

На правах рукописи



Трусевич Илья Александрович

**ПРОГНОЗИРОВАНИЕ И СНИЖЕНИЕ ВИБРОАКУСТИЧЕСКОЙ
НАГРУЖЕННОСТИ ТРАНСМИССИИ КОЛЕСНОЙ МАШИНЫ НА
ОСНОВЕ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ЕЕ МОДАЛЬНЫХ СВОЙСТВ**

Специальность 05.05.03 – «Колесные и гусеничные машины»

АВТОРЕФЕРАТ
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Челябинск – 2022

Работа выполнена в ФГБУН Институт машиноведения имени Э.С. Горкунова Уральского отделения Российской академии наук

Научный руководитель: **Тараторкин Игорь Александрович** – доктор технических наук, профессор.

Официальные оппоненты: **Филькин Николай Михайлович** – доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Автомобили и металлообрабатывающее оборудование» ФГБОУ ВО «ИжГТУ имени М.Т. Калашникова», г. Ижевск.

Вязников Максим Валерьевич – кандидат технических наук, генеральный директор, генеральный конструктор ООО «Миконт», г. Чебоксары.

Ведущая организация: ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого», г. Санкт-Петербург.

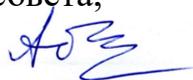
Защита диссертации состоится «27» апреля 2022 г., в 15:30 на заседании диссертационного совета Д 212.298.09, созданного на базе ФГАОУ ВО «Южно-Уральский государственный университет (НИУ)» по адресу: 454080, г. Челябинск, пр. им. В.И. Ленина, 76, ауд. 1001. Тел/факс (351)267-93-06, e-mail: D212.298.09@mail.ru.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Южно-Уральского государственного университета и на его официальном сайте:
<https://www.susu.ru/ru/dissertation/d-21229809/trusevich-ilya-aleksandrovich>

Ваши отзывы на автореферат в двух экземплярах, заверенных печатью организации, просим направлять по адресу: 454080, г. Челябинск, пр. им. В.И. Ленина, 76, на имя ученого секретаря диссертационного совета Д 212.298.09. E-mail: D212.298.09@mail.ru

Автореферат разослан «___» _____ 2022 г.

Ученый секретарь диссертационного совета,
доктор технических наук, доцент



Абызов А.А.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность работы.

В настоящее время при проектировании колесных машин, помимо обеспечения функциональных и эксплуатационных характеристик, особое внимание уделяется виброакустическому излучению их агрегатов, что является одним из ключевых факторов при оценке качества изделия. При этом шум, излучаемый агрегатами транспортных средств, является одним из основных источников, приводящих к нарушению эргономических требований, как для оператора машины, так и для окружающей среды. В свою очередь, соответствие виброакустических характеристик машин санитарным нормам является одним из важнейших критериев безопасности труда. Нормативными документами, регламентирующими акустические характеристики, являются санитарные нормы СН 2.2.4/2.1.8.562-96 и государственный стандарт ГОСТ 33555-2015.

Аналізу методов снижения уровня шума изделий в целом и отдельных их структурных составляющих посвящены работы многих отечественных и зарубежных исследователей. Использование методов виртуального прогнозирования, ориентированных на снижение виброакустического излучения колесной машины, формируемого, в частности, трансмиссионной установкой, позволяет снизить затраты машинного времени, повысить эффективность интеграции трансмиссии в автомобиль.

Таким образом, тема диссертационной работы, посвященная совершенствованию виброакустических и структурных параметров при проектировании трансмиссий, является актуальной.

Цель работы. Прогнозирование и снижение виброакустической нагруженности трансмиссии колесной машины на основе совершенствования ее модальных свойств.

Задачи исследования:

1) разработка моделей формирования динамических нагрузок, возникающих вследствие неравномерности передачи моментов в зубчатых зацеплениях, а также проявления нелинейных эффектов в насосах и других элементах конструкции;

2) разработка верифицированных модальных моделей трансмиссии, выполнение на их основе структурно-динамического анализа исследуемой системы, моделирование ее виброакустического отклика;

3) разработка методик и алгоритмов верификации модальных моделей трансмиссии перспективной колесной машины;

4) подготовка и проведение экспериментального исследования вибронгруженности трансмиссии перспективной колесной машины;

5) разработка технических решений по совершенствованию виброакустических параметров при проектировании трансмиссии перспективной колесной машины и оценка их эффективности.

Объект исследования. Процесс формирования виброакустического излучения трансмиссии перспективной колесной машины.

Предмет исследования. Закономерности формирования виброакустического излучения трансмиссии перспективной колесной машины.

Научная новизна основных положений, выносимых на защиту, заключается:

- в разработке новых моделей формирования динамических нагрузок, возбуждающих виброакустические колебания трансмиссий машин, отличающихся учетом неравномерности передачи моментов в зубчатых зацеплениях, а также проявлением нелинейных эффектов в гидросистеме и других элементах конструкции;

- в разработке новых верифицированных модальных моделей трансмиссии, отличающихся рассмотрением в качестве модальных характеристик не только собственных частот, форм колебаний и коэффициентов демпфирования, а также частотных функций и модальных вкладов;

- в обосновании требуемого программно-аппаратного обеспечения для экспериментального определения модальных и виброакустических параметров при проектировании трансмиссий колесных машин.

Практическая значимость работы заключается в создании комплекса подходов и технических решений, направленных на снижение виброакустической нагруженности трансмиссии перспективной колесной машины. Полученные теоретические и экспериментальные результаты реализованы при разработке перспективных АКП и внедрены в ООО «МИКОНТ» при разработке модельного ряда трансмиссий автомобилей категории N2, N3 на максимальную мощность $N = 500$ кВт.

Методы исследования. Применены численные методы решения систем дифференциальных уравнений, метод гармонической линеаризации, методы конечных элементов и конечных объемов, метод модального анализа динамических систем, экспериментальные методы исследования виброакустической нагруженности.

Достоверность и обоснованность. Достоверность научных результатов работы подтверждается корректностью постановки задачи. При решении поставленных задач эффективно используются методы системного анализа, методы математического программирования, а также результаты имитационного моделирования и экспериментальных исследований.

Научные положения диссертации обоснованы и подтверждены сопоставлением результатов расчета с данными экспериментальных исследований.

Личный вклад соискателя заключается в постановке научной проблемы, формировании идеологии исследования, в выполнении обзора по теме исследования, обосновании способов решения проблемы и получении основных научных результатов.

Апробация работы. Результаты исследований по диссертационной работе доложены и одобрены на Всероссийской научно-практической конференции «Актуальные проблемы защиты и безопасности», в 2018 – 2019

гг., ОАО «Всероссийский научно-исследовательский институт транспортного машиностроения», г. Санкт-Петербург; международной научно-технической конференции «Современные направления и перспективы развития технологий обработки и оборудования в машиностроении» в 2018 – 2021 гг., ФГАОУ ВО «Севастопольский государственный университет», г. Севастополь; международной научно-технической конференции «Инновации в машиностроении — 2018», государственное научное учреждение «Объединенный институт машиностроения Национальной академии наук Беларуси», г. Минск; X Всероссийской (национальной) научно-практической конференции молодых ученых, посвященной 75-летию Курганской ГСХА имени Т.С. Мальцева.

Публикации. По результатам исследований опубликовано 9 научных работ, в том числе 3 в изданиях, индексируемых в Web of Science, и 2 в изданиях, рекомендованных ВАК РФ.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, четырех глав, выводов, библиографии и приложений. Работа изложена на 149 страницах машинописного текста, содержит 61 иллюстрацию, 6 таблиц и 7 приложений на 138 страницах. Список использованной литературы включает 157 наименований.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность темы исследования, сформулирована цель и задачи исследования, приведено краткое содержание работы.

