

Министерство образования и науки Российской Федерации  
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого  
Физико-механический институт  
Высшая школа теоретической механики и математической физики

Работа допущена к защите  
Директор ВШТМиМФ,  
д.ф.-м.н., чл.-корр. РАН  
\_\_\_\_\_ А. М. Кривцов  
«\_\_» \_\_\_\_\_ 2022 г.

## **ВЫПУСКНАЯ КВАЛИФИКАЦИОННАЯ РАБОТА БАКАЛАВРА**

### **Моделирование распространения шума через плиту перекрытия**

по направлению подготовки

01.03.03 «Механика и математическое моделирование»

профиль

01.03.03\_01 Механика и математическое моделирование сред  
с микроструктурой

Выполнил

студент гр. 5030103/80101

А. К. Логинов

Руководитель

Профессор ВШТМиМФ, д. ф.-м. н.

В. М. Иванов

Санкт-Петербург

2022

**САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ  
УНИВЕРСИТЕТ ПЕТРА ВЕЛИКОГО**  
**Физико – механический институт**  
**Высшая школа теоретической механики и математической физики**

УТВЕРЖДАЮ

Директор ВШТМиМФ

А. М. Кривцов

«\_\_» \_\_\_\_\_ 20\_\_ г.

**ЗАДАНИЕ**

**на выполнение выпускной квалификационной работы**

студенту Логинову Александру Кирилловичу, гр. 5030103/80101

1. Тема работы: Моделирование распространения шума через плиту перекрытия
2. Срок сдачи студентом законченной работы: 06.06.2022
3. Исходные данные по работе: актуальные научные публикации по теме работы.
4. Содержание работы (перечень подлежащих разработке вопросов): постановка задачи определения потери при передаче звука через компонент здания, описание подхода к моделированию взаимодействия жидкости и конструкции на границе, исследование влияния определяющих параметров граничных условий, анализ результатов и сравнение с экспериментальными данными, калибровка расчетной модели.
5. Перечень графического материала (с указанием обязательных чертежей): не предусмотрено
6. Консультанты по работе: Д. Г. Васильева
7. Дата выдачи задания 13.05.2022

Руководитель ВКР \_\_\_\_\_ В. М. Иванов

Задание принял к исполнению 13.05.2022

Студент \_\_\_\_\_ А. К. Логинов

## **РЕФЕРАТ**

На 35 с., 17 рисунков, 3 таблицы.

**АКУСТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ, КОНЕЧНО – ЭЛЕМЕНТНЫЙ МЕТОД, ДИФFUЗНОЕ ЗВУКОВОЕ ПОЛЕ, ПОТЕРИ ПРИ ПЕРЕДАЧЕ ЗВУКА, КЛАСС ЗВУКОПЕРЕДАЧИ, ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ ЖИДКОСТИ И СТРУКТУРЫ, ИДЕАЛЬНО ПОДОБРАННЫЕ СЛОИ, ANSYS**

В данной работе проводился численный анализ акустических характеристик бетонной плиты перекрытия. В качестве источника распространения плоских волн использовалось диффузное звуковое поле, также учитывалось взаимодействия жидкости и конструкции на границе. Для моделирования безэховой комнаты использовались идеально подобранный слой. Было исследовано влияние разных граничных условий крепления пластины на результат. Расчет проводился в программном пакете Ansys.

## **The ABSTRACT**

35 pages, 17 figures, 3 tables.

**ACOUSTIC ANALYSIS, FINITE-ELEMENT METHOD, DIFFUSE SOUND FIELD, SOUND TRANSMISSION LOSS, SOUND TRANSMISSION CLASS, FLUID-STRUCTURE INTERACTION, PERFECTLY MATCHED LAYER, ANSYS**

In this paper, a numerical analysis of the acoustic characteristics of a concrete floor slab was performed. A diffuse sound field was used as the source of plane wave propagation, and interactions of the fluid and structure at the boundary were also taken into account. A perfectly matched layer was used to simulate an anechoic room. The effect of different plate attachment boundary conditions on the result was investigated. The calculation was performed in the Ansys software package.

## СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	5
ГЛАВА 1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЗАДАЧИ .....	8
1.1.    Определение искомой величины и методы ее нахождения .....	8
1.2.    Определяющие уравнения .....	11
ГЛАВА 2. ПОСТРОЕНИЕ КОНЕЧНО-ЭЛЕМЕНТНОЙ МОДЕЛИ .....	17
2.1.    Описание модели .....	17
2.2.    Описание и свойства материалов .....	21
2.3.    Граничные условия модели .....	22
2.3.1. Диффузное звуковое поле .....	23
2.3.2. Взаимодействие жидкости и твердого тела (FSI).....	26
2.3.3. Граничное условие крепления панели.....	27
ГЛАВА 3. АНАЛИЗ ПОЛУЧЕННЫХ РЕЗУЛЬТАТОВ .....	30
3.1.    Частотные полосы.....	30
3.2.    Сравнение результатов разных конфигураций.....	31
3.3.    Сравнение результатов при разных граничных условиях крепления панели .....	32
3.4.    Результаты по узкополосным частотам и осреднения в пределах третьоктавного диапазона .....	32
3.5.    Класс звукопередачи (Sound Transmission Class) .....	35
ЗАКЛЮЧЕНИЕ .....	38
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ .....	40

## ВВЕДЕНИЕ

Шумы как из внутренней, так и из внешней среды влияют на повседневную жизнь жильцов, вызывая неудобства, которые могут сильно ухудшить качество жизни в качестве долгосрочного эффекта.

Звук возникает в результате колебаний, передаваемых через воздух или другие среды, и характеризуется частотой и интенсивностью. Частота (количество колебаний или циклов в секунду) измеряется в герцах (Гц). Интенсивность измеряется в децибелах (дБ) - относительной логарифмической шкале интенсивности. На каждые 20 дБ увеличения звука приходится соответствующее десятикратное увеличение давления

Эта логарифмическая шкала особенно подходит для звука, поскольку восприятие звука человеческим ухом также логарифмическое. Например, увеличение уровня звука на 10 дБ воспринимается ухом как удвоение громкости.

Скорость звука через определенную среду, такую как стена, зависит как от плотности, так и от жесткости среды. Все твердые материалы имеют собственную частоту колебаний. Если собственная частота твердого тела находится на частоте звука, который на него воздействует, или близка к ней, твердое тело будет колебаться в такт звуку, который будет восстанавливаться на противоположной стороне. Этот эффект особенно заметен в стенах или перегородках, которые являются легкими, тонкими или гибкими. И наоборот, колебания эффективно прекращаются, если перегородка тяжелая и жесткая, как в случае со стенами из бетонной кладки. В этом случае собственная частота колебаний относительно низкая, поэтому только звуки низкой частоты будут вызывать симпатические колебания. Благодаря своей массе (и, как следствие, инерции) и жесткости, бетонные конструкции особенно эффективны для снижения звукопередачи.

В последние годы строительные требования в соответствии с канадскими, российскими и европейскими директивами требуют данных о

звукоизоляционных свойствах используемых строительных материалов [5]. Эти продукты должны пройти лабораторные испытания в специальных акустических помещениях. Эти помещения должны соответствовать протоколу, указанному в следующих стандартных правилах: ISO 10140, ASTM E90 или ГОСТ 27296-2012 [8,15]. В настоящих правилах указано лабораторное испытание для проведения измерения воздушной акустической изоляции элементов конструкции, таких как стены, полы, крыши, окна и элементы фасада.

Оптимальные акустические характеристики компонентов здания являются основополагающим фактором для устойчивого проектирования зданий. Соответственно, очень важно, чтобы проектировщики имели возможность эффективно прогнозировать акустические характеристики их конструктивных элементов. Лабораторные испытания проводят в специальных реверберационных помещениях, а на этапе проектирования провести натурные испытания невозможно. Именно поэтому численное моделирование звукоизолирующей способности является актуальным направлением исследований в области акустики.

В данной работе рассмотрен метод численного моделирования с помощью методом конечных элементов для изучения акустического поведения элементов твердого тела.

Цель работы заключалась в создании конечно-элементной модели для моделирования распространения шума через плиту перекрытия, которая позволила бы определять значения потерь при передаче звука (STL) для рассматриваемого образца. Кроме того, полученная конечно-элементная модель может быть расширена для эффективного прогнозирования акустического поведения других компонентов здания, подвергающихся схожим характеристикам взаимодействия. Были рассмотрены соответствующие статьи и работы, в которых описываются теоретические основы, а также численные реализации моделей со схожими задачами. Описан подход к моделированию взаимодействия жидкости и конструкции на границе (FSI). Полученные

результаты конечно-элементного моделирования сравнивались с результатами экспериментальных испытаний, проведенных в сертифицированной лаборатории. Численная процедура, реализованная в этой работе, может быть полезна для оценки акустических характеристик других конструктивных элементов здания и сокращения времени производства при разработке новых продуктов в строительстве.

## ГЛАВА 1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЗАДАЧИ

### 1.1. Определение искомой величины и методы ее нахождения

Звук (или шум) является результатом изменений давления или колебаний в упругой среде (например, воздуха, воды), создаваемых колеблющейся поверхностью или турбулентным потоком жидкости. Звук распространяется в виде продольных волн с последовательностью сжатий и разрежений в упругой среде.

Целью данной работы является исследование численного метода расчета потерь звукопередачи Sound Transmission Loss (STL) через компонент здания, в частности через бетонную плиту перекрытия.

Когда звук достигает барьера, могут произойти три вещи, как показано на рисунке 1:

- Поглощение - звук поглощается и рассеивается в виде тепла.
- Пропускание - Звук может пройти через барьер.
- Отражение - звук может быть отражен от барьера.

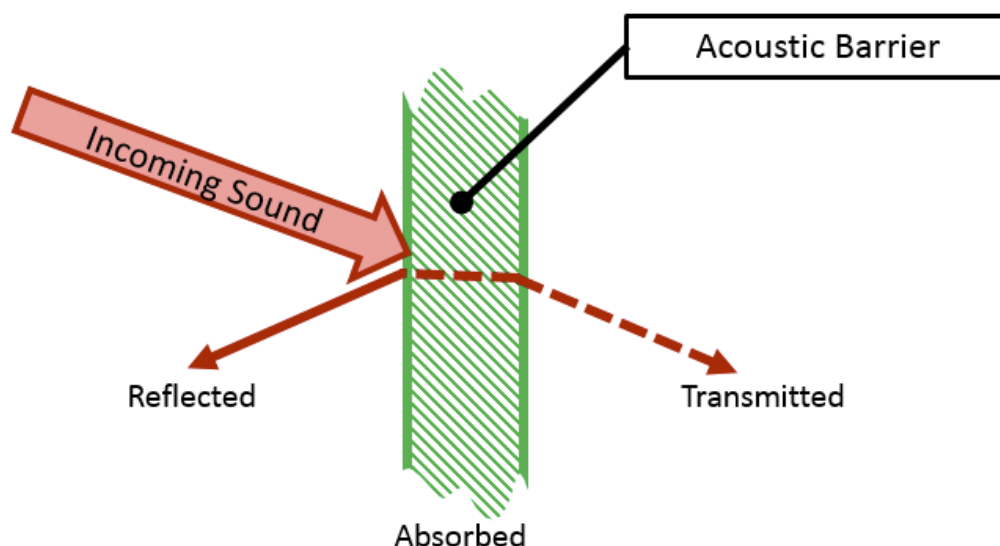


Рис.1. Схема передачи звука

STL – это количественная оценка того, сколько звуковой энергии предотвращается от прохождения через барьер. Потери при передаче звука



определяют эффективность акустической обработки для инженерного применения.

