коэффициентом шумоподавления больше 0.44 на частотах 250Гц и 500Гц.

List of Sources

1. Guillaume Séon, Nicolas Roy, Vibro-acoustic Response to Diffuse Acoustic Field Using a Modal Approach and Application to the IXV Re-entry Vehicle Design Justification, 2011.
2. Johannes Sikström, Vibro-acoustic analysis of a satellite reflector antenna using FEM, 2011.
3. Andrew Smith, Bruce LaVerde, Ron Hunt and other, Calculation of Coupled Vibroacoustics Response Estimates from a Library of Available Uncoupled Transfer Function Sets, 2012.

6. Приложение

6.1 Моделирование нагружения поверхности звуковой волной

Нагружение поверхности головного обтекателя полем акустического давления является случайным, но из-за волнового характера этого воздействия нагружение одного участка влияет на нагружение смежных с ним. Зоны повышенного давления и разряжения на поверхности будут чередоваться по определённому закону, а не случайно.

Смоделировать распределение давления по поверхности обтекателя можно разделив его на участки и создав отдельные расчётные случаи (load cases).

Каждый участок необходимо будет нагружать давлением в соответствии с длиной моделируемой волны λ и расстоянием R от места её начального приложения.

Пример:

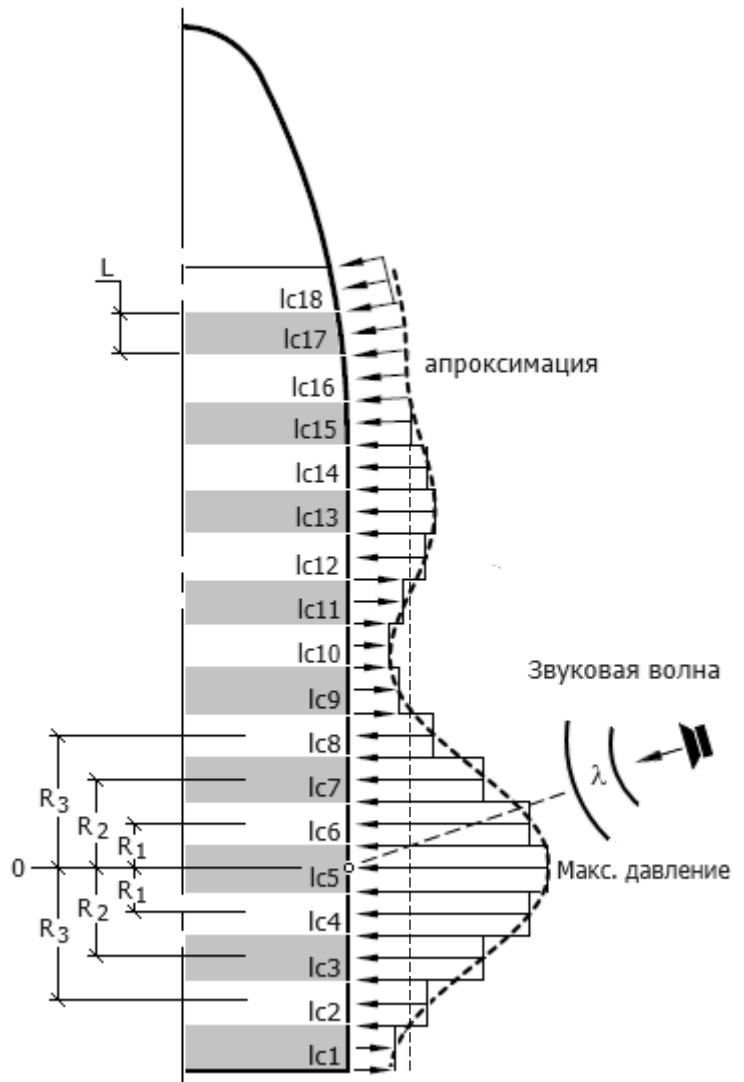


Рис. 29. Нагружение продольной звуковой волной

звуковая волна длиной $\lambda = 0.5\text{м}$ может создать на поверхности максимальное избыточное давление 200Па (140dB) и место её приложения – участок поверхности 'lc5' (см. рис. 29). Это задаст нагружение всех остальных участков.

Чтобы нагружать конструкцию волнами разной длины потребуется программа, которая будет делать это автоматически.