В первой главе рассмотрено текущее состояние вопроса – влияние шума на здоровье человека, его нормирование, шумовые характеристики транспортных машин, их классификация и общие подходы к снижению шума; проанализированы работы известных российских и зарубежных исследователей Афанасьева Б.А., Белоусова Б.Н., Гладова Г.И., Гришкевича А.И., Жеглова Л.Ф., Зузова В.Н., Котиева Г.О., Ксеневича И.П., Надарейшвили Г.Г., Платонова В.Ф., Полунгяна А.А., Сапожникова С.Б., Тольского В.Е., Фоминых А.Б., Abe T., Allemang R.J., Bartosch T., Beidl C., Crocker M.J., Crolla D., Ewins D.J., Felice M.J., Heylen W., Heckl M., Houser D.R., Janter T., Killada M., Kumar A., Lammens S., Liu Z.S., Norris T., Plunt J., Raemdonck G., Randall R.B., Sas P., Steffens C., Tuma J., Vantooten M., Watkins S. и их учеников.

Необходимо подчеркнуть роль ФГБОУ ВО «МГТУ им. Н.Э. Баумана (национальный исследовательский университет)» и ФГУП «НАМИ» в развитии теории виброакустического поведения колесных и гусеничных машин.

Приводится анализ вклада отдельных систем транспортной машины в интегральный уровень виброакустического излучения. Установлено, что основными источниками виброакустического излучения являются двигатель внутреннего сгорания (ДВС), включая системы впуска, выпуска и охлаждения, трансмиссия, ходовые системы и отдельные элементы гидравлических систем управления. К прочим источникам вибраций и шума относятся ходовые системы, агрегаты рабочего оборудования, системы обеспечения микроклимата в салоне и другие, значительно уступающие по мощности излучения основным источникам.

Общие методы и подходы к снижению вибрационного и шумового излучения производимого трансмиссией известны и широко применяются. Однако, они весьма ограничены, поэтому снижение уровня виброакустического излучения трансмиссий стало приоритетным. Факторы, формирующие виброакустическую активность трансмиссии, определяются параметрами конструкции зубчатых передач и модальными характеристиками корпуса, взаимодействующими между собой через подшипниковые опоры.

Большая часть многочисленных исследовательских работ описывает и предлагает только снижение воздействующих на трансмиссию крутильных колебаний за счет совершенствования упруго-инерционных и демпфирующих параметров силовой установки. Для этого могут применяться различного типа гасители крутильных колебаний – двухмассовые маховики, центробежные маятниковые поглотители и др. Лишь немногие исследователи предлагают уменьшить уровень реагирования динамической системы (корпуса трансмиссии) на высокочастотное

возбуждение. При этом акустическое излучение трансмиссии возникает непосредственно на ее вибрирующих поверхностях, выполняющих функцию мембран, транслирующих эффекты внутренних сил как слышимый звук. Эти силы возникают при передаче крутящих и изгибающих моментов в зубчатых зацеплениях, радиальных и осевых сил в подшипниковых опорах на установившихся и переходных режимах работы, а также при возникновении резонансов.

Необходимо создание верифицированной модели виброакустического поведения трансмиссии на основе расчетно-экспериментального исследования, для четкого определения шагов по улучшению ее виброакустического поведения и применению обоснованных технических решений, на протяжении всего процесса разработки.

В связи с этим, в данной главе для решения проблемы прогнозирования и снижения виброакустического излучения трансмиссии формулируются цель и задачи исследования, определяются объект и предмет исследования, приведенные выше.

Во второй главе формулируется стратегия снижения виброакустических параметров разрабатываемых трансмиссий на основе предлагаемых алгоритмов расчетной и экспериментальной идентификации модальных свойств исследуемой динамической системы с использованием современных средств CAD-CAE. При этом приводится решение следующих задач:

1. Формализация алгоритма построения модальных моделей трансмиссии и ее составных частей, а также их верификация;
2. Расчет динамических нагрузок, передаваемых на корпус трансмиссии через валы и подшипниковые опоры. В качестве основного источника нагрузок принята переменная реакция в зубчатых зацеплениях;
3. Расчет виброакустических параметров трансмиссии и решение обратной задачи их совершенствования.

При модальном анализе решается задача собственных значений, чтобы получить частоты и формы каждого колебания для предполагаемого распределения масс и жесткостей. В диссертации для построения модели использовался метод конечных элементов (МКЭ).

Уравнение движения структуры с N степенями свободы и вязким демпфированием:

$$[M]\{\ddot{q}\} + [C]\{\dot{q}\} + [K]\{q\} = \{f\} \quad (1)$$

где $[M]$ – матрица массы; $[C]$ – матрица вязкого демпфирования; $[K]$ – матрица жесткости; $\{f\}$ – вектор силы возбуждения; $\{q\}$ – вектор перемещения; $\{\dot{q}\}$ – вектор скорости; $\{\ddot{q}\}$ – вектор ускорения.

Для оценки близости расчетных и экспериментальных форм колебаний, использовался критерий модальной достоверности (Modal Assurance Criterion (MAC)):

$$MAC(A, X) = \frac{\left| \sum_{j=1}^N \Psi_{X_j} \Psi_{A_j}^* \right|^2}{\sum_{j=1}^N \Psi_{X_j} \Psi_{X_j}^* \sum_{j=1}^N \Psi_{A_j} \Psi_{A_j}^*} \quad (2)$$

где N – число общих компонентов рабочей и ссылочной форм колебаний и * сверху означает комплексно сопряженное значение.

Критерий модальной достоверности является параметром, обозначающим степень связности между формой колебаний из ссылочных данных и формой колебаний из рабочих данных. Этот параметр является скалярным значением от 0 до 1. Согласно этому критерию две независимые моды должны иметь значение этого критерия, близкое к нулю. Значение MAC ближе к 1 означает высокую степень корреляции или связности между двумя формами колебаний.

Согласно работе Allemang R.J., в аэрокосмической отрасли, где критерий модальной достоверности широко распространен и часто применяется, все диагональные значения критерия должны быть равны единице, а прочие не превышать 0,1. Pastor M. в своем исследовании принимает, что диагональные значения критерия должны быть больше 0,9. В работах Heuylen W., Lammens S., Sas P., Ewins D. J., считается допустимым диагональное значение критерия больше 0,7. Ими же обосновывается достаточность верификации в частотном диапазоне обусловленном условиями эксперимента и параметрами эксплуатации изделия.

На рисунке 1 показан результат верификации крышки сцепления в диапазоне частот 60-2000 Гц.

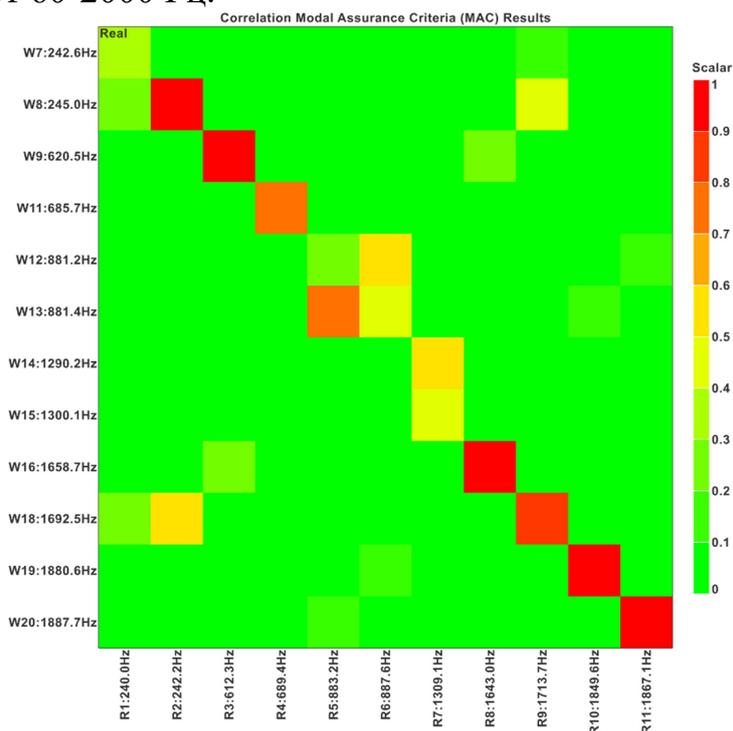


Рисунок 1 – Критерий модальной достоверности крышки сцепления в диапазоне частот 60-2000 Гц

На основании анализа рисунка 1 можно сделать вывод о выполнении критерия модальной достоверности.

