



Международный журнал информационных технологий и энергоэффективности

Сайт журнала:

<http://www.openaccessscience.ru/index.php/ijcse/>



УДК 629.017:629.018

ИССЛЕДОВАНИЯ ФУНКЦИИ ПЕРЕДАЧИ ШУМА ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ СРЕДСТВ И КОМПЛЕКСОВ НА ПРИМЕРЕ ЗЕЛЕННОГО КУЗОВА АВТОТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА

Рахматов Р.И.

ФГУП "ЦЕНТРАЛЬНЫЙ ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ АВТОМОБИЛЬНЫЙ И АВТОМОТОРНЫЙ ИНСТИТУТ "НАМИ"», Москва, Россия (125438, город Москва, Автомоторная ул., д.2) e-mail: rahmatov_ri@mail.ru

В статье представлены исследования функции передачи шума транспортно-технологических средств и комплексов на примере зеленого кузова автотранспортного средства (АТС). В рамках работы приведены материалы аналитического исследования функции передачи шума. Разработана конечно-элементная модель (КЭМ) зеленого кузова, методом конечных элементов исследованы функции передачи шума (ФПШ) зеленого кузова от точек крепления основных и второстепенных источников динамического возбуждения зеленого кузова к контрольным точкам, расположенных у правого уха водителя и левого уха заднего правого пассажира. А также, проведены экспериментальные исследования ФПШ зеленого кузова от точек крепления основных и второстепенных источников динамического возбуждения зеленого кузова к контрольным точкам, расположенных у правого уха водителя и левого уха заднего правого пассажира, проведена валидация расчетной модели.

Ключевые слова: Передаточные функции, частотные характеристики зеленого кузова, функция передачи шума, автотранспортное средство, NVH, валидация, расчетные исследования, экспериментальные исследования, КЭМ.

RESEARCH OF NOISE TRANSFER FUNCTION OF TRANSPORT-TECHNOLOGICAL MEANS AND COMPLEXES ON THE EXAMPLE OF TRIMBODY OF A MOTOR VEHICLE

Rakhmatov R.I.

"TSENTRAL'NYJ PREDVIZHNOGO PREDNOGO GRUPNOGO KRASNOGO ZNAMENI NAMI NAMO-REVLENNYJ AVTOMOBILNOGO I AVTOMOTORNYJ INSTITUT "NAMI", Moscow, Russia (125438, Moscow, Avtomotornaya str., 2) e-mail: rahmatov_ri@mail.ru

The paper presents the research of the noise transfer function of transport-technological means and complexes on the example of a green body of a motor vehicle (MV). Within the framework of the work materials of analytical research of the noise transfer function are given. The finite element model (FEM) of the trim body is developed, the noise transfer functions (NTF) of the trim body from the attachment points of the main and secondary sources of dynamic excitation of the trim body to the control points located at the right ear of the driver and the left ear of the rear right passenger are investigated by the finite element method. And also, the experimental research of trim body NTF from the attachment points of the main and minor sources of dynamic excitation of green body to the control points located at the right ear of the driver and the left ear of the rear right passenger was carried out, and the validation of the calculation model was carried out.

Keywords: Transfer functions, frequency characteristics of the green body, noise transmission function, motor vehicle, NVH, validation, computational studies, experimental studies, CAM.

Введение

Так как АТС является сложным источником шума и вибраций, а его колебания (как структурные, так и при воздушных передачах) складывается из множества потоков колебаний от разных источников, улучшение виброакустических (ВА) характеристик такого сложного источника, как АТС, можно успешно выполнить, если известны наиболее энергоемкие источники колебаний, которые вносят максимальный вклад в шум и вибрацию измеренные в контрольных точках. При этом исследования источников шума и вибраций, их вклада на шум и вибрацию измеренные в контрольных точках с учетом влияния путей распространений колебаний является сложной задачей, потому ВА характеристики АТС в сборе каскадируют на его подсистемы. Суперпозиция колебаний воспринимаемые пассажирами и водителем, передается через зеленый кузов (АТС без неподдрессоренной массы). Потому от ВА характеристик кузова зависит общий уровень и психоакустические качества шума, измеренные внутри зеленого кузова АТС. [1]

Следует отметить, что на низких скоростях шум двигателя и трансмиссии настолько доминирует, что шум ветра и шум шин практически не вносят вклад в общий уровень шума, измеренный внутри АТС [1]. Поэтому снижение уровня шума (структурного шума), при динамическом воздействии основных и второстепенных источников динамического возбуждения кузова (силовой агрегат, трансмиссия, направляющий аппарат подвески и др.) оказывает значительное влияние на комфорт водителя и пассажиров на низких скоростях.

Для минимизации низкочастотного структурного шума необходимо повышение структурного механического импеданса каркаса кузова, зон установки виброактивных узлов, излучающих панелей кузова (с контролем уровня виброскорости), а также рассогласование частот и форм собственных колебаний источников шума и вибрации, внутреннего акустического воздушного объема, кузова и панелей. Следует отметить, что данные меры будут иметь ожидаемый результат по снижению внутреннего шума только при условии, что все прямые пути передачи шума в салон АТС [2] (отверстия в панелях, зазоры дверных проемов и т.д.) будут максимально возможно заблокированы специальными уплотнителями.

В связи с вышеизложенным, данная работа посвящена исследованиям функции передачи шума транспортно-технологических средств и комплексов на примере зеленого кузова автотранспортного средства. При этом для комплексного анализа проведены исследования вкладов панелей и форм колебаний на шум, измеренный в контрольных точках при возбуждении от точек крепления двигателя и трансмиссии.

Теоретические выдержки из теории конечных элементов для анализа функции передачи шума

Функция передачи шума (ФПШ) – это функция зависимости звукового давления от входной динамической нагрузки и выражается через Па/Н. ФПШ определяет показатель качества зеленого кузова, и относится к области инженерной механики, которые основаны на точном решении дифференциальных уравнений. Аналитическое решение не представляется возможным и его точность недостаточна для сложной конструкции зеленого кузова из-за высокой сложности дифференциальных уравнений. Поэтому большое развитие получили численные методы расчета конструкций.[3]

К подобным методам относятся вариационные, вариационно-разностные методы и метод конечных элементов. В задачах автомобилестроения для исследования функции передачи шума зеленого кузова в большинстве случаев применяется эффективный матричный метод конечных элементов (МКЭ), обладающий целым рядом преимуществ. Метод конечных элементов предполагает замену конструкции структурной моделью, состоящей из набора элементов простой формы — балок, стержней и т.д. — с известными упругими свойствами. Свойства отдельных элементов определяют свойства конструкции в целом при заданных граничных условиях.

Пакеты прикладных программ (MSC Nastran, Ansys, Abaqus), разработанные для метода конечных элементов, универсальны. Однако при решении конкретных задач необходимы специальные исследования, относящиеся к выбору типа конечного элемента, граничных условий, режимов нагружения и т.д.

МКЭ применяется для различных задач механики деформируемого твердого тела, гидро- и газодинамики. Конечной задачей определения напряженно деформированного состояния (НДС) механической конструкции является отыскание в каждой точке конструкции напряжений, деформаций и перемещений, возникающих в ней в результате воздействий на конструкцию механических, газо- и гидродинамических, тепловых и других нагрузок в процессе ее реальной работы в составе автотранспортного средства. В трехмерной постановке определение поля перемещений заключается в определении трехмерных компонент перемещений по осям координат x , y , z во всех точках конструкции. Так как число точек в теле бесконечно, то число неизвестных также бесконечно. Поэтому решение определяется в виде функций, выраженных через уравнения. Даже для элементарных геометрических тел, находящихся под воздействием простой системы сил, (прямоугольная или круглая пластинка, нагруженная сосредоточенной в центре силой или равномерной нагрузкой, цилиндрическая оболочка под действием двух сосредоточенных сил и т.п.) вывод уравнений для определения поля перемещений – это очень сложная задача. И практически невозможно вывести аналитические зависимости для реальных сложных пространственных конструкций.

Главная идея МКЭ заключается в том, что:

1. Любая сложная пространственная конструкция может быть разбита воображаемыми поверхностными линиями и элементарные объемы (конечные элементы), для которых можно вычислить жесткостные характеристики на основе их элементарной геометрии и известных свойств материалов;

2. На элементах фиксируется конечное число узлов и считается, что конечные элементы соединяются между собой в этих узлах. Нумеруются узлы и элементы. Эта операция часто называется генерацией конечно-элементной сетки;

3. Значения перемещений рассматриваются как неизвестные только в этих узлах. Таким образом, число неизвестных от бесконечности сводится к какому-то определенному числу. Для элементов устанавливаются заданные законы аппроксимации в виде полиномов (линейные, квадратичные и т.д.). После определения перемещений в узлах в пределах любого элемента перемещение может быть определено путем аппроксимации с помощью заданного полинома;[4]

4. На основе элементарной геометрической формы конечных элементов и физических свойств материалов вычисляются матрицы жесткости элементов, и все действующие нагрузки приводятся к узловым;

5. Из матриц элементов строятся расширенные матрицы, а затем формируются глобальные матрицы жесткости и сил путем суммирования расширенных матриц элементов. Далее задаются граничные условия;

6. Решается система $[K]\{\delta\}=\{R\}$ из которой находится вектор перемещений в узлах, где $[K]$ - матрица жесткости; $\{\delta\}$ - вектор столбец перемещений; $\{R\}$ — вектор внешних сил;

7. По принятым законам аппроксимации определяются перемещения внутри элементов (в интересующих точках);

8. Из перемещений, на основе геометрических уравнений, определяются деформации в каждом элементе;

9. Из деформаций, на основе физических уравнений, в каждом элементе определяются напряжения.

