ТОЛЬЯТТИНСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ

на правах рукописи

Малкин Илья Владимирович

Разработка технических средств снижения шумовых излучений системы газообмена двигателя легкового автомобиля

Специальность

05.04.02 - Тепловые двигатели

ДИССЕРТАЦИЯ

на соискание ученой степени

кандидата технических наук

Научный руководитель

кандидат технических наук,

доцент Фесина М.И.

Тольятти 2014

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ……. 7

ГЛАВА 1 СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА, ЦЕЛЬ И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ

1.1 Обзор работ по вопросам виброакустики автомобилей……..... 15

1.2 Анализ методов снижения шума автомобильных двигателей…….. 22

1.3 Обзор расчетных методов решения задач по снижению шума……. 26

1.4 Обзор типовых конструкций, используемых в шумозаглушающих устройствах автотранспортных средств ……...…… 32

Выводы по первой главе, постановка цели и задач …….. 39

ГЛАВА 2 ИССЛЕДОВАНИЯ СОСТАВЛЯЮЩИХ ШУМА ЛЕГКОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

2.1 Характеристики технических средств экспериментальных исследований ……...……. 43

2.2 Источники шума автомобиля…….....…… 45

2.3 Шум системы выпуска отработавших газов двигателя ……...……. 52

2.3.1 Экспериментальные исследования акустических излучений систем выпуска отработавших газов двигателей легковых автомобилей.. 52

2.3.2 Оценочное ранжирование акустических качеств автомобильных систем выпуска отработавших газов ……...…….. 62

2.3.3 Экспериментальное определение источников структурного шума корпусов каталитических коллекторов ……..…… 81

2.4 Шум системы впуска двигателя легкового автомобиля……...… 96

2.4.1 Экспериментальные исследования шумового излучения систем впуска двигателей легковых автомобилей ……..…… 96

2.4.2 Рекомендации по разработке технических требований, предъявляемых к автомобильным системам впуска……...…… 105

2.5 Шумовое излучение электровентиляторов модулей системы охлаждения двигателей легковых автомобилей ……..…… 107

Выводы по второй главе……..…… 113

ГЛАВА 3 АНАЛИТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ИСТОЧНИКОВ ШУМА И ЭЛЕМЕНТОВ ЕГО ЗАГЛУШЕНИЯ В МОТОРНОМ ОТСЕКЕ КУЗОВА АВТОМОБИЛЯ

3.1 Расчетно-экспериментальное исследование конструкций системы впуска двигателя ……...……..… 115

3.1.1 Критерии эффективности элементов глушения шума системы впуска……...…….. 115

3.1.2 Метод поэлементного синтеза глушителей шума системы впуска двигателя легковых автомобилей……...…….. 118

3.1.3 Акустический расчет системы впуска двигателя……...…….. 121

3.1.3.1 Модели отдельных составных базовых элементов и типовые блоки элементов систем впуска .....……...…… 121

3.1.3.2 Объекты виртуального акустического исследования системы впуска двигателя ……...…… 127

3.1.3.3 Используемое программное обеспечение для виртуальных акустических исследований систем впуска двигателей ...… 132

3.1.3.4 Результаты виртуальных акустических испытаний систем впуска двигателя ……...…….. 133

3.1.4 Виртуальные газодинамические исследования систем впуска двигателя …….…… 134

3.2 Расчетно-экспериментальное исследование конструкций каталитического коллектора системы выпуска отработавших газов двигателя... 140

3.3 Расчетно-экспериментальное исследование конструкций моторного отсека……...…… 148

3.3.1 Расчетная модель пустотелой замкнутой камеры, образованной жёсткими стенками……...……. 148

3.3.2 Расчетная модель замкнутой камеры с футерованной стенкой слоем звукопоглощающего материала…….. 155

3.3.3 Расчетная модель камеры, внутренняя полость которой, объединена с внешними объектами одним или несколькими каналами связи ……..……... 157

Выводы по третьей главе ……. 163

ГЛАВА 4 ПРЕДЛАГАЕМЫЕ СРЕДСТВА СНИЖЕНИЯ ШУМА ЛЕГКОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

4.1 Шумозаглушающие конструкции составных элементов системы впуска двигателя легкового автомобиля……...……... 166

4.1.1 Воздухоочиститель системы впуска двигателя …...…… 166

4.1.2 Композитная виброшумодемпфирующая структура корпуса газосборного ресивера системы впуска двигателя легкового автомобиля 168

4.1.3 Глушитель шума системы впуска двигателя автотранспортного средства, использующий дроблено-пористые фрагментированные поглотители звуковой энергии ……...……... 171

4.1.4 Интегральный глушитель шума системы впуска двигателя легкового автомобиля……...…….. 174

4.2 Многофункциональные низкошумные конструкции элементов системы выпуска отработавших газов двигателей легковых автомобилей……. 177

4.2.1 Многофункциональный каталитический коллектор системы выпуска отработавших газов двигателя с расширительной газосмесительной камерой……...……... 177

4.2.2 Многофункциональный каталитический коллектор системы выпуска отработавших газов двигателя с циклоническим газосборным ресивером ……...…….. 180

4.3 Компоновка шумозаглушающих элементов в полости моторного отсека кузова автотранспортного средства ……...……... 183

4.3.1 Устройства объемных звукопоглотителей в моторном отсеке кузова легкового автомобиля ……...……. 183

4.3.2 Интегральный шумозаглушающий модуль автотранспортного средства ……...…… 188

4.3.3 Шумозаглушающие конструкции кожуха картера сцепления двигателя ……...……... 193

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ….……. 198

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ……...……. 202

ПРИЛОЖЕНИЯ…….…… 224

Список используемых сокращений

а/м – автомобиль.

АП – акустический патрубок (консольная часть патрубка, помещенная в полость камеры газосборного ресивера или воздухоочистителя).

АТС – автотранспортное средство.

ВЗП – воздухозаборный патрубок воздухоочистителя.

ВК – впускные клапаны головки блока цилиндров двигателя внутреннего сгорания.

ВО – камера (корпус) воздухоочистителя системы впуска.

ВПП – впускной патрубок системы впуска.

ГШ – глушитель шума АТС.

ДВС – двигатель внутреннего сгорания.

ЗПМ – звукопоглощающий материал.

КДЗ – корпус дроссельной заслонки.

МО – моторный отсек АТС.

ОГ – отработавшие газы ДВС.

ПЗПП – пористая звукопоглощающая панель.

ПО – программное обеспечение.

ПТ – промежуточная труба системы впуска.

Р – газосборный ресивер системы впуска или системы выпуска отработавших газов ДВС.

РГ – резонатор Гельмгольца.

РРК – расширительная резонаторная камера.

СВ – система впуска ДВС.

СВОГ – системы выпуска отработавших газов ДВС.

ТЗ – техническое задание на разработку.

ТУ – технические условия изготовления.

Ф – фильтрующий элемент ВО.

ЧВР – четвертьволновой резонатор.

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы. Шум транспортных потоков является основным на селитебных территориях, при этом преобладающий вклад в акустическое загрязнение современных городов вносит автомобильный транспорт. Автотранспортные средства (АТС) являются преимущественно источниками средне- и низкочастотного шума, обладающего высокой проникающей способностью и распространяющегося с низким диссипативным поглощением на значительные расстояния. Вредному воздействию шума подвергаются также водители и пассажиры, находящиеся в кабине и/или пассажирском помещении АТС. С учетом непрерывного роста автомобильного парка, и в особенности, количества легковых автомобилей (а/м) – неблагоприятное воздействие на людей транспортного шума в последние годы еще более усиливается [50].

Очевидным и первоочередным решением сложившейся проблемы является снижение шума, непосредственно генерируемого легковыми а/м в процессе их эксплуатации. Оптимизация внутренних узлов глушителей шума (ГШ) системы выпуска отработавших газов (СВОГ) двигателей внутреннего сгорания (ДВС) современных конструкций легковых а/м позволяет на данный момент времени достигать существенного заглушения газодинамической составляющей шумового излучения и исключать заметное влияние на общие уровни их внешнего и внутреннего шума. В тоже время, в недостаточной степени исследованы и изучены проблемы уменьшения структурного шума СВОГ, излучаемого ее корпусными элементами. Это же относиться и к корпусным элементам системы впуска (СВ) ДВС. В недостаточной степени изучены потенциалы шумозаглушающих характеристик моторного отсека (МО) кузова а/м.

Решение представленных проблем обуславливает необходимость проведения эффективных научных исследований по разработке расчетных и расчетно-экспериментальных методов, позволяющих с наименьшими затратами материальных, финансовых и временных издержек использовать эффектив-

ные технические средства снижения уровней шума источников на стадиях проектирования и экспериментальной доводки конструкции АТС.

Цель работы – разработка усовершенствованных расчетных и расчетно-экспериментальных методов и технических средств снижения уровней шума легковых а/м для этапов проектирования и экспериментальной доводки конструкций составных элементов СВ и СВОГ ДВС, рационализованных шумозаглушающих конструкций МО кузова а/м.

Объект исследования – 50 различных серийных моделей легковых а/м отечественного и зарубежного производства с ДВС рабочим объемом цилиндров от 1,0 до 2,2 л, произведенных в 2000-2010 г.г., опытные образцы легковых а/м, ДВС, СВ и СВОГ ДВС, МО кузова а/м.

Предмет исследования – совокупная система шумогенерирующих источников аэродинамического и структурного типов, сосредоточенных в полости МО кузова легкового а/м, расчетные виброакустические модели, методы и технические средства уменьшения интенсивности акустической энергии шумогенерирующих источников ДВС и снижения ее передачи в окружающее пространство.

Задачи исследования:

- Исследовать энергетические вклады отдельных шумогенерирующих источников (СВ, СВОГ, электровентилятора модуля системы охлаждения ДВС) сосредоточенных в полости МО кузова, в формирование уровней внешнего шума современных легковых а/м.

- На основе анализа результатов экспериментальных исследований составить технически обоснованные рекомендации по выбору целевых технических требований к акустическим характеристикам и конструктивным исполнениям элементов шумоглушения СВ и СВОГ ДВС проектируемых конструкций легковых а/м.

- На примере термовибронагруженной шумоактивной конструкции каталитического коллектора (катколлектора) СВОГ разработать методику экспериментального определения собственных частот и форм колебаний (аку-

стических мод) его корпусных деталей как составных источников структурного шумоизлучения СВОГ ДВС.

- Разработать расчетные и расчетно-экспериментальные акустические модели газодинамического и структурного типов составных шумогенерирующих элементов СВ и СВОГ ДВС.

- Произвести расчетные, расчетно-экспериментальные и экспериментальные исследования акустических и газодинамических характеристик различных исходных и усовершенствованных конструктивных вариантов исполнения СВ и СВОГ ДВС.

- Разработать расчетную акустическую модель МО кузова в виде объемного (3D) звукопередающего волноводного элемента, оценить влияние введения различных изменений в конструкции МО на его акустические характеристики.

- Провести экспериментальные акустические исследования легкового а/м, оборудованного опытными образцами рационализированных вариантов конструкций МО.

Методы исследования – инструментальные средства контроля общих уровней шума и спектрального анализа параметров виброакустических полей, экспериментальные виброакустические испытания объектов исследований, комплексное математическое моделирование акустических и газодинамических процессов в системе газообмена ДВС, с учетом условий распространения и заглушения звуковой энергии промежуточными замкнутыми объемами, типа МО кузова а/м.

Научная новизна работы:

- Установлены регрессионные связи эффективных технических характеристик ДВС с габаритами составных элементов СВОГ ДВС, позволяющие на начальных этапах проектирования производить их обоснованную рационализацию.

- Разработана усовершенствованная методика визуализации сканирующим лазерным виброметром собственных акустических мод корпусных

деталей катколлектора, как самого шумовиброактивного элемента СВОГ, генерирующих акустические излучения в полости МО кузова а/м.

- Обоснованы и реализованы технические принципы совместного комплексного виртуального моделирования акустических и газодинамических процессов протекающих в составных элементах СВ и СВОГ ДВС легковых а/м.

- Разработана расчетная акустическая модель МО кузова в виде объемного (3D) звукопередающего волноводного элемента, с размещенными в нем виртуальными точечными источниками объемного колебательного расхода типа «белый шум» и виртуальными приёмными сенсорами, с использованием расчетного программного обеспечения (ПО) «Виртуальный акустический стенд», позволяющая рационализировать исходные конструктивные варианты исполнения МО и компоновку отдельных шумогенерирующих источников системы газообмена ДВС в полости МО кузова а/м.

Практическая ценность работы – на основании проведенных исследований разработана и запатентована серия технических устройств, обеспечивающих снижение шума составных элементов системы газообмена ДВС, внешнего и внутреннего шума легкового а/м в целом. Внедрена в производство на ОАО «АВТОВАЗ» усовершенствованная по акустическим и газодинамическим характеристикам конструкция СВ ДВС. Приняты решения о конструкторско-технологической подготовке для последующего внедрения разработанных технических решений на перспективных моделях а/м производства ОАО «АВТОВАЗ», ЗАО «Джи Эм-АВТОВАЗ». Разработанное ПО «Виртуальный акустический стенд» внедрено в учебный процесс кафедры «Управление промышленной и экологической безопасностью» ТГУ (дисциплина «Промышленная акустика») и для проведения научных исследований студентов, магистрантов и аспирантов. Методика проведения экспериментальных исследований шумовиброактивных элементов бесконтактным способом внедрена в учебный процесс кафедры автоматических систем энергетических установок СГАУ в практических занятиях курса «Автоматизация

испытаний и экспериментальных исследований» при подготовке магистров по направлению 160700.68 Двигатели летательных аппаратов магистерской программы «Мехатронные пневмогидравлические агрегаты и системы».

Теоретическая ценность работы – апробированные методы исследований, включая виртуальное моделирование, могут быть использованы при разработке мероприятий по снижению шума АТС и других машин. Разработана оригинальная расчетная акустическая модель МО, позволяющая оценить его акустический импеданс при различных конструктивных вариантах заглушения шума.

Достоверность исследования обеспечена использованием современной контрольно-измерительной аппаратуры, прошедшей аттестацию и плановую поверку. Оценка статистической значимости коэффициентов корреляции регрессионных моделей производилась с помощью коэффициента Стьюдента при доверительной вероятности 0,9 и более. Достоверность виртуального моделирования оценивалась путем сравнения результатов моделирования с результатами экспериментальных исследований для случаев наличия возможности их проведения.

Апробация работы. Основные положения диссертации представлены, обсуждены и одобрены на Международной научно-технической конференции «Проблемы и перспективы развития двигателестроения» СГАУ (г. Самара, 21-23 июня 2006 г.), на научном семинаре, посвящённом 70-летию кафедры «Колесные машины» МГТУ им. Н.Э. Баумана (г. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана, 22-23 ноября 2006 г.), на региональной конференции «Безопасность общества и бизнеса: актуальные проблемы» (г. Тольятти, 2010 г.), на II, IV и V Международной научно-технической конференции «Безопасность. Технологии. Управление» SAFETY-2007, -2011 и -2013 (г. Тольятти, 2007 г., 2011 г. и 2013 г.), на Международной научно-технической конференции с участием молодых ученых «Динамика и виброакустика машин» в рамках Международного научно-технического форума, посвященного 100-летию ОАО «Кузнецов» и 70-летию СГАУ (г. Самара, 2012 г.). Материалы диссертации вклю-

чены в научный отчет о научно-исследовательской работе «Расчетное моделирование акустических полей в ограниченных объемах шумозаглушающих устройств типа моторных отсеков транспортных средств, расширенных и резонансных камер глушителей систем газообмена ДВС, систем вентиляции и кондиционирования» в рамках федеральной целевой программы «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России» на 2009-2013 годы ГК №02.740.11.5122 шифр «2010-1.5-507-001-006» от 09.03.2010.

На защиту выносятся:

- Определенные на базе статистического анализа характеристик 50 различных серийных моделей легковых а/м отечественного и зарубежного производства регрессионные зависимости размеров основных элементов СВОГ от мощностных показателей ДВС.

- Усовершенствованная методика экспериментального исследования собственных акустических мод корпусных деталей катколлектора СВОГ с использованием 3-х компонентного сканирующего лазерного виброметра.

- Результаты комплексного виртуального моделирования акустических и газодинамических процессов, протекающих в составных элементах СВ и СВОГ ДВС легковых а/м.

- Расчетная акустическая модель МО кузова легкового а/м в виде объемного (3D) звукопередающего волноводного элемента, с размещенными в нем виртуальными точечными источниками объемного колебательного расхода типа «белый шум» и виртуальными приёмными сенсорами, с использованием расчетного ПО «Виртуальный акустический стенд», для определения акустических характеристик МО при оценке различных конструктивных вариантов заглушения шума.

- Разработанные технические устройства уменьшения шумовых излучений легковых а/м в виде:

а) шумозаглушающих конструкций составных элементов СВ ДВС: воздухоочистителя (ВО), оборудованного акустическим патрубком (АП), композитной виброшумодемпфирующей структуры корпуса газосборного ресивера

(Р), глушителя аэродинамического шума (ГШ), содержащего дробленопористые фрагментированные поглотители звуковой энергии, ГШ СВ ДВС, интегрированного с конструкцией несущей корпусной оболочки бампера кузова АТС;

б) многофункциональных шумозаглушающих конструкций составных элементов СВОГ ДВС – катколлекторов, оборудованных расширительной газосмесительной камерой и циклоническим Р;

в) рационализированных компоновочных схем размещения шумогенерирующих и шумозаглушающих элементов в полости МО кузова АТС, выполненных в виде объемных звукопоглотителей интегрального шумозаглушающего модуля АТС, шумопоглощающих конструкций кожуха картера сцепления ДВС.

Публикации. По материалам проведенных исследований выпущено 9 статей рекомендованных ВАК, 4 статьи в сборниках международных научных конференций. Получено 9 патентов РФ на изобретения и 7 патентов РФ на полезные модели, одна заявка на изобретения находится в стадии экспертного рассмотрения в Федеральной службе по интеллектуальной собственности, патентам и товарным знакам РФ (ФСИС РФ) (получено положительное решение).

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, четырёх глав, выводов и приложений; содержит 201 страницу без приложений, 87 рисунков, 8 таблиц и список использованной литературы, включая ссылки на изобретения и полезные модели, из 203 наименований.

Диссертационная работа была выполнена на базе кафедры «Управление промышленной и экологической безопасностью» Тольяттинского государственного университета (ТГУ), отдела акустического и вибрационного комфорта НТЦ ОАО «АВТОВАЗ», лабораторий виброакустики и токсичности ООО «РОССКАТавто», Института акустики машин при ГОУ «Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Коро-

лёва (национальный исследовательский университет)» (СГАУ), конструкторского отдела ЗАО «Джи Эм-АВТОВАЗ».

В процессе работы над диссертацией автору оказывалось постоянная поддержка со стороны руководства и коллектива отдела акустического и вибрационного комфорта НТЦ ОАО «АВТОВАЗ». Большую помощь в проведении акустических испытаний была оказана сотрудниками отдела Е.В. Филиным, С.П. Онищенко, И.В. Дерябиным. Также при работе над диссертационным исследованием было оказано содействие руководством Института акустики машин при Государственном образовательном учреждении высшего профессионального образования «Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет)» (СГАУ) в лице А.Н. Крючкова и Г.М. Макарьянца. Всем перечисленным специалистам автор выражает большую признательность и глубокую благодарность.

1 СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА, ЦЕЛЬ И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ

1.1 Обзор работ по вопросам виброакустики автомобилей

Среди прикладных разделов акустики заметное место занимает инженерная (техническая) акустика или виброакустика, которая занимается борьбой с повышенным шумом и вибрацией на рабочих местах и в окружающей среде. Современная инженерная акустика обязана своим развитием трудам отечественных и зарубежных ученых: И.В. Алексеева [64, 9], Г.В. Бутакова [168], Дж. Д. Вебба [56], Л.Л. Вайнштейна [16-18,162], В.В. Галевко [21], Ю.В. Галевко [22-24], С.П Ежова [38], Н.И. Иванова [45-47], И.И. Клюкина [54], А.И. Комкина [55], В.В. Ломакина [63], В.Н. Луканина [64-66], А.Г. Мунина [1], М.Л. Муньяла [190], А.С. Никифорова [47, 75], Б.Н. Нюнина [35], Г.Л. Осипова [61, 62, 76], М.А. Разумовского [121, 121], Е. Скучика [127], Р.Н. Старобинского [2, 7, 8, 17, 18, 53, 77, 80, 82, 87, 109, 123, 130-143, 162, 173, 184, 187, 196, 197], В.П. Стержанова [145], Б.Д. Тартаковского [146], В.Е. Тольского [149, 168], В.Б. Тупова [151, 150], М.И. Фесины [3-6, 18, 23, 24, 41-43, 58, 68, 72,73, 87-92, 94-96, 100-102, 104-109, 143, 145, 152-162, 184, 187, 196, 197], М. Хекла [128, 164], М.Г. Шатрова [21, 64], Е.В. Шахматова [26, 48], В.П. Шорина [26, 48], Е.Я. Юдина [44, 169, 170], и многих других.