Аналогичным образом выполнялась верификация по MAC для остальных составных частей АКП трансмиссии во всем частотном диапазоне

исследования (до 6 кГц). Удовлетворительные значения позволяют сделать вывод о верификации расчетной модели.

Многотельная имитационная модель исследуемой трансмиссии, включающая в себя валы, зубчатые колеса, подшипники, сцепления, муфты, синхронизаторы создавалась в Simcenter 3D Motion Transmission Builder – программном инструменте для создания и моделирования трансмиссий, путем назначения геометрических и кинематических граничных условий, а затем интегрировалась в упругую 3D-модель корпуса. Массо-инерционные характеристики составных частей рассчитывались по геометрическим характеристикам тел для их материала.

Внешние нагрузки на коробку передач моделировались переменными значениями скорости вращения входного вала и переменным значением моментов на насосном и выходном валах, записанными при проведении экспериментального исследования.

Основной сложностью при моделирование зубчатого зацепления, является учет изменяющейся во времени силы зацепления. При выполнении динамического анализа использовалась функция определения жесткости в зацеплении, предложенная Y. Cai, наиболее точно совпадающая с результатами экспериментальных исследований и приведенная ниже.

$$k(t) = k_p \exp \left[C_a \left| \frac{t - (\varepsilon t_z)/2}{1.125 \times \varepsilon_\alpha t_z} \right| \right] \quad (3)$$

где β_0 – угол наклона зубьев; b – ширина зуба; H – высота зуба; Z_{V1} , Z_{V2} – число зубьев; y_1 , y_2 – смещение исходного контура зубьев; ε – суммарный коэффициент перекрытия ($\varepsilon = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta$); ε_α – профильный коэффициент перекрытия; ε_β – торцевой коэффициент перекрытия; k_p – жесткость зацепления в точке контакта, соответствующей делительному диаметру, определяемая по формуле:

$$k_p = b / \left[C_0 + C_1 \left(\frac{1}{Z_{V1}} + \frac{1}{Z_{V2}} \right) + C_2 \left(\frac{y_1}{Z_{V1}} + \frac{y_2}{Z_{V2}} \right) + C_3 \left(\frac{1}{Z_{V1}^2} + \frac{1}{Z_{V2}^2} \right) + C_4 (y_1 + y_2) + C_5 (y_1^2 + y_2^2) \right]$$

t_z – время прохождения зуба ($t_z = \frac{60}{n * Z_{V1}}$); n – скорость вращения шестерни; C_a , C_0 , C_1 , C_2 , C_3 , C_4 , C_5 – коэффициенты; $C_a = 0.322 \times (\beta_0 - 5) + [0.23 \times (b/H) - 23.26]$; $C_0 = \frac{2.25}{[-0.166 \times (b/H) + 0.08](\beta_0 - 5) + 44.5}$; $C_1 = -0,00854$, $C_2 = -0,11654$, $C_3 = 2,9784$, $C_4 = 0,00635$, $C_5 = 0,00529$.

В тоже время, при формировании динамических нагрузок учитываются возмущения, возникающие вследствие проявления нелинейных свойств в системе и выражающиеся в возникновении супер- и субгармонических составляющих. Такими свойствами обладают масляные насосы и гидротрансформаторы при вспенивании рабочей жидкости, нелинейная жесткость в зацеплении эвольвентных поверхностей зубьев колес и т.д. Дополнительное возмущение, вызванное нелинейностью систем, формализуется в виде ряда Фурье. При этом рассматриваются не только основная частота, но и кратные ей. Например, при исследовании

возмущений, формируемых трудно формализуемыми газогидродинамическими процессами при вспенивании рабочей жидкости в масляных насосах, учитывается не только гармоника основного порядка (15-го для насоса трансмиссии перспективной колесной машины), но и кратные ей. Дополнительные составляющие возмущения могут определяться одним из известных в механике методов, например гармонической линеаризации, гармонического баланса и др. Прогресс в развитии программно-аппаратного обеспечения позволяет исследовать процессы в нелинейных системах на новом уровне. Например, формирование гармонических составляющих сил взаимодействия зубчатых колес определять непосредственным решением контактной задачи упругого взаимодействия.

На основании анализа порядковых спектров на всех передачах и последующего рассмотрения характерных частот зубчатых зацеплений АКП трансмиссии (в том числе рабочих шестерен насоса) при решении поставленных задач прогнозирования виброакустической нагруженности данные возмущающие факторы определялись экспериментально. В связи со сложностью доработки насоса – необходимостью изменения шестеренной системы, при сохранении характеристик и габаритных размеров, данный вопрос остается вне данной диссертационной работы, но были сформулированы рекомендации и предложения для решения данной проблемы.

Для повышения эффективности расчета виброакустических параметров использовался метод ATV (Acoustic Transfer Vectors), позволяющий быстро находить значение акустического отклика в искомой точке через передаточные функции, рассчитанные между всеми узлами модели-источника (корпус АКП трансмиссии) и узлами модели-приемника (микрофоны).

При прямом анализе частотной характеристики структурный отклик вычислялся на дискретных частотах возбуждения путем решения набора связанных матричных уравнений с использованием комплексной алгебры. Уравнение движения для демпфированной системы при гармоническом возбуждении имеет следующий вид:

$$[M]\{\ddot{x}(t)\} + [B]\{\dot{x}(t)\} + [K]\{x(t)\} = \{P(\omega)\}e^{i\omega t} \quad (4)$$

В данном уравнении демпфирование представлено матрицей вязкого демпфирования $[B]$ и комплексной матрицей жесткости $[K]$, P – нагрузка, вводимая как комплексный вектор.

Использование такой модели демпфирования обусловлено применением прямого решателя (Direct Frequency Response Analysis). Использование которого, в свою очередь, обусловлено более высокой по сравнению с модальным решателем (Modal Frequency Response Analysis) точностью и незначительным расхождением времени расчета, за счет применения ATV.

В результате преобразований, уравнение 4 упрощается до представленного ниже:

$$[-\omega^2 M + i\omega B + K]\{u(\omega)\} = \{P(\omega)\} \quad (5)$$

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

Частотная характеристика получается путем решения уравнения 5 для $\{u(\omega)\}$ при различных частотах воздействия, ω .

Изложенное в диссертации позволяет как при расчетном, так и при экспериментальном подходах, а так же их совокупности определить модальные характеристики динамической системы, в том числе модальный вклад отдельных форм колебаний при известном возмущении. Кроме того, приведены алгоритм расчета модальных характеристик, динамических нагрузок, передаваемых на корпус трансмиссии через валы и подшипниковые опоры, а также виброакустических параметров трансмиссии.

В **третьей главе** представлены разработанные программы и методики экспериментального определения исследуемых параметров АКП трансмиссии, описание экспериментальной стендовой установки и методики обработки результатов испытаний.