Для динамических задач, к которым относятся определение вибрационных характеристик автомобиля, используется дифференциальное уравнение движения под действием гармонических сил:

$$[M]\{\ddot{u}(t)\} + [V]\{\dot{u}(t)\} + [K]\{u(t)\} = \{P(\omega)\} e^{i\omega t} \quad (1)$$

где $[M]$ – матрица масс;

$[V]$ – матрица демпфирования;

$[K]$ – матрица жесткости;

$\{\ddot{u}(t)\}$ – вектор-столбец узловых ускорений как функция времени;

$\{\dot{u}(t)\}$ – вектор-столбец узловых скоростей как функция времени;

$\{u(t)\}$ – вектор-столбец узловых перемещений как функция времени;

$\{P(\omega)\}$ – внешняя гармоническая сила.

Гармоническое движение подразумевает гармоническое решение в виде:

$$\{u(t)\} = \{u(\omega)\} e^{i\omega t} \quad (2)$$

где $\{u(\omega)\}$ – комплексный вектор перемещений

Взяв первую и вторую производные от (2), подставив полученные выражения в (1) и сократив на $e^{i\omega t}$, получим уравнение движения:

$$[-\omega^2 M + i\omega V + K] \{u(\omega)\} = \{P(\omega)\} \quad (3)$$

Компоненты уравнения движения, таким образом, записываются не как функции времени, а как функции действующей частоты. Это выражение (3) в случае присутствия демпфирования или фазового угла приложенной нагрузки представляет собой систему уравнений с комплексными коэффициентами. На каждой заданной частоте эти уравнения решаются сходно с решением статических проблем с использованием комплексной арифметики. Демпфирование в анализе частотного отклика представлено матрицей демпфирования $[V]$ и добавками к матрице жесткости $[K]$. [5]

Уравнения распространения волны, используемые в MSC.Nastran, базируются на теории малых перемещений с линейным соотношением локального давления к плотности. Индексы f относятся к параметрам, определяющим воздушный объем, индексы s относятся к параметрам, определяющим структуру. Уравнение Эйлера:

$$\ddot{u}_f = -(1/\rho_f) \nabla_p \quad (4)$$

где \ddot{u}_f – ускорение точки воздушного объема;

ρ_f – плотность воздушной среды

∇p – градиент давления воздушной среды.

Уравнение непрерывности:

$$\rho = -\beta \nabla u_f \quad (5)$$

сжимаемость β определяется как

$$\beta = c^2 \rho_f \quad (6)$$

Определив вторую производную от уравнения непрерывности, получим:

$$\nabla \cdot u_f = -1/\beta \rho \quad (7)$$

и преобразуя уравнение Эйлера с помощью оператора Гамильтона, получим:

$$\nabla \cdot u_f = -1/\rho_f \nabla \cdot \nabla p \quad (8)$$

или

$$1/\beta \rho - 1/\rho_f \nabla \cdot \nabla p = 0 \quad (9)$$

Интегрируя это уравнение по всему объему воздуха и умножая на виртуальное давление δp , получаем интеграл:

$$\int_V [1/\beta \rho - 1/\rho_f \nabla \cdot \nabla p] dV \delta p = 0 \quad (10)$$

Это уравнение представляет виртуальную работу для акустического давления.

Интегрируя вторую часть, используя теорему Грина и заменяя:

$$\nabla \cdot (\alpha \vartheta) = \nabla \alpha \cdot \vartheta + \alpha \nabla \cdot \vartheta$$

$$\alpha = \delta p$$

$$\vartheta = \nabla p$$

$$\nabla \delta p = \delta \nabla p$$

$$\delta (\nabla p \cdot \nabla p) = 2 \delta \nabla p \cdot \nabla p$$

получаем:

$$\int_V (1/\beta) (\ddot{p} \delta p dV) + \delta \int_V (1/2 \rho_f) \nabla p \cdot \nabla p dV - \int_S (1/\rho_f) \nabla p \cdot dS \delta p = 0 \quad (11)$$

Выносим за скобки каждого интеграла δ . Первое выражение в уравнении выше содержит \ddot{p} , которое препятствует простому выносу за скобки δp . Таким образом, никакое вариационное уравнение невозможно определить напрямую. Вследствие этого применяется стандартный подход – метод Галеркина. [6] Это равносильно предположению, что p а не ∇p является вариационной переменной. Это допущение позволяет нам вынести за скобки δp из интеграла, содержащего p . Определяя \ddot{u}_{n-} как ускорение воздушной среды в направлении наружу, получаем:

$$\Pi = \int_V [(1/\beta) p \ddot{p} + (1/2 \rho_f) \nabla p \cdot \nabla p] dV + \int_S \ddot{u}_{n-} p dS \quad (12)$$

и вариационное уравнение принимает вид

$$\delta \Pi = 0 \quad (13)$$

Пусть давление воздушного объема определяется как

$$p = [N_f] \{p\} \text{ и } \ddot{p} = [N_f] \{\ddot{p}\},$$

где $[N_f]$ -матрица функций формы давления; $\{p\}$ -вектор-столбец узловых давлений.

Выражение для Π может быть записано как

$$\Pi = [p] \int_V [1/\beta [N_f] [N_f] dV \{\ddot{p}\} + [p] \int_V [1/2 \rho_f] \nabla N_f dV \{p\}] + [p] \int_S \{N_f\} \ddot{u}_{n-} dS \quad (14)$$

Если n_0 -нормаль в направлении наружу от воздушного объема на границе контакта воздух-структура и n -нормаль от структуры к воздуху, тогда $n_0 = -n$ и интеграл по поверхности может быть записан как:

$$[p]\{N_f\}\ddot{u}_n^s dS = -[p]\{N_f\}\ddot{u}_n^s dS \quad (15)$$

Где $\{\ddot{u}_n^s\}$ -ускорения вдоль нормали структуры.

Если $[C]$ -матрица направляющих косинусов для n и $[N_s]$ -матрица функции формы для структуры, можно определить

$$\ddot{u}_n^s = [C][N_s]\{\ddot{u}_s\} = [N_s]\{\ddot{u}\}_s \quad (16)$$

где $\{\ddot{u}_s\}$ -матрица узловых ускорений на границе и $[N_s]$ -матрица функций формы для нормалей структуры.

$$-[p]\{N_f\}\ddot{u}_n^s dS = -[p]\{N_f\}[N_s]dS\{\ddot{u}_s\} \quad (17)$$

Возможно вычислить $\delta\Pi$ и определить следующие интегралы:

$$[M_f] = \int_V 1/\beta \{N_f\}[N_f]dV \quad (18)$$

$$[K_f] = \int_V 1/p_f \{\nabla N_f\}[\nabla N_f]dV \quad (19)$$

$$[A^T] = \int_S \{N_f\}[N_s]dS \quad (20)$$

и, подставляя в уравнение, получаем

$$[M_f]\{\ddot{p}\} + [K_f]\{p\} - [A^T]\{\ddot{u}_s\} = 0 \quad (21)$$

MSC.Nastran позволяет включать в модель источник акустического давления, который может быть представлен в правой части уравнения непрерывности, включенный в уравнение представляет собой акустическую нагрузку $\{P_f\}$ в правой части уравнения:

$$[M_f]\{\ddot{p}\} + [B_f]\{\dot{p}\} + [K_f]\{p\} - [A^T]\{\ddot{u}_s\} = \{P_f\} \quad (22)$$

Акустическое давление на границе со структурой ведет к смещению поверхности структуры, описываемому стандартным уравнением:

$$\{F_s\} = \int [N_s]^T \{\Phi\} dS \quad (23)$$

Выражение для $\{\Phi\}$ связано с акустическим давлением соотношением

$$\{\Phi\} = -p\{C\} \quad (24)$$

или

$$\{F_s\} = -\int_S [N_s]^T [C] p dS = -\int_S \{N_s\}[N_f] dS \{p\} = -[A]\{p\} \quad (25)$$

Уравнение для структуры может быть переписано:

$$[M_s]\{\ddot{u}_s\} + [B_s]\{\dot{u}_s\} + [K_s]\{u_s\} = \{P_s\} - [A]\{p\} \quad (26)$$

Уравнения для воздушного объема и структуры теперь могут быть скомбинированы:

$$\begin{bmatrix} M_s & 0 \\ -A^T & M_f \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{u}_s \\ \ddot{p} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} B_s & 0 \\ 0 & B_f \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{u}_s \\ \dot{p} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} K_s & 0 \\ 0 & K_f \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_s \\ p \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} P_s \\ P_f \end{Bmatrix} \quad (27)$$

, где M, B, K, u, p, s, f, A и P – масса, демпфирование, жесткость, перемещение, давление, структура, среда, матрица связи (связь между структурой и средой) и нагрузкой соответственно.

$$\{u_s\} = [\Phi_s]\{\zeta_s\} \quad (28)$$

$$\{p_s\} = [\Phi_f]\{\zeta_f\} \quad (29)$$

, где $[\Phi_s]$ – несвязанные и без структурного демпфирования формы колебания структуры $[\Phi_f]$ – несвязанные и без структурного демпфирования формы колебания внутреннего акустического воздушного объема. Амплитуды модальных векторов $\{\zeta_s\}$ и $\{\zeta_f\}$.