Виброакустическое загрязнение окружающей среды в настоящее время представляет собой одну из глобальных проблем современной экологии, сопоставимой с загрязнением атмосферы, разрушением озонного слоя и пр. Вредное влияние интенсивного шума на организм человека многообразно и не ограничивается воздействием на орган слуха. Шум влияет на психическое состояние человека, вызывая чувство беспокойства и раздражения, повышает психическую утомляемость, что влечет за собой, наряду с ухудшением здоровья человека, снижение безопасности труда, его производительности и качества [170, 126, 129, 163, 190 и др.].

В настоящее время в законодательстве Российской Федерации содержатся отдельные нормы по охране окружающей среды от акустического загрязнения и защите человека от вредного акустического воздействия. Так,

акустическое загрязнение окружающей среды в соответствии с Федеральным законом от 10 января 2002 года № 7-ФЗ «Об охране окружающей среды» является одним из видов негативного воздействия на окружающую среду. Этим же законом установлены понятия нормативов допустимого воздействия на окружающую среду, а также обязанность органов государственной власти различных уровней принимать меры по предупреждению и устранению негативного воздействия на окружающую среду.

В Федеральном законе от 4 мая 1999 г. № 96-ФЗ «Об охране атмосферного воздуха» содержится определение вредного физического воздействия на атмосферный воздух, к которому относится, в том числе, акустическое воздействие, а также устанавливаются предельно допустимые нормативы такого воздействия.

Как следует из информационного сообщения журнала «Безопасность в техносфере» [50], по данным исследования медиков за последние 10 лет из-за повышенного уровня шума в Москве в 2–3 раза увеличился рост сердечно-сосудистых заболеваний и гипертонии. По некоторым данным повышенный уровень звука влияет даже на продолжительность жизни, сокращая ее на 8–12 лет. Нынешняя ситуация в Москве названа критической – 70 % территории столицы находится в зоне звукового дискомфорта, и шум только нарастает. 36 % населения Москвы (3,25 млн. человек) проживают в условиях акустического дискомфорта, вызванного различными шумовыми источниками. На транспортный шум жалуются 96 % женщин и 90 % мужчин. Шум транспортных потоков является основным источником внешнего шума в городских условиях, при этом преобладающий вклад в акустическое неблагополучие городов вносит автомобильный транспорт. А/м являются преимущественно источниками средне- и низкочастотного шума, обладающего высокой проникающей способностью и распространяющегося с малой долей диссипативного поглощения на значительные расстояния. Больше всего жалоб на шум высказывают люди старше 50 лет (92 %). Допустимым (не нарушающим ночной сон) считается уровень звука в 40 дБА. При этом, днем на централь-

ных улицах Москвы уровень шума составляет 70-80 дБА, на главных радиальных магистралях городского назначения – 75-82 дБА, в новых жилых районах, на внутриквартальных территориях, удаленных от улиц – 55 дБА днем и 45 дБА ночью. С учетом непрерывного роста автомобильного парка воздействие транспортного шума в последние годы имеет тенденцию к еще большему увеличению. Для людей, живущих на улицах со средними шумовыми уровнями выше 65-70дБА, риск сердечных болезней находится в среднем на 20% выше, по сравнению с людьми, живущими на более тихих улицах. Приблизительно 50 тыс. человек в странах ЕС умирают преждевременно каждый год от сердечных приступов, вызываемых транспортным шумом. Еще почти 200 тыс. человек – страдают от сердечнососудистых болезней, связанных с транспортным шумом [24]. Социальные затраты от воздействия транспортного шума составляют приблизительно 30% стоимости дорожных происшествий стран ЕС. Кроме этого, установлено, что шум а/м увеличивается по мере их старения [67]. Все это указывает на необходимость борьбы с шумом.

Согласно исследований французской организации Упрощенное акционерное общество «Технический союз автомобильной, мотоциклетной и велосипедной промышленности» (УАО «ЮТАК») совместно с немецкой группой компаний ТЮФ Рейнланд (TÜV Rheinland) [22] по заказу Международной организации производителей а/м («Organisation Internationale des Constructeurs d'Automobiles» (OICA)), ужесточение допустимых уровней шума для а/м на 2-6 дБА обеспечит снижение негативного влияния на окружающую среду на 0,2-2,8 дБА. Для этого потребуется улучшить акустические показатели 18-95 % от общего количества а/м, потратив на их модернизацию (в течение 20-и лет) 3-112 млрд. евро. Выгода за счет снижения шума а/м (в течение 20-и лет) составит 5-52 млрд. евро. При этом рентабельность (отношение затрат к выгоде) данных мероприятий составит от 0,7 до 2,2. Проведенные исследования указывают на необходимость существенных экономических затрат для снижения акустического загрязнения окружающей

среды автомобильным транспортом. Кроме этого, для повышения рентабельности разрабатываемых мер по снижению шума а/м, требуется поиск недорогих и эффективных технических решений.

В отличие от ранее производимых моделей АТС, которые характеризовались зачастую одним ярко выраженным или несколькими выделяющимися шумогенерирующими источниками, и в первую очередь – СВОГ, определяющими общий уровень их суммарного шумового излучения, звуковое поле современных моделей АТС формируется существенно большим числом равнозначных или близких по уровням источников шума. Вклад источников шума во внешнее звуковое поле современных легковых а/м, измеренное на расстоянии 7,5 м выражен следующими средними значениями (дБА) [65, 16, 17, 18, 73, 168, 154]: ДВС – 71 дБА, СВОГ – 68 дБА, СВ – 66,5 дБА, трансмиссия – 60 дБА, шум шин (при движении накатом) – 68 дБА. При этом, средние значения уровней шума впуска СВ соизмеримы со средними значениями уровней шума выхлопа СВОГ, а процентный вклад шума впуска СВ в общий уровень внешнего шума легкового а/м, составляет 0,6…6,0 % [159].

Согласно проведенных автором экспериментальных исследований и анализу акустических характеристик СВ ДВС свыше 50-ти различных современных серийных моделей отечественных и зарубежных легковых а/м, с рабочим объемом цилиндров ДВС V_h = 1,0…2,2 л, у целого ряда моделей а/м имеются существенные резервы уменьшения общих уровней их внешнего шума за счет соответствующего усовершенствования акустических характеристик составных элементов СВ. На это указывает как разброс значений общих уровней шума впуска, достигающий 24 дБА, так и их существенные конструктивные отличия, выражающиеся комплектованием теми или иными типами и конструкциями шумозаглушающих элементов в составе полнокомплектной СВ, их количеством, габаритными размерами, компоновками в стесненных пространствах моторного отсека (МО) кузова. Очевидно, что это относится не только к обеспечению заданных акустических качеств СВ, но и к реализуемым динамическим, экономическим, экологическим и стоимост-

ным характеристикам легковых а/м. При этом, отмечено, в частности, комплектование СВ ДВС отдельных моделей легковых а/м большим количеством акустических резонаторов (например, Nissan Qashqai – 7 шт., Nissan Almera Tino – 4 шт., Opel Combo, Opel Meriva – 3 шт. и др.) и/или оборудованных крупногабаритными (большеобъемными) акустическими резонаторами (например, Daewoo Lacetti – объем 10 л, Peogeot-206 – объем 8 л, Ford Focus – объем 6 л, Peogeot-307 – 5 л и др.), и/или крупногабаритными камерами-глушителями воздухоочистителей (ВО) (например, Opel Vectra, Nissan Almera Tino – объем 12 л, Ford Maverick – объем 11 л, Fiat Panda, Skoda Fabia, Peogeot-307 – объем 10 л и др.). В это же время, комплектование СВ исследованного крупномасштабного массива моделей легковых а/м большим числом и/или единичными крупногабаритными шумозаглушающими устройствами, не всегда обеспечивает им преимущества перед моделями легковых а/м, не оборудованными такого типа элементами. Так, в частности, общие уровни шума впуска а/м Opel Corsa, LADA KALINA, Opel Astra Twinport, укомплектованных акустическими резонаторами объемами не более 0,7 л, не превышают общих уровней шума впуска приведенных выше моделей. Этот очевидный факт указывает на недостаточную степень исследования акустических процессов СВ ДВС и слабую реализацию имеющихся конструктивных резервов достижения высоких акустических качеств СВ, накладываемых требованиями технического задания на разработку (ТЗ), с приемлемо низкими материальными и стоимостными издержками. По этим причинам данный вопрос является недостаточно изученным, актуальным и его решению посвящена одна из задач, представленной диссертационной работы. Ввиду действующих стандартов и перспективных ужесточений нормативных требований, предъявляемых не только к акустическим, но и экологическим (токсичность, расход топлива) свойствам легковых а/м, конструктивное усовершенствование акустических характеристик СВ должно производиться комплексно, в непосредственной взаимосвязи (и согласованному усовершенствованию) их гидравлических характеристик (уменьшению величин противодавлений в

СВ, обеспечении требуемой степени очистки засасываемого воздуха), а также реализации эффективных и экологических показателей ДВС (эффективные значения момента и мощности ДВС, удельного расхода топлива, выбросов CO, CO_2, CH, NO_X). Проводимый анализ в процессах проектирования и экспериментальной доводки большого числа исследованных вариантов конструкций элементов СВ ДВС и принятие окончательных компромиссных решений, удовлетворяющих требованиям ТЗ, вынуждает в максимальной степени привлекать расчетный (расчетно-экспериментальный) аппарат математического моделирования.

Публикации научных работ, где бы эти вопросы комплексно исследовались и были представлены приёмы рациональных конструкторских исполнений – отсутствуют, т.к. очевидно, являются предметами «ноу-хау» конкурирующих фирм производителей АТС. Это также указывает на актуальность рассмотрения использования расчетного (расчетно-экспериментального) аппарата математического моделирования и является одной из решаемых задач представленной диссертационной работы.

Приведенные результаты подтверждают, что шум впуска СВ является одним из значимых, соизмеримых с шумом СВОГ источников шумового излучения современных моделей легковых а/м. Это вынуждает автомобилестроителей совершенствовать составные конструктивные элементы СВ ДВС с учетом требований акустики.

Подавление вклада шумового излучения СВ и СВОГ по отношению к суммарному уровню остальных источников АТС, вызывающего допустимое превышение регистрируемого общего уровня внешнего шума АТС, не более 0,1 дБА, следует рассматривать обоснованным как по техническим, так и по стоимостным соображениям [23, 24, 73, 72]. Именно по этим причинам, современная модель а/м должна предусматривать реализацию более совершенных по эффекту шумоглушения конструкций ГШ на ~40…50 дБА для, посути, полного поглощения отмеченного вклада СВ и СВОГ (сведения его к значениям близким к нулю) [160]. Отсюда очевидна роль снижения акусти-

ческого излучения ДВС и его систем в решении проблемы обеспечения постоянно ужесточающихся норм по шуму а/м.

На сегодняшний день в нашей стране действует Технический регламент о безопасности колесных транспортных средств [148], в который сведены несколько международных и национальных стандартов, ограничивающих шум, производимый автомобильным транспортом. Выполнение этих норм является обязательным требованием для заводов-изготовителей. Определение тенденций изменения нормативных требований к шуму автомобильного транспорта – достаточно сложная научно-техническая проблема, представляющая особый интерес и необходимость их учета при разработке новых моделей а/м. Это связано с тем, что за последние 20 лет нормативные требования к шуму автомобильного транспорта постоянно ужесточаются, так как возрастают потребительские требования к их виброакустическому качеству (комфорту). Например, требования к внешнему шуму легкового а/м уже ужесточились на 10 дБА (по акустической энергии в 10 раз). В связи с этим при разработке новых АТС автопроизводители должны постоянно усовершенствовать акустические характеристик их конструктивных элементов.

Начиная с 1970 года международными и национальными стандартами производится нормирование (устанавливаются предельно-допустимые значения) уровней внешнего шума различных категорий АТС, включая легковые а/м. Если в начальной стадии (в 1970 г.), предельно-допустимое значение общего уровня внешнего шума легкового а/м составляло 84 дБА, то в настоящее время (начиная с 1995 г.) предельной величиной общего уровня внешнего шума для АТС категории М1 (легковые а/м), согласно требованиям Правил ЕЭК ООН №51-02 и ГОСТ Р 41.51 [32], является значение 74 дБА. Согласно проекта требований Правил ЕЭК ООН №51-03 прогнозируется дальнейшее ужесточение предельно-допустимого значения для АТС категории М1 до уровня не превышающего 71 дБА [23, 24]. Исходя из предпосылок планируемого ужесточения значения уровня внешнего шума легковых а/м процентный вклад шума впуска СВ в звуковое поле такого условного «пер-

спективного» образца а/м составит 1,2…11,7 %, а процентный вклад шума выхлопа СВОГ – 4,8…22,9 % [159].

Разработка низкошумных конструкций АТС требует первоочередного эффективного подавления шумового излучения доминирующих источников, которые, на нормированных режимах испытаний, вносят наибольший вклад во внешний шум а/м. Поэтому задача поиска эффективных мер по снижению шума АТС и, в частности ДВС и его систем, является одной из важных научно-технических и практических проблем отечественного и зарубежного автомобилестроения, что обуславливает необходимость проведения дополнительных научных исследований по снижению шума при разработке каждой новой конструкций.

На основании всего сказанного, проблема снижения шума легковых а/м, как самого массового и распределенного по всем селитебным территориям транспорта, является актуальной, требующей своего дальнейшего изучения и решения.

1.2 Анализ методов снижения шума автомобильных двигателей

Общая классификация средств и методов защиты от шума рассматривается в ГОСТ 12.1.029 [27]. Средства защиты от шума, не использующие дополнительный источник энергии, считаются пассивными, а средства, в которых используется дополнительный источник энергии – активными. Параллельно с этим, различают средства коллективной и индивидуальной защиты. Рассмотрение индивидуальных средств защиты от шума применительно к водителю и пассажирам легкового а/м не имеет смысла.

Средства коллективной защиты по отношению к источнику возбуждения шума подразделяются на средства, снижающие шум в источнике его возникновения, и средства, снижающие шум на пути его распространения от источника до защищаемого объекта. Снижение шума в источнике его возникновения достигается за счет снижения возбуждения шума или звукоизлучающей способности источника шума.

В зависимости от принципа действия акустические средства защиты от шума можно подразделить на средства звукоизоляции, звукопоглощения, виброизоляции, демпфирования, ГШ. Средства звукоизоляции в зависимости от конструкции могут быть выполнены в виде звукоизолирующих кожухов и кабин, акустических экранов и пр. Средства звукопоглощения подразделяются на звукопоглощающие облицовки и футеровки, объемные (штучные) поглотители звука. Средства виброизоляции подразделяются на виброизолирующие опоры, упругие прокладки, конструкционные разрывы и т.д.. Средства демпфирования в зависимости от характеристики демпфирования подразделяются на линейные и нелинейные, а в зависимости от вида демпфирования различают элементы с сухим трением, с вязким трением или элементы с внутренним трением. ГШ в зависимости от принципа действия подразделяются на абсорбционные, реактивные (рефлексные) и комбинированные [27]. Кроме этого, в ГОСТ 31328 (ИСО 14163:1998) [30] дополнительно к вышеназванным типам ГШ указаны еще два типа, которые в отдельных случаях могут находить практическое применение в конструкциях АТС – глушители сброса и активные ГШ.

Высокая удельная мощность ДВС и его малошумность являются противоречивыми требованиями к конструкции. Зачастую, возможным методом борьбы с шумом передающимся воздушным путем в этом случае является звукоизоляция ДВС путем его экранирования. Такой метод также называют акустическим капсулированием корпуса ДВС. Акустическая капсула может быть выполнена из плотного звукоотражающего металлического или полимерного оболочечного слоя, в том числе, покрытого (футерованного) с внутренней стороны звукопоглощающим материалом (ЗПМ). Эффективность рассматриваемого метода зависит от свойств используемых звукопоглощающих материалов и конструкции (конфигурации) корпуса акустической капсулы. Проблемы изоляции шумовых излучений ДВС были и остаются предметом исследований многих ученых [59, 60, 25, 167, 14, 40, 114, 165, 37].

Акустические материалы, специально создаваемые для снижения шума, можно подразделить на следующие основные группы: вибродемпфирующие, звукопоглощающие, звукоизоляционные и комбинированные [155, 59, 58, 153, 152, 15, 44]. Разработке новых вибро- и звукопоглощающих, вибро- и звукоизолирующих, комбинированных материалов отводится достаточно много внимания, о чем можно судить по количеству зарегистрированных патентных документов, многочисленные ссылки на которые представлены в [155]. Недостатками метода звукоизоляции ДВС является то, что увеличивается масса АТС и его стоимость, а в области низких частот этот метод недостаточно эффективен. Большинство используемых для глушения шума материалов является опасными в пожарном отношении. Ухудшается ремонтопригодность АТС, или, по крайней мере, после ремонта кузова легкового а/м изначальная звукоизоляция а/м, как правило, снижается. При этом, экранирование (капсулирование) ДВС ухудшает или усложняет процесс теплосъема с термонагруженных поверхностей его корпуса и затрудняет вентиляцию подкапотного пространства МО.

Традиционным методом снижения передачи корпусного шума и вибраций ДВС через упругие связи, является использование в подвеске силового агрегата самых разнообразных по конструкции резиновых виброизоляторов и вибродемпферов [149]. За счет упругих свойств опор и подвесок уменьшаются импульсы нагрузок, а за счет гистерезисных потерь энергии вибрационных перемещений в эластичных материалах опор и подвесок происходит эффективное гашение высокочастотных колебаний силового агрегата, уменьшая их передачу на раму или несущий кузов а/м. Это, в свою очередь, снижает вероятность возбуждения резонансных колебаний элементов кузова. Применение специальных подрамников [161] в подвеске силовых агрегатов легковых а/м в сравнении с а/м без подрамников обеспечивает более низкие общие уровни внутреннего шума (на 1,1…2,5 дБА) на режиме интенсивного разгона и при движении на 5-й передаче коробки передач со скоростью 100 км/ч (на 2,8…2,9 дБА), а также снижение виброускорений на рулевом колесе (в 2…5

раз) и на панелях пола кузова под ногами водителя и заднего пассажира (в 2…9 раз).

Использование ГШ выхлопа СВОГ является важнейшим методом снижения шума ДВС легковых а/м. Уровни незаглушенного шума выхлопа ДВС могут достигать 115…130 дБА (на расстоянии 0,25 м от открытого среза хвостовой трубы) и в десятки раз превосходить шум других источников. Несмотря на то, что ГШ выхлопа СВОГ в конструкции АТС применяются уже давно, до сих пор ведутся научно-практические работы с целью оптимизации их конструкций [168, 140, 154, 36, 39, 74, 12, 147, 119, 70, 55]. Приведенная в указанных ГОСТ классификация ГШ, применительно к современным конструкциям АТС, на сегодняшний день не охватывает и не детализирует всех их используемых типов и разновидностей (комбинаций). Автопроизводители для удовлетворения существующих нормативных, эксплуатационных и экологических требований, повышения потребительских свойств и улучшения весовых и стоимостных показателей АТС реализуют весьма широкую гамму новых высокоэффективных типов, сочетаний и разновидностей ГШ [68]. Как правило, проектирование ГШ – это компромисс между достижением необходимого шумоглушения и требованием минимального противодавления проходящих через ГШ отработавших газов (ОГ). К примеру, по результатам исследования в моторном испытательном боксе НТЦ ОАО «АВТОВАЗ» 20-ти различных моделей штатных СВОГ серийных а/м LADA, их противодавление при полной нагрузке ДВС на максимальных оборотах составляет от 197 до 480 мм рт. ст., т.е. различается до 2,4 раз. Следует отметить, что при разработке СВОГ ДВС полезно располагать наиболее полными и конкретными указаниями по выбору параметров проектируемого ГШ. Дальнейшие исследования в развитие данного направления поиска методов снижения шума, несомненно, являются перспективными.

Шумозаглушающие элементы в составе полнокомплектной СВ ДВС также играют важную роль в эффективности снижения шума аэродинамического происхождения, поскольку шум легковых а/м с незаглушенным впус-

ком ДВС может достигать 80…85 дБА [159]. Конструктивно шумозаглушающие элементы СВ бывают чаще всего комбинированные, т.е. содержат реактивные камеры, в качестве которых может выступать полости корпуса ВО, корпуса Р, четвертьволновые резонаторы (ЧВР), расширительные резонаторные камеры (РРК) [155, 157, 158, 38] и ЗПМ. Методы проектирования шумозаглушающих элементов СВ также требуют дальнейших исследований и разработок с непременным учетом их противодавления, непосредственно оказывающего влияние на наполняемость цилиндров ДВС и его мощностные показатели. Параллельное исследование газодинамики ДВС и методов глушения его шума является перспективным направлением научной деятельности.