Укрупненно последовательность работ состояла из следующих этапов:

- автономные модальные испытания корпусных деталей трансмиссии;
- модальные испытания трансмиссии в сборе на стенде (без вращения валов);
- динамические виброакустические испытания трансмиссии на стенде при различных передачах и моментах сопротивления (с вращениями валов);
- обработка данных, анализ результатов.

Автономные модальные испытания выполнялись с отдельными деталями: картером, крышкой сцепления (рисунок 2), крышкой демультипликатора, проставкой и поддоном. Каждая деталь предварительно размечалась маркером, после чего на ней измерялись координаты узлов геометрической модели. Для выполнения модальных испытаний деталь «обезвешивалась» с помощью резиновых амортизаторов, возбуждалась модальным молотком с регистрацией откликов и расчетом амплитудно-частотных характеристик (АЧХ), которые в дальнейшем использовались для расчета модальных параметров. Модальные испытания собранной и установленной на стенде АКП трансмиссии выполнялись без вращения валов аналогично предыдущим модальным испытаниям. Возбуждение проводилось также модальным молотком, но использовалась геометрическая модель с меньшим количеством узлов. Часть узлов из-за имеющейся стендовой обвязки оказалась недоступной для возбуждения, поэтому эти отдельные узлы не возбуждались и были исключены из модели. Граничные условия по закреплению также отличались от стадии автономных модальных испытаний. В этом случае АКП трансмиссии не «обезвешивалась» и ее раскрепление было выполнено с жесткими связями.

Динамические испытания производились уже после модальных испытаний. Перед ними были проведены необходимые настройки и проверки систем измерения, а также других вспомогательных систем стенда, представленного на рисунке 3. Серии испытаний проводились на разных режимах работы по входным частотам вращения и моментам сопротивления. В процессе проведения динамических испытаний измерялись вибрации в 16 точках конструкции, частоты вращения валов, моменты сопротивления и уровень звукового давления (акустический шум).

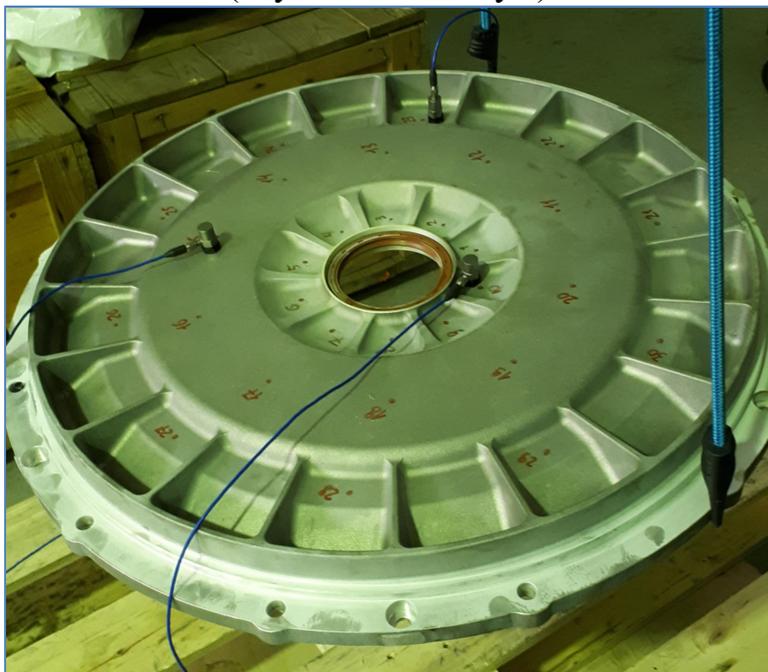


Рисунок 2 – Общий вид крышки сцепления с разметкой узлов геометрии.

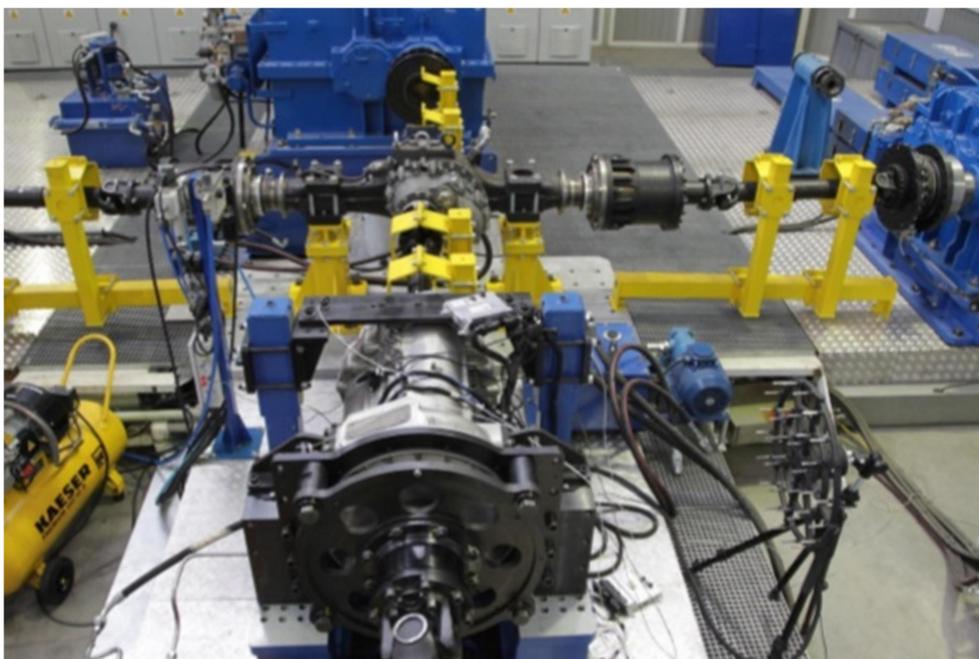


Рисунок 3 – Общий вид экспериментальной установки

Таким образом, в данной главе разработаны и приведены программы и методики модальных и виброакустических испытаний трансмиссии. Реализация данных программ и методик позволила в дальнейшем уточнить

действительные динамические характеристики исследуемой системы, а именно определить и представить в расчетной модели возмущение создаваемое насосом.

В четвёртой главе представлены результаты экспериментального исследования и верификация расчетных моделей, приведены рекомендации по снижению уровня вибраций и шума АКП трансмиссии.

На рисунках 4 и 5 приведены графики, демонстрирующие динамику изменения виброускорений при плавном разгоне и замедлении АКП трансмиссии на 1-й передаче.