Подставляя уравнение 28 и 29 в 27 и предварительной умножив на модальные матрицы, получим уравнение (30). [7]

$$\begin{bmatrix} \Phi_s^T M_s \Phi_s & 0 \\ -\Phi_s^T A^T \Phi_s & \Phi_s^T M_f \Phi_s \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \zeta_s \\ \zeta_f \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} \Phi_s^T B_s \Phi_s & 0 \\ 0 & \Phi_s^T B_f \Phi_s \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \zeta_s \\ \zeta_f \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} \Phi_s^T K_s \Phi_s & \Phi_s^T A \Phi_f \\ 0 & \Phi_s^T K_f \Phi_s \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \zeta_s \\ \zeta_f \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \Phi_s^T P_s \\ \Phi_s^T P_f \end{Bmatrix} \quad (30)$$

Уравнение 30 может быть записано уравнением (31).

$$\begin{bmatrix} m_s & 0 \\ -a^T & m_f \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \zeta_s \\ \zeta_f \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} b_s & 0 \\ 0 & b_f \end{bmatrix} \dot{\begin{Bmatrix} \zeta_s \\ \zeta_f \end{Bmatrix}} + \begin{bmatrix} k_s & a \\ 0 & k_f \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \zeta_s \\ \zeta_f \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} Q_s \\ Q_f \end{Bmatrix} \quad (31)$$

Используя мнимую часть $\{\zeta\}$, можно записать уравнение (32).

$$\{\zeta\} = \begin{Bmatrix} \zeta_s \\ \zeta_f \end{Bmatrix} = e^{i\omega t} \quad (32)$$

$$\{\dot{\zeta}\} = i\omega e^{i\omega t} \quad (33)$$

$$\{\ddot{\zeta}\} = -i\omega^2 e^{i\omega t} \quad (34)$$

Уравнение 31 с учетом уравнений 32-34 можно записать:

$$\omega^2 [a]^T \{\zeta_s\} + [-\omega^2 [m_f] + i\omega [b_f] + [k_f]] \{\zeta_f\} = \{Q_f\} \quad (35)$$

$[Z_2]$ определяется уравнением:

$$[Z_2] = [-\omega^2 [m_f] + i\omega [b_f] + [k_f]]^{-1} \quad (36)$$

Тогда:

$$\{\zeta_f\} = -\omega^2 [Z_2] [a]^T + i\omega [b_f] + [k_f] \{\zeta_s\} + [Z_2] \{Q_f\} \quad (37)$$

Соответственно вклад форм колебаний воздушного объема определяется из выражения:

$$[c_f] = [\Phi_f] \{\zeta_f\} \quad (38),$$

где $\{\zeta_f\}$ - диагонализированный вектор амплитуд форм колебаний внутреннего акустического воздушного объема на частоту возбуждения. А вклад форм колебаний структуры определяется:

$$[c_s] = -\omega^2 [\Phi_f] [Z_2] [a]^T \{\zeta_s\}. \quad (39),$$

где $\{\zeta_s\}$ - диагонализированный вектор амплитуд форм колебаний структуры на частоту возбуждения. Вклад воздействия на среду (воздействие на внутренний акустический воздушный объем акустическим источником) может быть определен из уравнения 40:

$$\{c_{fi}\} = [\Phi_{fi}] [Z_2] \{Q_f\}. \quad (40)$$

Кроме того, вклад панелей в динамической системе среда-структура может быть определен из выражения:

$$[c_p] = -\omega^2 [\Phi_f] [Z_2] [\Phi_f]^T [A]_{\text{panel}}^T [\Phi_s] \{\zeta_s\} \quad (41)$$

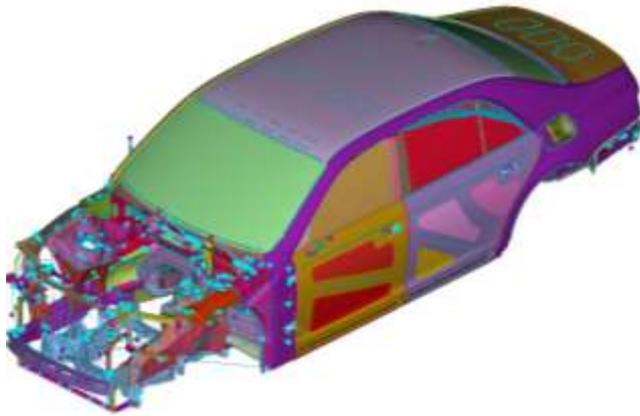
Вклад отдельных узлов панели в динамической системе среда-структура может быть определен из выражения:

$$[c_p]_i = -\omega^2 [\Phi_f] [Z_2] [\Phi_f]^T [(A_b^T)] [\Phi_s] \{\zeta_s\} \quad (42)$$

 - это столбцы, извлеченные из b-ой панели для i-го узла, и $[\Phi_s]$ - строки структурной модальной матрицы, соответствующей узлу i панели.[8]

Расчетные исследования функции передачи шума методом конечных элементов

Исследования ФПШ проведена на зеленом кузове (АТС без неподрессоренной массы), иллюстрация которого приведена на рисунке 1 (а). КЭМ внутреннего воздушного объема приведена на Рисунке 1(б).



а



б

Рисунок 1. - КЭМ зеленого кузова для исследований ФПШ: а-структурная и б – внутренний акустический воздушного объема

Структурная модель зеленого кузова валидирована по массе и составу, при этом коврики, шумоизоляционные и шумопоглощающие материалы смоделированы PCOMP элементами (Рисунок 2).

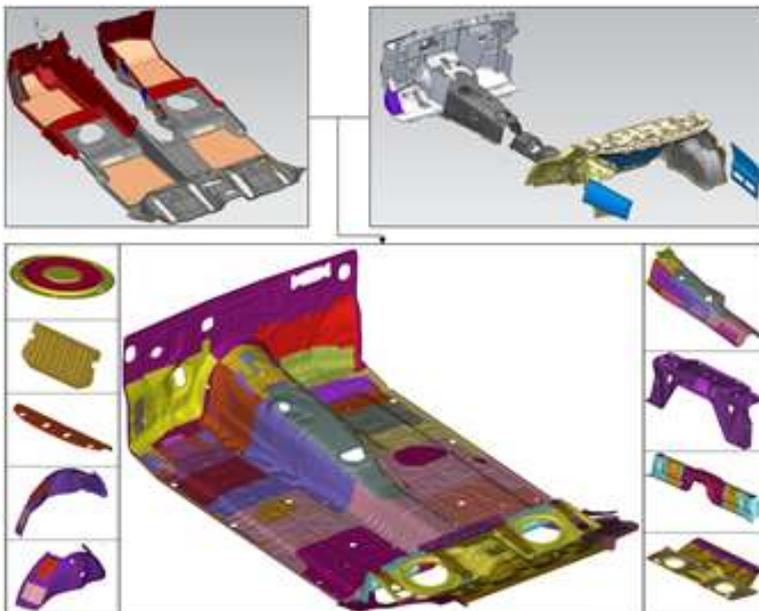


Рисунок 2. - Моделирование шумоизоляционных, шумопоглощающих материалов и ковриков.

Вибродемпфирующие материалы моделировались элементами типа SHELL и соединялись с панелями кузова посредством RBE3 элемента. Пример реализации на панели крыши приведен на Рисунке 3.

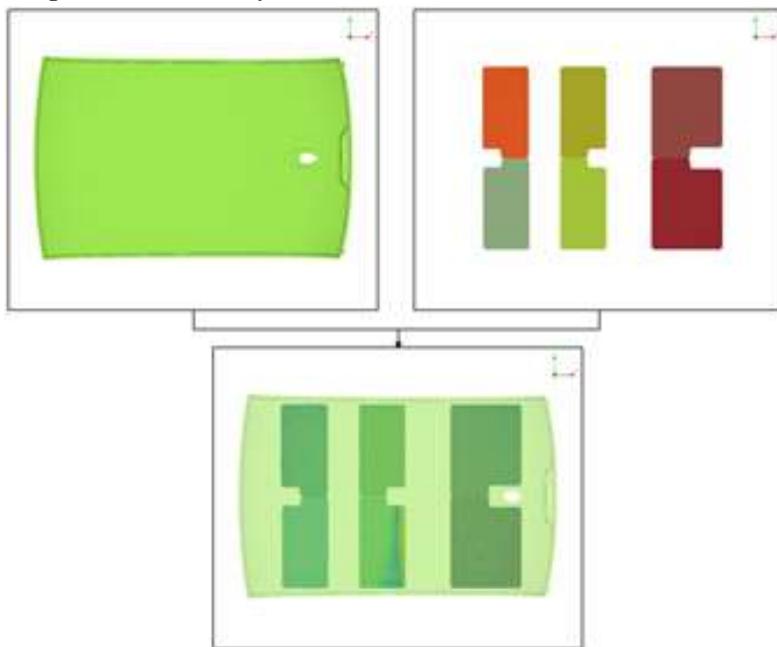


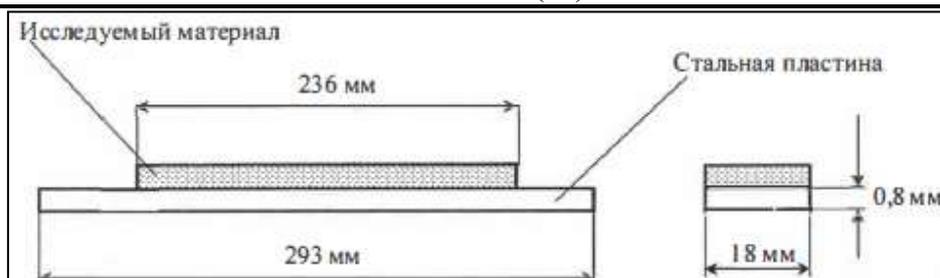
Рисунок 3. - Моделирование вибродемпфирующего материала.