6.2 Пример файла 'Random.rnd'

```

$ Diagonal of matrix (Autocorrelation)
RANDPS,101,1,1,1,0,101
RANDPS,101,2,2,1,0,101
RANDPS,101,3,3,1,0,101
RANDPS,101,4,4,1,0,101
RANDPS,101,5,5,1,0,101
RANDPS,101,6,6,1,0,101

$ Cross-correlation
RANDPS,101,1,2,1,0,200
RANDPS,101,1,3,1,0,400
RANDPS,101,1,4,1,0,200
RANDPS,101,1,5,1,0,283
RANDPS,101,1,6,1,0,447
RANDPS,101,2,3,1,0,200
RANDPS,101,2,4,1,0,283
RANDPS,101,2,5,1,0,200
RANDPS,101,2,6,1,0,283
RANDPS,101,3,4,1,0,447
RANDPS,101,3,5,1,0,283
RANDPS,101,3,6,1,0,200
RANDPS,101,4,5,1,0,200
RANDPS,101,4,6,1,0,400
RANDPS,101,5,6,1,0,200

$ Таблица PSD (diagonal of matrix) 31 ... 2000Гц
$ Autocorrelation (МПа^2/Гц)
TABRND, 101, LOG, LINEAR,,,,
+, 31.5, 8.122e-10, 63, 1.1445e-9, 125, 1.1418e-9, 250, 7.187e-10,
+, 500, 3.583e-10, 1000, 1.129e-10, 2000, 2.25e-11, ENDT

$ Cross-correlation
TABRND, 200, LOG, LINEAR,,,,
+, 31.5, 6.44E-10, 63, 3.67E-10, 125, -2.47E-10, 250, 2.06E-11,
+, 500, -9.91E-12, 1000, -2.69E-12, 2000, -2.61E-13, ENDT

TABRND, 283, LOG, LINEAR,,,,
+, 31.5, 4.96E-10, 63, -4.35E-11, 125, 3.45E-11, 250, 2.13E-11,
+, 500, 9.80E-12, 1000, 2.18E-12, 2000, -1.99E-15, ENDT

TABRND, 400, LOG, LINEAR,,,,
+, 31.5, 2.60E-10, 63, -2.47E-10, 125, 3.27E-11, 250, -1.99E-11,
+, 500, -8.54E-12, 1000, -1.31E-12, 2000, 1.37E-13, ENDT

TABRND, 447, LOG, LINEAR,,,,
+, 31.5, 1.68E-10, 63, -2.00E-10, 125, -8.08E-11, 250, 3.51E-11,
+, 500, -8.80E-13, 1000, 2.76E-13, 2000, 5.39E-14, ENDT

```

6.3 Механические свойства композитных материалов

Elastic Modulus 11 =	66000.
Elastic Modulus 22 =	75000.
Poisson Ratio 12 =	0.048999999
Shear Modulus 12 =	4660.
Shear Modulus 23 =	9000.
Shear Modulus 13 =	9000.
Density =	1.6E-09
Thermal Expan. Coeff 11 =	3.57E-06
Thermal Expan. Coeff 22 =	3.4100001E-06
Structural Damping Coeff =	
Reference Temperature =	25.

Рис. 30. Механические свойства 'Facesheet'

Elastic Modulus 11 =	66.699997
Elastic Modulus 22 =	66.699997
Poisson Ratio 12 =	0.30000001
Shear Modulus 12 =	10.
Shear Modulus 23 =	125.
Shear Modulus 13 =	125.
Density =	9.0000001E-11
Thermal Expan. Coeff 11 =	3.57E-06
Thermal Expan. Coeff 22 =	3.4100001E-06
Structural Damping Coeff =	
Reference Temperature =	25.

Рис. 31. Механические свойства 'Core'

Engineering Constants and 2D Elasticity Matrix					
E11,22,33	NU12,23,13	G12,23,31		Q	
4.88E+03	3.22E-01	1.83E+03	5.44E+03	1.75E+03	0.00E+00
4.88E+03	0.00E+00	0.00E+00	1.75E+03	5.44E+03	0.00E+00
0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	1.83E+03

Рис. 32. Механические свойства 'Honeycomb'

6.4 Влияние демпфирования

Влияние демпфирования на функцию АЧХ, и следовательно на СКО акустического давления в каждой октаве показано на рис. 33.