STL можно определить как отношение звуковой мощности, падающей на образец, к пропущенной звуковой мощности на другой стороне образца [15, 20].

$$STL = 10 \log \left( \frac{W_i}{W_t} \right)$$

где  $W_i$  – мощность падающего звука,  $W_t$  – передаваемая звуковая мощность

Существует несколько стандартов для измерения STL, например, ASTM E90 или ISO 10140. В соответствии с ними, элементы, используемые в зданиях для звукоизоляции, измеряются общепринятым методом двух комнат.

В двух наиболее распространенных конфигурациях используется реверберационная комната со стороны источника. Реверберационная камера или комната – помещение для акустических измерений, в котором звук по возможности полностью отражается от ограждающих поверхностей и в каждой точке которого звуковое давление в среднем одинаково, а приход звуковых волн с разных направлений равновероятен.

В первом случае также используется реверберационная комната на стороне приемника, а во втором безэховая комната на стороне приемника – комната в которой все звуковые волны поглощаются и не отражаются [13]. Эти две конфигурации показаны на рисунке 1 и 2.

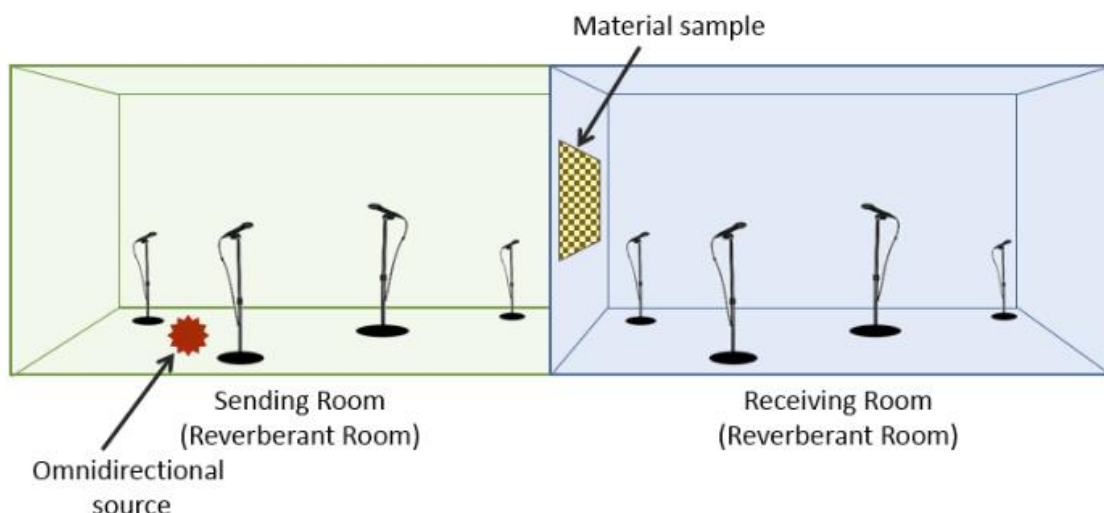


Рис.2. Реверберационная комната на стороне источника и реверберационная комната на стороне приемника

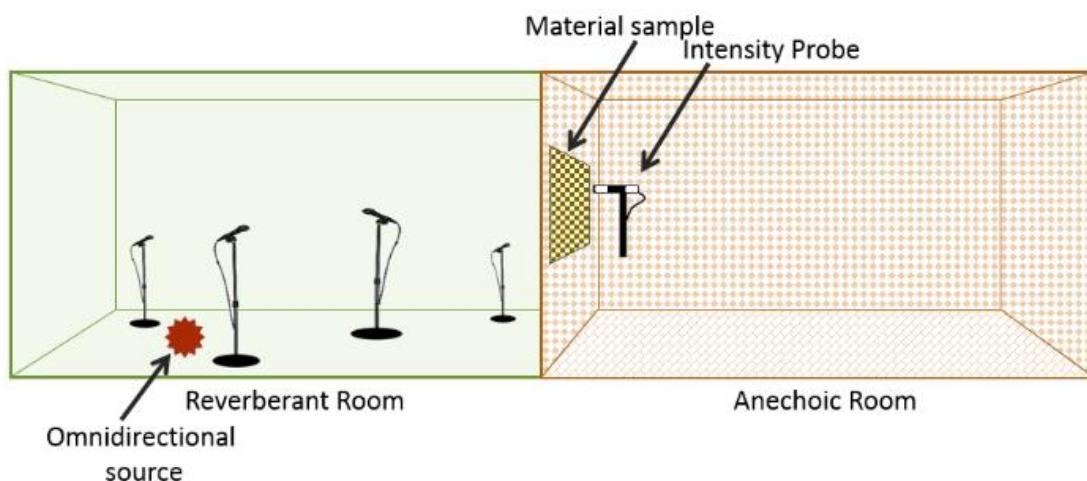


Рис.3. Реверберационная комната на стороне источника и безэховая комната на стороне приемника

В реверберационном помещении используется всенаправленный источник для создания диффузного поля. Безэховая комната используется для создания условий свободного поля, чтобы избежать любых отражений, которые могут проявиться в виде неправильных точек локализации. Образец для испытаний устанавливается между реверберирующим помещением источника и помещением приемника таким образом, что единственным значимым путем передачи звука является образец, а другие возможные пути передачи звука подавляются. Таким образом, определяется STL элементов/материалов здания, чтобы можно было оценить характеристики изоляции воздушного шума внутри пространства здания.

## 1.2. Определяющие уравнения

При взаимодействии двух и более физических систем невозможно получить решение задачи независимо друг от друга без учета связанной системы. Одной из наиболее распространенных задач является взаимодействие жидкой среды с конструкцией, в которой уравнения жидкой среды и уравнения механики деформируемого твердого тела не могут быть решены по отдельности без учета сил, действующих на поверхности раздела.

В акустических задачах взаимодействия жидкости с конструкцией необходимо рассматривать уравнение механики деформируемого твердого тела динамики наряду с уравнением Навье-Стокса и уравнением неразрывности потока [2, 16, 13].

Уравнение Навье-Стокса имеет вид

$$\rho \frac{\partial \underline{v}}{\partial t} = -\nabla p + \nabla \cdot \underline{\underline{S}} + \underline{f} \quad (1)$$

Где  $\underline{\underline{S}}$  – тензор вязких напряжений,  $p$  – давление,  $\underline{f}$  – массовые силы

Из закона сохранения массы уравнение неразрывности потока имеет вид:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} = -\nabla(\rho \underline{v}) + Q \quad (2)$$

Где  $\underline{v}$  – вектор скорости,  $\rho$  – плотность среды,  $Q$  – источник массы

Уравнения Навье-Стокса и уравнения неразрывности упрощаются для получения уравнения акустической волны с использованием предположения, что жидкость является сжимаемой (плотность изменяется при изменении давления).

Уравнение акустической волны задается:

$$\nabla \cdot \left( \frac{1}{\rho_0} \nabla p \right) - \frac{1}{\rho_0 c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} + \nabla \cdot \left[ \frac{4\mu}{3\rho_0} \nabla \left( \frac{1}{\rho_0 c^2} \frac{\partial p}{\partial t} \right) \right] = -\frac{\partial}{\partial t} \left( \frac{Q}{\rho_0} \right) + \nabla \cdot \left[ \frac{4\mu}{3\rho_0} \nabla \left( \frac{Q}{\rho_0} \right) \right] \quad (3)$$

Где  $c$  – скорость звука в среде,  $p_0$  – средняя плотность среды,  $\mu$  – динамическая вязкость,  $Q$  – источник массы в уравнении неразрывности,  $t$  – время

Конечно-элементная формулировка получается путем тестирования волнового уравнения с помощью процедуры Галеркина. Волновое уравнение умножается на испытательную функцию  $w$  и интегрируется по объему области:

$$\begin{aligned}
 & \iiint_{\Omega_F} \frac{1}{\rho_0 c^2} w \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} dv + \iiint_{\Omega_F} \nabla w \cdot \left( \frac{4\mu}{3\rho_0^2 c^2} \nabla \frac{\partial p}{\partial t} \right) dv + \iiint_{\Omega_F} \nabla w \cdot \left( \frac{1}{\rho_0} \nabla p \right) dv \\
 & - \oint_{\Gamma_F} w \left( \frac{1}{\rho_0} + \frac{4\mu}{3\rho_0^2 c^2} \frac{\partial}{\partial t} \right) \underline{n} \cdot \nabla p ds + \oint_{\Gamma_F} w \frac{4\mu}{3\rho_0^2} \underline{n} \cdot \nabla Q ds \\
 & = \iiint_{\Omega_F} w \frac{1}{\rho_0} \frac{\partial Q}{\partial t} dv + \iiint_{\Omega_F} \nabla w \cdot \left( \frac{4\mu}{3\rho_0^2} \nabla Q \right) dv
 \end{aligned} \tag{4}$$

Где  $dv$  – дифференциал по объему  $\Omega_F$ ,  $ds$  – поверхностный дифференциал границы акустической области  $\Gamma_F$ ,  $\underline{n}$  – внешний единичный нормальный вектор к границе  $\Gamma_F$

Из уравнения сохранения импульса, нормальная скорость на границе акустической области задается:

$$\frac{\partial v_{n,F}}{\partial t} = \underline{n} \cdot \frac{\partial \underline{v}}{\partial t} = - \left( \frac{1}{\rho_0} + \frac{4\mu}{3\rho_0^2 c^2} \frac{\partial}{\partial t} \right) \underline{n} \cdot \nabla p + \frac{4\mu}{3\rho_0^2} \underline{n} \cdot \nabla Q \tag{5}$$

Подстановка (5) в (4) дает "слабую" форму уравнения (3):

$$\begin{aligned}
 & \iiint_{\Omega_F} \frac{1}{\rho_0 c^2} w \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} dv + \iiint_{\Omega_F} \nabla w \cdot \left( \frac{4\mu}{3\rho_0^2 c^2} \nabla \frac{\partial p}{\partial t} \right) dv + \iiint_{\Omega_F} \nabla w \cdot \left( \frac{1}{\rho_0} \nabla p \right) dv \\
 & + \oint_{\Gamma_F} w \frac{\partial v_{n,F}}{\partial t} ds = \iiint_{\Omega_F} w \frac{1}{\rho_0} \frac{\partial Q}{\partial t} dv + \iiint_{\Omega_F} \nabla w \cdot \left( \frac{4\mu}{3\rho_0^2} \nabla Q \right) dv
 \end{aligned} \tag{6}$$

Нормальное ускорение частицы жидкости может быть представлено с помощью нормального смещения частицы жидкости, которое задается:

$$\frac{\partial v_{n,F}}{\partial t} = \underline{n} \cdot \frac{\partial^2 \underline{u}_F}{\partial t^2} \quad (7)$$

Где  $\underline{u}_F$  – перемещение частицы жидкости

После использования уравнения (7) уравнение (6) выражается как:

$$\begin{aligned} & \iiint_{\Omega_F} \frac{1}{\rho_0 c^2} w \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} dv + \iiint_{\Omega_F} \nabla w \cdot \left( \frac{4\mu}{3\rho_0^2 c^2} \nabla \frac{\partial p}{\partial t} \right) dv + \iiint_{\Omega_F} \nabla w \cdot \left( \frac{1}{\rho_0} \nabla p \right) dv \\ & + \iint_{\Gamma_F} w \underline{n} \frac{\partial^2 \underline{u}_F}{\partial t^2} ds \\ & = \iiint_{\Omega_F} w \frac{1}{\rho_0} \frac{\partial Q}{\partial t} dv + \iiint_{\Omega_F} \nabla w \cdot \left( \frac{4\mu}{3\rho_0^2} \nabla Q \right) dv \end{aligned} \quad (8)$$