Средства защиты от шума, использующие дополнительный источник энергии, относят к активным системам, которые работают на принципе ослабляющей интерференции между акустическими полями, которые образуются «первичными» источниками шума, звуковое поле которых необходимо снизить, и «вторичными» источниками, звуковое поле которых особым образом накладывается на заглушаемое звуковое поле [180, 118, 19, 70]. Следует отметить, что системы активной шумозащиты малоэффективны при использовании для заглушения шумовых процессов в АТС, ненадежны в эксплуатации (в особенности в условиях воздействия высоких динамических и температурных нагрузок) и сравнительно дороги. Поэтому в серийном производстве АТС они не получили какого-либо распространения.

1.3 Обзор расчетных методов решения задач по снижению шума

В основу инженерных расчетов, связанных с практическими задачами снижения шума различного типа шумогенерирующими техническими объектами, положена статистическая теория акустики. Ее применение требует некоторых допущений и определенной степени идеализации. Основой успешного решения поставленной задачи является разработка расчетной схемы, адекватно описывающей все акустические процессы (излучение, распростра-

нение, отражение, поглощение, дифракцию звука и пр.) [45, 127, 170, 61, 144, 125, 147 и др.].

Реальные источники звука – это, как правило, колебательные системы сложной формы газодинамического типа. Расчет реальных звуковых полей таких излучателей затруднен, поэтому используются идеализированные модели источников звука простой формы. В зависимости от частоты звука и расстояния от излучателя до расчетной точки звуковые волны могут быть плоскими, цилиндрическими или сферическими, что должно учитываться в расчетной схеме. В большинстве практических задач автомобильной акустики низкочастотный малогабаритный излучатель считается точечным источником сферических звуковых волн. Звуковое поле в замкнутых полостных объемах в высокочастотной области рассматривают как диффузное (или квазидиффузное).

Помимо указанных основных допущений при численных решениях задач снижения шума обычно принимают следующие:

- резонансные явления в рассматриваемых объемах распространения звука не учитывают;

- источники звука считают некогерентными, акустический сигнал принимают широкополосным;

- источники звука, расположенные в замкнутых объемах, рассматривают как ненаправленные излучатели;

- звуковая мощность излучателя, расположенного в замкнутом объеме и вблизи других отражающих поверхностей, полагается не зависящей от характеристик объема и поверхностей;

- замкнутый объем характеризуется средним коэффициентом поглощения;

- все элементы шумозащитных конструкций (стенки кабины водителя (пассажирского помещения), капотов, отверстия, проемы, ребра акустических экранов и пр.) считают вторичными излучателями звука, по всей длине или площади которых располагаются точечные источники звука;

- конструкции шумозащиты рассматривают как набор некогерентных элементарных излучателей звука.

В статистической теории акустики основным используемым принципом является принцип энергетического суммирования. При сложении уровней звука, уровней звукового давления (или звуковой мощности) нескольких источников энергетическое суммирование производят с учетом импеданса на каждой отражающей поверхности.

Поскольку аналитическое решение задач по снижению шума является весьма трудоемким, на практике используют специализированные расчетные ПО. Такими ПО являются, например, «WAVE» ф. «Ricardo Software» (Англия), идентичные пакеты «GT-Power» и «BOOST» компании «AVL», предназначенные для расчётов статических и динамических процессов в системах газообмена ДВС АТС и прочих областях техники. ПО «MSC.Nastran», ф. «MSCSoftware» (США), применяют для широкого спектра технических задач по расчётам механических колебательных систем, как в линейной, так и в нелинейной областях, и др.. Расчетный пакет «BOOST» представляет задачи акустических расчетов в так называемой одномерной постановке (1D), когда звуковые волны рассматриваются в виде плоских волн. Расчетный пакет «WAVE» учитывает также нелинейные явления в ГШ, но для задач оптимизации он требует очень больших затрат машинного времени [199, 189]. В области низких частот звукового диапазона камеру ГШ рассматривают как одномерный волновод, а для расчёта ГШ и систем используют метод акустических четырёхполюсников и эквивалентные ему методы [130, 133, 183, 55]. Однако, современные конструкции автомобильных ГШ представлены преимущественно крупногабаритными корпусными устройствами камер сплющенных сечений геометрических форм (овала, скругленного прямоугольника), в которых имеет место выраженное локализированное трехмерное распределение звуковых полей, с выделяющимися, в частности, радиальными и тангенциальными собственными акустическими модами, в существенной степени формирующими акустические качества ГШ. В связи с этим, целесо-

образна рационализация конструктивных схем ГШ не только в осевом направлении, но и требуется их доработка по остальным пространственным направлениям камерных элементов (по ширине и высоте камер). Т.е. одномерные методы расчетной оптимизации (особенно в области средних звуковых частот уже малоприменимы), в связи с чем, ГШ систем газообмена ДВС обычно рассчитывают методом конечных элементов или близкими к нему численными методами [174]. Из-за больших затрат машинного времени часто ограничиваются численным расчётом только внутреннего объёма камеры и используют результаты расчётов для описания камеры как эквивалентного четырёхполюсника [175].

Известно также семейство программных комплексов «Actran», предназначенных для проведения виброакустического анализа, разработчиком которого является бельгийская фирма «Free Fields Technologies (FFT)». Возможности ПО позволяют наглядно визуализировать звуковые поля исследуемых объектов. В программном комплексе «Actran» используется подход, основанный на применении конечных и бесконечных элементов. По информации разработчиков, «Actran» предназначен для прогнозирования уровня шума вибрирующих конструкций, анализа звукопоглощения, звукоизоляции и демпфирования вибраций. Они могут быть использованы при проектировании ДВС, трансмиссионных агрегатов, СВ и СВОГ ДВС, материалов отделки кабины водителя (пассажирского помещения), шума, вызываемого шинами, колебаниями лобовых стекол и т.д.. Комплекс «Actran» содержит виброакустические модули (ACTRAN/AR, ACTRAN/HF, ACTRAN/Trim, ACTRAN/VA) и аэроакустические модули (ACTRAN/LA, ACTRAN/TM, ACTRAN/DGM).

При расчётах глушителей газодинамических шумов газотурбинных двигателей многие численные методы, такие как FEM, BIEM/BEM, MS, CAA имеют серьёзные ограничения, т.к. для типичного объемного 3D-случая необходимое число элементов становится очень большим. В частности, в лаборатории акустики Университета Du Maine для расчётов 3D облицованных

каналов глушителей используют Multi-Modal Method [185] разработанный в работах [202, 191, 135]. Он является, по существу, аналитическим методом, который учитывает, в том числе, и влияние газового потока на передачу звуковой энергии. Для приближённых расчётов иногда используют метод наименее затухающей моды [164].

Альтернативой численным методам являются аналитические методы, основанные на согласовании формирования и взаимодействия собственных акустических мод в отдельных элементах на которые разбивается камера(для 3-х мерных камер). Сравнение характеристик используемых исследователями численных и аналитических методов, их достоинства и недостатки обсуждаются, например, в работе [193]. В ней подтверждается, что численные методы обычно требуют существенно большего машинного времени и более высокой квалификации программиста.

Эффективность применения аналитических методов определяется уровнем формализации описаний и возможностями использования их менее квалифицированными пользователями (программистами и инженерами). В частности, применяемые в работе [130] методы обобщённой теории цепей [142] позволяют исследовать акустические характеристики достаточно сложных геометрических форм камер ГШ при существенном сокращении времени расчётов. В практических расчётах используется метод «эквивалентных акустических многополюсников», который как методически, так и программно совмещается при расчёте на ПК с методом четырёхполюсников, который является его частным случаем [140]. Для цилиндрических камер ГШ с внутренними перфорированными трубами используют метод эквивалентных восьмиполюсников, позволяющий рассчитывать «двухтрубные» камеры со звукопоглощающим материалом и без него [132, 171, 173]. Методы обобщённых эквивалентных цепей позволяют в ряде случаев наглядно интерпретировать передачу звука камерой и существенно облегчить их оптимизацию (метод синтеза по собственным формам).

В настоящей работе было использовано и апробировано применительно к задачам заглушения шума ДВС и его систем ПО «Виртуальный акустический стенд», основанное на аналитических методах. Под руководством д.т.н., профессора Р.Н. Старобинского сотрудниками кафедры «Управление промышленной и экологической безопасностью» ТГУ с участием автора были разработаны [123]:

- исполняемая программа «TL.exe» по определению шумозаглушающих характеристик (трансмиссионных потерь) расширительных камер, при вариантах их установки в воздуховодную трассу типа «бесконечная труба» (оценка эффективности ГШ);

- исполняемая программа «ITL.exe» по определению шумозаглушающих характеристик (трансмиссионных потерь) расширительных камер, при вариантах их установки в воздуховодную трассу с присоединенным к камере концевым ответвлением конечных размеров (оценка эффективности ГШ в системах шумоглушения, например – СВ и СВОГ ДВС);

- исполняемая программа «Test_rig_ii.exe» для расчёта передаточной функции по колебательному объёмному расходу от источника звука через систему связанных прямоугольных 3D-объёмов в окружающую среду (оценка эффективности применения элементов шумоглушения в объемных полостях, – например в МО кузова легкового а/м).

Представленное ПО обладает неоспоримым преимуществом в сравнении с численными методами расчетов и позволяет:

- располагать источники излучения и регистрирующие датчики внутри рассматриваемых объемов распространения звука;

- учитывать резонансные явления в рассматриваемых объемах распространения звука;

- использовать когерентные источники звука (например, открытые шумоизлучающие горловины СВ и СВОГ);

- задавать направление излучения источников звука, расположенных в рассматриваемых объемах распространения звука;

- учитывать влияние характеристик объема и ограждающих его поверхностей на звуковую мощность излучателя, расположенного внутри рассматриваемого объема распространения звука вблизи отражающих поверхностей;

- учитывать характеристики звукопоглощения стенок рассматриваемых объемов распространения звука.

1.4 Обзор типовых конструкций, используемых в шумозаглушающих устройствах автотранспортных средств

Одним из основных источников шумовых излучений различных типов АТС являются аэродинамические (газодинамические) шумы, генерируемые их силовыми установками, включающими ДВС, и излучаемые в атмосферу системами газообмена (газодинамические шумы впуска СВ и выхлопа СВОГ). Для уменьшения этих шумовых излучений используются различного типа конструкции ГШ СВ и СВОГ, состоящие, как правило, из расширительных и/или резонаторных камер (замкнутых объёмов), соответствующим образом сообщенных трубами (патрубками, перфорированными перегородками и т.п.). В СВ ДВС роль ГШ попутно выполняется камерой ВО (как многофункциональным устройством) с присоединительными патрубками. Основное широкополосное снижение шума такого типа ГШ происходит именно в объёмах расширительных камер [130]. Поэтому проблема расчетного (расчетно-экспериментального) моделирования передачи звукового излучения расширительными камерами и повышения их акустической эффективности является первостепенной при проектировании систем уменьшения газодинамических шумов ДВС.

Кроме расширительных камер в составе базовых (модульных) конструкций ГШ СВ и СВОГ ДВС используются резонаторные камеры, настроенные на подавления шумовых излучений в относительно узких полосах звукового спектра [203, 138]. Дополнительные резонаторные камеры, в качестве автономных шумозаглушающих устройств, используют, как правило, для ос-

лабления резонансного усиления звука транспортируемого в соединительных трубах (патрубках) СВ и СВОГ ДВС [130]. Соответствующим образом выполненные, обособленные камеры («объёмы»), интегрированные в коллекторные трубопроводные СВ и СВОГ ДВС используются для преднамеренно задаваемого регулирования соотношений между гармониками шума СВОГ и формирования звукового излучения в виде так называемого «спортивного выхлопа».

Кроме того, в системах газообмена ДВС широко используются различные трубопроводные объёмные элементы, основная функция которых непосредственно не связана с процессом шумоглушения, но через которые шумовое излучение попутно (вынуждено) транспортируется вместе с потоком газов (ВО и Р СВ [179], нейтрализаторы СВОГ и др.). Оптимизация акустических характеристик такого типа камер также является весьма актуальной.

Характерной особенностью перечисленных выше типов шумозаглушающих расширительных и резонаторных камер является то, что в области средних частот длины волн заглушаемого звука (λ), как правило, соизмеримы с линейными размерами камер ($0{,}2\lambda < L < 2{,}5\lambda$). В результате, формируемое звуковое поле в полости камеры становится существенно неравномерным, в ней образуются трёхмерные стоячие волны, характеристики передачи звука носят ярко выраженный резонансный характер, появляются резонансные полосы пропускания звука. Как показывают многочисленные исследования [130, 66, 49, 176, 172, 166, 138, 131, 136, 134, 53, 137, 198, 154, 123, 60, 167, 143, 162, 197, 196, 184, 145], моделирование, учёт и, самое главное, целенаправленное (преднамеренное) использование неравномерности акустического поля в камере для улучшения акустических характеристик камер и подавления неблагоприятной резонансной передачи звука является одной из важнейших задач оптимального проектирования камер и шумозаглушающих устройств в целом.

Похожая проблема необходимого совершенствования моделей передачи звука через ограниченные (частично открытые) объемы актуальна для за-

дач уменьшения шумового излучения ДВС и его систем, передающегося воздушным путём через частично открытое пространство полости МО АТС, как в кабину водителя и/или в пассажирское помещение АТС, так и в открытое пространство окружающей среды. Типичным путём уменьшения шума, передающегося из полости МО, является повышение звукоизоляции ограждающих панелей, формирующих воздушное пространство МО и уменьшение габаритных размеров его вентиляционных проемов [198, 4]. Однако, применительно к существенно разомкнутым полостям и, в частности, к МО легковых а/м, возможности этого пути ослабления шумовой энергии весьма ограничены в связи с наличием открытых проемов в виде крупногабаритных вентиляционных окон, через которые происходит сопутствующая передача шума в окружающую среду без какого-либо существующего ослабления [5].

Как было показано в работах [6, 91, 92, 189, 192], звуковое поле в полости МО легкового а/м может быть существенно неравномерно распределено (в особенности в низкочастотном звуковом диапазоны) и передача шумовых излучений в окружающую среду от источников расположенных внутри пространства полости МО имеет выраженный резонансный характер, характеризующийся их усилением. Регулирующее ослабление интенсивности шумового излучения из пространства МО путём оптимизации расположения (рациональной компоновки) источников звука в свободных зонах полости МО может быть признано эффективным конструктивным приёмом уменьшения излучения шума легкового а/м в области средних частот.

Как уже было отмечено выше, основными элементами ГШ впуска и выпуска ОГ системы газообмена ДВС, препятствующими передаче звука в окружающую среду, являются ёмкостные полостные элементы (камеры), соединённые с транспортирующими газы (воздух) трубами. Примеры простейших цилиндрической и конической соосных камер с двумя входами и их характеристики заглушения акустической энергии приведены на рисунке 1.1 [130].

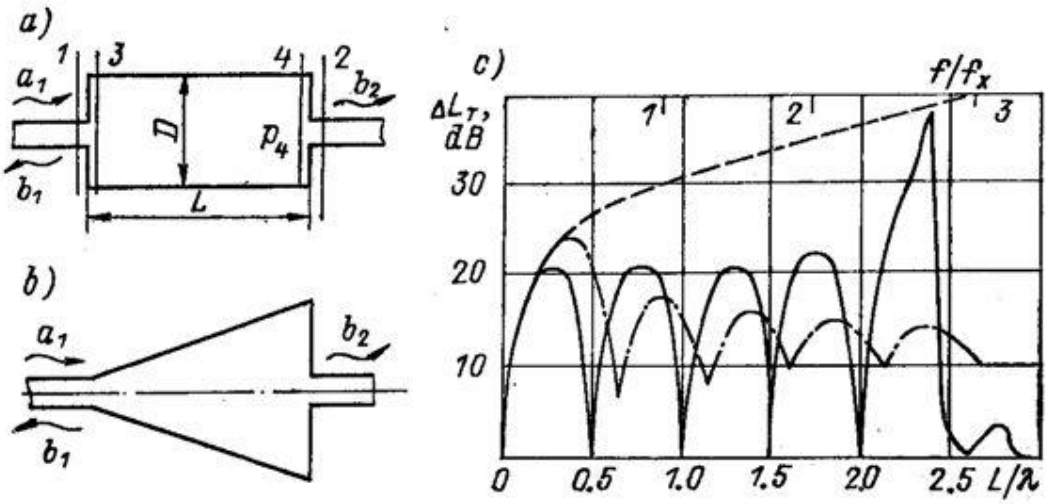


Рисунок 1.1 - Расширительные камеры: *a) цилиндрическая камера, b) коническая камера, c) характеристики камер*. —— цилиндрическая камера; - · - – коническая камера; --- – идеальная ёмкость; $f_x = c/(2V^{(2/3)})$ – характерная частота камеры.

В области низких частот звукового спектра такая камера работает как идеальная емкость, т.е. как простейший аккумулятор колебательной составляющей объёмного расхода, отражающий звуковые волны к источнику колебаний. Расчётная модель такого типа камеры описывается идеальной электрической ёмкостью установленной между входными волноводами. Геометрические формы камер (полостей камер) могут быть различными, входные трубы также могут быть как соосными, так и несоосными [69]. Для низких звуковых частот эквивалентная акустическая проводимость малогабаритной камеры, определяющая эффективность камеры как отражателя звука, пропорциональна её объёму и частоте колебаний и, в связи с этим практически, не зависит ни от формы камеры, ни от расположения (подключения к камере) входной и выходной труб. Однако, в области средних и высоких звуковых частот, длины волн которых уже соизмеримы с линейными размерами полости камеры, её эффективность (эквивалентная ёмкость) существенно снижается по сравнению с идеальной ёмкостью из-за возникновения продольных и поперечных (повысотных) резонансных колебаний газа в её объёме (рис.

1.1с, и [78]). Т.к. размеры полости камеры МО являются достаточно габаритными, то и полуволновые резонансы уже будут проявляться на низких частотах, т.е. вывод автора [69] относиться к традиционным малогабаритным ГШ. Как оказалось, согласно проведенных исследований [154], в отношении МО этот вопрос является спорным и неоднозначным.

Вне зависимости от того, используется ли камера в ГШ как обособленная одиночная или как составной элемент многокамерного ГШ [84, 79, 83, 81], повышение эффективности использования её ограниченного объёма (эквивалентной ёмкости) является очевидным резервом повышения эффективности системы шумоглушения в целом. Для подавления генерируемых неблагоприятных резонансных явлений в полости камеры, снижающих её шумозаглушающую эффективность, используют направленное (преднамеренное) выборочное подавление передачи звука отдельными собственными формами (модами), «ответственными» за появление конкретных резонансов, применяя метод синтеза камер по собственным модам [130, 133]. В основу указанного метода положена акустическая модель (обобщённая цепь [136]), описывающая передачу звука через камеру как суперпозицию передач собственными формами (модами) колебаний газа в камере. Избирательное воздействие на процесс передачи колебаний отдельными модами (метод собственных мод [130]) повышает эффективность камеры в области средних звуковых частот и позволяет существенно (в разы) повысить значения частот, на которых возникают резонансные полосы пропускания и соответственно (в десятки раз) повысить эффективность использования камер ГШ, с линейными размерами соизмеримыми с длиной звуковой волны в области средних частот.

Кроме конструктивных приёмов подавления передачи звуковой энергии отдельными колебательными модами [77, 3, 7, 8, 2, 96, 93, 69] используют взаимную компенсацию передач одних колебательных мод другими. В последнем случае, размеры камеры ГШ подбирают таким образом, чтобы в спектре ее собственных частот колебаний присутствовали одинаковые (крат-

ные) частоты, соответствующие различным модам колебаний. Компенсация звукового излучения в этом случае осуществляется соответствующим подбором расположения срезов труб в полости камеры, обеспечивающим сложение амплитуд давлений на срезе выпускной трубы от акустических мод с кратными собственными частотами, но с противоположными знаками (фазами) [130].

Для усиления эффектов отражения звука камерой ГШ в выбранной узкой частотной полосе используют её собственные резонансные свойства как объёмного резонатора [138, 140, 200]. Расчётная модель такого резонатора описывается параллельным сопротивлением, включаемым между волноводами [130, 138]. В случае, если горло резонатора непосредственно открывается в полость выхлопной трубы, проблемным является обеспечение высокой добротности резонатора из-за потерь акустической энергии непосредственно в горле.