Красным цветом изображена функция АЧХ в одном из узлов модели с 'выключенным' демпфированием, чёрным – в том же узле, но с заданным демпфирующим коэффициентом для воздуха порядка 6%.

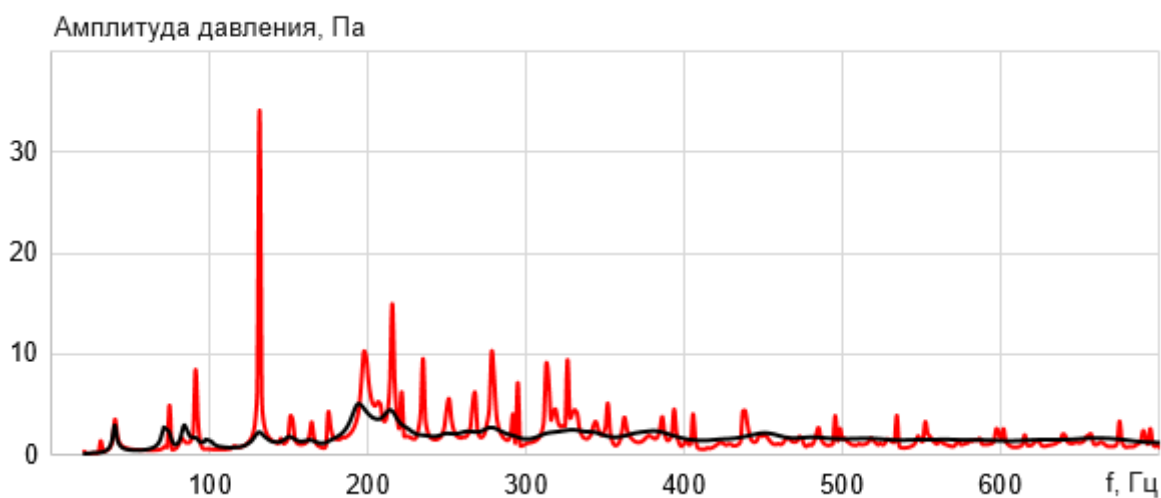


Рис. 33. АЧХ акустического давления

Отличие в средних значениях (СКО, Па) получается значительным, в некоторых октавах в 2...3 раза.

6.5 Среднеквадратичное отклонение акустического давления (P_{RSM})

На рис. 34 показан случайный процесс нагружения поверхности спутника давлением во временной и частотной областях. Два процесса эквивалентны друг другу по динамике нагружения, и могут пересчитываться один в другой при помощи преобразования Фурье.

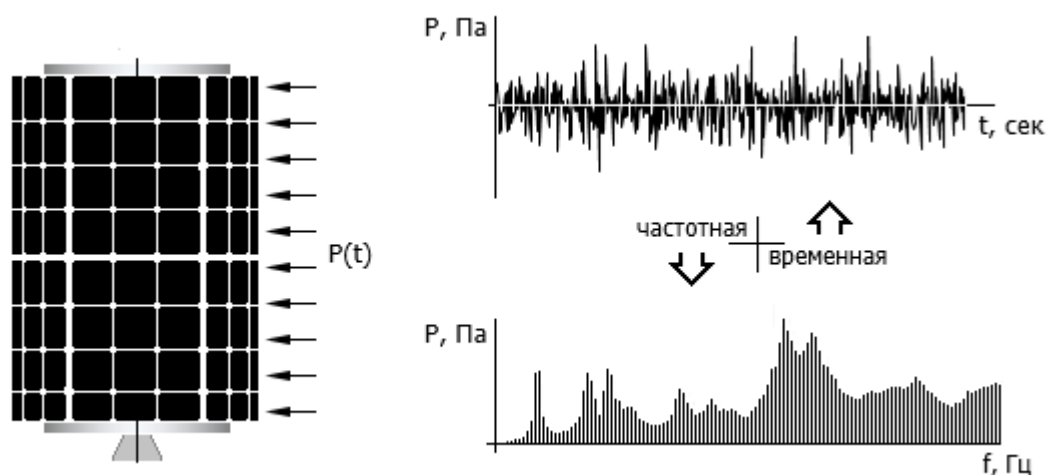


Рис. 34. Нагружение поверхности акустическим давлением

Случайные изменения акустического давления в пределах одной октавы хорошо описываются нормальным законом распределения (см. рис. 35).