Уравнение (8) содержит давление жидкости  $p$  и компоненты структурного смещения  $u_{x,F}, u_{y,F}$  и  $u_{z,F}$  в качестве зависимых переменных для решения. Аппроксимирующие функции формы конечных элементов для пространственной вариации компонентов давления и смещения даны в виде:

$$P = \{N\}^T \{P_e\} \quad (9)$$

$$u = \{N'\}^T \{u_e\} \quad (10)$$

Где  $\{N\}$  – функция формы элемента для давления,  $\{N'\}$  – функция формы элемента для перемещений,  $\{P_e\}$  – вектор узлового давления,  $\{u_e\} = \{u_{xe}\}, \{u_{ye}\}, \{u_{ze}\}$  – векторы компонентов узловых смещений

Из уравнения (9) и уравнения (10) вторая производная по времени от переменных и виртуального изменения давления может быть выражена следующим образом:

$$\frac{\partial^2 P}{\partial t^2} = \{N\}^T \{\ddot{P}_e\} \quad (11)$$

$$\frac{\partial^2}{\partial t^2} \{u\} = \{N'\}^T \{\ddot{u}_e\} \quad (12)$$

$$\delta P = \{N\}^T \{\delta P_e\} \quad (13)$$

После подстановки уравнения (9) и уравнения (10) в уравнение (8), конечно-элементная формулировка волнового уравнения (3) выражается как:

$$\begin{aligned} & \iiint_{\Omega_F} \frac{1}{\rho_0 c^2} \{N\} \{N\}^T dv \{\ddot{p}_e\} + \iiint_{\Omega_F} \frac{4\mu}{3\rho_0^2 c^2} [\nabla N]^T [\nabla N] dv \{\dot{p}_e\} \\ & + \iiint_{\Omega_F} \frac{1}{\rho_0} [\nabla N]^T [\nabla N] dv \{p_e\} + \oint_{\Gamma_F} \{N\} \{n\}^T \{N'\}^T ds \{\ddot{u}_{e,F}\} \\ & = \iiint_{\Omega_F} \frac{1}{\rho_0} \{N\} \{N\}^T dv \{\dot{q}\} + \iiint_{\Omega_F} \frac{4\mu}{3\rho_0^2} [\nabla N]^T [\nabla N] dv \{q\} \end{aligned} \quad (14)$$

Где  $\{n\}$  – вектор наружной нормали на границе с жидкостью,  $\{q\}$  – вектор узловых источников массы,  $\{\dot{q}\}$  – первая производная по времени вектора узлового источника массы

Уравнение (14) можно записать в матричной форме, чтобы получить следующее дискретизированное волновое уравнение:

$$[M_F] \{\ddot{p}_e\} + [C_F] \{\dot{p}_e\} + [K_F] \{p_e\} + \bar{\rho}_0 [R]^T \{\ddot{u}_{e,F}\} = \{f_F\} \quad (15)$$

Где  $[M_F] = \bar{\rho}_0 \iiint_{\Omega_F} \frac{1}{\rho_0 c^2} \{N\} \{N\}^T dv$  – матрица массы акустической среды,

$[C_F] = \bar{\rho}_0 \iiint_{\Omega_F} \frac{4\mu}{3\rho_0^2 c^2} [\nabla N]^T [\nabla N] dv$  – матрица демпфирования акустической среды,

$[K_F] = \bar{\rho}_0 \iiint_{\Omega_F} \frac{1}{\rho_0} [\nabla N]^T [\nabla N] dv$  – матрица жесткости акустической среды,

$[R]^T$  – граничная матрица акустической среды,

$\{f_F\}$  – вектор нагрузки акустической среды,

$\bar{\rho}_0$  – постоянная плотность акустической среды

В линейных системах уравнения механики деформируемого твердого тела внутренняя нагрузка линейно пропорциональна узловому перемещению, а

матрица жесткости конструкции остается постоянной. Дискретизированное уравнение механики деформируемого твердого тела записывается как:

$$[M]\{\ddot{u}(t)\} + [C]\{\dot{u}(t)\} + [K]\{u(t)\} = \{F^a(t)\} \quad (16)$$

Где  $[M]$  – структурная матрица массы,

$[C]$  – структурная матрица демпфирования

$\{\ddot{u}(t)\}$  – узловое ускорение

$\{\dot{u}(t)\}$  – узловая скорость

$\{u(t)\}$  – узловое перемещение

$[K]$  – матрица жесткости конструкции

$\{F^a(t)\}$  – приложенная нагрузка

Условия связи на границе раздела между акустической средой и твердым телом задаются:

$$\underline{\underline{\sigma}}(\underline{u}_s)\underline{n} + p\underline{n} = 0 \text{ на } \Gamma_I \quad (17)$$

$$\underline{n} \cdot \underline{u}_s - \underline{n} \cdot \underline{u}_F = 0 \text{ на } \Gamma_I \quad (18)$$

Где  $\underline{\underline{\sigma}}(\underline{u}_s)$  – тензор напряжений в твердом теле

$p$  – акустическое давление

$\underline{u}_s$  – перемещения в твердом теле

$\underline{u}_F$  – перемещения в акустической среде

$\underline{n}$  – внешний нормальный единичный вектор акустической среды

Уравнение (17) – это кинетическое условие, связывающее напряжение в твердом теле с давлением, оказываемым на границу раздела. Уравнение (18) – это кинематическое условие, которое предполагает отсутствие трения между твердым телом и акустической жидкостью на границе раздела.

Для полного описания задачи FSI в уравнение (16) добавляется нагрузка давления жидкости, действующая на границу раздела. Следовательно, уравнение (16) переписывается как:

$$[M_s]\ddot{\underline{u}} + [C_s]\dot{\underline{u}} + [K_s]\underline{u} = \{f_s\} + \{f^{pr}\} \quad (19)$$

Вектор нагрузки давления жидкости  $\{f^{pr}\}$  на границе раздела S получается путем интегрирования давления по площади поверхности следующим образом:

$$\{f^{pr}\} = \iint_{\Gamma_i} \{N'\} p \underline{n} ds \quad (20)$$

Где  $\{N\}$  – функции формы элемента для перемещений

Его так же можно описать как:

$$\{f^{pr}\} = \iint_{\Gamma_i} \{N'\} \{N\}^T \{n\} \{p_e\} ds \quad (21)$$

$$\{f^{pr}\} = [R] \{p_e\} \quad (22)$$

Подстановка уравнения (22) в уравнение (19) дает динамическое элементарное уравнение конструкции, выраженное как:

$$[M_s] \ddot{u} + [C_s] \dot{u} + [K_s] u - [R] \{p_e\} = \{f_s\} \quad (23)$$

Где  $[R]$  – это матрица "связи", которая представляет собой эффективную площадь поверхности, связанную с каждым узлом на границе раздела FSI.

Уравнение (15) и уравнение (23) описывают полные дискретизированные уравнения конечных элементов для задачи FSI. В собранном виде эти уравнения записываются в виде:

$$\begin{bmatrix} [M_s] & 0 \\ \bar{\rho}_0 [R]^T & [M_F] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{\dot{u}_e\} \\ \{\ddot{p}_e\} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} [C_s] & 0 \\ 0 & [C_F] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{\dot{u}_e\} \\ \{\dot{p}_e\} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} [K_s] & -[R] \\ 0 & [K_F] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{u_e\} \\ \{p_e\} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} f_s \\ f_F \end{Bmatrix}$$

Элемент акустической среды в задаче FSI будет генерировать все подматрицы с надстрочным индексом  $F$ , элемент твердого тела будет генерировать все подматрицы с надстрочным индексом  $S$ .



## ГЛАВА 2. ПОСТРОЕНИЕ КОНЕЧНО-ЭЛЕМЕНТНОЙ МОДЕЛИ

### 2.1. Описание модели

Акустическая задача по определению STL для бетонной плиты была решена путем проведения гармонического акустического анализа методом конечных элементов.

Метод конечных элементов – это численная процедура для решения ряда инженерных задач, таких как анализ собственных частот и форм колебаний (АСЧФК), теплопередача электромагнетизм, а в нашем случае взаимодействие акустической среды и конструкции в акустическом анализе.

Во всех случаях влияние некоторых параметров, таких как свойства материала, граничные условия, описание помещения или положение источника шума, влияет на экспериментальные и численные результаты испытания акустической изоляции [16].

В численном моделировании STL избегалось моделирование комнаты источника, поскольку это бы требовало больших вычислительных мощностей. Вместо этого установка основана на предположении об идеальном диффузном поле со стороны источника (DSF). В этом случае звуковое поле на стороне источника (в помещении источника) можно определить как сумму  $N$  некоррелированных плоских волн, движущихся в случайных направлениях

Модель, представленная на рисунке 3, состоит из 3х частей:

- 1) Исследуемый конструктивный образец здания, представляющий собой бетонную панель шириной 4.37 м, высотой 2.84 м, и толщиной 203 мм.
- 2) Акустический домен, отвечающий за моделирование воздушной области приемной комнаты объемом  $60 \text{ м}^3$ , шириной 4.37м, длиной 4.8м и высотой 2.84 м, что соответствует стандарту ASTM E90 или ISO 10140.
- 3) Идеально совпадающие слои (Perfectly Matched Layers), представляют собой искусственные анизотропные материалы, которые поглощают

все входящие волны волн в приемной комнате без каких-либо отражений для обеспечения условия безэховости в комнате.

Область PML состоит из слоев элементов, простирающихся от внутреннего объема к открытой области, как показано на следующем рисунке. Блок элементов PML строится относительно начала координат глобальной декартовой системы координат или локальной декартовой системы координат [11].

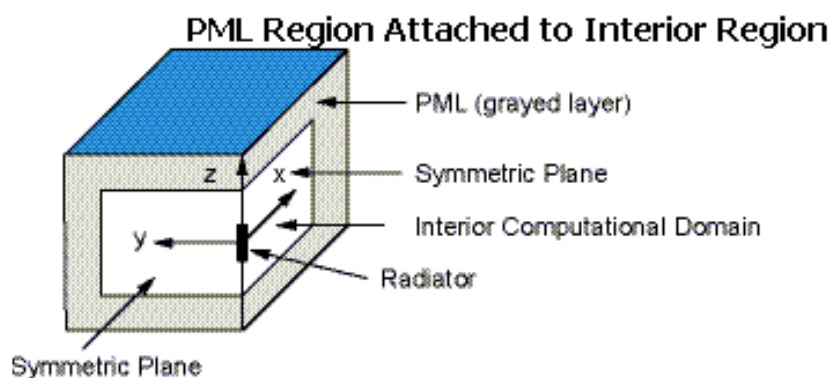


Рис.4. Схема расположения PML элементов

■ PML

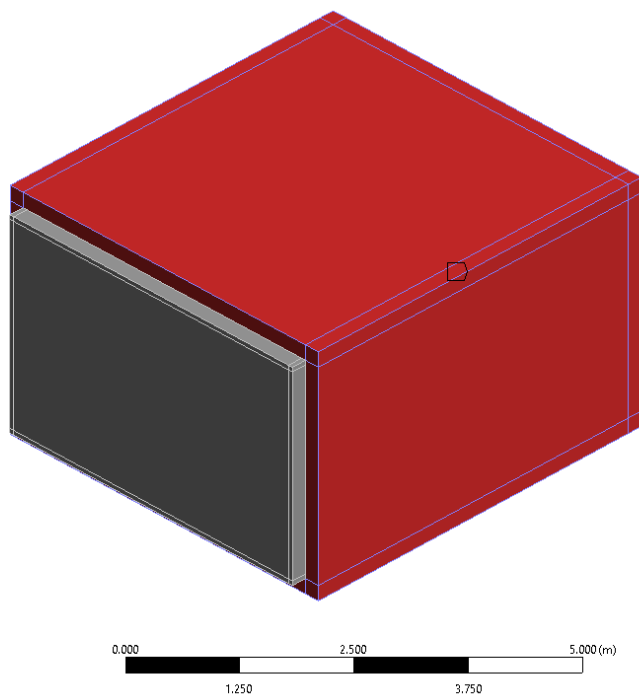


Рис.5. Расположения PML элементов на модели

Расчетная модель соответствует характеристикам лабораторного эксперимента, который был проведен Акустической лабораторией Riverbank в США, Женева, штат Иллинойс.