Типичным, широко применяемым вариантом конструктивного выполнения камер ГШ являются камеры с перфорированными трубами, в которых транспортируется стационарный поток газов [109]. Такие камеры обычно имеют меньшие гидравлические потери и меньшую склонность к генерации паразитного шума газового потока. Существенной проблемой для таких камер является обеспечение эффективной связи внутреннего объёма трубы с объёмом собственно камеры при наличии сносящего потока газов в трубе. Внутреннее пространство камеры в таких ГШ может заполняться ЗПМ полностью или частично [87, 96, 98 и др.]. Камеры с ЗПМ менее склонны к акустическим резонансам и обеспечивают более стабильные характеристики заглушения в области средних и высоких частот [194]. ГШ с такими камерами иногда называют гибридными ГШ. Камеры с ЗПМ не только отражают звук за счёт объёмного (аккумуляционного) эффекта, но и поглощают звук (особенно на высоких частотах). Аккумуляционный эффект камеры может быть также повышен за счёт использования внутреннего подвижного демпфирующего элемента регулирующего объём полосы камеры в зависимости от

амплитуды пульсирующего давления газа и приводимый в движение внешним источником силы.

Рассмотренные выше конструкции камер ГШ были, как правило, устройствами с двумя узкими волноводными входами. В типичных конструкциях ГШ ДВС они соединяются в СВОГ соединительными трубами и настраиваются в соответствие с конкретными требованиями к конструкции и к заданным шумозаглушающим характеристикам того или иного ДВС. В некоторых ГШ используются камеры с большим числом входов (например, камеры с резонаторами). Камеры с несколькими входами используются в так называемых дуальных СВОГ [82, 80, 116], применяемых как для уменьшения шумового излучения, так и подачи в кабину водителя и/или пассажирское помещение комфортного информативного звука для решения проблем «Sound-Quality») [141].

Камеры Р СВ и раздаточные камеры систем вентиляции имеют функционально большее число входов «по определению». К ним, тем не менее, применимы методы минимизации передачи звука, основанные на анализе собственных форм колебаний газа в них, описанные в работе [130] для камер с двумя входами. Примером такой оптимизации служит Р СВ ДВС по известным патентам [117, 90]. Подобным же образом оптимизируются и выпускные коллекторы ДВС [195]. Другие иллюстрирующие примеры такого же рода – ВО по патенту [88] и система отопления и вентиляции кабины водителя (пассажирского помещения) а/м по патенту [111].

Как уже было сказано выше, с точки зрения анализа акустических процессов пространство полости МО также может рассматриваться как расширительная камера ГШ с несколькими входами (источниками) и выходами – излучателями [71, 127, 177]. Звуковое поле в МО имеет достаточно сложный характер и зависит как от распределения сосредоточенных (локальных обособленных) акустических излучателей монопольного и дипольного типа, так и от пространственных объёмных и дипольных излучателей. Ослабление резонансных излучений звуковой энергии из полости МО может достигаться

соответствующей рационализацией расположения источников шумового излучения как между собой, так и относительно ограничительных стенок полости МО и его открытых вентиляционных проемов (окон) [154], применением различных локальных шумопоглощающих устройств (преимущественно шумопоглощающих панелей, обивок или прокладок, закреплённых на ограждающих МО панелях кузова, ограничивающих полость подкапотного пространства МО). Такого типа усовершенствованные с точки зрения акустики конструкции МО кузова АТС, выполненные в виде частичных или полных акустических капсул и/или звукоизолирующих кожухов, обеспечивают определённый звукоизолирующий эффект, как правило, преимущественно в средне- и высокочастотном звуковом диапазонах. В области же низких звуковых частот, ими не обеспечивается какое-либо приемлемое заглушение акустической энергии. В ряде случаев, отмечается даже повышение уровней звукового давления на отдельных низкочастотных спектральных составляющих, что заметно ухудшает звукоизолирующие качества акустических капсул в целом [143, 197, 196, 184, 145].

Выводы по первой главе, постановка цели и задач

Выводы по первой главе:

- Шумовое загрязнение окружающей среды в настоящее время представляет собой одну из глобальных проблем современной экологии. Подавляющее количество людей отмечают негативное воздействие шума на состояние здоровья. Шум транспортных потоков (особенно автомобильный транспорт) является основным источником внешнего шума в городских условиях. Для снижения негативного влияния на окружающую среду на 0,2-2,8 дБА потребуется ужесточение допустимых уровней шума для а/м на 2-6 дБА, т.е. улучшение акустических показателей 18-95 % от общего количества а/м. При этом рентабельность (отношение затрат к выгоде) данных мероприятий составит от 0,7 до 2,2. Таким образом, требуется поиск недорогих и эффективных технических решений снижения шума АТС.

- ДВС (его механизмы и системы) – является основным источником как внешнего, так и внутреннего шума АТС и в частности легковых а/м, парк которых из года в год увеличивается, поэтому снижение шума ДВС является крайне актуальной задачей.

- Несмотря на уже накопленный опыт проектирования а/м, для выполнения постоянно ужесточающихся норм их шума, декларируемых техническим регламентом, международными и государственными стандартами, требуются вести непрерывный поиск новых более эффективных методов и средств снижения шума ДВС. В связи с меняющимися техническими характеристиками вновь создаваемых ДВС, компоновочными и другими ограничениями, даже применение известных методов снижения шума требует научных изысканий для получения оптимальной системы мероприятий по снижению шума.

Цель работы – разработка усовершенствованных расчетных и расчетно-экспериментальных методов и технических средств снижения уровней шума легковых а/м для этапов проектирования и экспериментальной доводки конструкций составных элементов СВ и СВОГ ДВС, рационализованных шумозаглушающих конструкций МО кузова а/м.

Научно-технические задачи исследования:

- Исследовать энергетические вклады отдельных шумогенерирующих источников (СВ, СВОГ, электровентилятора модуля системы охлаждения ДВС) сосредоточенных в полости МО кузова, в формирование уровней внешнего шума современных легковых а/м.

- На основе анализа результатов экспериментальных исследований составить технически обоснованные рекомендации по выбору целевых технических требований к акустическим характеристикам и конструктивным исполнениям элементов шумоглушения СВ и СВОГ ДВС проектируемых конструкций легковых а/м.

- На примере термовибронагруженной шумоактивной конструкции катколлектора СВОГ разработать методику экспериментального определения

собственных частот и форм колебаний (акустических мод) его корпусных деталей как составных источников структурного шумоизлучения СВОГ ДВС.

- Разработать расчетные и расчетно-экспериментальные акустические модели газодинамического и структурного типов составных шумогенерирующих элементов СВ и СВОГ ДВС.

- Произвести расчетные, расчетно-экспериментальные и экспериментальные исследования акустических и газодинамических характеристик различных исходных и усовершенствованных конструктивных вариантов исполнения СВ и СВОГ ДВС.

- Разработать расчетную акустическую модель МО кузова в виде объемного (3D) звукопередающего волноводного элемента, оценить влияние введения различных изменений в конструкции МО на его акустические характеристики.

- Провести экспериментальные акустические исследования легкового а/м, оборудованного опытными образцами рационализированных вариантов конструкций МО.

Структура общей методики исследований приведена на рис. 1.2.

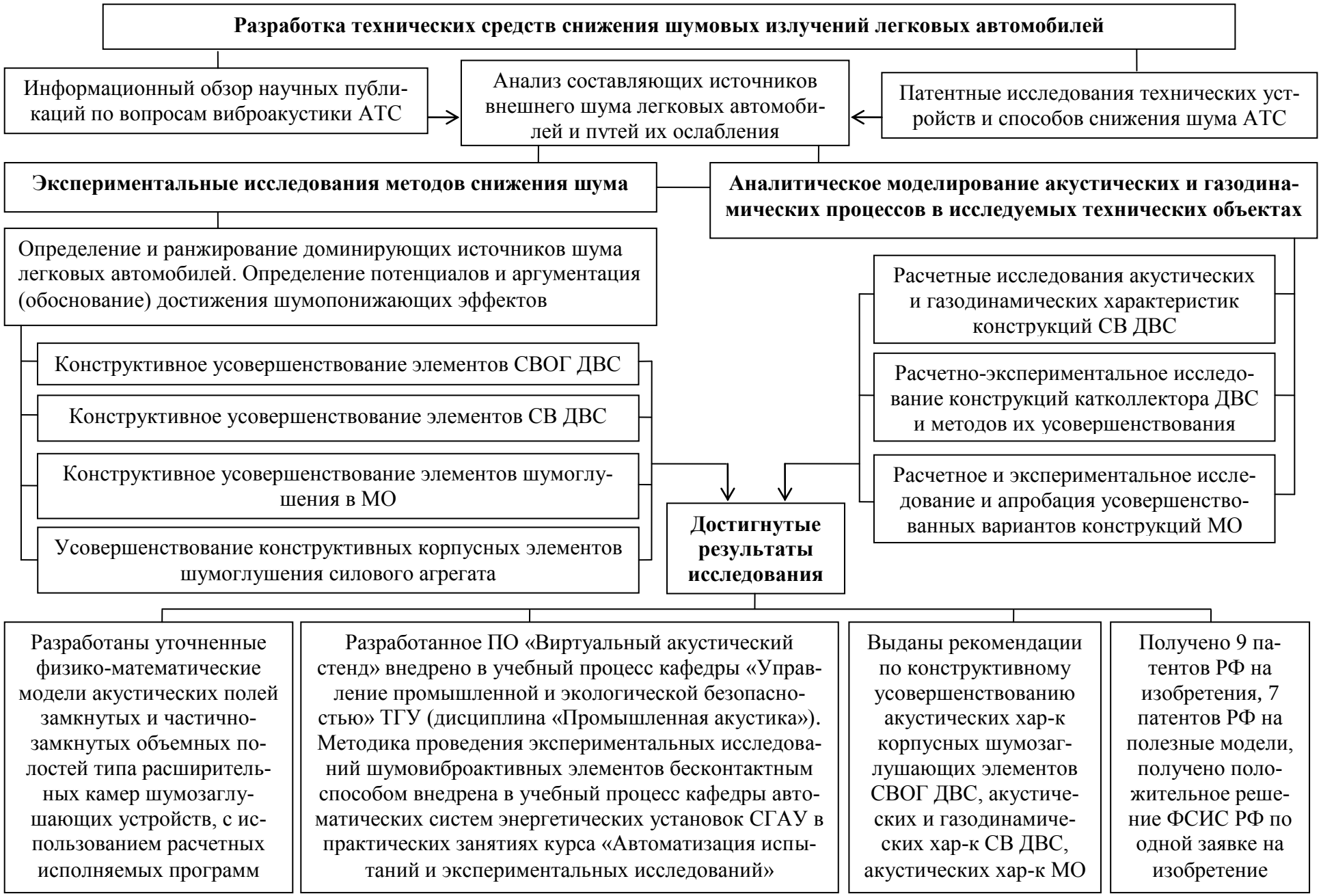


Рисунок 1.2 - Структура общей методики исследований

2 ИССЛЕДОВАНИЯ СОСТАВЛЯЮЩИХ ШУМА ЛЕГКОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

2.1 Характеристики технических средств экспериментальных исследований

Расчетные и экспериментальные исследования по данной диссертационной работе проводились на базе лабораторий отдела акустического и вибрационного комфорта НТЦ ОАО «АВТОВАЗ» г. Тольятти, Института акустики машин при Государственном образовательном учреждении высшего профессионального образования «Самарский Государственный Аэрокосмический Университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет)» (СГАУ) г. Самара, ООО «РОССКАТавто» г. Тольятти, кафедры «Управление промышленной и экологической безопасностью» Тольяттинского государственного университета г. Тольятти, конструкторского отдела ЗАО «Джи Эм-АВТОВАЗ» г. Тольятти.

Измерение шума а/м в дорожных условиях проводились по методикам ГОСТ Р 41.51 (Правила ЕЭК ООН №51) [32], ГОСТ Р 52231 [34], ГОСТ Р 51616 [33], Правил ЕЭК ООН №117 [120]. Стендовые испытания а/м проводились с применением низкошумного динамического стенда, оборудованного беговыми барабанами, смонтированного в большой полубезэховой акустической камере НТЦ ОАО «АВТОВАЗ», обеспечивающим имитацию движения а/м по дороге и работу его узлов, агрегатов и систем в условиях эксплуатации. Стендовые акустические испытания ДВС проводились в безэховой акустической камере, оборудованной низкошумным моторным стендом в НТЦ ОАО «АВТОВАЗ».

Для регистрации физических параметров акустических колебаний объектов исследований использовалась шумоизмерительная аппаратура: конденсаторные микрофоны типа 4133 (ф. «Brüel & Kjær», Дания), предварительные усилители типа PRM 900C (ф. «Larson-Davis», США), 2-х канальный анализатор тип 2900B (ф. «Larson-Davis»), 8-и канальный анализатор тип 3200L (ф. «Larson-Davis»), 8-и канальная измерительная система Soundbook (ф. «Sinus»,

Германия), тахометр типа Т100 (ф. «Larson-Davis»), акустические калибраторы тип 4230 (ф. «Brüel & Kjær»), CAL200 (ф. «Larson-Davis»). Для измерений атмосферных условий использовались барометр-анероид тип БАММ, гигрометр психрометрический тип Вит-2.

При обработке результатов испытаний в лабораторных условиях использовался комплекс ПО, осуществляющих сбор и обработку результатов («Октава 3.0» ф. «Компания Октава+», «Samurai» ф. «Sinus» и др.).

Стендовые акустические испытания и расчетно-экспериментальные исследования катколлекторов СВОГ ДВС проводились на испытательном моторном стенде ООО «РОССКАТавто» и в лаборатории Института акустики машин при СГАУ с использованием 3-х компонентного сканирующего лазерного виброметра тип PSV-400-3D (ф. «Politec», Германия).

Все использованные измерительные приборы соответствуют первому классу точности и проходили предусмотренную действующими правилами Госстандарта РФ поверку и калибровку. Стендовое оборудование моторного испытательного бокса НТЦ ОАО «АВТОВАЗ» соответствует требованиям ГОСТ 14846 [28].

Расчетное моделирование с использованием ПО «Виртуальный акустический стенд» и, в частности, исполняемых программ «TL.exe», «ITL.exe» для определения шумозаглушающих характеристик СВ и СВОГ ДВС, «Test_rig_ii.exe» для определения передаточной функции по колебательному объёмному расходу от источника звука в полости МО, проводилось на кафедре «Управление промышленной и экологической безопасностью» ТГУ. Расчетное моделирование по определению газодинамических характеристик СВ проводилось с использованием ПО «SolidWorks» и его приложения «COSMOS FlowWorks». Оценка резонансной виброактивности корпуса катколлектора в целом и его составных элементов в отдельности расчетным путем производилась с использованием программной системы конечно-элементного анализа «ANSYS».

2.2 Источники шума автомобиля

Современные модели автотранспортных АТС и, в особенности, легковые а/м, постоянно подвергаются кардинальному конструкторско-технологическому усовершенствованию для улучшения их акустических качеств. В отличие от ранее производимых моделей АТС, которые характеризовались зачастую одним ярко выраженным или несколькими выделяющимися шумогенерирующими источниками, и в первую очередь – СВОГ, определяющими общий уровень их суммарного шумового излучения, звуковое поле современных моделей АТС формируется существенно большим числом равнозначных или близких по уровням источников шума (см. рис. 2.1).

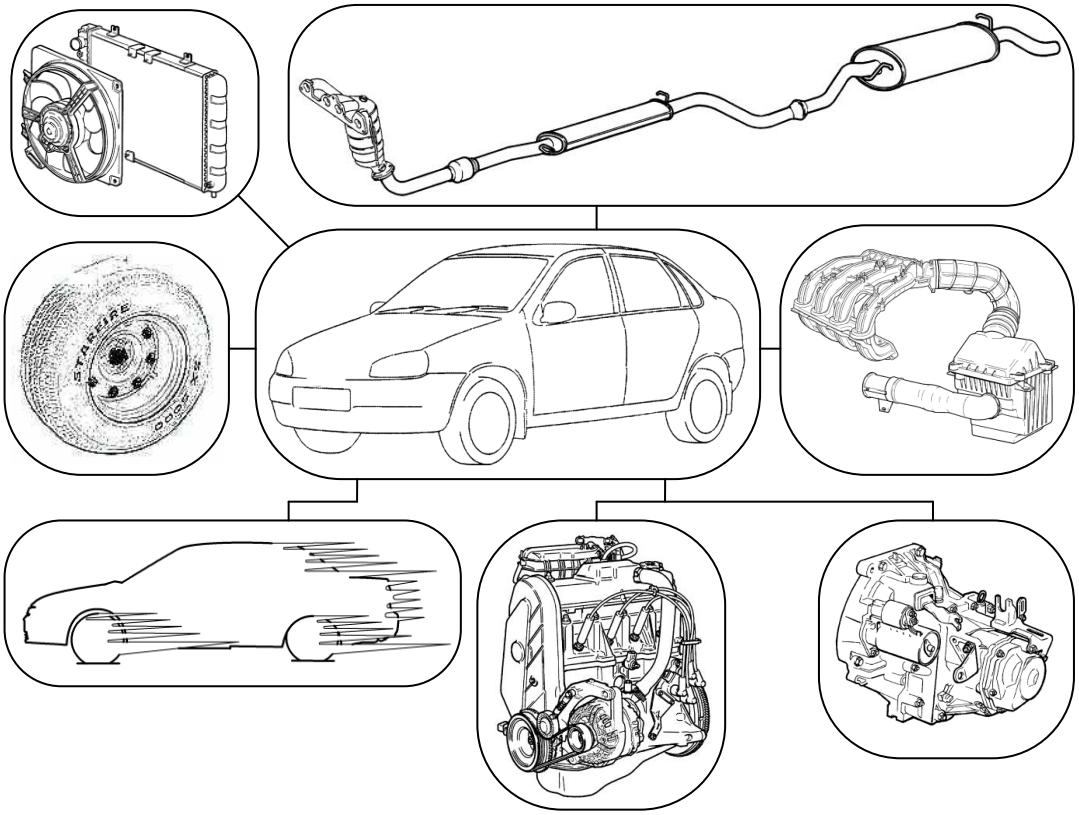


Рисунок 2.1 - Характерные источники шума современных моделей АТС

Звуковая энергия, излучаемая АТС во внешнюю окружающую среду (внешний шум АТС – W_a), может быть представлена уравнением мощностного акустического баланса АТС (2.1):

$$W_а = W_{ДВС} + W_{тран} + W_{дор} + W_ш + W_{аэр}\ , Вт, \quad (2.1)$$

где $W_{ДВС}$ – звуковая мощность агрегатов и систем ДВС, Вт; $W_{тран}$ – звуковая мощность агрегатов трансмиссии, Вт; $W_{дор}$ – звуковая мощность узлов ходовой части и кузова АТС при их динамическом возбуждении микропрофилем дорожного покрытия, Вт; $W_ш$ – звуковая мощность процесса контактного динамического взаимодействия шин с поверхностью дорожного покрытия, Вт; $W_{аэр}$ – звуковая мощность процесса динамического взаимодействия набегающего воздушного потока с внешними обтекаемыми поверхностями движущегося АТС, Вт.

В свою очередь, основными источниками шумового излучения исходящего из открытых проемов МО АТС в окружающую среду, кроме шума, производимого вибрирующей поверхностью стенок корпуса силового агрегата (ДВС), являются аэродинамические шумы, генерируемые его СВ и системой охлаждения ДВС (крыльчаткой вентилятора радиатора), а также структурный шум корпуса катколлектора СВОГ и корпуса модуля впуска СВ. Источником шумовой энергии ДВС, находящимся вне пространства полости МО является также СВОГ с типичным газодинамическим излучателем в виде открытого среза ее хвостовой трубы. Уравнение мощностного акустического баланса ДВС в этом случае может быть представлено в виде выражения (2.2):

$$W_{ДВС} = W_{корп} + W_{кат} + W_{мод.вп.} + W_{вп} + W_{вып} + W_{вен} \pm W_{МО},\ Вт, \quad (2.2)$$

где $W_{корп}$ – звуковая мощность структурной составляющей, генерируемой вибрирующими поверхностями стенок корпусных элементов ДВС и его навесных агрегатов, Вт; $W_{кат}$ – звуковая мощность структурной составляющей корпуса катколлектора СВОГ, Вт; $W_{мод.вп.}$ – звуковая мощность структурной составляющей корпуса модуля впуска СВ, Вт; $W_{вп}$ – звуковая мощность газодинамической составляющей СВ (шум впуска), Вт; $W_{вып}$ – звуковая мощность газодинамической составляющей СВОГ (шум выхлопа), Вт; $W_{вен}$ –

звуковая мощность газодинамической составляющей, генерируемой крыльчаткой электровентилятора радиатора системы охлаждения ДВС, Вт; $W_{МО}$ – величина звуковой мощности поглощенной конструктивными элементами МО (знак минус), или усиленной резонансными процессами воздушного объема полости МО и/или колеблющимися ограждающими элементами (панелями) МО кузова АТС (знак плюс).

Представление совокупного акустического излучения от ДВС в виде акустического баланса мощностей отдельных источников открывает возможности аналитического определения величины энергии акустического излучения каждым источником.