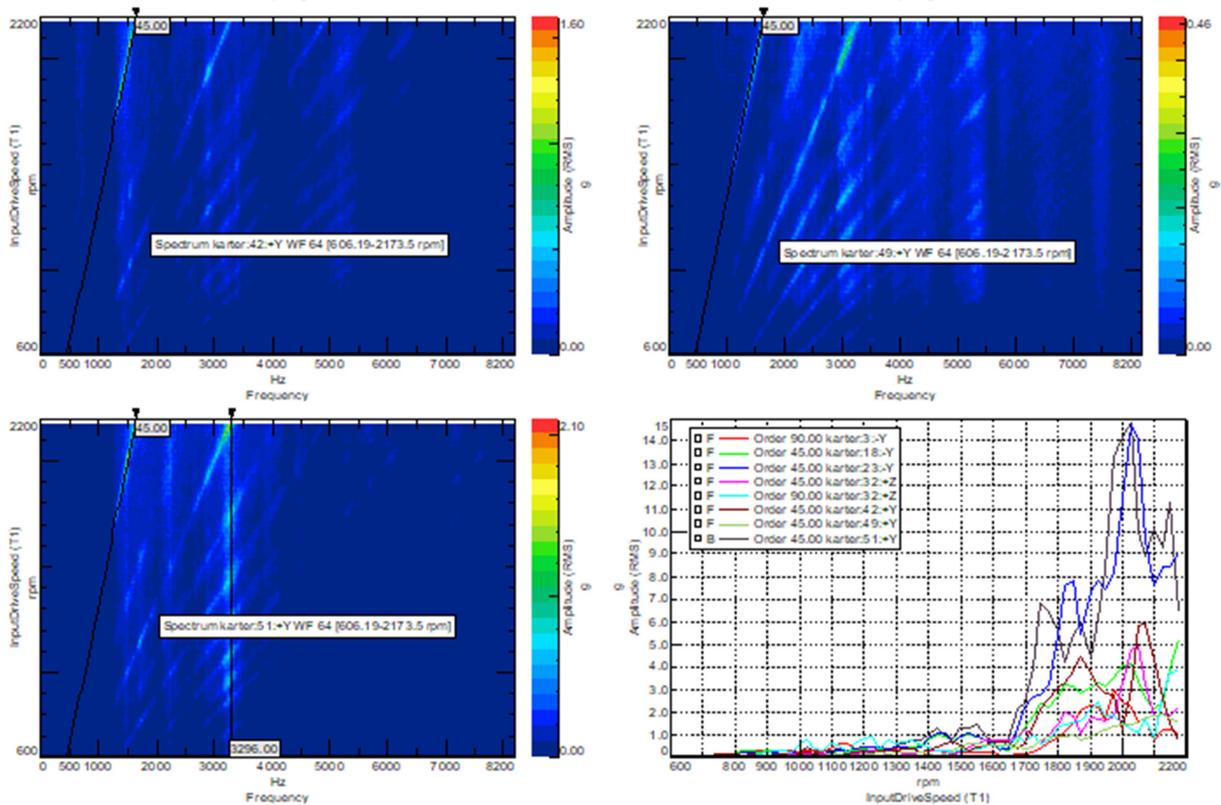


Рисунок 4 – Порядковые спектры на 1-ой передаче

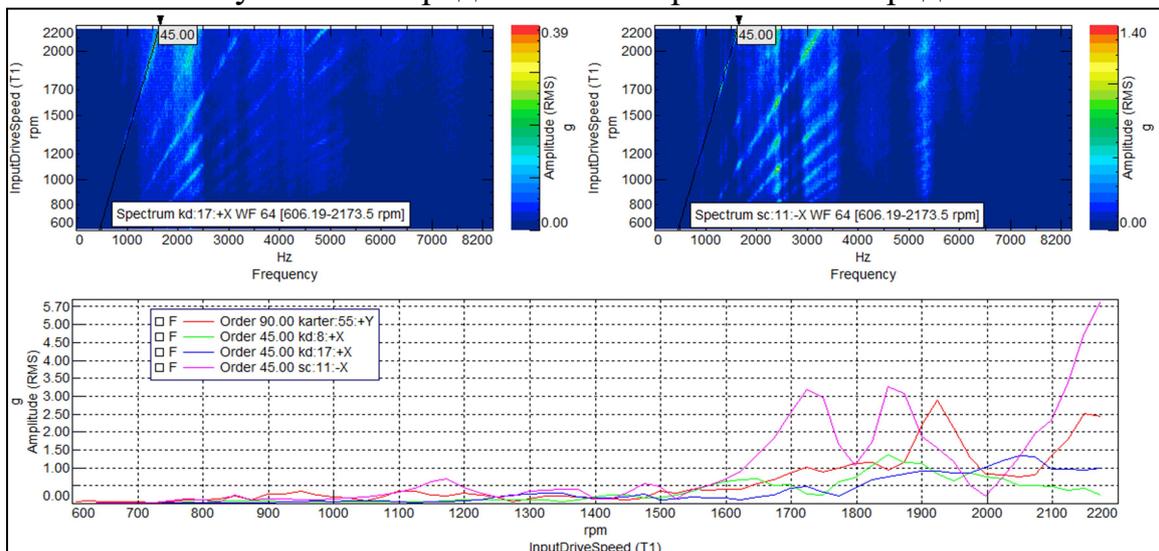


Рисунок 5 – Порядковые спектры на 1-ой передаче

Как следует из анализа рисунков 4-5, наибольшими амплитудами в порядковых спектрах обладают 45-я и 90-я гармоники от частоты вращения входного вала. Источником вибрации на этих гармониках на всех передачах является зацепление шестерни входного вала с шестерней отбора мощности маслососа АКП трансмиссии. Вертикальные светлые линии соответствуют наиболее значимым собственным формам колебаний.

Верификация по вибрационным характеристикам проводилась путем сравнения амплитуд в характерных точках, учитывая сделанные ранее выводы о необходимости рассматривать вибрации не на конкретной (фиксированной) частоте, а в диапазоне частот.

Высокая сходимость амплитуд вибраций узлов наблюдается на 5-7 передачах. На остальных передачах наблюдается ухудшение сходимости в соответствии с порядком перечисления передач – 1, 3, 8, 9, 2, 4

Основной причиной расхождения результатов полученных экспериментальным и расчетным способом, является отсутствие данных по характеристикам жесткости и демпфирования подшипников, установленных в АКП трансмиссии.

Примером обработанных результатов испытаний по определению акустических параметров АКП трансмиссии являются рисунки 6-7.