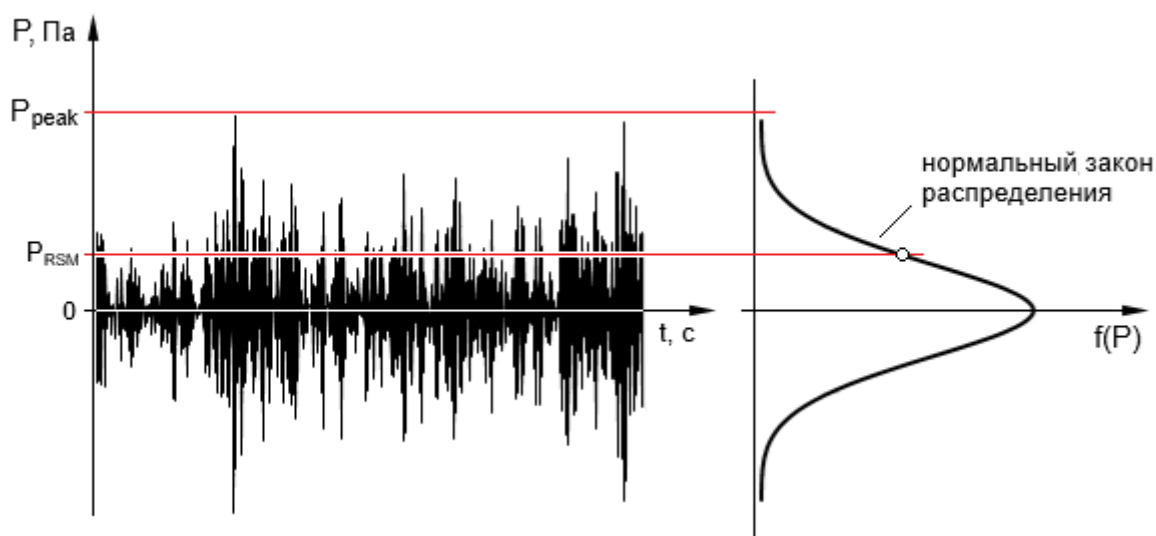


Рис. 35. Изменение акустического давления

Получение P_{RSM} основано на вычислении спектрального момента по общему соотношению:

$$M_i = \int_{-\infty}^{+\infty} |\omega|^i \cdot p(\omega) d\omega;$$

где $p(\omega)$ – амплитудный отклик конструкции на гармоническое воздействие с частотой ω (rad/c), см. рис. 25 и 26.

Если принять $i = 0$, то момент M_0 будет дисперсией случайного процесса и значит:

$$P_{RMS} = \sqrt{M_0}$$

Если $i = 2$, то момент M_2 будет дисперсией скоростей случайного процесса, а при $i = 4$ момент M_4 – дисперсия ускорений.

Структуру случайного процесса (irregular factor) можно вычислить по формуле:

$$I = \frac{M_2}{\sqrt{M_0 \cdot M_4}}$$

Эффективную частоту:

$$f_{eff} = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{M_2}{M_0}}, \text{Гц}$$

Параметры P_{RMS} , I и f_{eff} полностью описывают случайный процесс изменения давления в частотной области (закон распределения известен – нормальный).

6.6 Общий уровень звукового давления

Общий уровень звукового давления (Overall Sound Pressure Level) вычисляется по формуле:

$$\text{OASPL} = 20 \cdot \log_{10} \left[\frac{\sqrt{\sum P_{\text{RMS}}^2}}{P_0} \right], \text{ дБ} \quad (5)$$

где P_{RMS} - среднеквадратичное отклонение акустического давления в каждой октаве, Па.

Чтобы оценить соответствие спроектированного обтекателя требованиям, предъявляемым OASPL было сделано следующее допущение:

– из-за того, что вычисление акустического отклика системы в шестой и седьмой октавах при помощи созданной конечно-элементной модели является затруднительным, то считаем, что после 710Гц АЧХ будет соответствовать 'белому шуму' так, как это показано на рис. 36. Справедливость и консервативность сделанного допущения наглядно показывает рис. 33.