Акустическая мощность, обусловленная излучением поверхностей стенок корпусных деталей (ДВС, катколлектор СВОГ, модуль впуска СВ), может быть определена выражением (2.3)

$$W_{корп} = \rho_c S R_e \int_S V^2 dS , \qquad (2.3)$$

где ρ_c – акустическое сопротивление среды; S – поверхность излучения; R_e – действительная часть коэффициента излучения; V – виброскорость по нормали к излучающей звук поверхности.

Возможно также использовать вариант уравнения акустического баланса, составленный на базе аппроксимации каждого источника излучения, одним из элементарных излучателей типа монополя (W_0), диполя (W_I) или излучателя более высокого порядка (W_{II}). В отношении поверхностных излучателей шума ДВС они так же могут аппроксимироваться отдельными-элементарными излучателями или их совокупностью. Тогда акустическая мощность, обусловленная отдельными поверхностными излучателями ДВС, аппроксимированными соответствующими элементарными излучателями, может быть определена по выражению (2.4)

$$W_{корп} = \sum W_0 + \sum W_I + \sum W_{II}\,, \qquad (2.4)$$

где $\sum W_0$, $\sum W_I$, $\sum W_{II}$ – суммарная акустическая мощность излучателей монопольного, дипольного и квадрупольного типов.

Под термином «акустический излучатель типа монополя» понимается поршневой излучатель нулевого порядка [51]. Типичными излучателями такого типа являются открытые горловины системы газообмена ДВС (СВ и СВОГ).

Под термином «акустический излучатель типа диполя» понимается излучатель первого порядка как колеблющееся монолитное твердое тело. Типичными излучателями такого типя являются колеблющийся на подвеске корус силового агрегата, ременные передачи привода вспомогательных агрегатов, осевые колебания дисковой части приводных шкивов коленчатого вала ДВС и вспомогательных агрегатов.

Под термином «акустический излучатель типа квадруполя» понимается излучатель второго порядка как взаимодействующий действительным и мнимым изображением звукового поля, образуемого вертикальным диполем, расположенным вблизи жесткой звукоотражающей стенки. Типичный излучатель такого типа – колеблющийся корпус силового агрегата или осевые и изгибные колебания приводных шкивов ДВС вблизи поверхностей панелей МО и стенок ограждающих кожухов привода газораспределительного механизма и т.д.

В главе 3 диссертационной работы элементарные излучатели будут использованы в расчетном ПО в качестве виртуальных источников звука при определении шумозаглушающих характеристик (трансмиссионных потерь) СВ и СВОГ ДВС и для расчётов передаточной функции МО.

На рисунках 2.2, 2.3 представлены результаты акустических испытаний партии легковых а/м (в частности – а/м семейства LADA PRIORA).

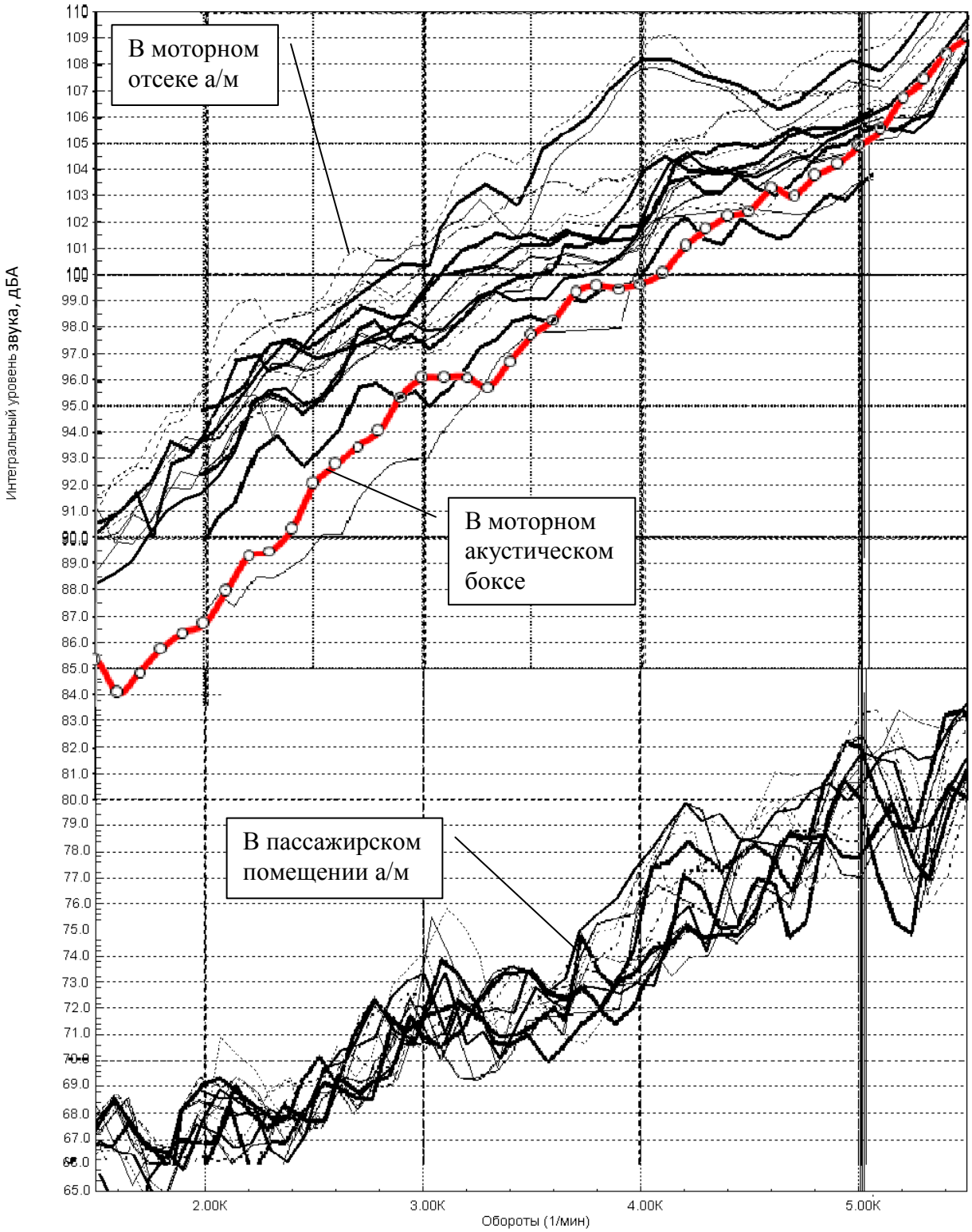


Рисунок 2.2 - Общие уровни шума а/м LADA семейства PRIORA

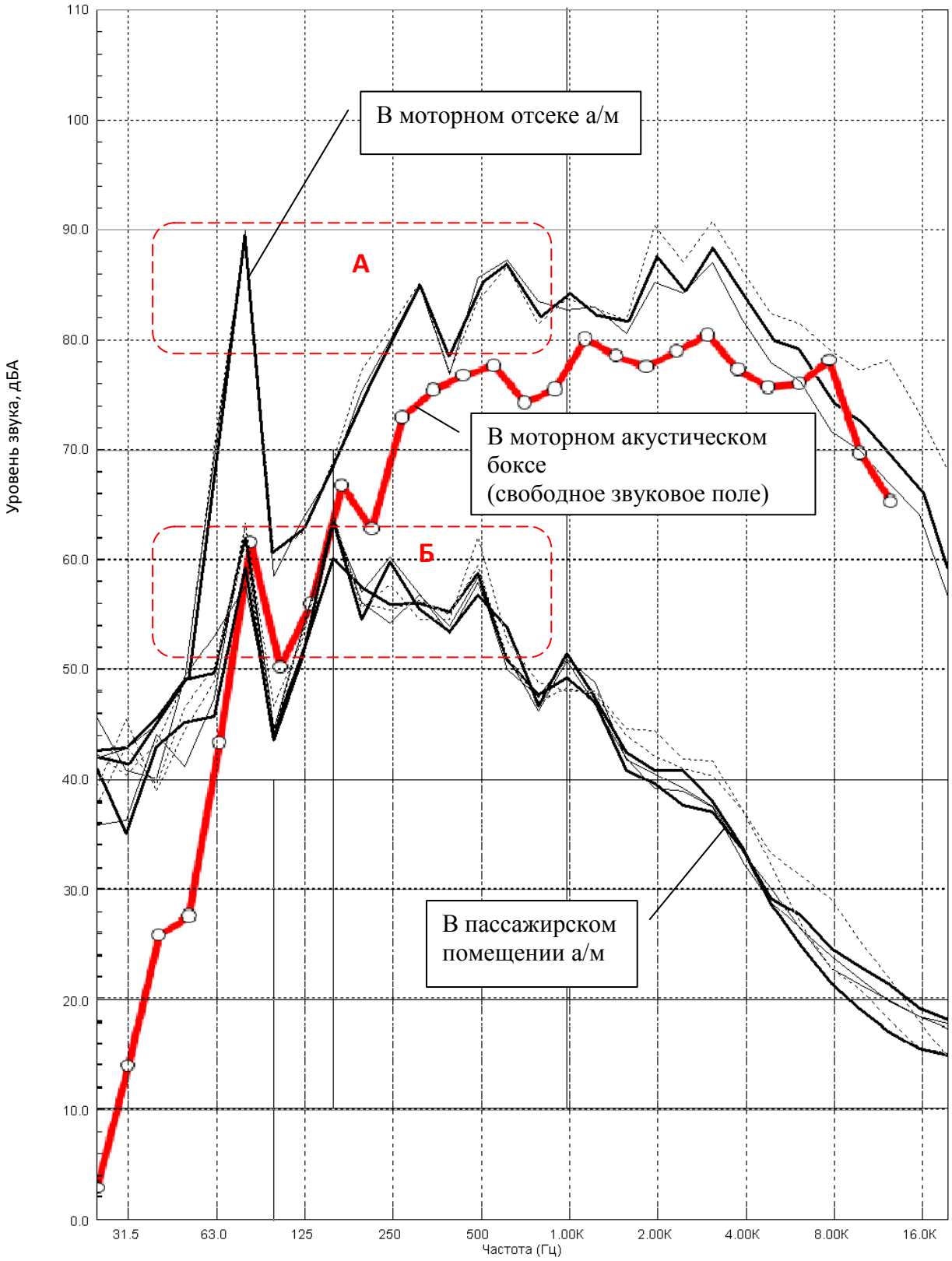


Рисунок 2.3 - 1/3-октавные спектры уровней шума а/м LADA семейства PRIORA (режим работы ДВС – 2300 мин$^{-1}$)

Уровни шума измерялись в полости МО кузова а/м (в 0,25 м от корпуса ДВС), в пассажирском помещении а/м в зоне органов слуха водителя на режиме интенсивного разгона при включенной 3-й передаче коробки переключения передач (измерительная точка Б согласно ГОСТ Р 51616), и в условиях свободного звукового поля – в безэховой акустической камере моторного акустического бокса (в 0,25 м от корпуса ДВС).

Как видно из представленных графиков, уровни шума диффузного звукового поля, зарегистрированные в 0,25 м от корпуса ДВС в полости МО существенно превышают уровни шума ДВС, регистрируемые в свободном звуковом поле в 0,25 м от корпуса ДВС в безэховой акустической камере моторного акустического бокса. Особенно это заметно в области низких частот, включающих диапазон частот основных моторных гармоник. Это свидетельствует о том, что частично-замкнутая полость МО, выступает в роли выраженного низкочастотного усилителя звука, за счет проявления резонансных эффектов на частотах близких к собственным частотам воздушного объема полости МО (см. область А рис. 2.3). При этом, звукоизоляция пассажирского помещения а/м, удовлетворительная в области средних и высоких частот, на низких частотах значительно хуже (см. область Б рис. 2.3).

В полости МО сосредоточены следующие основные источники шума: корпус ДВС в сборе с навесными агрегатами, корпус катколлектора СВОГ, корпус модуля впуска СВ, открытый срез воздухозаборного патрубка (ВЗП) СВ, крыльчатка вентилятора системы охлаждения ДВС. На рис. 2.4 представлена принципиальная схема размещения в полости МО, представленного параллелепипедом с габаритными размерами L × B × H, типичных источников шумового излучения легкового а/м.

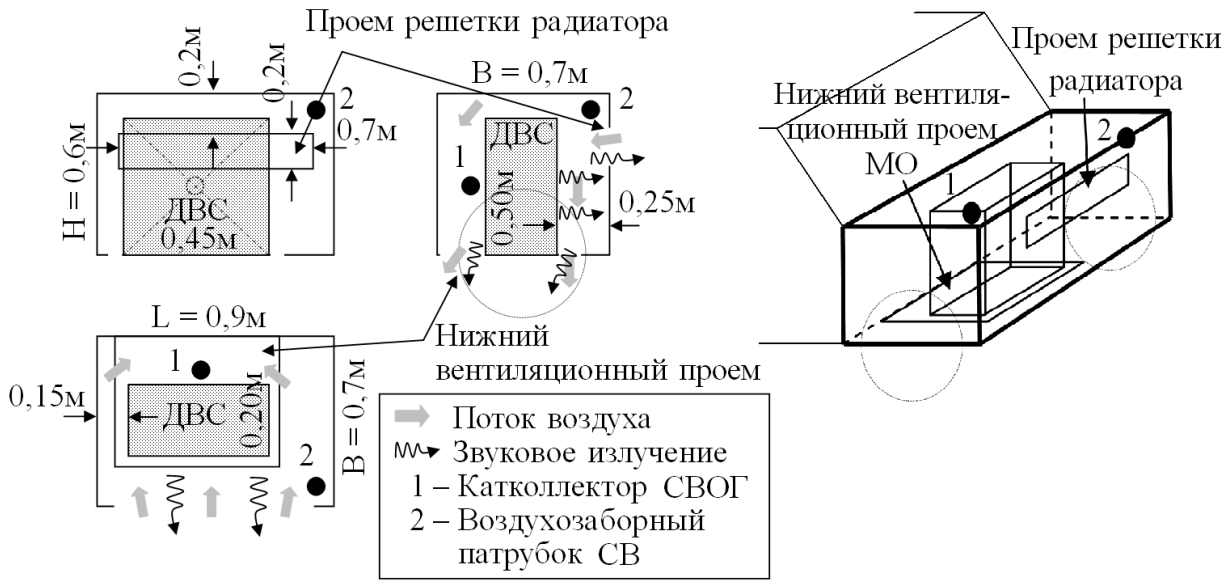


Рисунок 2.4 - Принципиальная схема размещения в полости МО легкового а/м основных источников шумового излучения

В главах 2, 3 диссертационной работы приведены результаты расчетных, расчетно-экспериментальных и экспериментальных исследований источников шумовых излучений, представленных на рисунке 2.4.

2.3 Шум системы выпуска отработавших газов двигателя

2.3.1 Экспериментальные исследования акустических излучений систем выпуска отработавших газов двигателей легковых автомобилей

СВОГ ДВС современных легковых а/м, представлены сложными многофункциональными устройствами, объединяющими в себе как непосредственно шумозаглушащие элементы – ГШ выхлопа, так и элементы химического типа очистки ОГ от содержащихся в их составе токсичных компонентов (CO, CH, NO_x) и твердых частиц (сажи). Типичная конструкция СВОГ ДВС, современной модели легкового а/м малого и среднего класса представлена на рисунке 2.5.

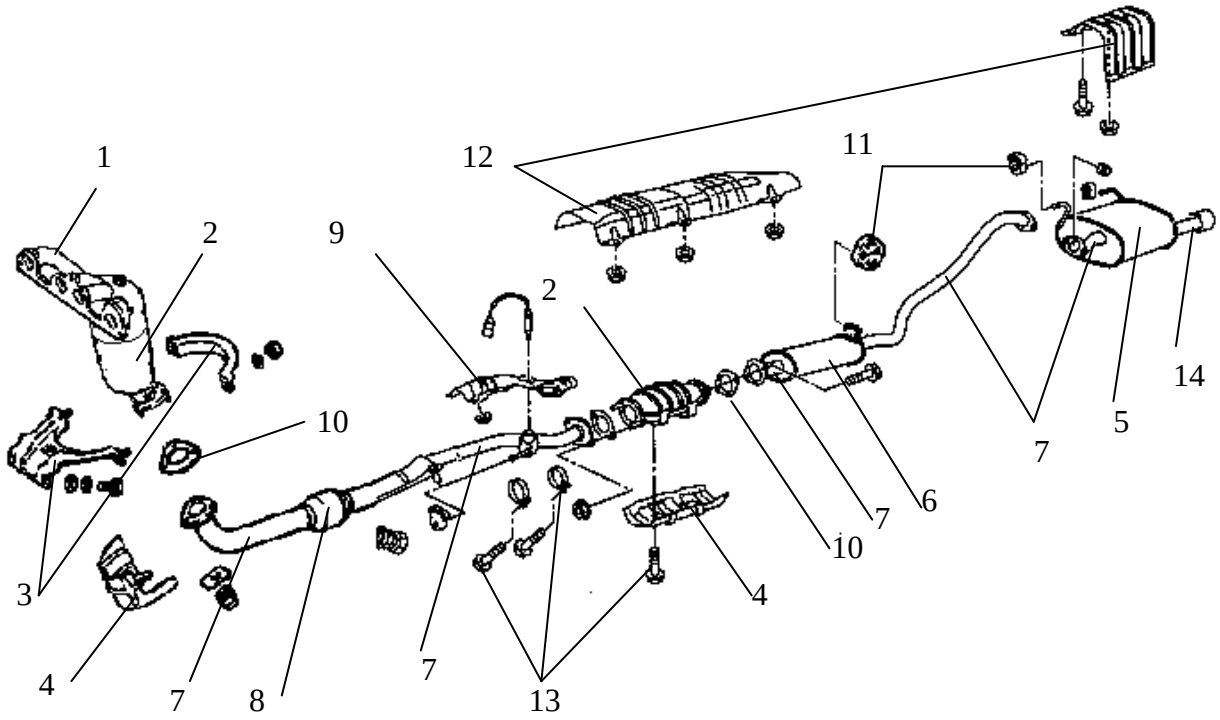


Рисунок 2.5 - Принципиальная схема типичной СВОГ ДВС современной модели легкового а/м малого и среднего класса

Позициями на рисунке 2.5 обозначены: 1 – выпускной коллектор, 2 – каталитический нейтрализатор, 3 – крепежные кронштейны, 4 – термоакустический экран нейтрализатора, 5 – основной ГШ, 6 – дополнительный ГШ, 7 – соединительные трубопроводы, 8 – компенсатор колебаний, 9 – термоэкран, 10 – уплотнительные элементы, 11 – упругие элементы подвески СВОГ, 12 – термоакустические экраны панелей пола кузова, 13 – крепежные элементы, 14 – хвостовая труба СВОГ.

В составе СВОГ ДВС легкового а/м содержится, как правило, несколько (обычно – два) ГШ. ГШ больших габаритных размеров принято называть основным, остальные ГШ меньших габаритных размеров – дополнительными.

При варианте компоновки выпускного коллектора СВОГ, совмещенного с каталитическим нейтрализатором, (катколлектора) в МО за корпусом ДВС, напротив стенки щитка передка кузова, (рис. 2.6 а), по сравнению с альтернативным вариантом его компоновки перед корпусом силового агрега-

та (за модулем системы охлаждения ДВС) (рис. 2.6 б), усложняются задачи решения не только акустических (из-за усиления передачи шумовой энергии из МО в пассажирское помещение), но и температурных проблем (низкая эффективность вентиляции подкапотного пространства, ухудшение процесса теплосъема с расположенного за корпусом ДВС термонагруженного корпуса катколлектора, затрудненное обеспечение пожаробезопасности).

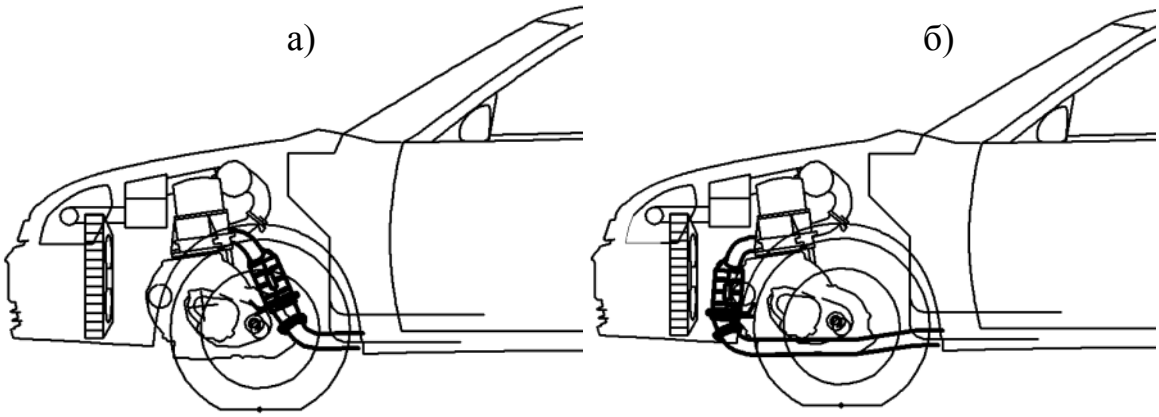


Рисунок 2.6 - Схемы расположения катколлектора СВОГ ДВС легкового а/м:
а) – за корпусом ДВС, б) – перед корпусом ДВС

Проектирование составных элементов конструкций СВОГ ДВС для современных моделей легковых а/м базируется на нормативных параметрах обеспечения их шумозаглушающих свойств (в первую очередь – достигаемом эффекте заглушения газодинамической составляющей шума СВОГ). Лимитируемая ТЗ величина уровня шумозаглушения газодинамической составляющей СВОГ ДВС представляется в виде предельно-допустимых значений общих уровней шума во всем эксплуатационном диапазоне частот вращения коленчатого вала ДВС.