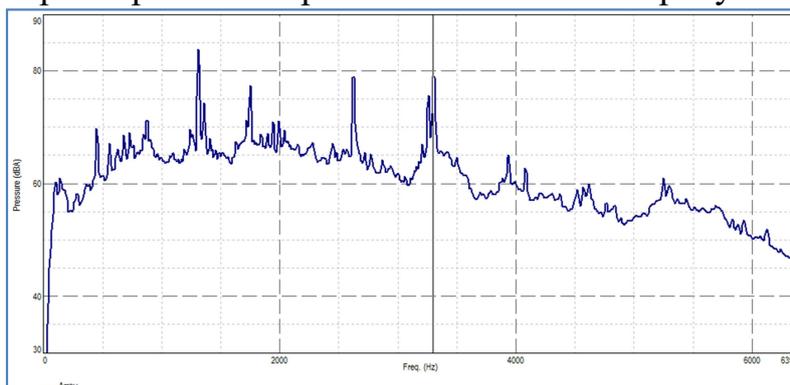


Рисунок 6 – Спектр акустического давления на 1-й передаче, 1800 об/мин

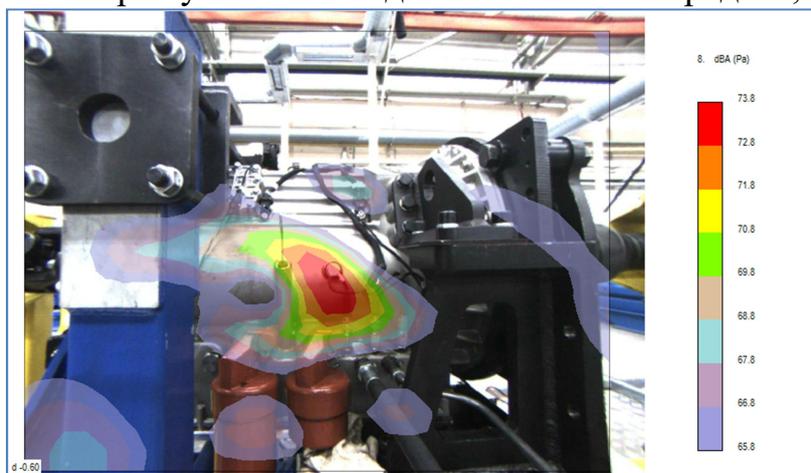
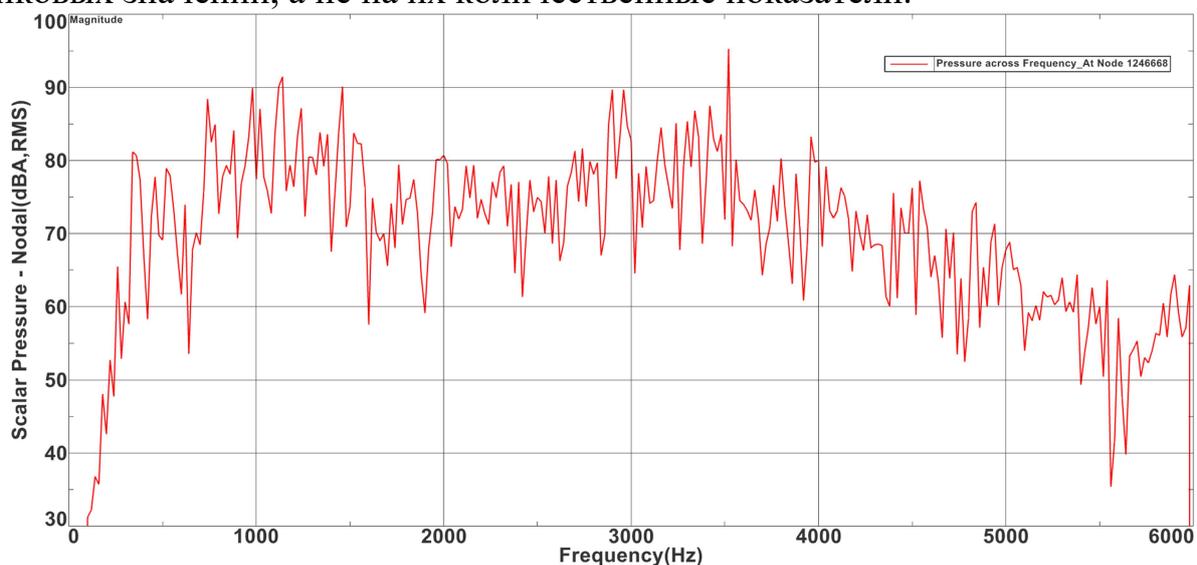


Рисунок 7 – Распределение акустического давления на 1-й передаче, 1800 об/мин, частота 3200...3490 Гц

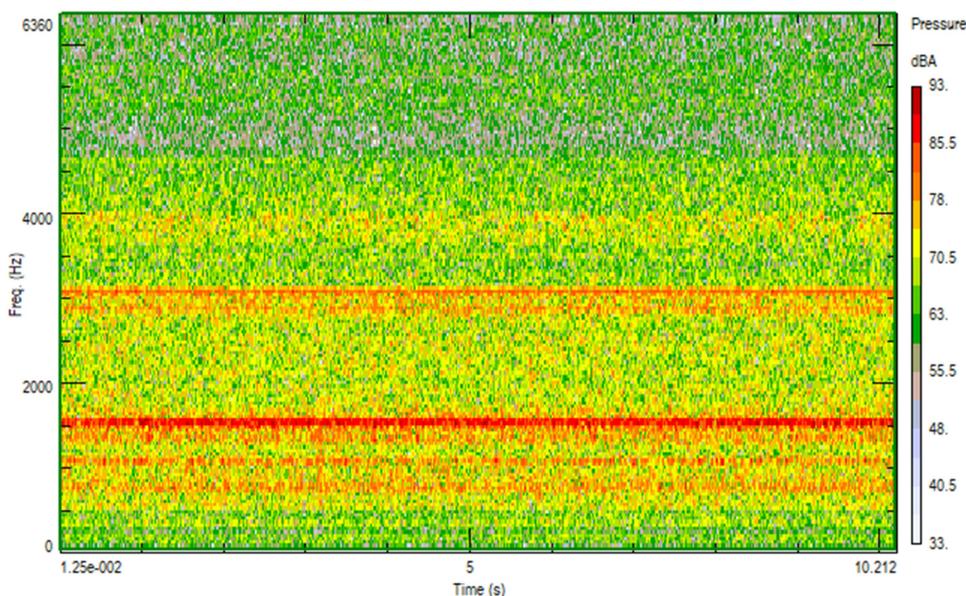
На рисунке 6 отмечен пик в районе частоты 3270 Гц, а на рисунке 7 показано распределение акустического давления для полосы частот

3200...3490. Соответствующим образом выполнялась локализация акустического излучения для характерных пиков на всех расчетных режимах.

Верификация по акустическим характеристикам проводилась путем сопоставления результатов теоретического и экспериментального исследования акустического излучения АКП трансмиссии. Примеры на рисунках 8-9. Рассмотрим процесс на примере 1-й передачи, при частоте вращения коленчатого вала двигателя 2134 об/мин. В диапазоне частот от 600 до 1000 Гц, в экспериментальных данных наблюдаются сразу три горизонтальные линии с высоким уровнем звукового давления, что соответствует трем пикам полученным расчетным способом. Аналогичные выводы можно сделать и для других диапазонов – 1400-1700 Гц, 2200-2600 Гц, 3000-3600 Гц. При верификации делался упор на совпадение областей пиковых значений, а не на их количественные показатели.

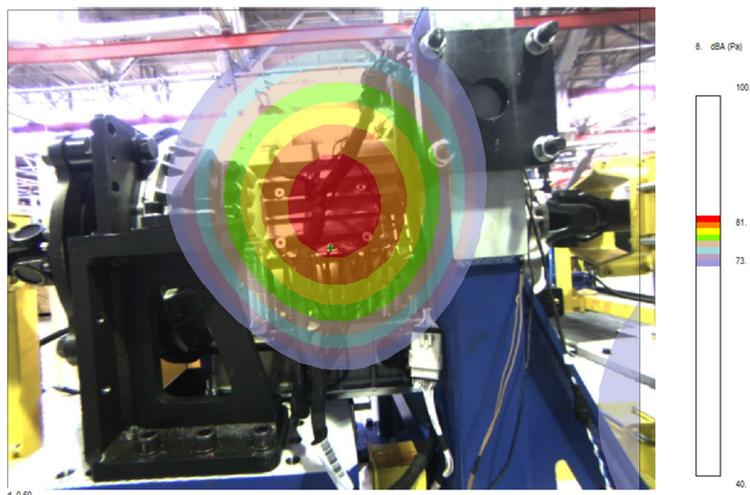


А) – расчетное значение

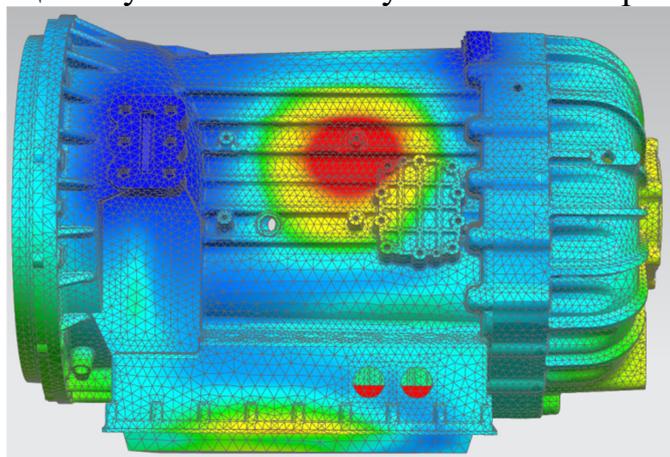


Б) – экспериментальное значение

Рисунок 8 – Спектр акустического давления на 6-й передаче, 2051 об/мин



А) – локализация акустического излучения на поверхности картера



Б) – соответствующая доминирующая форма колебаний на боковой поверхности картера

Рисунок 9 – Частота 1100 Гц, 5-я передача, $n = 2200$ об/мин.