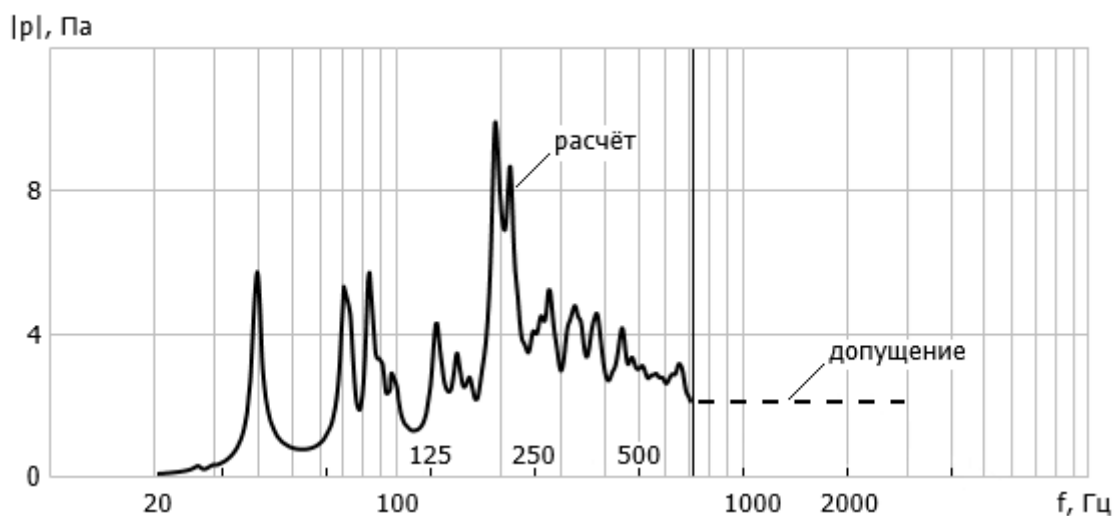


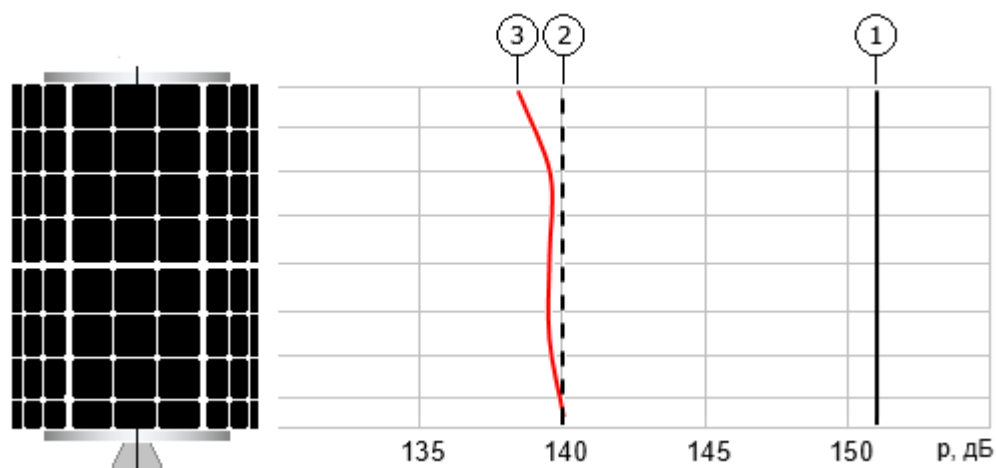
Рис. 36. АЧХ акустического давления

Теперь необходимо вычислить значения P_{RMS} не пооктавно, а в диапазоне частот от 20 до 2828Гц. Полученные значения представлены в таблице 9 и на рис. 37.

Таблица 9

Общий уровень акустического давления

Точка на поверхности	1	2	3	4	5
P_{RMS} , Па	151	190	190	191	202
SPL, дБ	138.5	139	139	139	140



- 1 – OASPL на внешней поверхности обтекателя
- 2 – ограничения по уровню OASPL внутри обтекателя
- 3 – результаты расчёта

Рис. 37. Ограничения и расчётный уровень OASPL

6.7 Акустическая усталость (коротко)

Этот раздел может показаться здесь не совсем уместным, был добавлен по просьбе коллег и потом переписан несколько раз.