Наряду с лимитированием ТЗ газодинамической составляющей шума выхлопа, необходимо также ограничивать уровень структурного шума СВОГ, излучаемого вибрирующими тонкостенными корпусными элементами СВОГ. Последний не должен оказывать заметного (регистрируемого приборными средствами измерений) влияния на результаты измерений общих уров-

ней внешнего и внутреннего шума АТС и не должен обнаруживаться субъективными восприятиями экспертов в качестве выделяющегося раздражающего акустического сигнала.

Используемая конструкция СВОГ должна способствовать обеспечению соответствия АТС действующим требованиям ГОСТ Р 41.51 (Правила ЕЭК ООН № 51), ГОСТ Р 52231, ГОСТ Р 51616, лимитирующих его уровни внешнего и внутреннего шума, которые формируются несколькими источниками шумового излучения, в том числе и СВОГ. Если уровни внешнего и/или внутреннего шума испытуемого образца АТС превышают нормируемое значение, то должны быть проведены соответствующие оценочные испытания по установлению причин неудовлетворительной эффективности ГШ. При оценочных исследованиях производится регистрация наличия или отсутствия шумопонижающих эффектов как в отношении излучения газодинамического шума выхлопа, так и структурного шума, излучаемого корпусными элементами СВОГ (например, катколлектором).

В настоящее время существуют стандартизированные методики оценок технических характеристик и параметров акустической эффективности ГШ устанавливаемых на различных эксплуатируемых технических объектах, регламентируемые ГОСТ 31324 (ИСО 11820:1996) [29], ГОСТ 31328 (ИСО 14163:1998) [31]. Вместе с этим не установлено отдельных регламентирующих стандартов, определяемых непосредственные нормативные (ограничительные) требования, характеризующие акустические качества ГШ при их квалификационных оценочных испытаниях в составе движущихся (эксплуатируемых) АТС.

В международных (Правила ЕЭК ООН №51) и национальных стандартах (ГОСТ Р 41.51) оценочные акустические испытания предусматривают определение соответствия промышленно производимых конструкций ГШ, смонтированных в составе эксплуатируемых АТС, насколько они удовлетворяют ранее уже заявленным положительным сертификационным результатам протоколов измерений внешнего шума АТС (при установке измерительных

микрофонов в 7,5 м от центральной продольной плоскости а/м). При этом, предусмотрена сопутствующая дополнительная процедура регистрации уровней шума выхлопа (при установке измерительного микрофона в 0,5 м от открытого среза хвостовой трубы СВОГ под углом 45^0 к ее оси). Эта протокольная процедура используется для последующих мониторинговых контрольных оценок соответствия технологического качества изготовления промышленных образцов ГШ заявленным сертификационным протоколам испытаний, а также для выборочного контроля технического состояния ГШ в отношении соблюдения их шумозаглушающих свойств в процессе длительной эксплуатации АТС.

В перечень актуальных задач технических разработок эффективных конструкций ГШ, включают не только обеспечение необходимой степени заглушения ими акустической энергии (в первую очередь – газодинамической составляющей шума выхлопа), но и минимизацию их весогабаритных и стоимостных показателей, обеспечение низких гидравлических сопротивлений транспортируемому потоку ОГ способствующих очистке цилиндров ДВС, уменьшению расхода топлива и снижению токсических выбросов в составе ОГ, а также, исключение загрязнения воздушной среды частицами волокнистых ЗПМ, выдуваемых с потоком ОГ (в случае, если они содержатся в камерных элементах ГШ). В связи с этим, востребована необходимость комплексного учета и компромиссного решения сложной технической проблемы для удовлетворения разнообразных и, зачастую, противоречивых требований и ограничений.

Устанавливаемое технически и экономически обоснованное «рациональное» значение уровня шума СВОГ, как отдельной составляющей уравнения акустического баланса уровней внешнего шума АТС, суммарное значение которого составляет 74 дБА (действующее в настоящее время регламентированное предельное значение общего уровня шума для легковых а/м), может быть определено исходя из условий, при которых оно уже не оказыва-

ет какого-либо существенного влияния на изменение общего уровня внешнего шума АТС (не более чем на 0,1 дБА).

Как известно, при суммировании уровней звука двух некогерентных источников излучения, отличающихся друг от друга на величину не менее 15 дБА, дополнительный вклад в суммарное звуковое излучение, вносимое менее интенсивным источником (уровень которого является более низким на 15 дБ) не превышает 0,1 дБ [47]. Такой незначительной величиной уровня шума (0,1 дБ) при решении технических (конструктивных, технологических) и стоимостных задач уже вполне обоснованно можно пренебречь, так как погрешность измерений уровней шума, производимых с помощью современных моделей шумомеров первого класса точности, превышает указанную величину.

Если исходить из условия, что суммарный уровень шума двух некогерентных источников (один из которых – шум выхлопа, а другой – совместное совокупное шумовое излучение остальных источников шума АТС) не должен превышать предельного нормированного значения 74 дБА, то в этом случае уровень шума выхлопа ДВС, не оказывающий существенного влияния (не более 0,1 дБА) на повышение суммарного уровня шума АТС, окажется равным 58, 9 дБА.

Действительно, согласно правилу сложения уровней звука двух некогерентных источников излучения (выражение 2.5) их суммарный уровень L_Σ составит:

$$L_\Sigma = 10\lg\left(10^{0,1L_1} + 10^{0,1L_2}\right), \text{ дБА}, \qquad (2.5)$$

где L_1 и L_2 – соответственно уровни звука составных источников излучения, дБА.

При уровне звука излучаемого СВОГ L_1 = 58,9 дБА, и совокупном уровне звука излучаемого всеми остальными источниками излучения АТС за

исключением (за вычетом) уровня шума генерируемого СВОГ L_2 = 73,9 дБА, суммарный уровень внешнего шума АТС (L_Σ) составит:

$$L_\Sigma = 58{,}9 \text{ дБА} + 73{,}9 \text{ дБА} = 74 \text{ дБА}.$$

Таким образом, указанное значение уровня шума выхлопа СВОГ (L_1 ≈59 дБА) в составе такого многокомпонентного шумового излучателя на открытом пространстве, как легковой а/м, который генерирует общий уровень внешнего шума 74 дБА, может быть принято в качестве обоснованного целевого ориентира («рационального» значения) ТЗ для последующего обеспечения соответствия а/м действующих законодательных требований.

Если же рассматривать перспективную ограничительную норму (≤71 дБА, согласно проекта Правил ЕЭК ООН №51-03), то обоснованным соответствующим целевым ориентиром следует считать значение уровня шума выхлопа СВОГ равное $L_1 \approx 56$ дБА. Указанные рекомендуемые значения величин шумозаглушений являются идеализированными целевыми ориентирами разработок высокоэффективных ГШ СВОГ, которые в процессах разработок и доводки конструкций ГШ могут быть скорректированы в ту или иную сторону. Их достижение, как правило, позволяет удовлетворять требования действующих и перспективных стандартов (ГОСТ Р 41.51, Правила ЕЭК ООН №51-02 и №51-03) с минимизированными стоимостными затратами, т.к. стоимостная ставка заглушения шума выхлопа автомобильной СВОГ является одной из наиболее низких [73, 72]. Это объясняется в первую очередь тем, что при прочих равных условиях, стоимостные ставки шумозаглушения остальных составляющих источников внешнего шума легкового а/м, формирующих его общий уровень (структурный шум корпуса силового агрегата, шумовое излучение зон контактного взаимодействия шин с поверхностью дорожного покрытия), являются существенно более высокими.

Естественно, что кроме безусловного обязательного удовлетворения указанных акустических нормативных требований стандартов, разработчик

(производитель) АТС ставит перед собой и другие технические задачи, ориентиры и пути их обеспечения. В этих случаях, возможны ситуации, когда предъявляемые потребительские требования ТЗ конкретного заказчика, разработчика или производителя АТС в отношении достижения заданных акустических качеств СВОГ ДВС, могут оказаться существенно более жесткими, чем это требуют действующие законодательные ограничения стандартов.

При демонтированных из состава АТС шумозаглушающих элементах СВОГ (ГШ, нейтрализаторах) – незаглушенный шум выхлопа СВОГ при свободном прямоточном выбросе ОГ в атмосферу из выпускного коллекторного узла ДВС становится наиболее мощным излучателем акустической энергии АТС. При регистрации уровней внешнего шума в 7,5 м от центральной продольной плоскости такого «разукомплектованного» (с демонтированной СВОГ) легкового а/м, движущегося на режиме интенсивного разгона с полной нагрузкой, проводимой согласно методике ГОСТ Р 41.51 (Правила ЕЭК ООН №51-02), его общие уровни внешнего шума достигают значений 100…110 дБА. Именно по этой причине, возникает задача разработки высокоэффективных по шумозаглушению конструкций технических устройств для СВОГ ДВС легкового а/м обеспечивающих суммарный шумозаглушающий эффект не менее ~40…50 дБА (со 100…110 дБА до 56…59 дБА).

В связи с вышеизложенным, нами были проведены исследования достигнутых действительных параметров шумозаглушения, которыми обладают серийные (товарные образцы) конструкции ГШ СВОГ, используемые на различных современных моделях легковых а/м. С этой целью, использованы оценочные методы измерений уровней шума выхлопа СВОГ, проводимые как в стандартизированных условиях дорожных испытаний на 20-метровом измерительном участке, соответствующем требованиям стандартов (ИСО 10844 [52], ГОСТ Р 41.51, Правила ЕЭК ООН №51), так и в условиях стендовых акустических испытаний, с применением низкошумного динамического стенда, оборудованного беговыми барабанами, смонтированного в большой

полубезэховой акустической камере НТЦОАО «АВТОВАЗ» г. Тольятти (рис. 2.7).

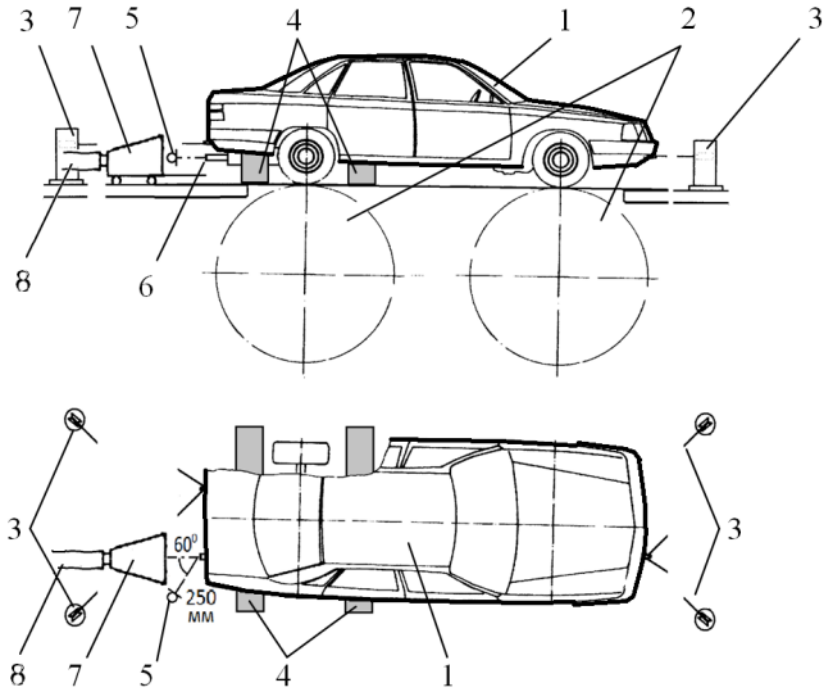


Рисунок 2.7 - Схема установки и закрепления легкового а/м с его неподвижной фиксацией на беговых барабанах динамического стенда.

Позициями на рисунке 2.7 обозначены: 1 – легковой а/м, 2 – беговые барабаны динамического стенда, 3 – тросовые удерживающие растяжки, 4 – звукоизоляционные устройства, 5 – измерительный микрофон, 6 – открытый срез хвостовой трубы СВОГ, 7 – устройство низкошумного дистанционного отсоса ОГ, 8 – гибкий трубопровод технологической вытяжной вентиляции.

Для объективных определений уровней шума выхлопа СВОГ как по общему уровню, так и по уровням отдельных спектральных составляющих и последующей оценки его энергетического вклада во внешний шум а/м, может быть использован расчетно-экспериментальный метод «фактических поправок» [17, 18, 16].

Обоснование правомерности заданного выбора месторасположения измерительного микрофона (в 0,25 м от открытого среза хвостовой трубы СВОГ под углом 60^0 к ее оси) базируется на проведенных сопоставительных

оценках измерений уровней шумовых излучений, при удалении измерительного микрофона на расстояние 0,5 м от открытого среза хвостовой трубы, а также с вариантами сохранения месторасположений измерительных микрофонов в 0,25 м и в 0,5 м от открытого среза хвостовой трубы СВОГ при отведенном выхлопе ОГ удлиненным гибким трубопроводом (соответственно, реализующим устранение шумового излучения СВОГ из зоны измерений).

Из результатов испытаний следует, что замеренные значения общих уровней шума выхлопа в контрольной измерительной точке, располагаемой в 0,25 м от открытого среза хвостовой трубы ($Lв_{0,25}$), не менее чем на 10…15 дБА выше соответствующих значений уровней «паразитного» акустического фона (рис. А.1 приложения А). В контрольной измерительной точке, располагаемой в 0,5 м от открытого среза хвостовой трубы – значения уровней шума выхлопа ($Lв_{0,5}$) выше соответствующих значений уровней акустического фона лишь на 5…10 дБА, что для поставленных целевых задач ТЗ и технических условий изготовления (ТУ) является недостаточным. При этом значения уровней фонового «паразитного» излучения при отведенном выпуске из зоны установки микрофона, замеренные в контрольных измерительных точках в 0,25 м и в 0,5 м от открытого среза хвостовой трубы – отличаются незначительно. При удвоении расстояния от измерительного микрофона до такого типа «точечного» излучателя звука (открытого среза хвостовой трубы СВОГ) с 0,25 м до 0,5 м – величина разницы регистрируемых уровней шума выхлопа составляет примерно 6 дБА, что однозначно подтверждает действие закона обратной пропорциональности распределения интенсивности акустической энергии квадрату расстояния от источника излучения, связанного с соответствующим геометрическим расширением пространственной области, в которую распространяется звуковая энергия от «точечного» источника [47].

Ввиду того, что экспериментальный метод «фактических поправок» определения уровня шума выхлопа СВОГ в максимальной степени учитывает все перечисленные выше возможные потенциалы влияний технических параметров, как на формирование звукового поля АТС, так и условия его рас-

пространения в окружающее пространство (они остаются неизменными как при штатном, так и «прямоточном» варианте исполнения СВОГ), то процедура определения действительных значений уровней шума выхлопа СВОГ по нему является наиболее точной и объективной. Именно по этой причине она была принята за основу при оценке акустических качеств СВОГ ДВС исследованного массива моделей легковых а/м, результаты которой приведены ниже.

2.3.2 Оценочное ранжирование акустических качеств автомобильных систем выпуска отработавших газов

Объективная сопоставительная оценка акустических качеств исследуемых (разрабатываемых) образцов конструкций СВОГ возможна на основе полученных обобщенных результатов инструментальных исследований уже достигнутых технических показателей (достигнутого технического уровня) на серийных образцах АТС заданного семейства, имеющего близкие к исследуемому объекту базовые технические параметры. В первую очередь, подразумеваются основные технические параметры ДВС, как непосредственного генератора газодинамического акустического излучения СВОГ.

Нами были проведены экспериментальные исследования акустических характеристик 50 образцов различных моделей легковых а/м отечественных и зарубежных производителей (Daewoo, Ford, Hyundai, Kia, Nissan, Opel, Peogeot, Renault, Toyota, Volkswagen и др.). Некоторые из исследованных моделей а/м были представлены несколькими модификациями. При этом 4% от общего количества исследованных образцов были представлены семейством класса «A» (по европейской классификации), 28% – класса «B», 46% – класса «C», 12% – класса «D», а 10% образцов были представлены полноприводными образцами легковых а/м.

Согласно ГОСТ Р 41.51 (Правила ЕЭК ООН №51), уровни внешнего шума исследованных 50-и образцов легковых а/м, измеряемые на режиме их интенсивного разгона, удовлетворяли действующему на период исследова-

ний нормативному значению уровня (≤74+1) дБА и находились в диапазоне значений 70,0…75,0 дБА (см. рис. 2.8).

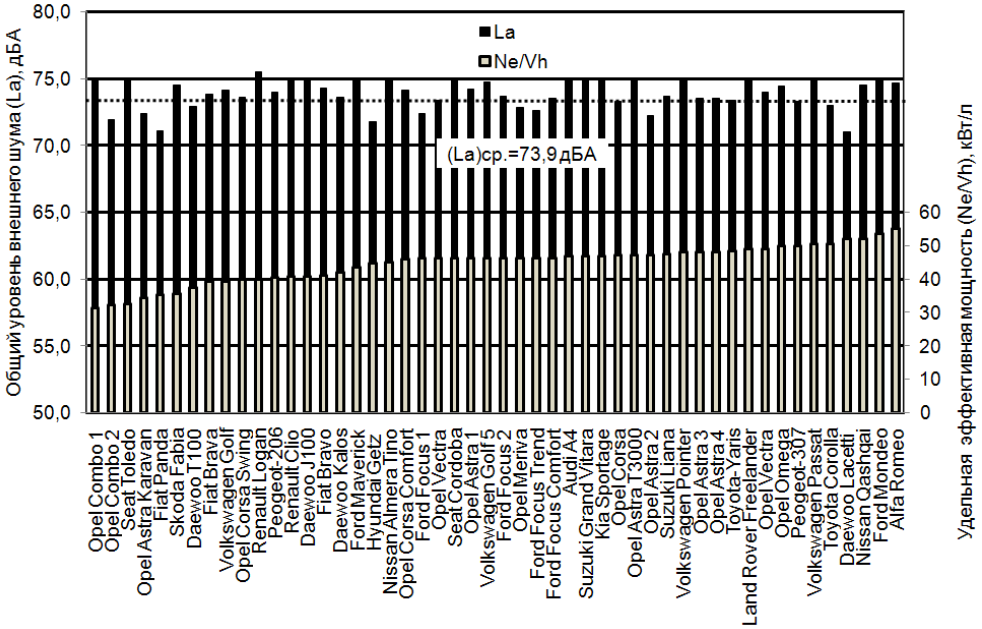


Рисунок 2.8 - Общие уровни внешнего шума исследованных моделей легковых а/м (La), замеренные в дорожных условиях испытаний на режиме интенсивного разгона а/м по ГОСТ Р 41.51 (п. Г.3.1) и ранжированные в направлении возрастания величины удельной эффективной мощности ДВС (Ne/Vh).

Все исследованные образцы легковых а/м характеризуются следующими техническими признаками:

- относятся (согласно международной классификации) к одной категории АТС – M_1;

- оборудованы рядным 4-х цилиндровым ДВС, рабочим объемом от 1,0 до 2,2 л, эффективной мощностью 44…108 кВт (удельная эффективная мощность ДВС находится в диапазоне 32…55 кВт/л);

- габаритные показатели составных элементов СВОГ, характеризуемые суммарным объемом полостей корпусов в составе расширительных и/или резонаторных камер глушителей шума (ГШ), включая объем полостей камер корпусов нейтрализаторов, находились в диапазоне от 11,5 до 35,0 л, отношение суммарного объема полостей камер ГШ к рабочему объему цилиндров

ДВС находилось в диапазоне 9,9…13,4, а отношение суммарного объема полостей камер ГШ к удельной эффективной мощности ДВС – составляло 0,35…0,49 л/(кВт/л);

- диаметры проходных сечений трубопроводных элементов СВОГ находились в диапазоне от 38 до 55 мм (преимущественно – 43…48 мм), в то время как отношение указанных диаметров трубопроводных элементов СВОГ к значениям удельной эффективной мощности ДВС соответствующих конкретных образцов АТС находилось в диапазоне 0,85…1,05 мм/(кВт/л);

- внутренние диаметры сечений и соответствующие им длины хвостовых патрубков СВОГ (отсчитываемые от внешней торцевой стенки корпуса ГШ) находились, соответственно, в диапазонах от 38 до 60 мм (преимущественно 43…48 мм) и от 85 до 1300 мм (преимущественно около 350 мм), а отношение внутренних диаметров сечений хвостовых патрубков СВОГ к значениям удельной эффективной мощности ДВС соответствующих образцов АТС составляло 0,94…1,15 мм/(кВт/л).