Были рассмотрены 2 конфигурации модели. В первой конфигурации моделируется весь объем приемной комнаты, конструктивный образец представлен в Solid постановке. Во второй конфигурации объем приемной комнаты сокращен до минимума, что позволяет граничное условие PML, а конструктивный образец представлен в Shell постановке.

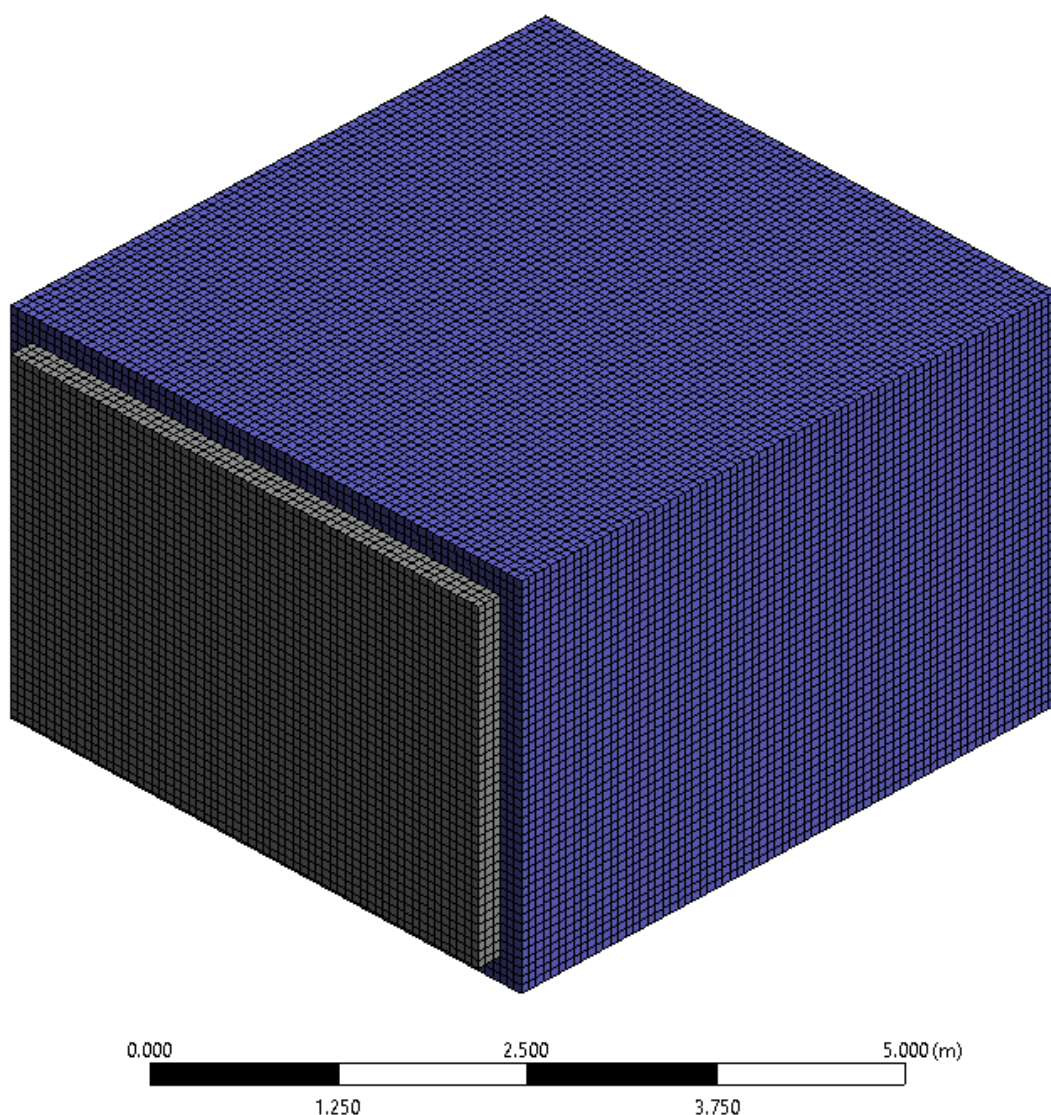


Рис.6. Первая конфигурация модели

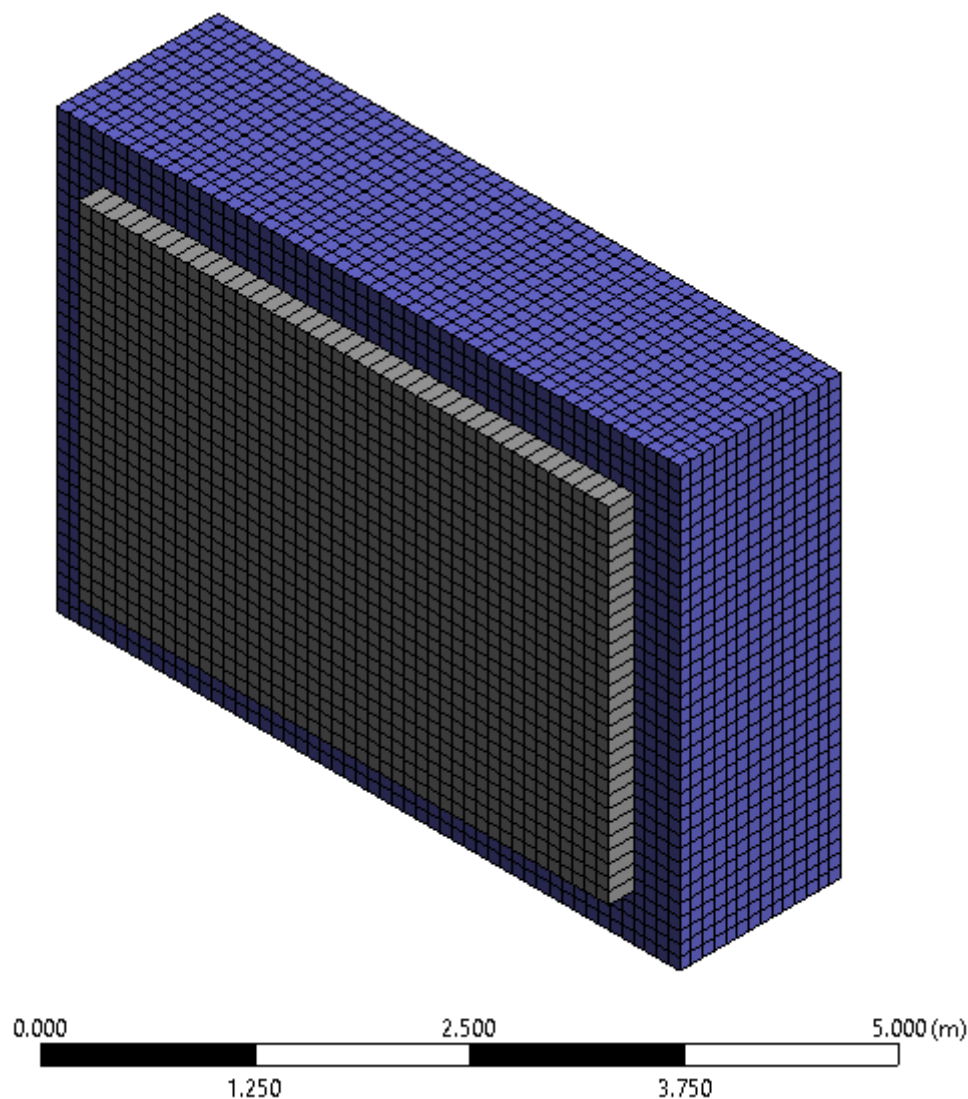


Рис.7. Вторая конфигурация модели

Первая конфигурация содержит в себе 1001084 узлов, 241245 элементов, размер элемента составляет 0.1 м. Для работы PML элементов требуется Неха – сетка, поэтому сетка состоит только из Неха элементов.

Вторая конфигурация содержит в себе 121436 узлов, 28212 элементов с тем же размером элемента.

Размер сетки подбирался на основе требования к минимальному количеству элементов на длину волны для акустической среды, также рассматривалась сходимость результатов АСЧФК бетонной панели по 2, 5, 10, 15 собственным частотам.

Размер элемента сетки, м	Собственная частота: 2	Собственная частота: 5	Собственная частота: 10	Собственная частота: 15
0,030	114,233	237,063	434,055	613,726
0,040	114,271	237,179	434,427	613,742
0,045	114,294	237,249	434,654	613,752
0,050	114,320	237,325	434,893	613,853
0,070	114,444	237,705	436,113	615,654
0,100	114,693	238,528	438,934	619,587
0,150	115,240	240,324	445,180	628,519
0,200	115,900	242,828	454,827	641,212
0,300	117,316	248,101	476,022	670,578
0,500	121,431	266,524	564,829	768,564

Таблица 1. Варьирование размера элемента для 1, 5, 10 собственной частоты для 2 конфигурации модели

В качестве оптимального размера, был выбран 0.1 м для элемента, т.к. разница для более мелкого элемента – 0.05 м составляет  $\approx 1\%$ , тогда как его размер в 2 раза мельче, что крайне негативно скажется на вычислительных затратах.

## 2.2. Описание и свойства материалов

В качестве материала использовался гравийный бетон, типичный для строительства стен и полов. Прочность бетона в 28 дней составляла 31,6 МПа. Соответствующая плотность свежего бетона составляла 2275 кг/м<sup>3</sup>. Перед началом испытаний на потерю звукопередачи панель отверждалась в течение как минимум 28 дней [6].

В соответствии со стандартом Eurocode 2 EN 1992-1-1, модуль Юнга при текущей прочности бетона, составляет 33.32 ГПа, коэффициент Пуассона 0.2.

В качестве акустической среды используется воздух, с плотностью  $1.225 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$ , скорость распространения звука в данной среде составляет  $346.25 \frac{\text{м}}{\text{с}}$

### 2.3. Граничные условия модели

На стену прикладывается давление, в качестве нагрузки со стороны источника к бетонной стене. Источником является граничное условие Diffuse Sound Field. По краям принимающей комнаты моделируется идеальное безэховое помещение с использованием воздушной области, завершенной идеально совпадающим слоем (PML). Пластина закрепляется в пространстве за счет граничных условий ограничения перемещений.