На рисунке 9 представлено сравнение локализованного акустического излучения и соответствующей расчетной формы колебаний корпуса АКП трансмиссии.

Таким образом, по результатам обработки и анализа экспериментальных данных (верификации моделей) установлено, что разработанные модальные модели позволяют с удовлетворительной точностью прогнозировать уровень вибраций и акустического излучения проектируемой трансмиссии и целенаправленно предлагать технические решения по совершенствованию модальных свойств системы.

На основе анализа результатов теоретического исследования (моделирования) и экспериментальных данных установлено, что основным источником акустического излучения являются боковые стенки картера трансмиссии. Кроме того, расчетные исследования показали высокую вибронагруженность поддона во всем рассматриваемом диапазоне частот. Для снижения уровня акустического излучения предложено ввести оребрение боковых поверхностей картера и поддона.

На основании оценочного моделирования, заключающегося в сравнении уровней звукового давления в точках измерения, различных

вариантов изменения конструкции были подобраны рекомендуемые параметры оребрения картера и толщины поддона (это оказалось эффективнее, чем оребрение). Важно отметить, что рассматривались различные варианты оребрения (не только форм, но и толщины ребер, высоты ребер и шага ребер). При этом решалась задача не только достижения требуемых показателей звукового давления, но и уничтожения наиболее значимых колебаний.

Сравнительные результаты приведены на рисунке 10. Красным отображается уровень звукового давления до внесения изменений в конструкцию, синим – после.

Как видно из рисунка 10, уровень звукового давления, после внесения изменений в конструкцию не превышает 78 дБА на расстоянии 1 метра от боковой стенки картера и лишь в некоторых диапазонах превысил изначальный. Таким образом, на основе расчетной оценки эффективности предложенных мероприятий можно сделать о снижении интегрального уровня звукового давления во всем диапазоне от 2 до 10 дБА.

На рисунке 11, приведены формы колебаний АКП трансмиссии, соответствующие пику на 960 Гц, слева – до внесения изменений в конструкцию, справа – после.