Необходимо заметить, что длина внешнего концевого участка хвостовых патрубков является неявным параметром, т. к. с одной стороны она в существенной степени определена возможностями реализуемой компоновки на а/м, а с другой стороны – ее действительная длина не может быть определена визуальным осмотром с соответствующим замером, т.к. неучитываемая часть этой длины может быть скрыта внутри полости корпуса ГШ.

На рисунке 2.9 представлены значения замеренных в стендовых условиях испытаний общих (интегральных) уровней шума выхлопа СВОГ ($Lв_{0,25}$) исследованных образцов легковых а/м на режиме полной нагрузки ДВС (при полном открытии дроссельной заслонки – в бензиновых ДВС или максимальной подаче топлива – в дизельных ДВС). На основе учета массива полученных результатов измерений 50-и образцов легковых а/м, было проведено ранжирование акустических (шумозаглушающих) качеств ГШ СВОГ с их последующих квалификационной оценкой по достигаемым категориям акустической эффективности.

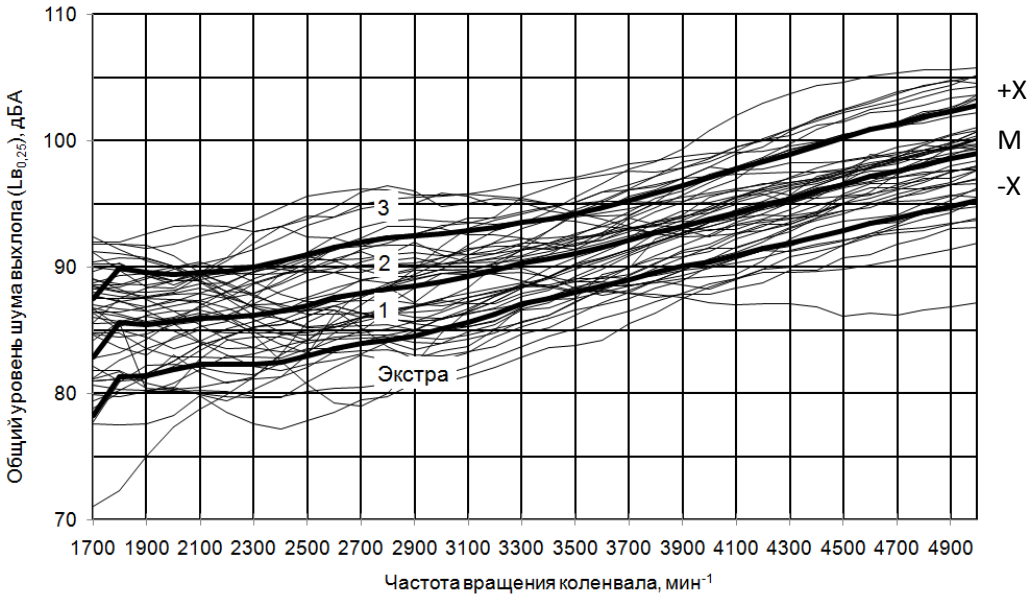


Рисунок 2.9 - Общие уровни шума выхлопа СВОГ ($Lв_{0,25}$), замеренные в стендовых условиях акустических испытаний при установке измерительного микрофона в 0,25 м от плоскости открытого среза хвостовой трубы СВОГ под углом 60^0 к ее оси (режим работы ДВС – разгон с полной нагрузкой).

Представленный массив статистических данных результатов экспериментальных исследований акустических характеристик СВОГ ДВС легковых а/м, образует распределение средних уровней – значений математического ожидания (М), поля доверительных интервалов со значениями верхней (+Х) и нижней (-Х) границ доверительного интервала в дБА, определяемых по формулам (2.6) и (2.7):

$$M = \frac{\Sigma Lвi}{n}, \text{ дБА}, \qquad (2.6)$$

где Lвi – общий уровень шума выхлопа исследуемого i-образца а/м, дБА;

n – количество исследованных образцов а/м (n = 50).

$$X = \sqrt{\frac{\Sigma(Lвi - M)^2}{n}}, \text{ дБА}. \qquad (2.7)$$

Согласно полученным результатам, акустические свойства ГШ СВОГ, характеризуемые регистрируемыми значениями уровней шума выхлопа СВОГ (дБА), условно разграничены различными категориями достигаемых акустических качеств: «высокой» эффективности (категория экстра) – в которых значения оцениваемого акустического параметра (общего уровня шума выхлопа СВОГ) находятся ниже значений нижней границы (-Х) доверительного интервала, соответственно, категории «повышенной» эффективности (категория 1) – ниже значений математического ожидания (М) в интервале (М-Х), категории «средней» эффективности (категория 2) – выше значений математического ожидания (М), простирающегося вплоть до верхней границы (+Х) доверительного интервала, и категории «низкой» эффективности (категория 3) – в которой значение оцениваемого акустического параметра находится выше определенных значений верхней границы (+Х) доверительного интервала.

Представленные на рисунке 2.9 результаты стендовых акустических испытаний, указывают на весьма значительный разброс замеренных значений уровней $Lв_{0,25}$, составляющий от 12 до 22 дБА. При этом, из последующей статистической оценки параметра Lв, следует, что значения доверительных интервалов (Х) составляют от 3,1 до 4,6 дБА. Изменение значения математического ожидания (М) общего уровня шума выхлопа СВОГ (ΔLв), вызванное соответствующим изменением скоростного режима работы ДВС в заданном диапазоне оборотов коленчатого вала $n_1 \ldots n_2$, может быть оценено согласно выражения (2.8):

$$\Delta L_в = 32 Lg(\frac{n_2}{n_1}),\ дБА, \qquad (2.8)$$

где n_1 и n_2 – текущие значения оборотов коленчатого вала ДВС, мин$^{-1}$.

Приведенная функциональная зависимость оценивает потенциальные эффекты уменьшения или усиления излучения звука СВОГ от изменения скоростного режима работы ДВС, обуславливаемого, например, изменением мощ-

ностных параметров ДВС или же изменением параметров трансмиссионных агрегатов АТС (передаточных чисел, радиуса качения колес).

Следует отметить, что примерно половина из числа исследованных образцов легковых а/м удовлетворяют критерию «повышенной» категории акустического качества СВОГ. В то же время, наиболее низкой категории акустического качества (категории 3) и достигнутого наиболее высокого акустического качества (категории «экстра») – удовлетворяет примерно одинаковое число исследованных образцов моделей легковых а/м (не более 5 в каждой из указанных категорий). Представленные оценочные результаты измерений, в частности, разброс значения $Lв_{0,25}$ = 12…22 дБА, косвенно свидетельствуют о существенном нереализованном потенциале акустического усовершенствования конструкций ГШ СВОГ на большом количестве моделей а/м, что подтверждает актуальность решения данной технической задачи.

В качестве дополнительных, зачастую – весьма важных, нормативных значений достигаемой акустической (шумозаглушающей) способности ГШ, например, согласно требований ТЗ и ТУ, а также с точки зрения субъективных восприятий звукового излучения СВОГ, следует рассматривать использование результатов сопоставительного статистического анализа замеренных уровней шума выхлопа СВОГ АТС на основной частотной гармонике рабочего процесса ДВС (f_i), определяемой по выражению (2.9):

$$f_i = \frac{ni}{60\tau}, \text{ Гц}, \qquad (2.9)$$

где n – частота вращения коленчатого вала, мин$^{-1}$;

i – число цилиндров;

τ – тактность ДВС (для 4-х тактного ДВС – τ = 2, для 2-х тактного ДВС – τ = 1).

Для примененных на исследованных моделях легковых а/м 4-х цилиндровых 4-х тактных ДВС f_i представляет частоту второго порядка двигателя 2n/60, с$^{-1}$ (рис. 2.10).

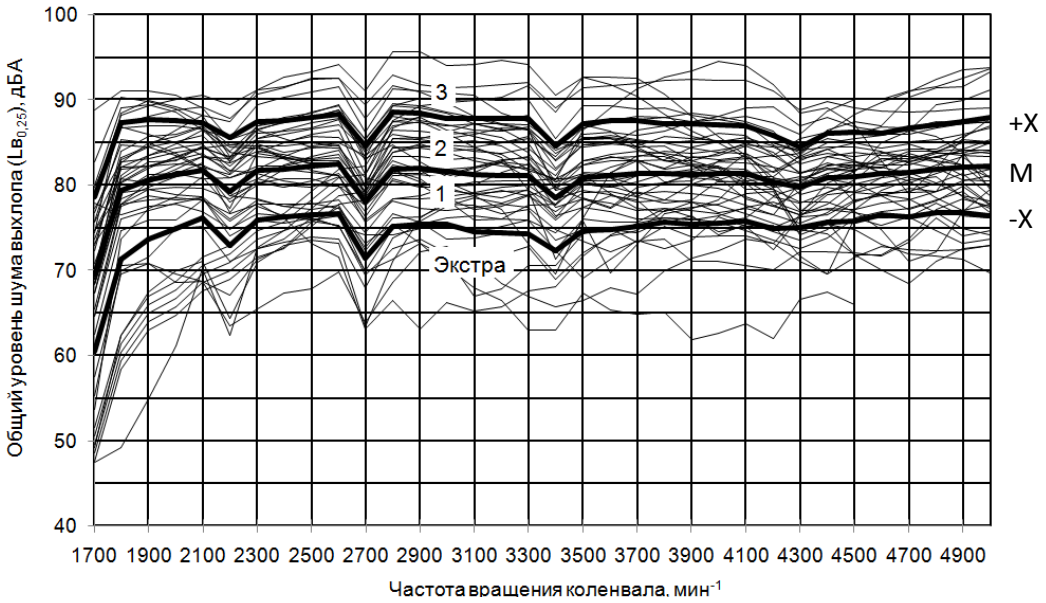


Рисунок 2.10 - Уровни шума выхлопа СВОГ ($Lв_{0,25}$) на частотах 2-й моторной гармоники (2n/60), замеренные в стендовых условиях акустических испытаний при установке измерительного микрофона в 0,25 м от плоскости открытого среза хвостовой трубы СВОГ под углом 60^0 к ее оси (режим работы ДВС – разгон с полной нагрузкой).

По аналогичным причинам, также целесообразен сопоставительный статистический анализ с регламентированной ТЗ (ТУ) оценкой звукового излучения, производимого СВОГ, на кратной ей составляющей 4n/60, $с^{-1}$ (рис. 2.11), которая, как правило, представляется весьма энергоемкой в спектрах шума выхлопа СВОГ.

Необходимо заметить, что указанные порядковые частотные гармоники 2n/60 и 4n/60, располагаясь в низкочастотной области звукового спектра, достигают в ней значительных уровней и в слабой степени изменяются во всем исследованном скоростном диапазоне работы ДВС. Как известно, они характеризуются высокой проникающей способностью и слабым диссипативным затуханием при распространении через многослойные структуры кузовных панелей а/м, вследствие слабой звукоизоляционной способности указанных кузовных структур в этом частотном диапазоне. По этой причине, указанные низкочастотные составляющие в существенной степени ответст-

венны за формирование звукового поля внутри пространства кабины водителя (пассажирского помещения) а/м, определяемого как приборными средствами измерений, так и субъективными раздражающими и утомляющими восприятиями водителя и пассажиров, находящихся в а/м (рис. 2.3).

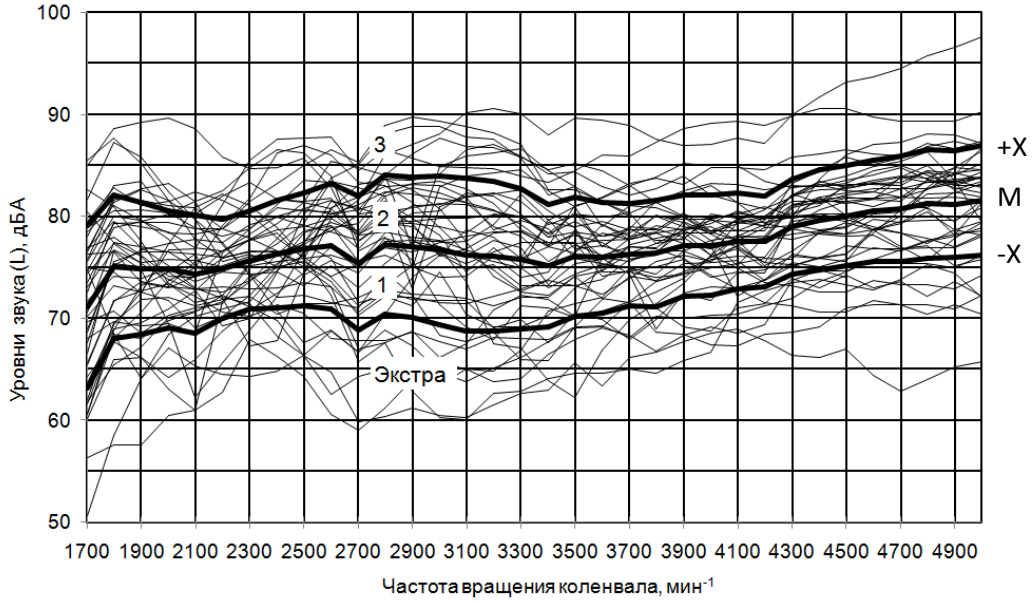


Рисунок 2.11 - Уровни шума выхлопа СВОГ ($Lв_{0,25}$) на частотах 4-й моторной гармоники (4n/60), замеренные в стендовых условиях акустических испытаний при установке измерительного микрофона в 0,25 м от плоскости открытого среза хвостовой трубы СВОГ под углом 60^0 к ее оси (режим работы ДВС – разгон с полной нагрузкой).

В свою очередь, интенсивное низкочастотное шумовое излучение, распределенное в спектрах внешнего шума легковых а/м, является весьма неблагоприятным по аналогичным причинам и для акустического загрязнения внешних селитебных территорий, по которым они перемещаются.

Для успешного, оправданного по имиджевым, потребительским и ценовым соображениям, решения проблем достижения высокого акустического комфорта легковых а/м «A»…«D» классов, целесообразно оценивать (и ранжировать) акустические качества СВОГ во всем скоростном (нагрузочном) эксплуатационном диапазоне частот вращения коленчатого вала ДВС. В это

же время, для целевого решения проблем внешнего шума, регламентируемого нормативными национальными и международными стандартами, достаточно ограничиться обеспечением заданных акустических качеств СВОГ в «зауженном» диапазоне частот вращения коленчатого вала ДВС 2500…4000 мин$^{-1}$, попадающем в нормирующие режимы контрольных испытаний легковых а/м указанных классов (рис. 2.12).

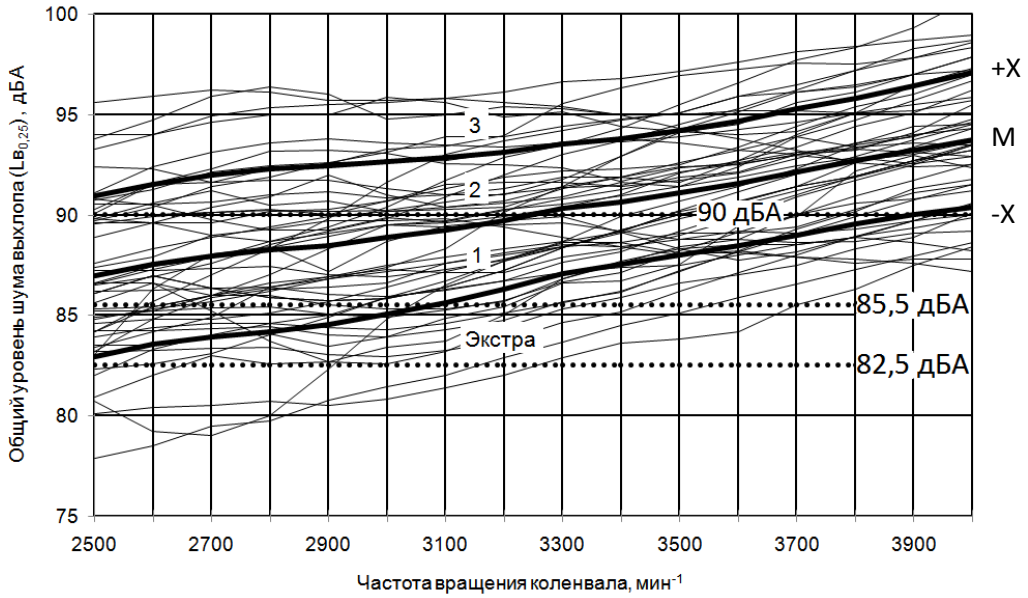


Рисунок 2.12 - Общие уровни шума выхлопа СВОГ ($Lв_{0,25}$), замеренные в стендовых условиях акустических испытаний на режиме работы ДВС с полной нагрузкой в скоростном диапазоне 2500…4000 мин$^{-1}$ (имитация режима испытаний а/м по ГОСТ Р 41.51) при установке измерительного микрофона в 0,25 м от свободного среза хвостовой трубы СВОГ под углом 60^0 к ее оси.

Данный ограниченный («зауженный») скоростной режим работы ДВС в достаточной мере отражает и реальные эксплуатационные режимы работы ДВС а/м движущихся по селитебным территориям. Это актуализирует первоочередное решение проблем ограничения повышенного шумового излучения СВОГ именно в данном («зауженном») скоростном диапазоне 2500…4000 мин$^{-1}$. Следует заметить также, что и для обеспечения повышенного акусти-

ческого комфорта в пассажирском помещении легкового а/м (с регистрацией низких значений уровней внутреннего шума), отмеченный «зауженный» скоростной диапазон работы ДВС 2500…4000 мин$^{-1}$ является наиболее актуальным, как преимущественно часто используемый в процессе эксплуатации.

На графике рисунка 2.12 представлена горизонтальная пунктирная прямая 85,5 дБА в качестве достигаемого целевого значения уровней шума выхлопа, регистрируемого измерительным микрофоном в 0,25 м от свободного среза хвостовой трубы СВОГ под углом 60^0 к ее оси ($Lв_{0,25}$), с учетом задаваемого его ослабления на 15 дБА по отношению к совокупному уровню шума остальных источников шума а/м, формирующих его общий уровень внешнего шума (La). Под термином «целевое» значение уровня шума выхлопа СВОГ подразумевается установленное ТЗ на разработку ГШ СВОГ значение уровня шума, обоснованное и достижимое по техническим и стоимостным параметрам. Уровни шума выхлопа СВОГ ($Lв_{0,25}$), находящиеся ниже целевого значения 85,5 дБА, уже несущественно (менее чем на 0,1 дБА) влияют на регламентированные значения уровней внешнего шума а/м (La) ≤74 дБА, согласно требований действующих стандартов ГОСТ Р 41.51, Правила ЕЭК ООН №51-02. Аналогичным образом, горизонтальная пунктирная прямая 82,5 дБА является целевым значением уровней шума выхлопа ($Lв_{0,25}$) в качестве ориентира по обеспечению прогнозируемого нормативного значения уровней внешнего шума легкового а/м ≤71 дБА, согласно перспективных требований проекта Правил ЕЭК ООН №51-03. Горизонтальная пунктирная прямая 90 дБА представляет ограничительное значение уровней шума выхлопа ($Lв_{0,25}$), которые ниже на 10 дБА по отношению к суммарному уровню остальных источников шума а/м, формирующих его общий уровень внешнего шума. В этом случае уровень шума выхлопа СВОГ ($Lв_{0,25}$) уже вносит дополнительный (увеличивающий) вклад в общий уровень внешнего шума а/м равный 0,5 дБА, что не может считаться рациональным.