Схема граничных условий показана на рисунке:

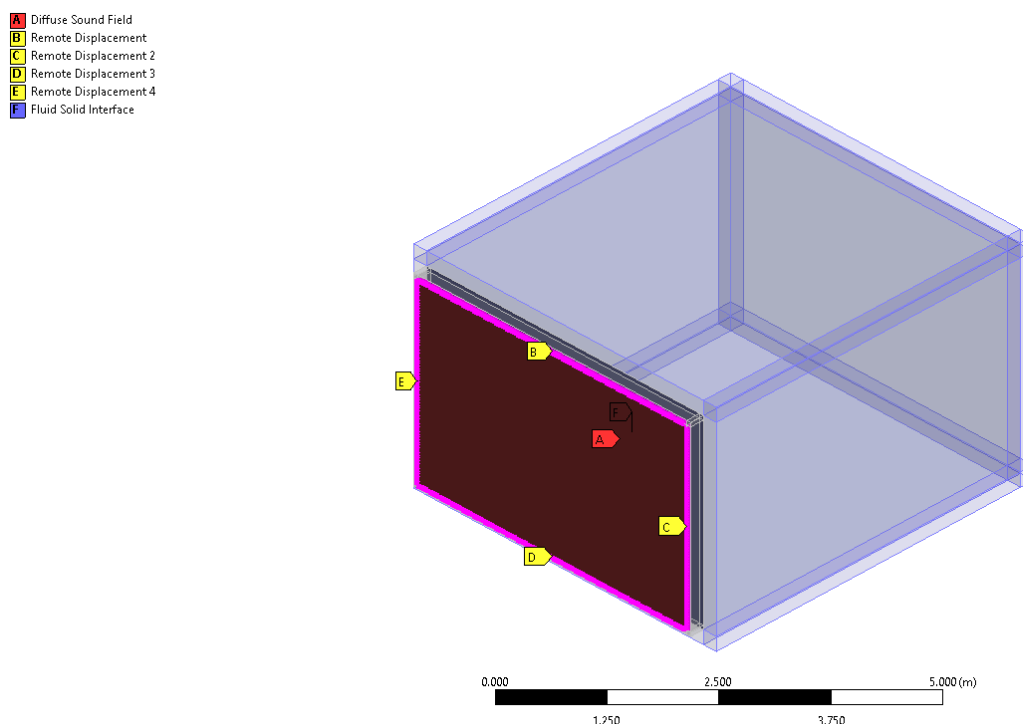


Рис.8. Граничные условия первой конфигурации модели

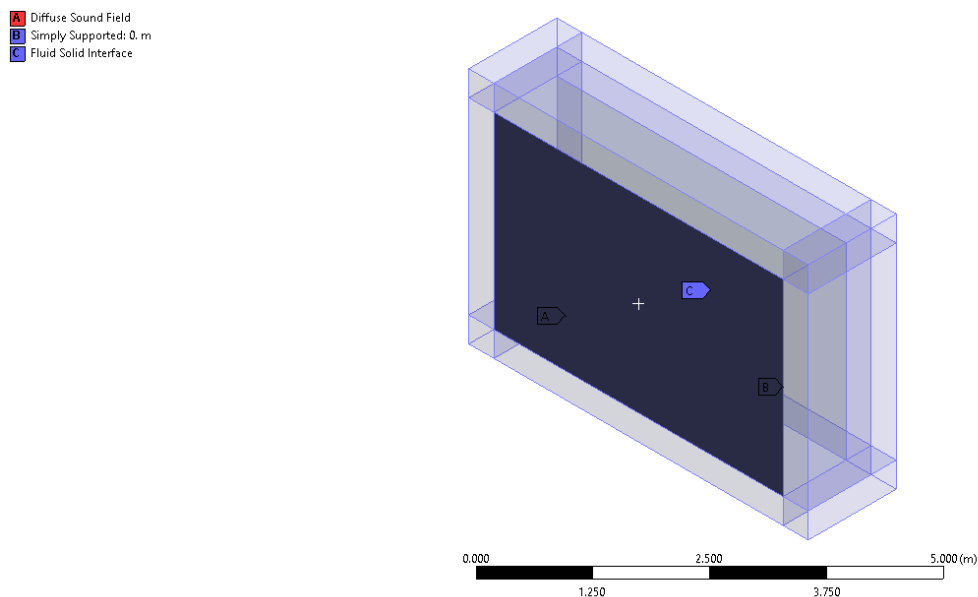


Рис.9. Граничные условия второй конфигурации модели

### 2.3.1. Диффузное звуковое поле

В процессе моделирования и обработки результатов необходимо руководствоваться ГОСТ 27296-2012. В соответствии с ним, воздушный шум должен представлять собой диффузное звуковое поле (звуковое поле в замкнутом объеме, образованное отражениями от поверхностей и характеризуемое равномерным распределением уровня звука и уровня звукового давления по всему объему и равновероятностью направлений прихода звуковых волн в любую точку помещения).

Для проведения виртуальных испытаний на воздействие воздушного шума используется акустический модуль Ansys Harmonic Acoustics, который содержит необходимое граничное условие Diffuse Sound Field (DSF) - Диффузное звуковое поле. Данное граничное условие создает набор случайных плоских волн, направленных под случайными углами, что является прямым аналогом диффузного звукового поля в натурных условиях.

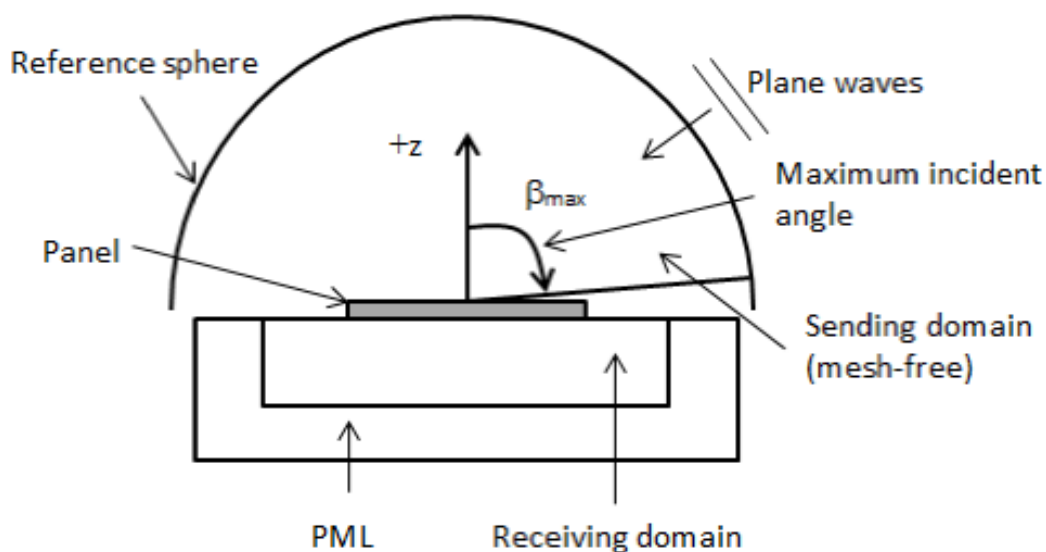


Рис.10. Схема модели диффузного звукового поля

Предполагается, что диффузное звуковое поле является слабым стационарным случайным процессом. Оно обычно определяется в терминах бесконечного числа некоррелированных плоских волн. Звуковое поле является диффузным, если:

- амплитуды плоских волн под разными углами падения статистически независимы;
- относительные фазы плоской волны равномерно распределены от 0 до  $2\pi$
- амплитуды моделируются с одинаковой интенсивностью.

К диффузному звуковому полю приближается асимптотическая модель плоских волн. Плоские волны со случайными фазами приходят со всех направлений в свободном пространстве и накладываются друг на друга. Бесконечное число плоских волн заменяется достаточно большим числом плоских волн для целей моделирования. Определяется опорная сфера с радиусом и началом координат. Как правило, радиус должен быть не менее 50-кратного максимального размера панели. Поверхность сферы равномерно делится на элементарные поверхности, чтобы плоские волны переносили энергию одинаково во всех направлениях падения. На практике поверхность сферы



делится на параллельные кольца вдоль оси z глобальной декартовой системы координат (по умолчанию) или заданной пользователем локальной декартовой системы координат, и программа генерирует элементарные поверхности, каждая из которых имеет почти одинаковую площадь [11].

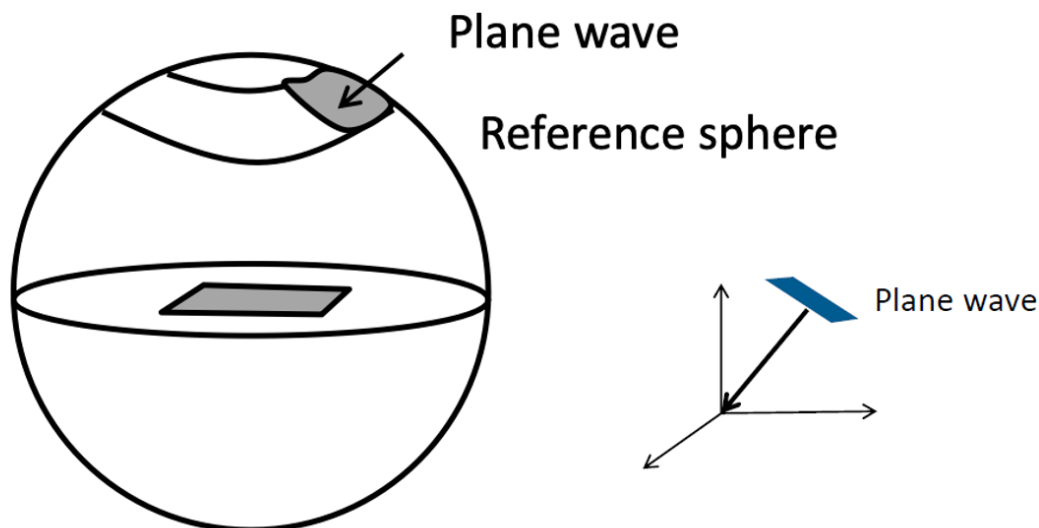


Рис.11. Опорная сфера диффузного звукового поля

Рассматривая элементарную поверхность с вектором внешней единичной нормали в центре, акустическое давление в точке, создаваемое плоской волной с амплитудой и фазой, распространяющейся вдоль направления, определяется:

$$p(r, \omega) = \sum_{j=1}^N A_j(\omega) e^{i\Psi_j} e^{-ikd_j}$$

Это условие позволяет исключить из моделирования комнату источника. В процессе моделирования создается более 1000 плоских волн. Так как волны имеют случайный угол, результаты нескольких моделирований могут различаться. Поэтому расчет производится несколько раз, в зависимости от количества множественных решений - Number of Random Sampling (NoRS), по всему частотному диапазону, а после результат усредняется.

Также определяющими параметрами являются значения Norm Convergence Tolerance и Frequency of Norm Convergence Check.

Norm Convergence Tolerance (NCT) – это допуск сходимости, коэффициент отвечающий за сходимость задачи.

Frequency of Norm Convergence Check (FoNC) – это интервал проверки сходимости нормы для диффузного звукового поля при заданном NCT.