Положения вибродемпфирующих материалов на зеленом кузове приведены на Рисунке 4.

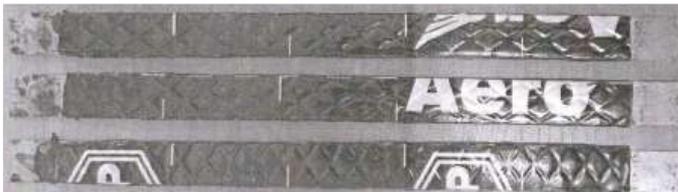


Рисунок 4. - Вибродемпфирующие материалы установленные на зеленом кузове.

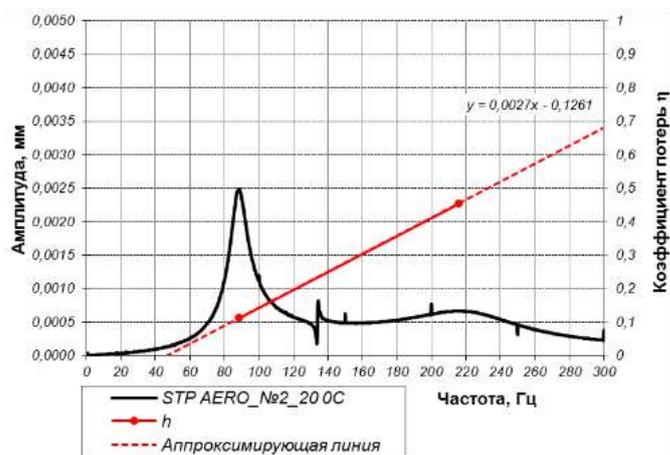
Характеристики вибродемпфирующих материалов задаются по результатам экспериментальных исследований по методу «Оберста» (Рисунок 5).



а



б



в

Рисунок 5. - Схема образца стальной пластины с исследуемым материалом (а), подготовленные образцы для испытаний (б) для испытаний на экспериментальной установке «Оберст» и результаты экспериментальных исследований образца (в)

Исследовались в частности ФПШ при динамическом воздействии на зоны крепления двигателя и трансмиссии. В качестве граничных условий задается гармоническая единичная сила амплитудой 1Н. Направления приложения сил соответствуют направлению удара модальным молотком, а отклик фиксируется микрофонами, расположенными внутри зеленого кузова. Иллюстрация зон приложения сил на зеленом кузове приведена на Рисунке 6.

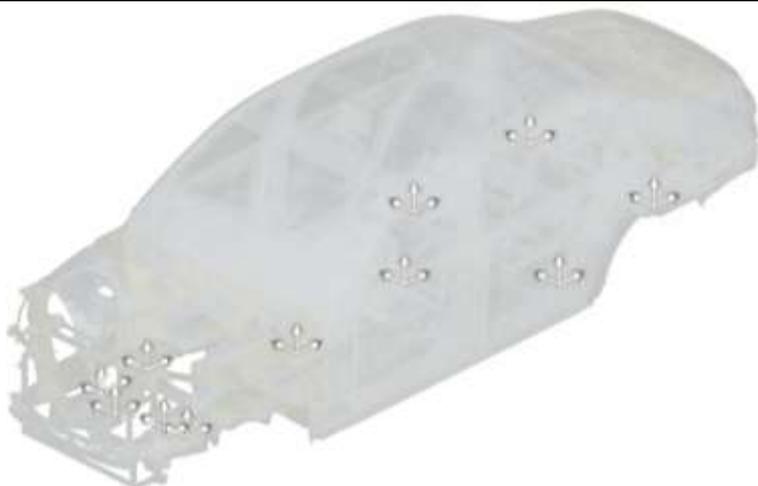


Рисунок 6. - Положения всех зон динамического возбуждения зеленого кузова на КЭМ.

Иллюстрация зон приложения динамических сил в зоне крепления двигателя и переднего редуктора приведена на Рисунке 7.

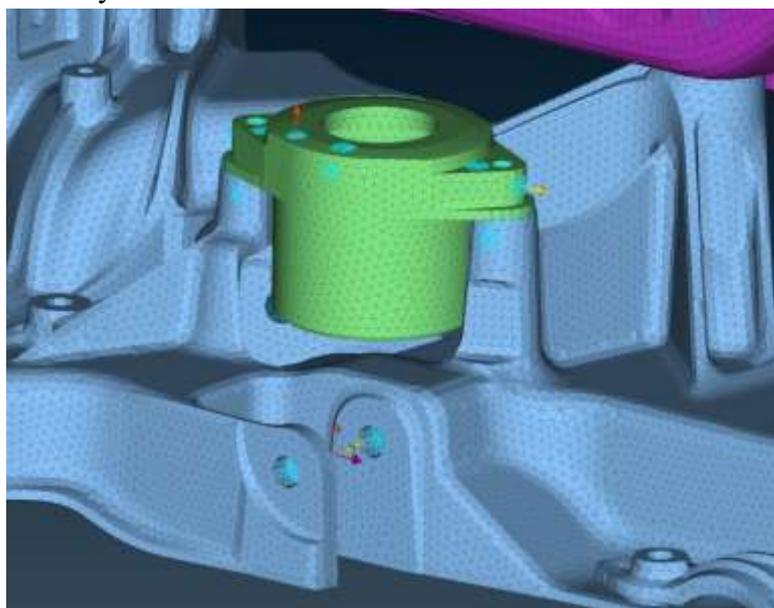


Рисунок 7. - Зоны приложения динамических сил при исследовании ФПШ.

Иллюстрация точек отклика при исследовании ФПШ приведена на Рисунке 8(а). Положения точек отклика относительно сидений приведена на Рисунке 8(б).