Статья имеет более методический, чем научный характер. Ничего нового в ней не сказано, скорее описано уже хорошо забытое старое, из-за чего у многих инженеров возникают вопросы, которые и не планировалось рассматривать в этой статье.

Первый, предсказуемый - почему всё так сложно? Ведь давно существуют общепризнанные коммерческие программы, выполняющие акустические расчёты и быстро, и просто.

– при работе над этим проектом у нас отсутствовал доступ к специализированным программам, как и не было понимания заложенных в них алгоритмов, кроме каких-то совсем очевидных вещей. Поэтому использовались только те возможности, которые у нас были (MSC.Patran и Excel).

Второй вопрос: где вибрационные нагрузки, которые действуют одновременно с акустическими, гораздо больше их, действуют намного дольше и тоже могут генерировать акустический шум внутри обтекателя?

– общий уровень акустического давления на поверхности полезной нагрузки складывается из одновременного действия, как минимум, акустических и вибрационных нагрузок. Оба вида нагрузок связаны с работой маршевых двигателей. Акустические нагружают обтекатель через окружающий его воздух, вибрационные за счет колебаний элементов силовой конструкции.

Это значит, что требуется выполнить не менее двух разных анализов, результаты которых необходимо будет скомбинировать либо на уровне АЧХ (энергетическое суммирование двух частотных диаграмм), либо уже на уровне СКО, т.е.

$$P_{\text{RMS}}^{\text{total}^2} = P_{\text{RMS}}^{\text{air}^2} + P_{\text{RMS}}^{\text{struct}^2} \quad (6)$$

где:

P_{total} – СКО акустического давления на поверхности полезной нагрузки;

P_{air} – СКО, вызванное изменением внешнего давления на поверхности обтекателя;

P_{struct} – СКО, генерируемое вибрацией конструкции.

В качестве примера на рис. 38 изображены две наложенные друг на друга диаграммы АЧХ акустического давления P_{air} и P_{struct} в точке 1 (см. рис. 24).

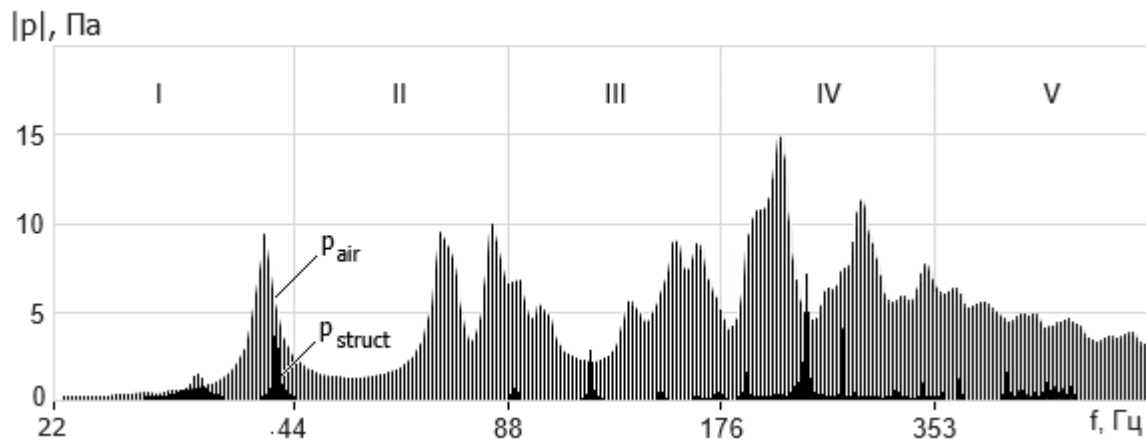


Рис. 38. АЧХ акустического давления от двух источников нагружения

В момент старта коммерческой ракеты каких-то еще значимых источников вибрации нет, но если их необходимо добавить, то это лишь увеличит количество переменных в уравнении (6).

В этой статье было рассмотрено получение только первого коэффициента уравнения – P_{air} (обычно он максимален, особенно с учетом того, что на пути передачи структурных колебаний принято устанавливать демпферы).

Метод получения P_{struct} гораздо проще (в плане подготовки исходных данных) и совершенно идентичен тому, что выполняется для оценки отклика конструкции на действие широкополосной случайной вибрации, а этот метод подробно рассмотрен в последующих разделах.