Программа проверяет сходимость решения, сравнивая два усредненных набора излученных звуковых мощностей с интервалом FoNC в диапазоне частот. Например, если  $FoNC = 5$ , то усредненные значения из 5 решений сравниваются с усредненными значениями из 10 решений, затем усредненные значения из 10 решений сравниваются с усредненными значениями из 15 решений, и так далее.

Процесс расчета контролируется допуском на сходимость норм (NCT) или количеством множественных решений (NoRS), если количество шагов решения достигает определенного числа.

В данной задаче было выбрано значение  $NoRS = 20$ , так как оно дает хорошую сходимость результатов моделирования при допустимых вычислительных затратах [3].

### **2.3.2. Взаимодействие жидкости и твердого тела (FSI)**

Для учета взаимодействия акустической среды и твердого тела (волны давления, генерируемые колебаниями твердого тела или/и деформацией твердого тела из-за давления жидкости), было использовано граничное условие взаимодействия жидкости и твердого тела (Fluid-Structural Interaction). В таком случае взаимодействие жидкости и твердого тела на границе раздела сетки приводит к тому, что акустическое давление оказывает силу, приложенную к поверхности твердого тела, а движения твердого тела создают нагрузку на жидкость.

Перемещения твердого тела могут быть переданы в область жидкости с помощью связанной сетки или контактных областей.

■ Fluid Solid Interface

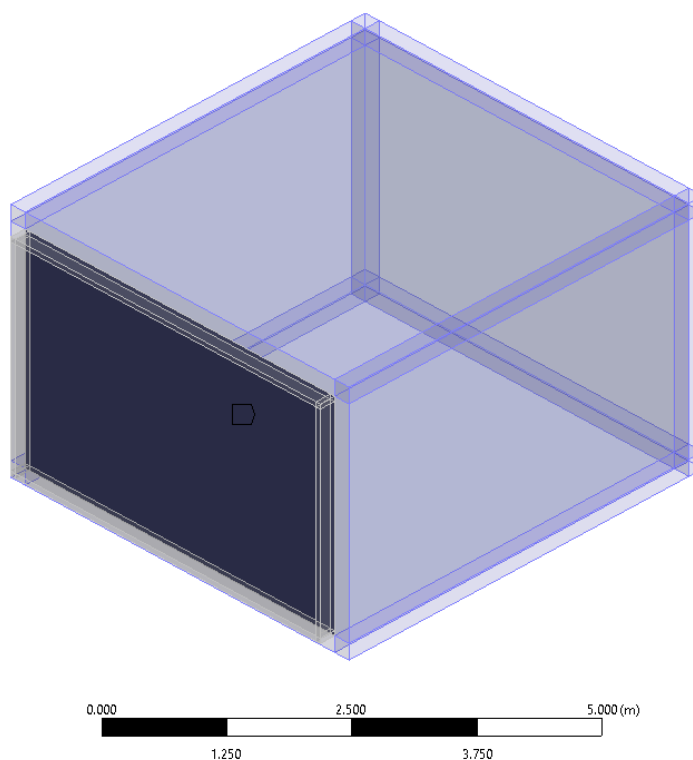


Рис.12. Fluid-Structural Interaction

### 2.3.3. Граничное условие крепления панели

В соответствии со стандартом ASTM E90 или ISO 10140, испытательный образец устанавливается в испытательную раму или наполнительную стенку, которая затем помещается в проем между испытательными камерами. От способа закрепления панели в модели результаты моделирования могут сильно отличаться. Были проведены анализы собственных частот и форм колебаний пластины для разных граничных условий, моделирующие разные способы крепления пластины.

Номер Собственной частоты	Fixed Support, Hz	Simply Supported, Hz	Displacement, Hz	Remote Displacement, Hz
1	116,26	61,28	61,28	81,35
2	174,18	114,44	114,44	159,91
3	270,12	189,03	189,03	221,54
4	276,56	202,86	202,86	238,91
5	326,87	237,7	237,7	326,87
6	398,13	319,81	319,81	358,63
7	411,39	323,27	323,27	406,96
8	502,37	391,51	391,51	418,64
9	527,78	433,61	433,61	503,67
10	547,42	436,11	436,11	527,77
11	553,07	472,09	472,09	546,23
12	613,95	511,05	511,05	613,94
13	622,87	575,92	575,92	615,98
14	672,13	613,81	613,81	664,83
15	726,97	615,65	615,65	670,99

Таблица 2. Результаты АСЧФК при разных методах закрепления панели

Fixed Support – это граничное условие предотвращает перемещение, деформацию и повороты выбранного геометрического объекта, его вершин, ребер или объекта сетки. Применимо для большинства типов тел. Применяется на 4 выбранных панели.

Simply Support – это граничное условие предотвращает перемещение или деформацию одного или нескольких прямых или изогнутых краев, вершины или вершин. Однако вращение разрешено. Применимо для тел балок и оболочек. Применяется на 4 выбранных панели.

Displacement – граничное условие, позволяющее выборочно ограничить перемещения и повороты относительно осей для большинства типов тел. Применяется на 4 выбранных панели.

Remote Displacement – граничное условие, позволяющее выборочно, покомпонентно ограничивать перемещения и повороты относительно осей для

большинства типов тел. Применяется на предварительно выделенных узлах сетки на ребрах панели.

Как можно заметить по таблице, в нашем случае условие Simply Support эквивалентно условию Displacement при условии ограничения перемещений для всех осей.

## ГЛАВА 3. АНАЛИЗ ПОЛУЧЕННЫХ РЕЗУЛЬТАТОВ

### 3.1. Частотные полосы

Звуковой шум характеризуется спектром, который состоит из звуковых волн разных частот. При исследовании шумов обычно слышимый диапазон 16 Гц - 20 кГц разбивают на полосы частот и определяют звуковое давление, интенсивность или звуковую мощность, приходящиеся на каждую полосу. Как правило, спектр шума характеризуется уровнями названных величин, распределенными по октавным и третьоктавным полосам частот [17].

Каждая октавная и третьоктавная полосы идентифицируются средней частотой  $f_0$ , нижней частотной границей  $f_1$  и верхней  $f_2$ .

Октавной полосой частот называется полоса частот, верхняя граница которой превышает нижнюю в 2 раза

$$f_2 = 2f_1$$

Средняя частота определяется как:

$$f_0 = \sqrt{f_1 \cdot f_2}$$

Третьоктавный диапазон представляет собой 1/3 октавного диапазона. Верхняя и нижняя граничные частоты каждой полосы третьоктавного спектра связаны соотношением:

$$f_2 = 2^{\frac{1}{3}} \cdot f_1$$

Эталонная средняя частота в акустике составляет 1000 Гц. Другие средние частоты  $f_0$  вычисляются путем последовательного умножения или деления этого опорного значения на 2 в случае октавного диапазона и на  $2^{\frac{1}{3}}$  в случае третьоктавного соответственно. Чтобы избежать работы с дробными числами, в результаты этих операций подставляются "предпочтительные значения", которые обозначены в ГОСТ 17168-82. Границы диапазона вычисляются с использованием точного значения операции, а не ее предпочтительного значения.

### 3.2. Сравнение результатов разных конфигураций

В соответствии со стандартом ASTM E413 расчет STL будет проходить в частотном диапазоне от 125 до 4000 Гц.

На следующем рисунке рассматриваются результаты первой и второй конфигурации модели

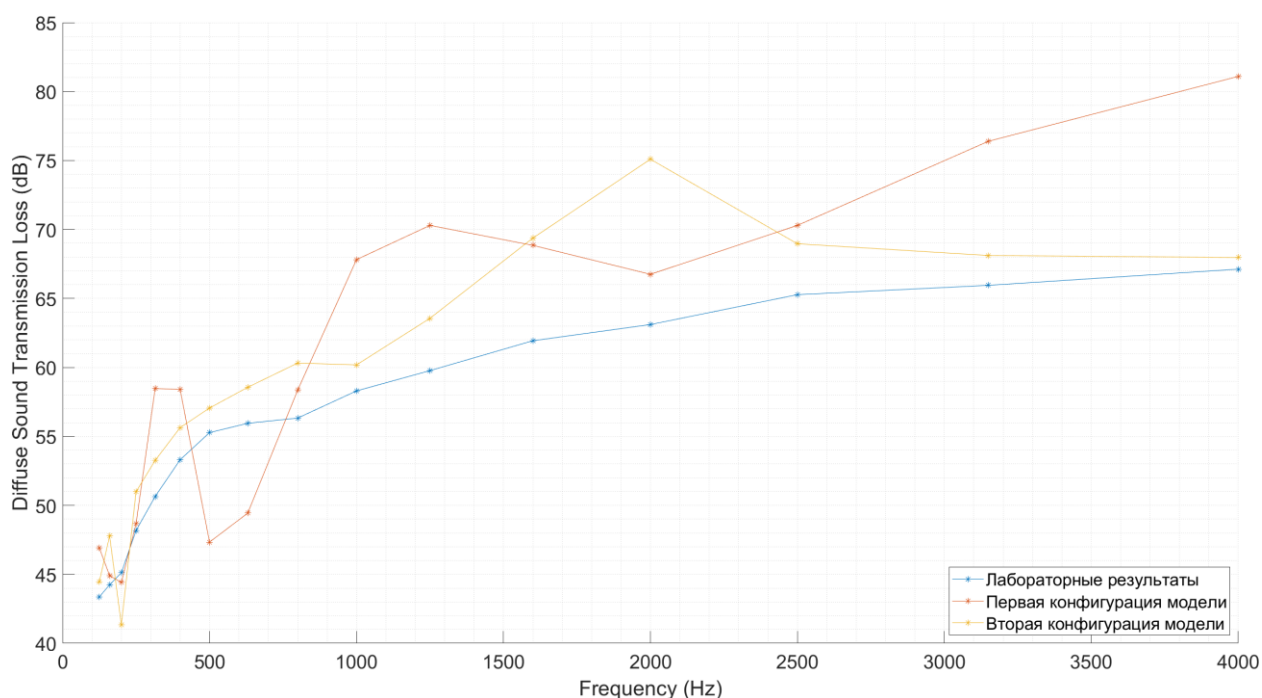


Рис.13. Результаты расчета при разных конфигурациях модели

Из полученных результатов можно увидеть, что результаты конфигураций сильно различаются между собой, причем вторая конфигурация модели наиболее близка по результатам к лабораторным.

Расчет первой конфигурации модели при текущем частотном диапазоне занимает от 24 до 26 часов, когда расчет второй конфигурации от 50 минут до 3 часов в зависимости от вариации граничных условий.

В силу более релевантных результатов и скорости расчета далее будет рассматриваться только вторая конфигурация модели.