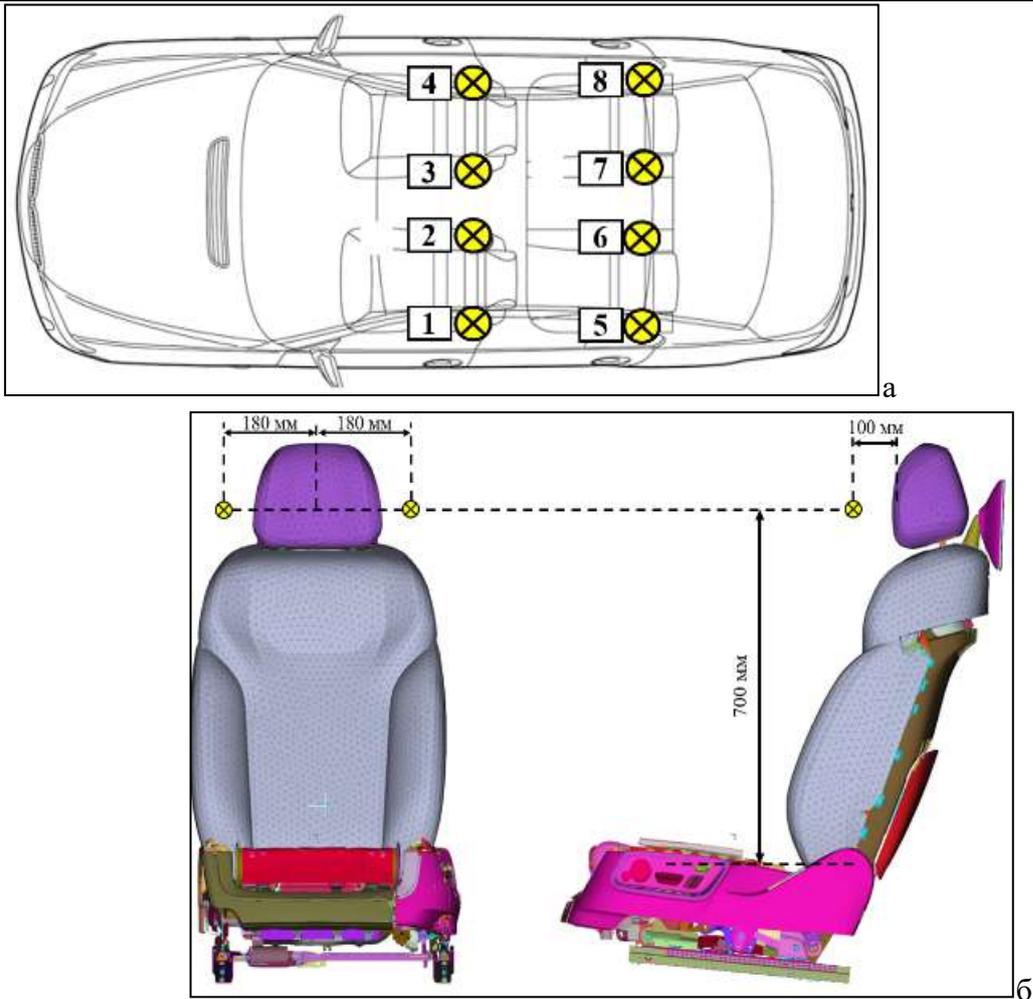
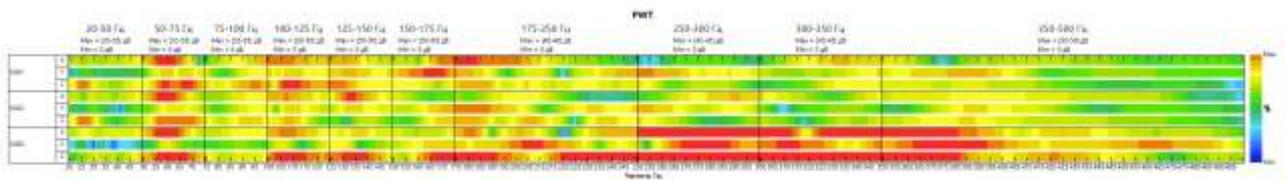
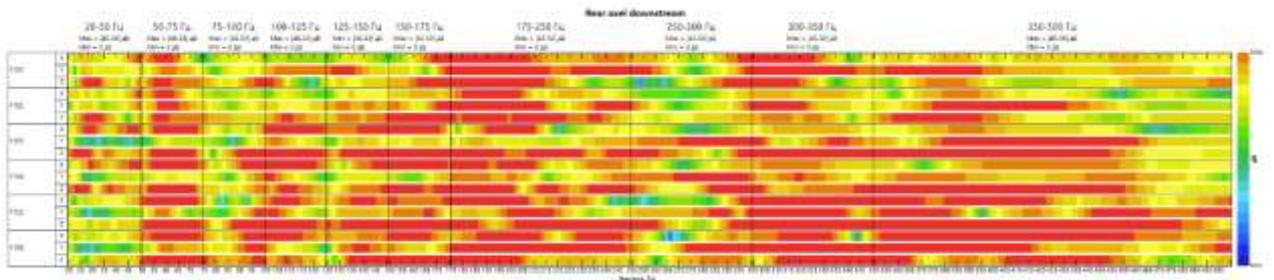


Рисунок 8. - Точки отклика при исследованиях ФПШ.

Для автоматизации пре и пост процессинга разработана программа [2]. Пример результата расчетных исследований в виде водопадного графика приведена на Рисунке 9. При этом точки динамического возбуждения располагались в зонах крепления СА и трансмиссии, а точка отклика у левого уха заднего правого пассажира



а



б

Рисунок 9. - Результат расчетных исследований ФПШ: а-при возбуждении двигателем и б – при возбуждении трансмиссией

Пример результатов расчетных исследований в виде графиков ФПШ при динамическом воздействии на правую опору двигателя приведена на Рисунках 10.

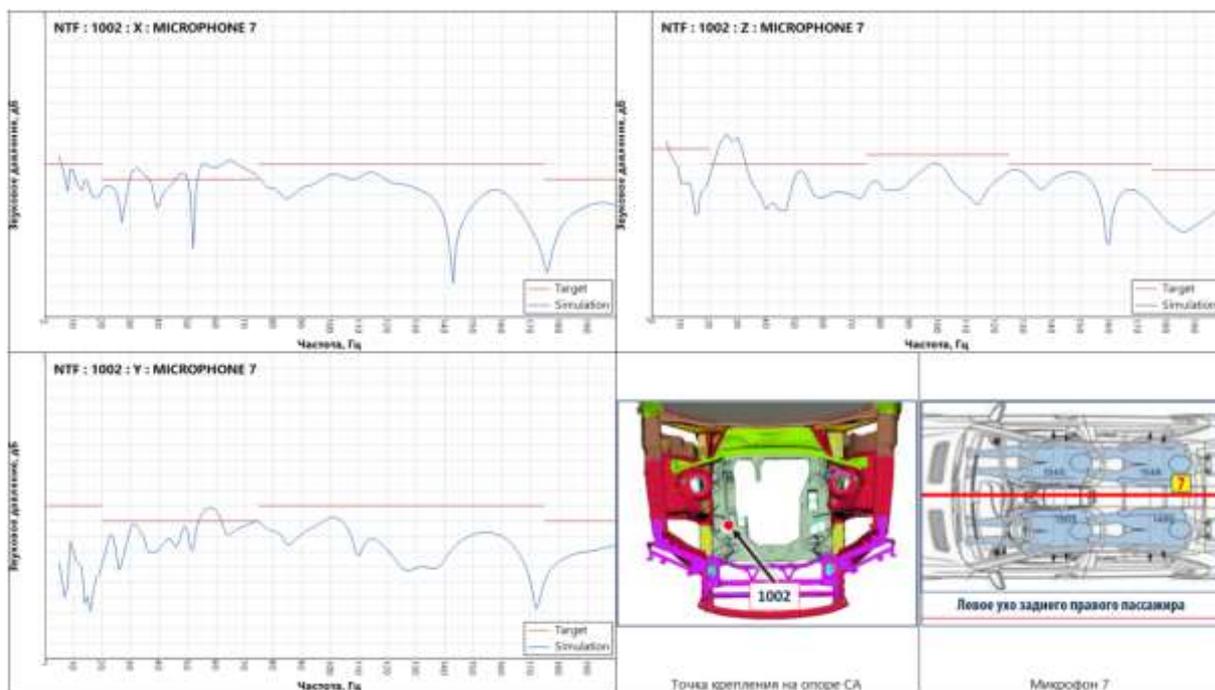


Рисунок 10. - Результат расчетных исследований ФПШ при воздействии на правую опору двигателя

Для оценки адекватности расчетных исследований проведены экспериментальные исследования.

Экспериментальные исследования функции передачи шума

Объектом экспериментальных исследований является зеленый кузов иллюстрация которого приведена на Рисунке 11.



а



б

Рисунок 11. - Объект экспериментальных исследований: а-диагональный вид сзади и б-диагональный вид спереди.

Зеленый кузов установлен на 4-х пневмоопорах, иллюстрация которых приведена на Рисунке 12.



Рисунок 12. - Установка зеленого кузова на пневмопоры.

Состав испытательной установки для исследования локального механического импеданса:

- цифровой регистратор Siemens LMS SCADAS Mobile;
- трехосевые акселерометры PCB 356A15;
- модальный молоток с датчиком силы PCB;
- различные по жесткости наконечники (резина и пластик);

- микрофон РСВ 377В11;
- комплект кабелей.

Пример иллюстрации исследования ФПШ при динамическом воздействии на правую опору двигателя по трем направлениям приведена на Рисунке 13.



а



б



в

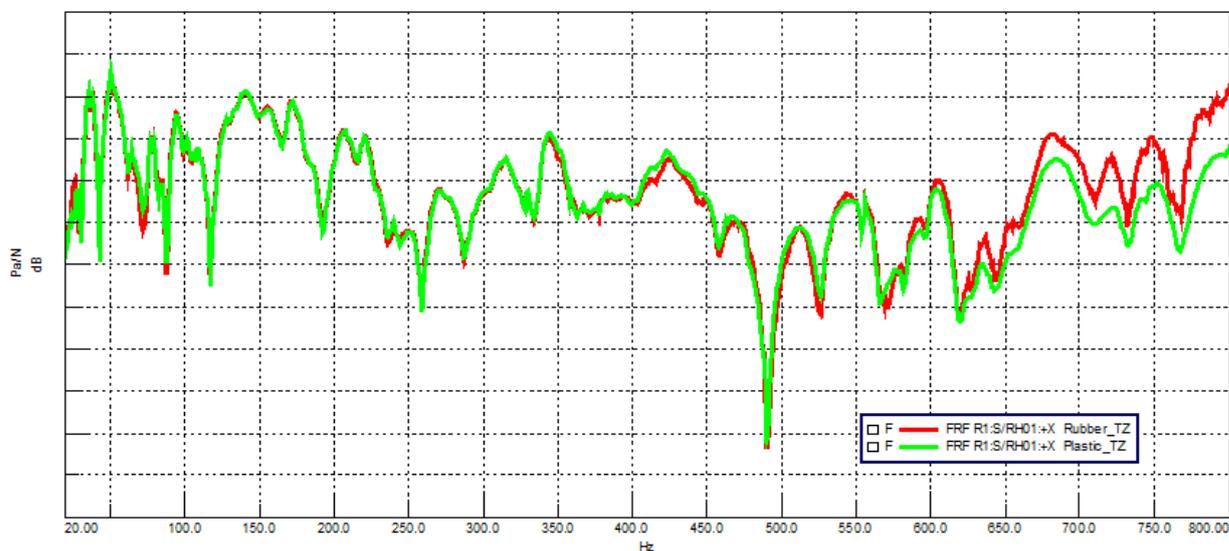
Рисунок 13. - Исследования ФПШ при динамическом воздействии на опору двигателя по направлениям: продольному (X) – а, поперечному (Y) – б и вертикальному (Z) – в.