Третий вопрос – зачем вообще нужно выделять акустические нагрузки в отдельный расчётный случай? Они измеряются в Паскалях (т.е. незначительны), действуют меньше одной минуты и не повторяются.

Ответ на этот вопрос позволяет более логично перейти к последующим разделам, в которых описаны методы оценки усталостной долговечности конструкций при действии широкополосной случайной вибрации.

В любом т.н. 'manual guide' по коммерческой ракете присутствует график или таблица, ограничивающие максимальный уровень акустического давления внутри отсека полезной нагрузки (см. кривую 2 на рис. 2). Этот уровень гарантируется производителем ракеты-носителя.

Одна из проблем, которые потенциально может создать акустическое давление – очень быстрое усталостное разрушение узлов и механизмов, удерживающих большие по площади элементы конструкции, такие как рефлекторы антенн или панели солнечных батарей. Из-за небольшого веса их реакция на вибрацию (т.е. на изменение ускорений) будет не такой заметной, как на изменение внешнего давления. Даже относительно небольшое переменное давление, действующее на их поверхности, будет создавать значительные усилия в местах их крепления к конструкции спутника (см. рис. 39).

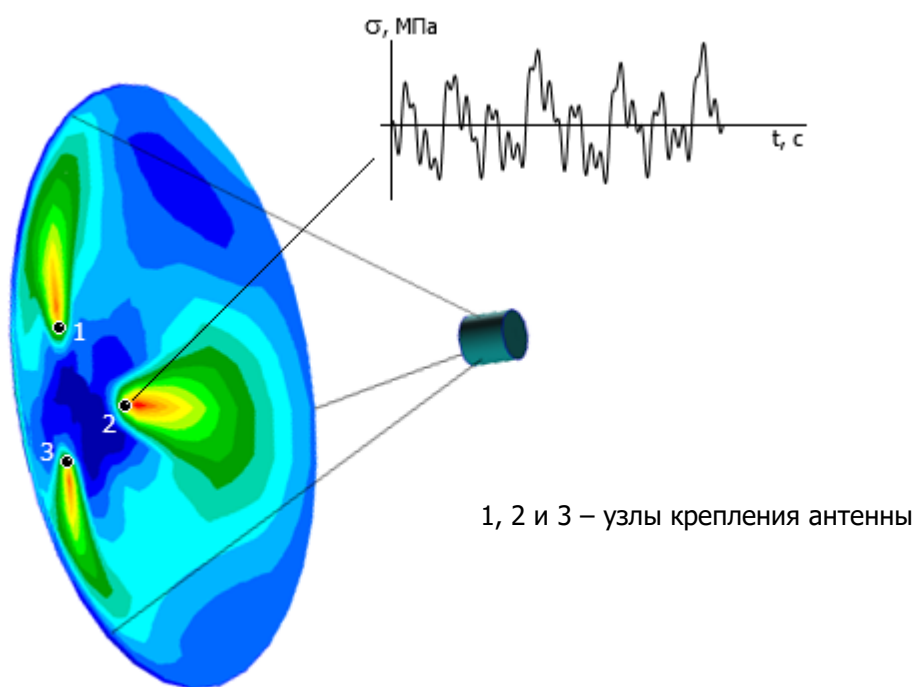


Рис. 39. Изолинии напряжений на поверхности рефлектора антенны при действии акустического давления

Дополнительные динамические нагрузки будут измеряться тысячами Ньютонов (формально – и это немного), но эффективные частоты их действия измеряются сотнями Герц. Поэтому, даже если время действия акустической нагрузки составляет 15-20 секунд, то это всё равно означает несколько тысяч циклов усталостного нагружения конструкции.

При проектировании такие нагрузки должны учитываться, и главное, способность спутника их выдерживать подтверждается натурными испытаниями, что раньше являлось обязательным условием для его запуска.

Анализ усталости конструкций при действии акустической или высокочастотной случайной вибрации выполняется по одной и той же схеме. Основные отличия при расчёте заключаются в нагружении математических или конечно-элементных моделей и в использовании различных способов схематизации действующих случайных процессов.

Подробно это рассмотрено разделах: 'Оценка усталостной долговечности при широкополосном случайном нагружении конструкции'.