### 3.3. Сравнение результатов при разных граничных условиях крепления панели

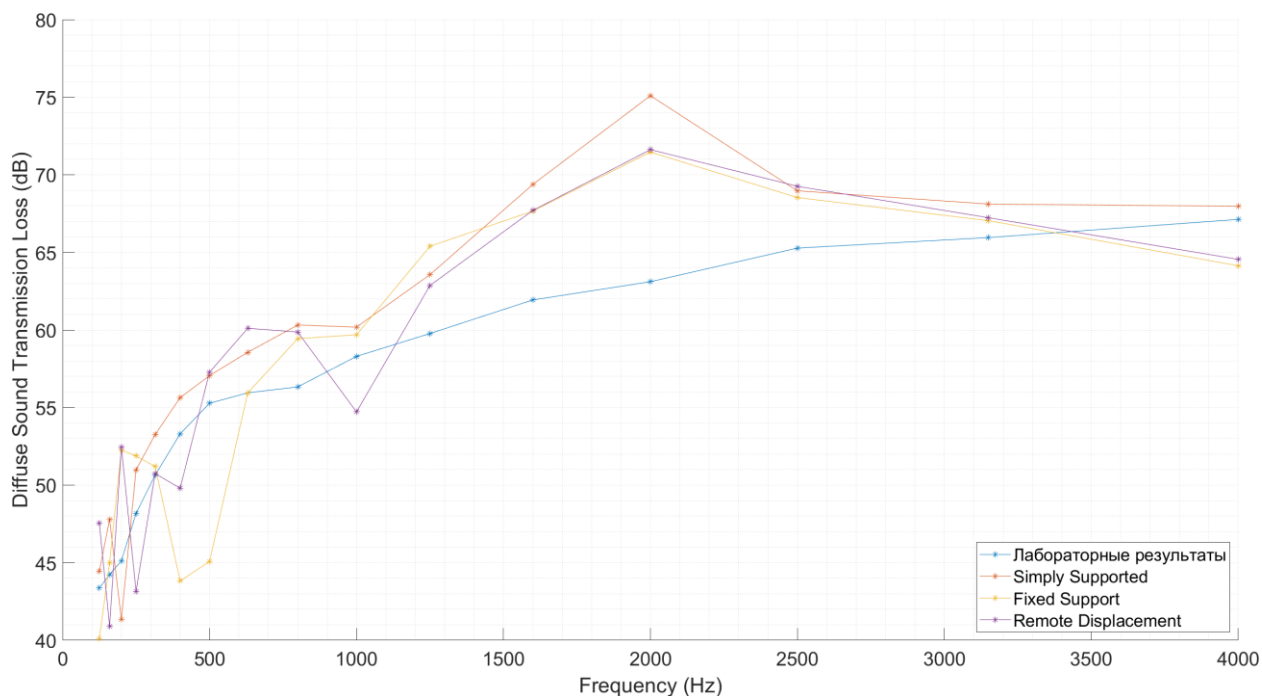


Рис.14. Результаты расчета при разных граничных условиях крепления панели

По рисунку можно сделать вывод, что хотя кривые и имеют схожий характер, результаты сильно отличаются между собой. Наиболее близкими к лабораторным результатам показывают граничные условия Simply Supported и Remote Displacement, так как они наиболее точно могут повторить условие закрепление панели в специальной раме между комнат, в соответствии со стандартом ASTM E90.

### 3.4. Результаты по узкополосным частотам и осреднения в пределах третьоктавного диапазона

В инженерных приложениях звуковые спектры обычно представляются в октавных или третьоктавных полосах частот, а не в узких полосах частот. Такое частотное представление связано с восприятием звука человеческим ухом и позволяет сжать объем информации. Однако при расчете в октавном или



третьоктавном диапазоне частот теряется часть важной информации. Расчет по октавным или третьоктавным полосам частот может показывать не полную картину изменения STL, так как в таком случае теряются возможные локальные резонансы конструкции в промежуточных частотах.

Для устранения данной проблемы на практике используют расчет по узкополосным частотным полосам и последующее осреднение в третьоктавный диапазон.

На рисунке ниже показаны результаты расчета по третьоктавному диапазону и по узкополосному частотному диапазону:

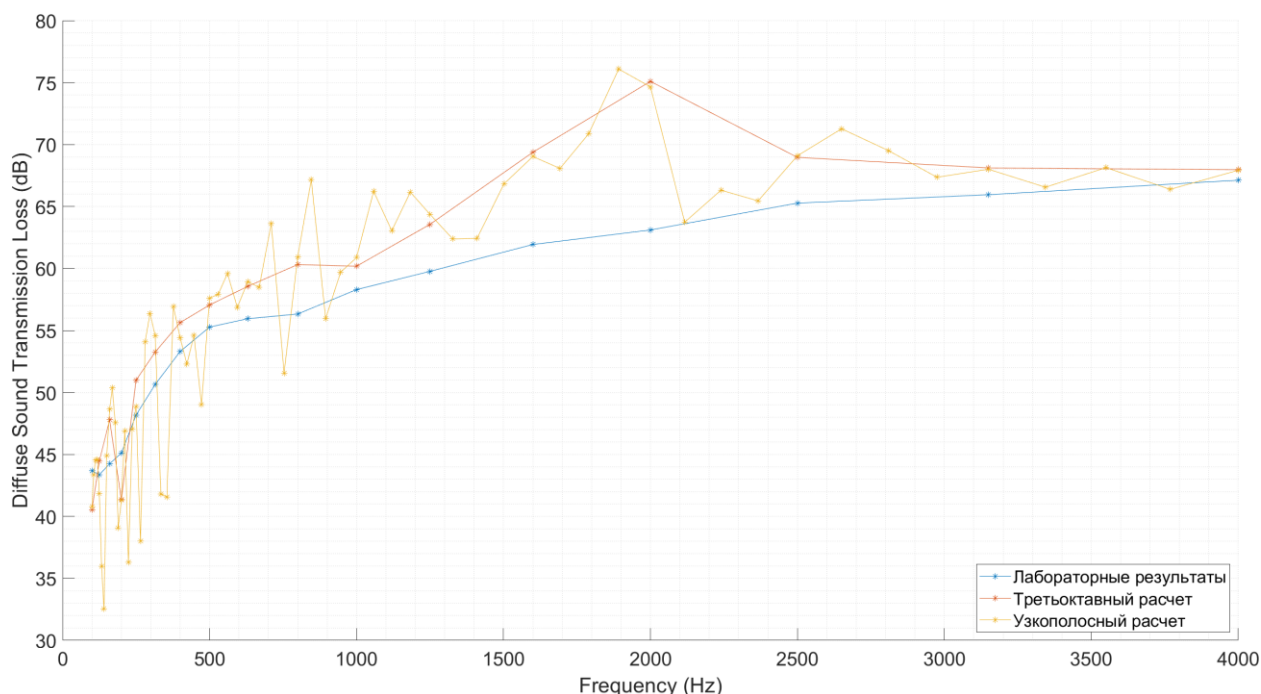


Рис.15. Результаты расчета при третьоктавном и узкополосном расчете

По рисунку выше можно увидеть локальные максимумы и минимумы в расчете STL, которые теряются при расчете в третьоктавном или октавном диапазоне.

На данный момент не существует стандартной процедуры определения потерь передачи в третьоктавных или октавных полосах с использованием моделирования в узкополосном диапазоне.

В данной работе, будет рассмотрено три различных подхода к преобразованию данных узкополосных STL в третьоктавные полосы.

Далее будут рассмотрены подходы к преобразованию данных узкополосных STL в третьоктавные полосы.

### 1. Среднее арифметическое преобразование

В данном подходе высчитывается среднее арифметическое значение всех узкополосных частот в пределах третьоктавной полосы.

### 2. Интегральное преобразование

В данном подходе берется численный интеграл по третьоктавной полосе и осредняется путем дальнейшего деления на длину третьоктавной полосы.

### 3. Метод прямого преобразования

Метод прямого преобразования основан на применении уравнения:

$$STL = 10 \log \left( \frac{W_i}{W_t} \right)$$

Чтобы применить метод прямого преобразования, необходимо выполнить следующие действия:

- 1) Задается любая константа для падающая звуковой мощности  $W_i = const$  на всех частотах
- 2) На основе полученных из моделирования STL, для каждой частоты узкополосного диапазона, высчитывается соответствующая передаваемая мощность  $W_t$
- 3) Посредством интегрирования, собираются  $W_i$  и  $W_t$  в третьоктавные полосы
- 4) Рассчитывается STL на основе полученных  $W_i$  и  $W_t$  для третьоктавного диапазона.

На рисунке ниже представлены результаты трех подходов к преобразованию данных узкополосных STL в третьоктавные полосы.

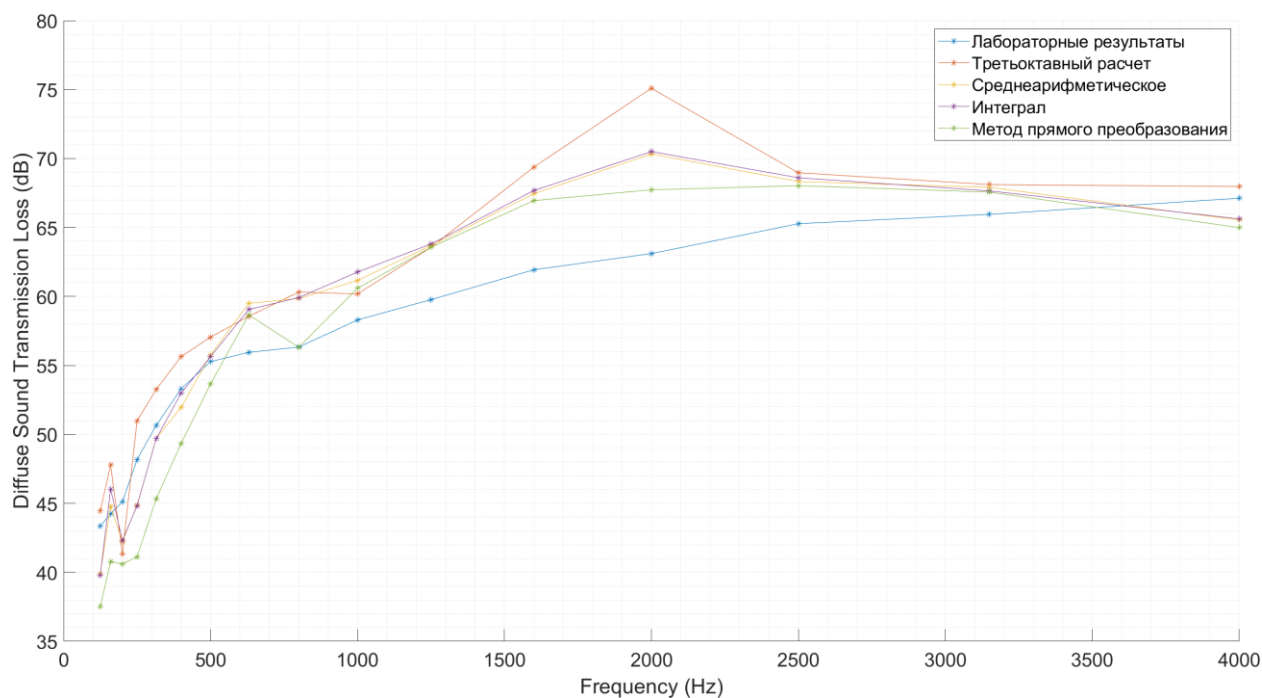


Рис.16. Результаты различными методами осреднения

Как можно заметить, каждый из осредненных результатов показывает лучшую сходимость, чем простое моделирование по третьоктавному диапазону. Лучшую сходимость демонстрирует метод прямого преобразования, пиковая погрешность с лабораторными результатами составляет  $\approx 8\%$ , среднеарифметическое осреднение и интегральное осреднение близки друг к другу, относительная погрешность с лабораторными результатами  $\approx 11\%$ .

### 3.5. Класс звукопередачи (Sound Transmission Class)

Хотя данные о потерях при передаче звука в третьоктавных или полнооктавных полосах используются для расчета передачи звука между соседними помещениями, удобно иметь систему оценки в виде одного числа для характеристики свойств строительного элемента. Класс звукопередачи является такой системой и рассчитывается в соответствии с ASTM E413 и ISO/R 717 [19].