Пример иллюстрации точки отклика приведена на Рисунке 14.

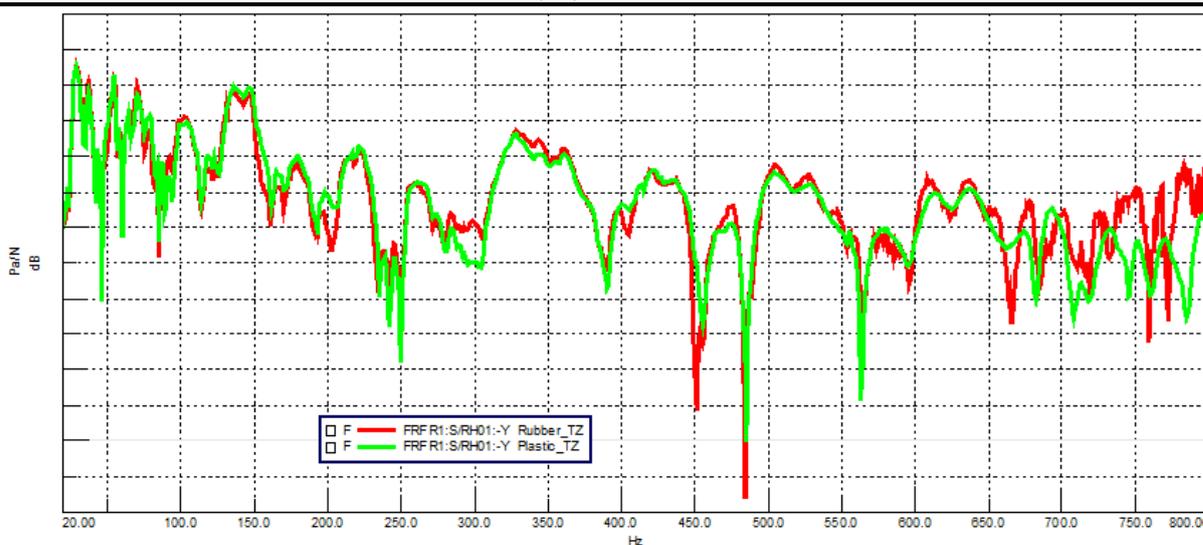


Рисунок 14. - Точка отклика при исследовании ФПШ.

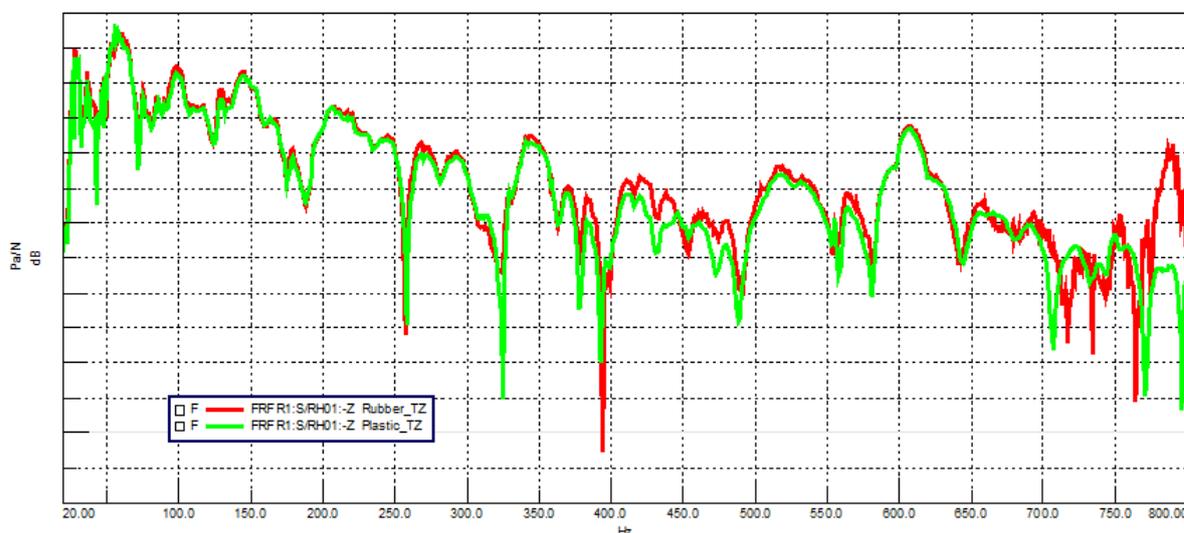
Пример результатам экспериментальных исследований ФПШ при динамическом воздействии на правую опору двигателя с пластиковой и резиновой насадками молотка по направлениям X, Y и Z приведены на Рисунках 15(а), 15(б) и 15(в) соответственно.



а



б



в

Рисунок 15. - Результаты экспериментальных исследований ФПШ .

Таким образом анализируются ФПШ от всех точек динамического возбуждения зеленого кузова к контрольным точкам, расположенным внутри зеленого кузова.

Валидация расчетной модели

Проведены сравнения расчетных и экспериментальных исследований на уровне частотных характеристик (ЧХ) ФПШ. Иллюстрация сравнительных графиков приведены на Рисунке 16.

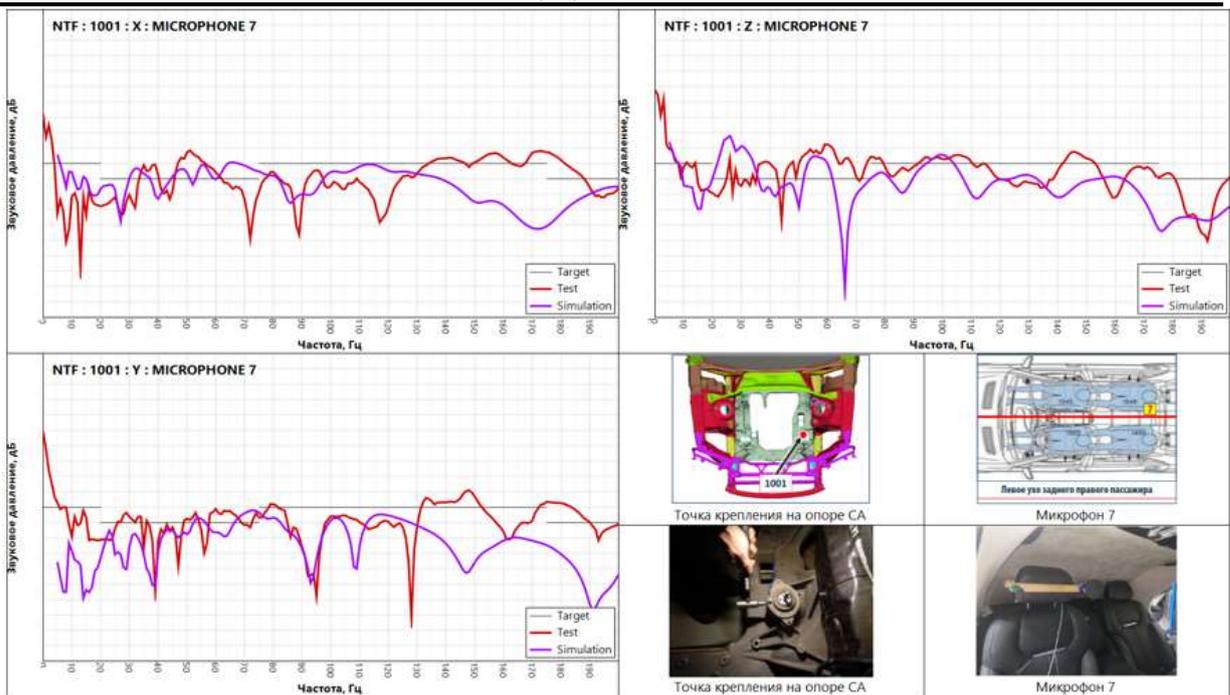


Рисунок 16. - Сравнение расчетных и экспериментальных исследований ФПШ.

Графики ФПШ приведенные на рисунке 16 показывают совпадения трендов как при расчетных, так и при экспериментальных исследованиях в частотно диапазоне до 100 Гц. Для точной идентификации корреляции между расчетными и экспериментальными исследования приводится график разностей.

Графики разностей между расчетными и экспериментальными графиками ФПШ позволяют оценить численное расхождение между графиками. Иллюстрация разностных графиков приведена на Рисунке 17.