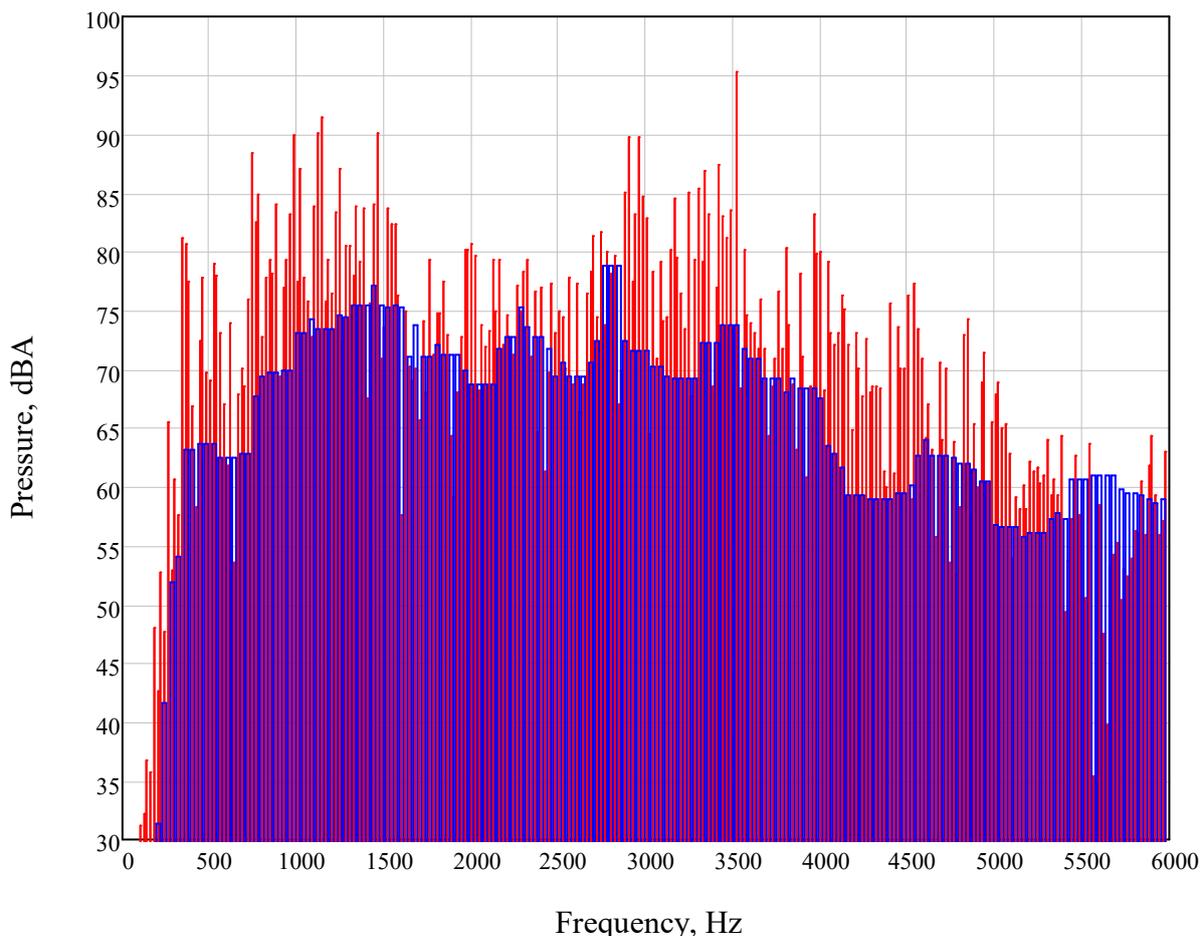


Рисунок 10 – Спектр акустического давления

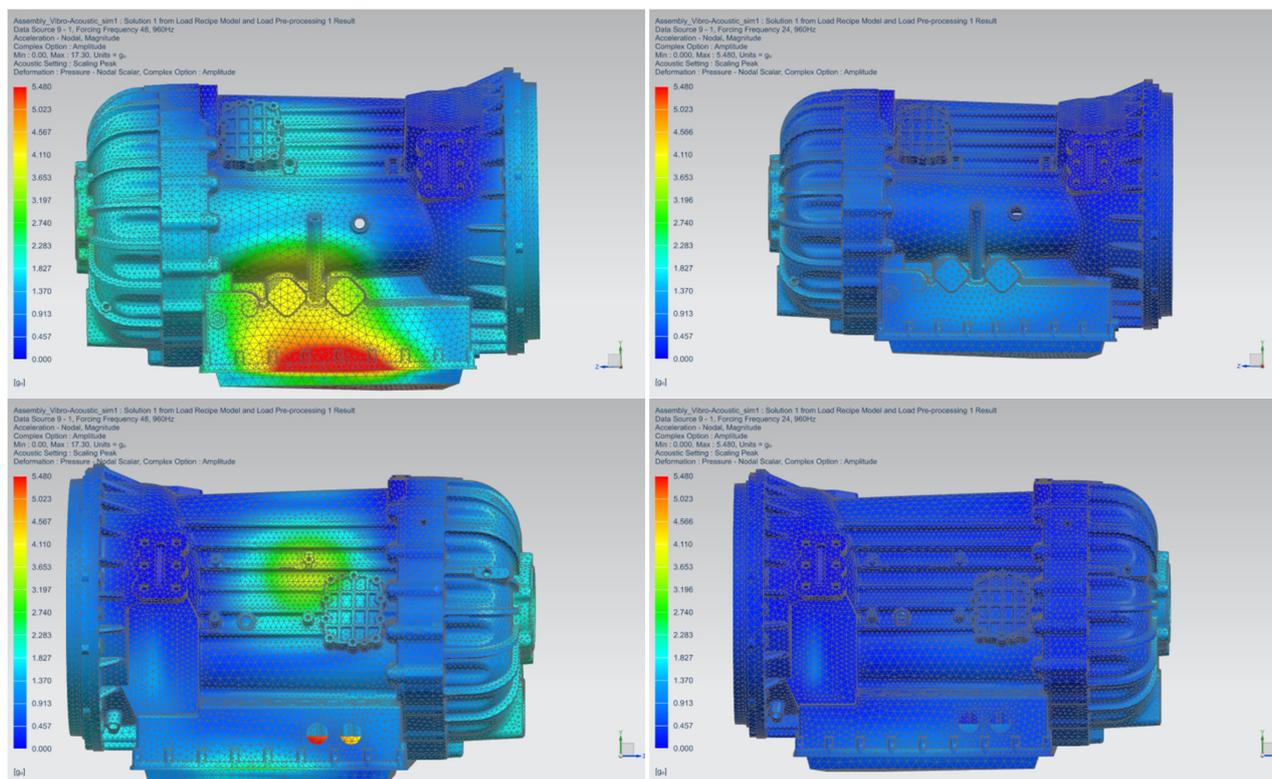


Рисунок 11 – Форма колебаний АКП трансмиссии на частоте 960 Гц

Принятые меры привели к смещению очагов вибрации на поверхности корпуса в зону юбки картера, крышки демультипликатора и крышки сцепления. На отдельных формах сохранились вибрации в области боковых стенок и крышки картера, но их амплитуды снизились по сравнению с существовавшими до введения изменений в конструкцию.

Изложенный в диссертации подход к прогнозированию виброакустического поведения трансмиссии позволяет существенно снизить трудовые и экономические затраты, получить достоверные показатели вибрации и акустического излучения трансмиссии.

Предлагаемая структура решения задачи уменьшения шума при проектировании показана на рисунке 12. Ее отличие заключается в существовании блока создания верифицированных моделей виброакустического поведения трансмиссии на основе расчетно-экспериментального исследования, что позволяет заменить классический оценочно-вероятностный подход и существенно повысить точность прогнозирования виброакустического излучения трансмиссии.

Реализация такой структуры возможна при качественном проведении экспериментального исследования, полноте и достоверности исходных данных для расчетного исследования.



Рисунок 12 – Предлагаемая структура решения задачи уменьшения шума транспортной машины при проектировании

ВЫВОДЫ

В диссертационной работе решена научная задача прогнозирования и снижения виброакустической нагруженности трансмиссий колесных машин на основе совершенствования их модальных свойств, разработаны научно обоснованные технические решения применительно к АКП перспективных автомобилей категорий N2, N3. По результатам выполненных исследований можно сделать следующие выводы:

1. Разработана модель формирования динамических нагрузок, возбуждающих виброакустическое излучение, **отличающаяся** учетом неравномерности передачи моментов в зубчатых зацеплениях, а также динамических нагрузок, возникающих вследствие проявления нелинейных эффектов в гидросистеме управления трансмиссией, определяемых экспериментально, и других элементах конструкции;

2. Разработаны верифицированные модальные модели трансмиссии перспективной колесной машины, **отличающиеся** рассмотрением в качестве модальных характеристик не только собственных частот, форм колебаний и коэффициентов демпфирования, а также частотных функций и модальных вкладов, позволяющие обеспечить точность определения модальных свойств не хуже 15%;

3. Разработан комплекс методик расчетно-экспериментального исследования необходимый для верификации модальных моделей трансмиссий перспективных колесных машин;

4. Получены новые экспериментальные данные, позволившие внести обоснованные коррективы в модель формирования динамических нагрузок за счет учета трудно формализуемых газогидродинамических процессов, приводящих к возникновению возмущения не только основного порядка зубчатого зацепления, но и кратных ему (применительно к объекту исследования от 15 до 90 – порядков);

5. Разработанные научно-обоснованные технические решения по совершенствованию виброакустических параметров при проектировании трансмиссии перспективной колесной машины позволили снизить интегральный уровень акустического давления во всем диапазоне от 2 до 10 дБА.

ОСНОВНЫЕ ПУБЛИКАЦИИ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

Публикации в изданиях, рекомендованных ВАК РФ

1. Трусевич И.А. Верификация модальной модели трансмиссии с целью прогнозирования NVH-параметров / И.А. Трусевич, С.В. Абдулов, В.Б. Держанский и др. // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2021. – Т. 21, №3. – с. 61-68.

2. Трусевич И.А. Алгоритм оптимизации вибрационных нагрузок, формируемых зубчатыми зацеплениями перспективной коробки передач грузового автомобиля / И.А. Трусевич, И.А. Тараторкин, В.Б. Держанский и др. // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2021. – Т. 21, № 4. – с. 5-14.

Публикации в изданиях, входящих в базы цитирования Web of Science, Scopus

3. Trusevich I. Finite element method application to calculate the friction discs of the hydromechanical transmission control system // MATEC Web of Conferences. – 2018. – Vol. 224. – 02025. – doi: 10.1051/mateconf/201822402025

4. Trusevich I.A. Theoretical and experimental optimization of vibroacoustic parameters of MKSM-800 loader // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. – 2020. – Vol. 709. – 022112. – doi:10.1088/1757-899X/709/2/022112

5. Trusevich I.A. Strategy for optimizing the NVH parameters of the transport vehicle powertrain during its design // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. – 2020. – Vol. 971. – 052085. – doi:10.1088/1757-899X/971/5/052085

Публикации в других изданиях

6. Трусевич И.А. Управление акустическим излучением трансмиссии посредством корректировки модальных показателей ее картера / И.А. Трусевич, И. А. Тараторкин, В. Б. Держанский и др. // Актуальные вопросы машиноведения. – 2018. – Т. 7. – с. 36-39. ISSN 2306-3084.

7. Трусевич И.А. Расчетно-экспериментальная оптимизация виброакустических параметров изделия МКСМ-800 / И.А. Трусевич, С. В. Абдулов, В. Б. Держанский и др. // Актуальные проблемы защиты и безопасности: Труды XXII Всероссийской научно-практической конференции РАРАН, Санкт-Петербург, 01–04 апреля 2019 года. – Санкт-Петербург: Российская академия ракетных и артиллерийских наук, 2019. – с. 51-57.

8. Трусевич И.А. Повышение динамической устойчивости фрикционных дисков трансмиссий транспортных машин. Инновации и исследования в транспортном комплексе. Материалы второй международной научно-практической конференции. – Курган, 2014. – с. 280-288.

9. Трусевич И.А. Структурная оптимизация виброакустических параметров при разработке трансмиссии транспортной машины Актуальные проблемы защиты и безопасности: Труды XX Всероссийской научно-практической конференции. Т.3. (3–6 апреля 2018 г.). Издание ФГБУ «Российской академии ракетных и артиллерийских наук». Москва – 2018. с. 42-47.

Трусевич Илья Александрович

**ПРОГНОЗИРОВАНИЕ И СНИЖЕНИЕ ВИБРОАКУСТИЧЕСКОЙ
НАГРУЖЕННОСТИ ТРАНСМИССИИ КОЛЕСНОЙ МАШИНЫ НА
ОСНОВЕ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ЕЕ МОДАЛЬНЫХ СВОЙСТВ**

Специальность 05.05.03 – «Колесные и гусеничные машины»

АВТОРЕФЕРАТ
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Подписано в печать	Формат 60×84 1/16	Бумага 80 г/м ²
Печать цифровая	Усл. печ. л. 1,375	Уч.-изд. л. 1,375
Заказ 15	Тираж 100	

БИЦ Курганского государственного университета.
640020, г. Курган, ул. Советская, 63/4.
Курганский государственный университет