Класс звукопередачи (STC) – это популярная среди архитекторов оценка потерь звукопередачи в виде одного числа. Он получается путем подгонки

ближайшего стандартного контура к фактическим данным зависимости STL от частоты для материала.

STC определяется путем сравнения набора потерь при передаче на всех 16 1/3-октавных центральных частотах с набором стандартных контуров, как описано в стандарте ASTM E413-70T. Кривая STL должна соответствовать стандартному контуру таким образом, чтобы кривая STL ни в коем случае не была ниже контура STC более чем на 8 дБ на любой частоте, а сумма отклонений значений STL, которые ниже контура, не должна превышать 32 дБ. Самый высокий контур, до которого кривая STL образца может удовлетворять этим требованиям, используется в качестве кривой STC. При выполнении всех требований, рейтинг STC определяется путем определения значения STL на частоте 500 Гц [13, 18].

Таблица ниже показывает связь между рейтингом STC и степенью слышимости шума человеческим слухом.

Класс звукопередачи (STC)	Что можно услышать на этом уровне
25	Тихая речь может быть услышана и понята
30	Нормальная речь может быть услышана и понята
35	Громкая речь может быть услышана и понята
40	Громкая речь слышна, но не понятна
45	Громкая речь не слышна, 90% статистического населения не раздражает
50	Громкие звуки слышны, но очень слабо

60+	Очень громкие звуки слышны слабо, 99% населения не раздражают
-----	--

Таблица 2. Классификация уровней STC

На рисунке ниже построены контуры STC для лабораторных результатов и осредненного расчета методом прямого преобразования

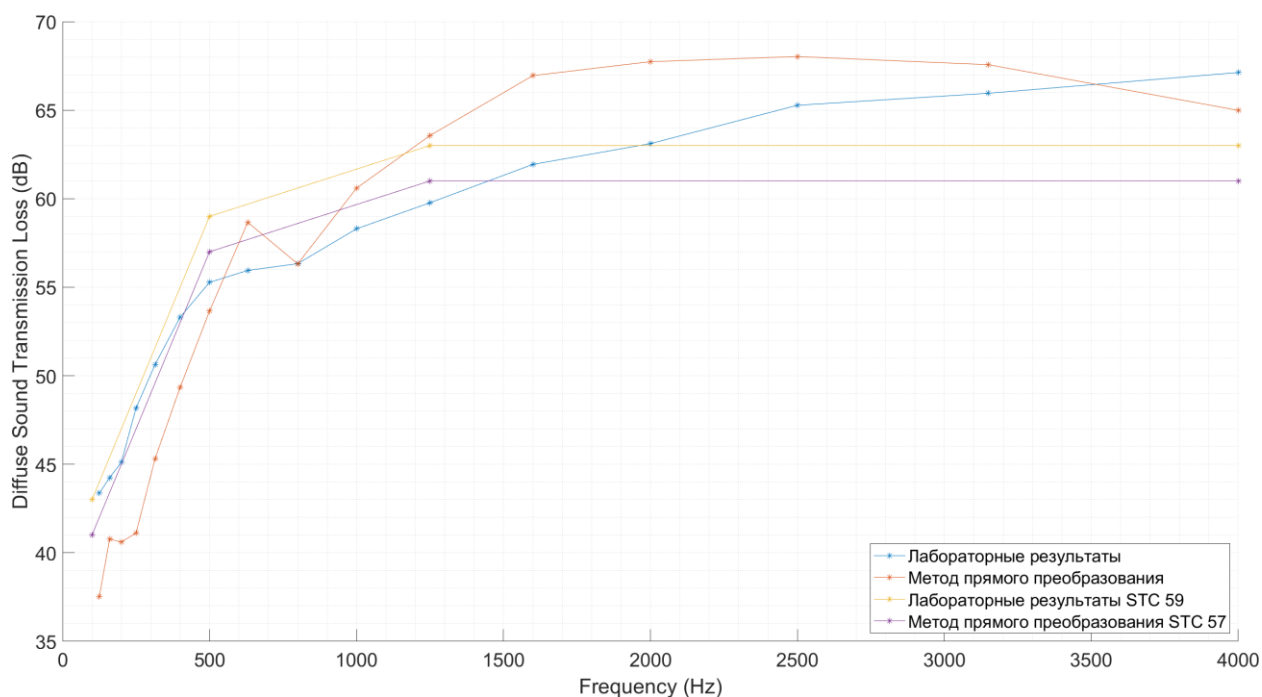


Рис.17. Определение STC

Класс звукопередачи для лабораторных результатов составляет  $STC = 59$ , а для метода прямого преобразования  $STC = 57$ , что является заметным отклонением, но не существенным для общей картины.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В данной работе представлена конечно-элементная акустическая модель исследования акустических характеристик бетонной плиты перекрытия. Была рассмотрена теоретическая часть данной задачи, в частности, описание подхода к моделированию взаимодействия жидкости и конструкции на границе, исследована искомая характеристика потерь при передаче звука, а также были изучены лабораторные методы его нахождения.

В процессе работы были построены две конфигурации модели, которые отличались друг от друга типом описания исследуемого образца, граничным условием крепления, а также подходом к моделированию приемной комнаты и акустическим доменом в ней. Результаты обеих конфигураций сильно отличались друг от друга, как и время их подсчета, поэтому в последствии была выбрана вторая конфигурация, дающая более релевантный результат, при значительно меньших вычислительных затратах.

Далее были изучены определяющие параметры модели. Размер сетки подбирался на основе сходимости анализа собственных частот и форм колебаний бетонной панели. За сходимость задачи отвечал параметр NoRS, задающий количество последовательных расчетов STL и их осреднений.

Было произведено исследование и варьирование граничных условий, применяемых к модели. Граничное условие Диффузного звукового поля, позволило отказаться от моделирования комнаты источника, тем самым значительно упростив задачу. Граничные условия крепления модели оказали сильное влияние на конечный результат, поэтому было проведено отдельное исследование каждого из них. Более оптимальными оказались Simply Supported и Remote Displacement, так как они наиболее близко повторяют условия крепления панели в лабораторных испытаниях.

Расчет в октавном или третьоктавном диапазоне может привести к потере важной информации, которая может находиться на промежуточных частотах,

поэтому было проведено моделирование в узкополосном диапазоне частот и осреднение полученных результатов в третьоктавный диапазон.

Так как на данный момент не существует стандартной процедуры осреднения результатов, полученных в узкополосном диапазоне, на третьоктавный или октавный диапазон, было проведено исследование трех наиболее часто встречающихся подходов к осреднению STL. Результаты каждого подхода показывали лучшую сходимость к лабораторному эксперименту по сравнению с обычным расчетом по третьоктавному диапазону, однако между собой они сильно отличались. Наиболее оптимальным оказалось осреднение методом прямого преобразования.

Для единой численной оценки шумоподавления использовался класс звукопередачи (STC), который показал различие между расчетной моделью и лабораторным измерением в 2 единицы, что не является существенным для общей характеристики.

В результате, получена численная модель, которая способна с достаточной точностью произвести исследование акустических характеристик конструктивных образцов. Она не идеально повторяет результаты, полученные в специальной лаборатории, но уже способна давать близкую к действительности информацию об акустических характеристиках исследуемых конструктивных элементов.

Для улучшения точности следует рассмотреть увеличение значения числа NoRS или переход на контроль сходимости заданной нормы (NCT) с заданным интервалом проверки (FoNC), что приведет к значительному росту вычислительной стоимости и времени моделирования.

Дальнейшее продолжение данной работы подразумевает за собой поиск способов улучшения точности, расчет плиты произвольной формы, плиты с отверстиями.

## СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. ANSYS Acoustic Analysis Guide, Release 2020 R1, 2020.
2. ANSYS Mechanical APDL Theory Reference, Release 2021 R2, 2021.
3. Ferreira A. J. M., Composite Structures, Elsevier BV, Vol. 249, 2020, ISSN: 0263-8223.
4. Kai Ming Li, Applied Acoustics, Elsevier BV, Vol. 195, 2022, ISSN: 0003-682X.
5. LaFave J. M., R. Yao, Q. Yu, P. Faria, Journal of Building Engineering, Vol. 39, 2021, ISSN: 2352-7102.
6. Litvin A., Harold W.B., Sound Transmission Loss Through Concrete and Concrete Masonry Walls, Construction Technology Laboratories, No. 12, Proceedings Vol. 75, 1978.
7. Mahn, Jeffrey, Quirt, David, Mueller-Trapet, Markus, Apparent sound insulation in precast concrete buildings, National Research Council of Canada. Construction, Vol. 73, 2019.
8. Rodríguez J. et al., Fluid-structure interaction in civil engineering structures, SIMULIA Commun. Conf. – 2012.
9. Warnock, A.C.C.; Monk, D.W., Sound Transmission Loss of Masonry Walls: Tests on 90, 140, 190, 240 and 290 mm Concrete Block Walls with Various Surface Finishes, National Research Council of Canada, Vol. 33, 1984.
10. William J. Cavanaugh, Gregory C. Tocci, Joseph A. Wilkes, Architectural Acoustics: Principles and Practice, 2nd Edition, Vol. 352, 2010, ISBN: 978-0-470-19052-4.
11. Wilson E. L., Khalvati M., Finite elements for the dynamic analysis of fluid-solid systems, International Journal for Numerical Methods in Engineering, T. 19, №. 11, 1983, C. 1657-1668
12. Zeitler, Berndt, Quirt, David, Schoenwald, Stefan, Mahn, Jeffrey, Apparent sound insulation in concrete block buildings, National Research Council of Canada. Construction, Vol. 125, 2015.



13. Zienkiewicz O.C., Newton R.E., Coupled vibrations of a structure submerged in a fluid, International Symposium on Finite Element Techniques, University of Stuttgart, Germany, 1969
14. Lubliner, J., J. Oliver, S. Oller, and E. Oñate, "A Plastic-Damage Model for Concrete," International Journal of Solids and Structures, vol. 25, 1989, pp. 299–329.
15. Peng Wang, Xin Hua, T. Wu, David W. Herrin, Methods for Determining Muffler Transmission Loss in Octave Bands, University of Kentucky, Faurecia Emissions Control Technologies, Vol. 5, pp. 1-4, 2016, ISSN: 0148-7191.
16. Qingyan Chen, Xudong Yang, Building and Environment, Elsevier BV, Part 2, Vol. 94, pp. 457-930, 2015.
17. Граничные значения частот полос третьоктавного спектра [Электронный ресурс] / vibro-expert.ru, Электрон. журн., URL: <https://vibro-expert.ru/granichnie-znacheniya-chastotnix-polos-tretoktavnogo-spektra.html> (дата обращения 24.05.2022)
18. Richy, What you need to know about Room Acoustics [Электронный ресурс] / geonoise.asia, Электрон. журн., URL: <https://geonoise.asia/what-you-need-to-know-about-room-acoustics/> (дата обращения 12.04.2022)
19. Sound Transmission Class Rating for concrete masonry walls [Электронный ресурс] / ncma.org, Электрон. журн., URL: <https://ncma.org/resource/sound-transmission-class-ratings-for-concrete-masonry-walls/#:~:text=Concrete%20masonry%20offers%20excellent%20noise,nois%2C%20thereby%20diminishing%20noise%20intensity.> (дата обращения 14.04.2022)
20. Sound Transmission Loss [Электронный ресурс] / community.sw.siemens.com, Электрон. журн., URL: <https://community.sw.siemens.com/s/article/sound-transmission-loss> (дата обращения 5.06.2022)