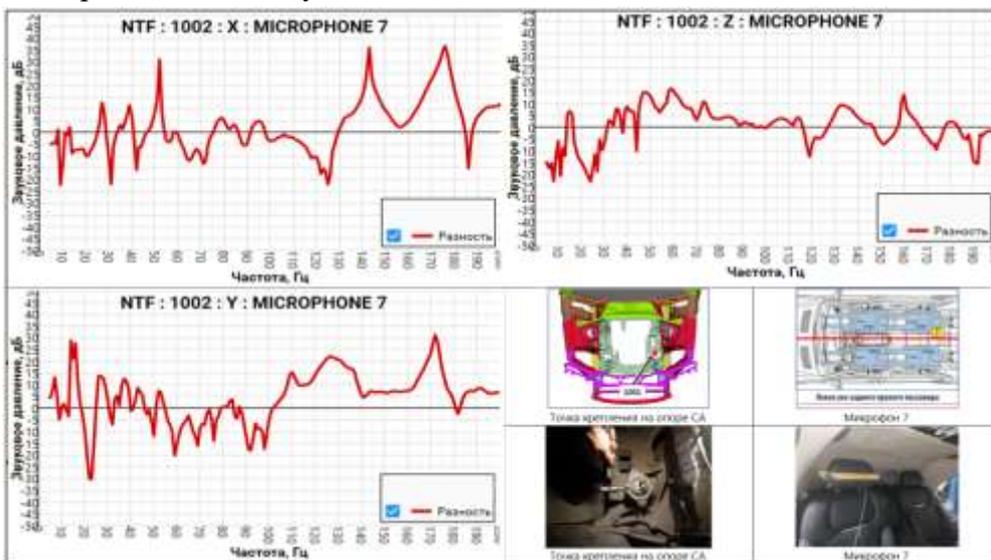


Рисунок 17. - Сравнение расчетных и экспериментальных исследований ФПШ.

Анализ графиков ФПШ показывает, что максимальная разница составляет до 37 дБ. При этом наблюдается резкие скачки амплитуд на графиках разности ФПШ, обусловленные

влияниями локальных форм колебаний как структуры, так и воздушного акустического объема. Смещение пиков амплитуд ФПШ, особенно на глобальных формах, свидетельствующий об отсутствии валидации и приведении расчетной модели зеленого кузова в сборе и т.д. Для улучшения сходимости необходимо провести:

1. Валидацию и приведение расчетной модели компонентов зеленого кузова (двери, сиденья, панель приборов, консоли) в соответствии с результатами экспериментальных исследований по критериям MAC, COMAC и FRAC;
2. Валидацию и приведение расчетной модели внутреннего воздушного акустического объема зеленого кузова по критериям MAC, COMAC и FRAC;
3. Валидацию и приведение структурной расчетной модели зеленого кузова в сборе в соответствии с результатами экспериментальных исследований по критериям MAC, COMAC и FRAC;
4. Валидацию и приведение расчетной модели зеленого кузова в сборе в соответствии с результатами экспериментальных исследований локального механического импеданса основных и вторичных точек динамического возбуждения зеленого кузова.

Исследования вклада панелей, форм колебаний структуры и внутреннего воздушного акустического объема на ФПШ

Анализ вклада позволяет однозначно идентифицировать основные источники акустического излучения (панелей) и определить влияния форм колебаний как структуры, так и воздушного объема, потому является основным инструментом исследования специалиста.

Пример результата расчетных исследований ФПШ с определением вклада форм колебаний воздушного объема при динамическом воздействии на зону крепления верхнего рычага передней подвески приведена на Рисунке 18.

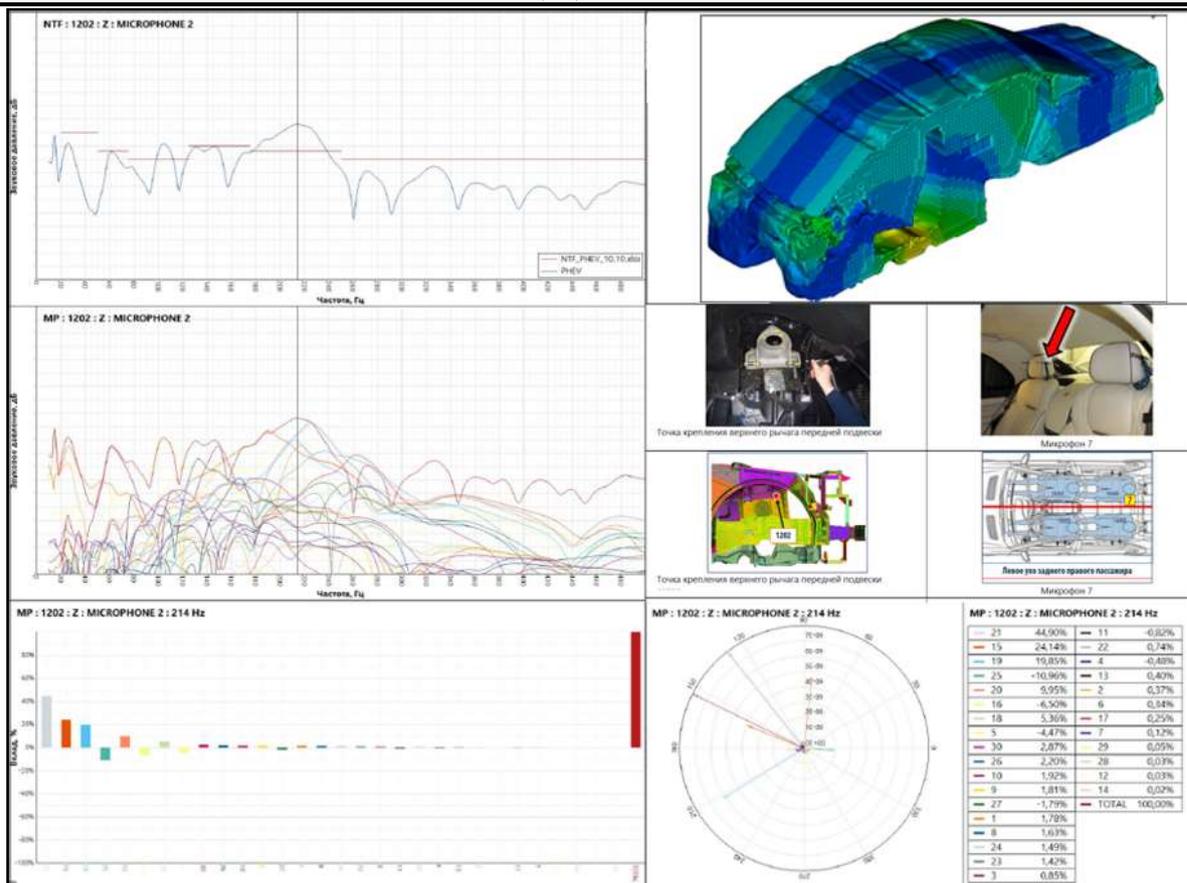


Рисунок 18. - Анализа ФПШ с определением вклада форм колебаний воздушного объема.

Пример результата расчетных исследований вклада панелей на ФПШ при динамическом воздействии на зону крепления верхнего рычага передней подвески приведена на Рисунке 19.

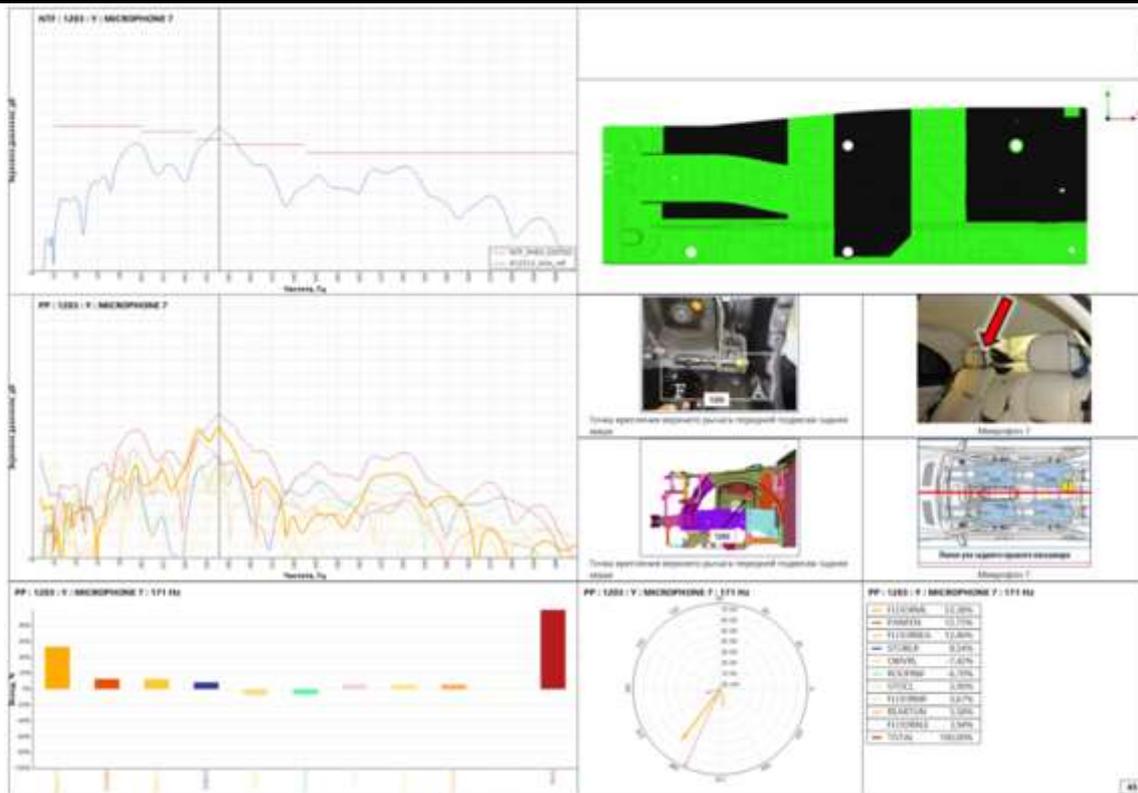


Рисунок 19. - Анализа ФПШ с определением вклада панелей.

Таким образом исследуются вклады форм колебаний структуры, внутреннего воздушного акустического объема и панелей на ФПШ.

Более того, для понимания полной картины формирования внутреннего шума при динамическом воздействии, дополнительно исследуются входной механический импеданс точек крепления основных и вторичных источников динамического возбуждения зеленого кузова.

Пример результат комплексных исследований приведен на Рисунке 20.

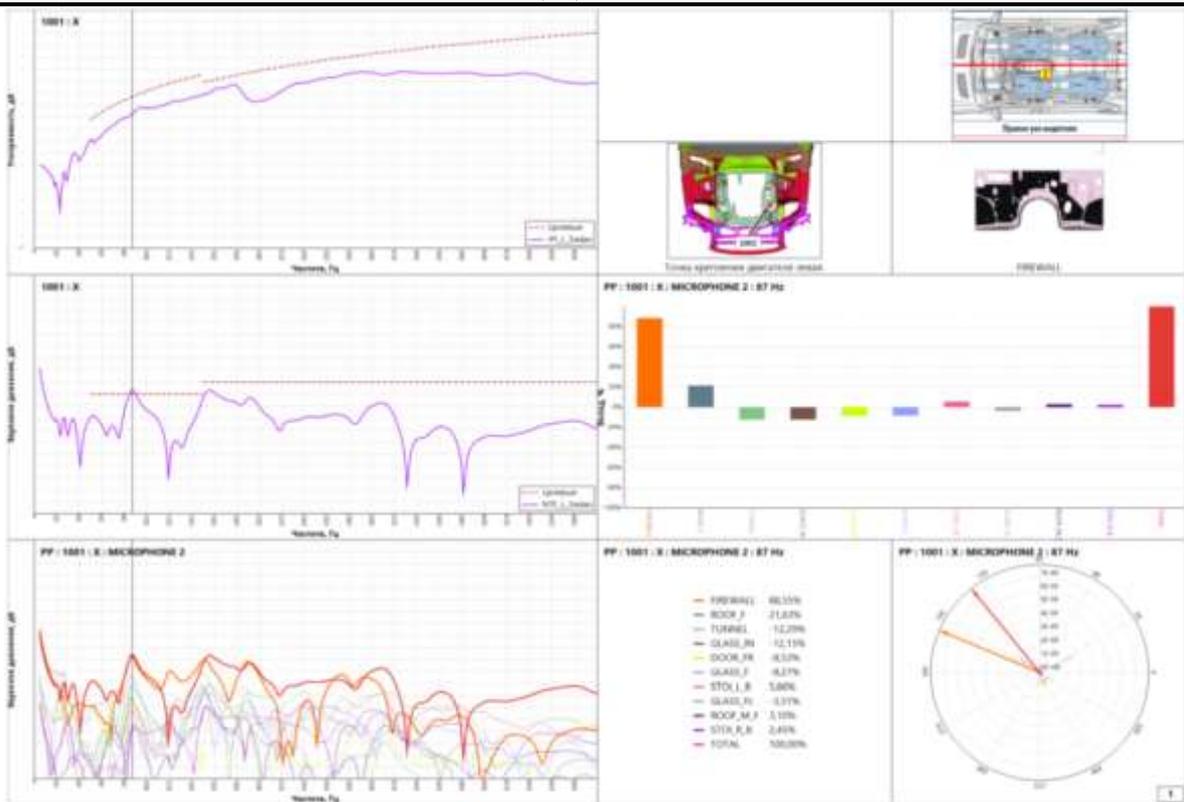


Рисунок 20. - Анализа ФПШ с определением вклада панелей с исследованием входного механического импеданса точек крепления силового агрегата.

Таким образом исследуются вклады форм колебаний структуры, внутреннего воздушного акустического объема и панелей на ФПШ с учетом входного механического импеданса точек крепления основных и вторичных источников динамического возбуждения зеленого кузова.

Выводы

Проведено исследование функции передачи шума транспортно-технологических средств и комплексов на примере зеленого кузова автотранспортного средства, в рамках которой:

1. Приведены материалы аналитического исследования ФПШ;
2. Разработана КЭМ зеленого кузова и внутреннего воздушного акустического объема АТС;
3. Проведены расчетные исследования ФПШ;
4. Проведены экспериментальные исследования ФПШ;
5. Проведено сравнение результатов расчетных исследований с результатами экспериментальных исследований, по результатам, погрешность в частотном диапазоне до 200 Гц составила до 37 дБ;
6. Разработаны рекомендации улучшения сходимости результатов расчетных и экспериментальных исследований;
7. Исследованы вклады форм колебаний и панелей на ФПШ измеренный в контрольной точке.

Список литературы

1. Рахматов Р.И. Исследование и улучшение акустических характеристик глушителя с учетом термодинамических характеристик потока выхлопных газов с использованием аэроакустических источников / В. Е. Крутолапов, Г.Г. Надарейшвили // Конспект лекций по машиностроению, -01.2022, –с. 553-566. DOI: 10.1007/978-3-030-85233-7_66
2. ANSA версии 24.1.1. СПРАВОЧНОЕ РУКОВОДСТВО.
3. Рахматов Р.И. Исследования модальных характеристик, направленные на всестороннюю валидацию расчетной модели на примере кузова современного транспортного средства / Р.И. Рахматов, В.В. Тремясов, А.П. Ликеев, И.В. Малкин, А.В. Казаков, А.О. Кузьмин // Труды НАМИ. 2023;(3):6-32. (На русском языке.) <https://doi.org/10.51187/0135-3152-2023-3-6-32>.
4. Дж. Аккардо, М. Эль-Кафафи, Б. Питерс, Ф. Бьянчарди, Д. Брандолизио, К. Janssen, М. Мартарелли, Экспериментальный акустический модальный анализ автомобильной кабины, Звук и вибрация, май (2015), стр.10-18
5. Т. Йошимура, М. Сайто, С. Маруяма, С. Иба, “Модальный анализ салона автомобиля с помощью многократного акустического возбуждения”, Труды ISMA, 2012.
6. Х. Цудзи, С. Маруяма, Т. Йошимура, Э. Такахаша, “Экспериментальный метод определения доминирующих акустических режимов для акустического поля салона автомобиля в сочетании со структурой кузова”, Технический документ SAE 2013-01-1905, 2013.
7. Аллеманг Р., Браун Д., Коэффициент корреляции для модального векторного анализа, Материалы 1-й Международной конференции по модальному анализу, Орландо, Флорида, 1982, с. 110-116.
8. [Блейкли, Кен и Роуз, Тед, “Расчеты перекрестной ортогональности для планирования перед тестированием и проверки модели”, Всемирная конференция пользователей MSC 1993. Сборник, Том 1, статья 72, май 1993 года.

References

1. Rakhmatov R.I. Research and improvement of acoustic characteristics of a muffler taking into account thermodynamic characteristics of exhaust gas flow using aeroacoustic sources / V. E. Krutolapov, G.G. Nadareishvili // Lecture notes on mechanical engineering, -01.2022, – pp. 553-566. DOI: 10.1007/978-3-030-85233-7_66
2. ANSA version 24.1.1. REFERENCE MANUAL.
3. Rakhmatov R.I. Studies of modal characteristics aimed at comprehensive validation of the computational model on the example of the body of a modern vehicle / R.I. Rakhmatov, V.V. Tremyasov, A.P. Likeev, I.V. Malkin, A.V. Kazakov, A.O. Kuzmin // Proceedings of NAMI. 2023;(3):6-32. (In Russian.) <https://doi.org/10.51187/0135-3152-2023-3-6-32>
4. J. Accardo, M. El Kafafi, B. Peters, F. Biancardi, D. Brandolisio, K. Janssen, M. Martarelli, Experimental acoustic modal analysis of an automobile cabin, Sound and vibration, May (2015), pp.10-18
5. T. Yoshimura, M. Saito, S. Maruyama, S. Iba, “Modal analysis of the car interior using multiple acoustic excitation”, Proceedings of ISMA, 2012.

6. H. Tsuji, S. Maruyama, T. Yoshimura, E. Takahashi, "An experimental method for determining the dominant acoustic modes for the acoustic field of the car interior in combination with body structure", Technical Document SAE 2013-01-1905, 2013.
 7. Allemang R., Brown D., Correlation coefficient for modal vector analysis, Proceedings of the 1st International Conference on Modal Analysis, Orlando, Florida, 1982, pp. 110-116.
 8. [Blakely, Ken and Rose, Ted, "Cross orthogonality calculations for planning before testing and verifying a model," MSC World User Conference 1993. Collection, Volume 1, article 72, May 1993.
-