Для оценки вклада уровней шума излучаемого СВОГ в общий уровень внешнего шума легкового а/м, необходимо привести (пересчитать) их уровни

шума к идентичным условиям измерений. С этой целью уровни шума выхлопа СВОГ, замеренные в стендовых условиях акустических испытаний при установке измерительного микрофона в 0,25 м от открытого концевого среза хвостовой трубы СВОГ, следует пересчитать на соответствующие значения уровней шума, регистрируемые в штатной контрольной точке измерений уровней внешнего шума АТС согласно национальным и международным стандартам (при установке измерительного микрофона в 7,5 м от центральной продольной плоскости АТС). Указанный пересчет может быть произведен по соотношению соответствующих уровней звука (уровней интенсивностей звука) точечного излучателя звука. Уровень звука такого типа точечного источника, излучающего в полусферу, на ее базовом расстоянии (радиусе) 7,5 м, может быть определен согласно выражения (2.10):

$$L_{p7,5} = L_{ph} - 20\lg\frac{R_{7,5}}{R_h} + 3 \text{ , дБ,} \qquad (2.10)$$

где L_{Ph} – уровень звука точечного источника, регистрируемый в ближнем поле на принятом опорном расстоянии от источника, дБ; h – опорное (базовое) расстояние от измерительного микрофона до точечного источника, м; $20\lg\frac{R_{7,5}}{R_h}$ – зависимость изменения уровней звука (уровней интенсивности звука) точечного источника, излучающего в сферу, от величины радиуса сферы, дБ; 3 – поправка, учитывающая излучение точечного источника звука в полусферу вследствие удвоения в ней звуковой энергии (интенсивности звука), из-за ее отражения без диссипативного эффекта поглощения от дорожного покрытия, по отношению к излучению точечного источника звука в свободную неограниченную сферу, дБ.

Приведенные к базовому расстоянию 7,5 м средние значения уровней шума выхлопа СВОГ в диапазоне оборотов ДВС 1700…5000 мин$^{-1}$ составляют 50,3…66,5 дБА.

По результатам проведенных исследований процентный вклад шума выхлопа СВОГ в общий уровень внешнего шума легкового а/м (с общим уровнем 73,9 дБА), определяемый по формуле (2.11), составляет 2,5…11,7 %:

$$X_{вых} = \frac{10^{0,1L_{p7,5СВОГ}}}{10^{0,1La_{ср}}} 100 \text{ , \%,} \qquad (2.11)$$

где $L_{p7,5СВОГ}$ – максимальный уровень шума выхлопа, дБА, пересчитанный аналогично выражения (2.9) на опорное расстояние (радиус) 7,5 м, в диапазоне частот вращения коленчатого вала ДВС 2500…4000 мин$^{-1}$ (максимальные уровни шума, соответствующие значениям математического ожидания и их поля доверительных интервалов, зарегистрированные на 4000 мин$^{-1}$, равные 57,8…64,6 дБА); $La_{ср}$ – общий уровень внешнего шума условного серийного образца АТС, среднее значение которого по результатам испытаний 50-ти серийных образцов легковых а/м, составляет 73,9 дБА.

Режим работы ДВС в «зауженном» диапазоне частот вращения коленчатого вала ДВС 2500…4000 мин$^{-1}$ является наиболее актуальным, т.к. попадает в нормирующие стандартизированные режимы контрольных испытаний по внешнему и внутреннему шуму подавляющего числа моделей легковых а/м, оцениваемых по методикам ГОСТ Р 41.51, Правил ЕЭК ООН №51, ГОСТ Р 51616, а также в наибольшей мере характеризует реальные типичные эксплуатационные режимы работы ДВС легковых а/м.

При разработке конструкции СВОГ необходимо учитывать базовые взаимосвязанные (взаимовлияющие) конструктивные, технологические и эксплуатационные показатели ДВС и отдельных элементов СВОГ, и оценивать степень (потенциалы) управления этими показателями и взаимосвязями. К числу таких факторов можно отнести, прежде всего, те технические параметры ДВС и элементов СВОГ, которые достаточно просто могут быть выражены количественно.

В качестве сопоставляемых и анализируемых оценочных параметров были приняты: эффективная мощность ДВС (Ne), его рабочий объем (Vh), суммарный объем полостей камер (корпусов) ГШ и нейтрализаторов (Vгш), диаметры проходных сечений трубопроводных элементов сообщающих корпуса ГШ СВОГ (D). Оценочными акустическими параметрами эффективности СВОГ были приняты: общий уровень внешнего шума а/м (La), общий уровень шума выхлопа СВОГ, замеренный на открытом пространстве ($Lв_{0,5}$) и общий уровень шума выхлопа СВОГ, замеренный на стенде ($Lв_{0,25}$). Значения анализируемых технических параметров семейства образцов испытанных а/м представлены в таблице 2.1. Там же приведены среднеквадратическое (стандартное) отклонение σ и коэффициент вариации ν как отношение σ к среднему значению анализируемых параметров, отражающих исследуемую группу а/м.

Таблица 2.1

Параметры	Значения параметров				
	min	*max*	среднее	σ	ν
Эффективная мощность ДВС, Ne (кВт)	44	108	72,6	16,54	0,227
Рабочий объем ДВС, Vh (л)	1,0	2,2	1,6	0,24	0,15
Суммарный объем полостей камер ГШ, Vгш (л)	11,5	35	19	4,77	0,25
Диаметр проходных сечений трубопроводов, D (мм)	35	60	46	4,59	0,1
Уровень внешнего шума, La (дБА)	71	75	73,9	1,11	0,015
Уровень шума выхлопа на открытом пространстве, $Lв_{0,5}$ (дБА)	71	90	81,2	3,74	0,046
Уровень шума выхлопа на стенде, $Lв_{0,25}$ (дБА)	88,4	99	94	3,15	0,033
Соотношение Ne/Vh (кВт/л)	31,4	55,0	44,7	5,51	0,126

Анализируя представленные данные таблицы 2.1 следует отметить, что среднее арифметическое значение параметров рассматриваемой выборки а/м (50 образцов) близко к медианному значению (*min*+*max*) / 2, а коэффициент

вариации ν < 0,3. Это указывает на то, что распределение вероятностей значений параметров не противоречит нормальному закону распределения вероятностей случайных величин, поэтому для их описания в полной мере могут быть использованы методы математической статистики.

Оценку наличия связи между оценочными конструктивными, технологическими и эксплуатационными параметрами, влияющими на эффективность шумозаглушения СВОГ, можно провести на основе корреляционного анализа. Наличие парных связей может быть достаточно очевидным, если экспериментальные данные нанести на график. При этом, для каждого испытанного образца а/м по шкале ординат в масштабе необходимо откладывать значение первого параметра *x*, а шкале абсцисс – значение второго параметра *y*. Положение экспериментальной точки на графике будет определяться этими координатами.

Если расположение точек на графике будет хаотичным, то связи между анализируемыми параметрами нет. Если поле точек указывает на то, что чем больше *x*, тем больше или, наоборот, меньше *y*, то мы имеем дело с взаимосвязанными параметрами.

Тесноту парной связи можно оценить коэффициентом корреляции по формуле (2.12):

$$r = \frac{\mu_{x/y}}{\sigma_x \sigma_y}, \qquad (2.12)$$

где σ_x, σ_y – среднеквадратические отклонения параметров, как случайных величин;

$\mu_{x/y}$ – корреляционный момент, определяемый по формуле (2.13):

$$\mu_{x/y} = \frac{\sum_{i=1}^{n}(x_i - \overline{x})(y_i - \overline{y})}{n}, \qquad (2.13)$$

где $\overline{y}$ и $\overline{x}$ – средние значения параметров.

Если x и y находятся в прямой функциональной связи, то $r = 1$, а если в обратной функциональной связи (рост одной величины приводит к пропорциональному уменьшению другой величины), то $r = -1$. Если связи нет, то $r = 0$. Если связь между параметрами менее тесная, чем при функциональной зависимости, то величина коэффициента корреляции будет занимать некоторые промежуточные значения. Оценка связей между рассматриваемыми параметрами является задачей данного исследования.

Следует иметь в виду, что чем меньше количество экспериментальных точек n, по которым рассчитывается коэффициент корреляции, тем больше вероятность ошибочного заключения по поводу наличия связей между случайными величинами. Это объясняется тем, что даже при полном отсутствии связи между исследуемыми параметрами (при хаотичном расположении точек на графике) всегда существует вероятность того, что небольшое количество точек случайно расположится по одной линии. В предельном случае через две точки всегда можно провести одну прямую линию.

Для оценки существенности связи между случайными величинами, т.е. отличия коэффициента корреляции от нуля, может быть использован коэффициент Стьюдента, который для решаемой задачи выражается формулой (2.14):

$$t = \frac{r}{\sqrt{1 - r^2}} \sqrt{n - 2}. \qquad (2.14)$$

Сопоставляя расчетное значение коэффициента Стьюдента с табличным значением [57], можно оценить доверительную вероятность статистической значимости парной связи анализируемых параметров. В данном случае – это вероятность того, что гипотеза о наличие парной связи параметров не отвергается.

Результаты расчета коэффициентов корреляции, ранжированные по мере уменьшении тесноты связи рассматриваемых параметров, приведены в таблице 2.2. Из представленных данных следует, что эффективная мощность ДВС (Ne) тесно связана с его рабочим объемом (Vh), что вполне естественно. Диаметр трубопроводов СВОГ (D) испытанных а/м связан с эффективной мощностью и удельной литровой мощностью двигателя, а также объемом ГШ. С вероятностью более 0,99 можно считать, что чем больше объем камер ГШ (Vгш), тем, в общем случае, меньше общий уровень шума выхлопа СВОГ, замеренный на открытом пространстве ($Lв_{0,5}$).

Таблица 2.2

Анализируемые параметры	Коэффициент корреляции, *r*	Коэффициент Стьюдента, *t*	Доверительная вероятность
Ne - Vh	0,836	10,569	более 0,999
D - Vh	0,699	6,773	более 0,999
D - Ne	0,694	6,678	более 0,999
Vгш - Vh	0,559	4,671	более 0,999
Vгш - Ne	0,557	4,649	более 0,999
La - $Lв_{0,5}$	0,439	3,386	более 0,999
$Lв_{0,5}$ - Vгш	-0,436	3,356	более 0,999
D - Vгш	0,414	3,151	более 0,99
D - Ne/Vh	0,403	3,028	более 0,99
Vгш - Ne/Vh	0,314	2,292	более 0,95
$Lв_{0,25}$ - $Lв_{0,5}$	0,295	2,139	более 0,95
La - D	0,289	2,091	более 0,95
La - Vh	0,279	2,013	более 0,95
La - Ne	0,244	1,743	более 0,90
$Lв_{0,25}$ - Ne	0,166	1,166	более 0,80
$Lв_{0,25}$ - La	0,131	0,915	менее 0,75

С высокой доверительной вероятностью связаны общие уровни внешнего шума а/м (La) и общие уровни шума выхлопа СВОГ, замеренные на открытом пространстве ($Lв_{0,5}$). Общие уровни внешнего шума а/м более тесно связаны с рабочим объемом ДВС, чем с их эффективной мощностью. Корреляция замеренных при стендовых испытаниях уровней шума выхлопа ($Lв_{0,25}$) с соответствующими значениями эффективной мощности ДВС и результатами замеров общих уровней внешнего шума а/м (La) проявляется слабо. Пар-

ные связи параметров, выражаемые коэффициентом корреляции меньшим 0,131 – далее не рассматриваются.

Очевидно, что принятое в качестве оценочного параметра максимальное значение уровня шума выхлопа СВОГ ($Lв_{0,25}$), определяемое в анализируемом скоростном диапазоне работы ДВС, предопределяется (формируется) не только суммарным объемом полостей корпусов ГШ, но и конкретным конструктивным исполнением их внутренних узлов, степенью совершенства их «акустической настройки», наличием или отсутствием в конструкциях ГШ волокнистых звукопоглощающих набивок, влиянием заданной компоновки (конкретного расположения корпусов) ГШ в составе трассы СВОГ, особенностями конструкции коллекторного узла (включая устройство модуля каталитического коллектора), геометрическими параметрами соединительных трубопроводных элементов (длинами и проходными сечениями).

Не вызывает также сомнения и важная роль в формировании излучения шума выхлопа ДВС, принадлежащая его базовым шумогенерирующим источникам – пульсациям давления ОГ, движущихся с большими скоростями и сопровождающихся шумообразующими вихревыми и турбулентными процессами, шумом пограничного слоя, характером изменения индикаторного давления в цилиндрах, законом «время-сечение» клапанов и фазами газораспределения, гидравлическими сопротивлениями образуемыми выраженными неоднородностями элементов СВОГ, наличием нагнетателей и турбин в составе ДВС с наддувом. Соответственно, установление объективной взаимосвязи габаритов ГШ СВОГ с величиной вносимого ими шумозаглушения, может быть определено лишь при соблюдении прочих равных условий (при идентичных значениях перечисленных выше параметров), выполняемых, например, установкой идентичных конструкций ГШ различных габаритных размеров на один и тот же образец ДВС.

Количественно зависимости параметров друг от друга могут быть выражены уравнениями регрессии. Значения коэффициентов уравнения вида $y = ax + b$ могут быть найдены по методу наименьших квадратов, когда сумма

квадратов уклонений опытных точек от линии регрессии минимальна. Расчет коэффициентов проводят по формулам (2.15), (2.16):

$$a = r\frac{\sigma_y}{\sigma_x}, \tag{2.15}$$

$$b = \bar{y} - a\bar{x}. \tag{2.16}$$

Уравнения регрессии для тех случаев, когда связь параметров можно считать достоверной с вероятностью более 0,9, представлены в таблице 2.3.

Таблица 2.3

Связанные параметры		Уравнения регрессии	Средняя погрешность, %
Ne, кВт	Vh, л	Ne = 57,61 Vh – 19,57	9,9
La, дБА	$Lв_{0,5}$, дБА	La = 0,13 $Lв_{0,5}$ + 63,34	1,0
La, дБА	$Lв_{0,25}$, дБА	La = 0,046 $Lв_{0,25}$ + 69,57	1,23
La, дБА	Vh, л	La = 1,29 Vh + 71,83	1,2
La, дБА	Ne, кВт	La =0,016 Ne +72,7	1,2
$Lв_{0,5}$, дБА	Vгш, л	$Lв_{0,5}$ = 87,66 – 0,34 Vгш	3,2
Vгш, л	Vh, л	Vгш = 11,11 Vh + 1,22	16,0
Vгш, л	Ne, кВт	Vгш = 0,16 Ne + 7,34	15,0
Vгш, л	Ne/Vh, кВт/л	Vгш = 0,27 Ne/Vh + 6,93	18,0
D, мм	Vh, л	D = 13,37 Vh + 24,61	5,9
D, мм	Ne, кВт	D = 0,193 Ne +31,39	5,6
D, мм	Vгш, л	D = 0,398 Vгш + 38,44	7,2
D, мм	Ne/Vh, кВт/л	D = 0,335 Ne/Vh + 31,02	6,9
D, мм	La, дБА	D = 1,42 La – 59,0	6,9

Погрешность определяемых по уравнению регрессии параметров выражается отношением разницы фактического и рассчитанного по уравнению параметра в абсолютном значении к фактическому значению, а средняя погрешность является средним арифметическим значением относительных погрешностей в процентах для всех анализируемых легковых а/м.

Из представленных данных видно, что средняя погрешность расчета по уравнениям регрессии общих уровней внешнего шума а/м (La) и общих уровней шума выхлопа СВОГ, замеренных на открытом пространстве ($Lв_{0,5}$)

практически на порядок меньше средней погрешности расчета суммарного объема ГШ (Vгш). Это объясняется тем, что и вариация этих параметров (см. табл. 2.1) также отличается на порядок. Погрешность расчета диаметра трубопроводов СВОГ (D) и фактического значения этого параметра также примерно соответствует вариации фактических значений.

Следует иметь в виду, что использование уравнений регрессии для получения ориентировочных значения параметров СВОГ действительно в диапазоне минимальных и максимальных значений параметров (см. табл. 2.1). При экстраполяции расчетов погрешность получаемых результатов может быть больше.

Таким образом, на основании проведенного статистического анализа 50-ти образцов легковых а/м разных марок и моделей можно констатировать, что:

- шумозаглушение, как акустическая эффективность СВОГ, зависит от многих факторов, в том числе от технических параметров ДВС и конструкции элементов СВОГ, находящихся в сложных взаимосвязях, до настоящего времени не имеющих однозначного функционального выражения;

- в наиболее тесной корреляционной связи находится эффективная мощность ДВС и его рабочий объем. Тем не менее, оценочный расчет эффективной мощности на основе полученного уравнения регрессии дает достаточно большую погрешность;

- связь общего уровня внешнего шума а/м и общего уровня шума выхлопа СВОГ, замеренного на открытом пространстве выражается коэффициентом корреляции $r = 0{,}439$, а средняя погрешность расчета общего уровня внешнего шума по уравнению регрессии для рассматриваемых образцов а/м равна 1,05 %;

- связь между общими уровнями шума (La, $Lв_{0,5}$, $Lв_{0,25}$), объемом ГШ, диаметром трубопроводов СВОГ, эффективной мощностью ДВС и его рабочим объемом прослеживается, но не является тесной;

- полученные уравнения регрессии позволяют на начальном этапе проектирования СВОГ определить объем ГШ и диаметры трубопроводных элементов по заданной эффективной мощности ДВС, его рабочему объему и требуемым общим уровням шума. Получаемые расчетом значения являются ориентировочными, окончательные характеристики элементов СВОГ могут быть определены в ходе детальной их проработки на основе доводочных испытаний а/м.

2.3.3 Экспериментальное определение источников структурного шума корпусов каталитических коллекторов

Как следует из приведенного уравнения мощностного акустического баланса ДВС (2.2) в него включена составляющая $W_{кат}$, выражающая звуковую мощность структурной составляющей, генерируемой вибрирующими стенками катколлектора СВОГ ДВС.

Коллекторный модуль ДВС (каталитический коллектор или «катколлектор») – составной многофункциональный элемент СВОГ ДВС, интегрирующий технические устройства выпускного коллектора и модуля каталитического нейтрализатора, предназначенного для уменьшения выбросов (нейтрализации химическим воздействием) токсических компонентов CO, NOx, CH, содержащихся в составе ОГ. В данной работе катколлектор был исследован как источник структурных шумовых излучений СВОГ. Задачей экспериментальных (расчетно-экспериментальных) исследований была оценка влияния вводимых различных конструктивных параметров (изменений) катколлектора на уровни и спектральные составляющие шума в МО, являющегося составной частью внешнего и внутреннего шума а/м. Методика исследования предусматривала замеры уровней шума а/м в дорожных и стендовых условиях испытаниях, испытания катколлекторов в составе ДВС в моторном акустическом боксе с использованием оборудования, аппаратуры и ресурсов лаборатории отдела акустического и вибрационного комфорта НТЦ ОАО «АВТОВАЗ» г. Тольятти. Экспериментальное определение источников структур-

ного шума и форм колебаний элементов катколлекторов проводилось на испытательном моторном стенде ООО «РОССКАТавто» г. Тольятти и в лаборатории Института акустики машин при СГАУ г. Самара.

В качестве объектов исследований были приняты следующие отличающиеся типы конструкций катколлекторов:

- со стальной штампосварной конструкцией входного газоприёмника, оборудованный металлическим каталитическим блоком нейтрализатора (рис 2.13 а, см. также технические описания патентов устройств катколлекторов [110, 97, 85, 99, 103]),

- с чугунным входным газоприёмником, оборудованный керамическим каталитическим блоком нейтрализатора (рис. 2.13 б),

- со стальной трубной конструкцией входного газоприёмника, оборудованный керамическим каталитическим блоком нейтрализатора (рис. 2.13 в, см. также технические описания патентов устройств катколлекторов [112, 113, 114]).

Позициями на рисунке 2.13 обозначены: 1 – фланец входных патрубков, 2 – входные патрубки, 3 – входной газоприёмник, 4 – каталитический блок, 5 – выходной газоприёмник, 6 – фланец выходного патрубка, 7 – структура каталитического носителя, 8 – уплотняющая термоизолирующая вибродемпфирующая прокладка, 9 – корпус каталитического блока, 10 – термоакустический экран катколлектора, 11 – воздушный зазор.

Как свидетельствуют проведенные экспериментальные исследования и заключительные результаты официальных процедур сертификации и омологации легковых а/м по внешнему и внутреннему шуму (ГОСТ Р41.51, Правила ЕЭК ООН№51, ГОСТ Р 51616) катколлектор, применяемый, в частности, на а/м LADA PRIORA, является существенным доминирующим источником «паразитных» шумовых излучений, распространяемых в ограниченном пространстве его МО (см. рис. 2.14), пассажирского помещения (см. рис. 2.15) и на открытом пространстве окружающей среды (см. рис. 2.16). Уровень шума шумоактивной конструкции катколлектора, пересчитанный по формуле (2.9)

на опорное расстояние 7,5 м в диапазоне оборотов ДВС 1500…5500 мин$^{-1}$ составляет 63,5…82,5 дБА, а процентный вклад в общий уровень внешнего шума легкового а/м (с общим уровнем 73,9 дБА), определяемый по формуле (2.10), составляет 100 % и более. Это свидетельствует о необходимости внесения изменений в конструкции катколлектора, направленных на снижение их шумовиброактивности.

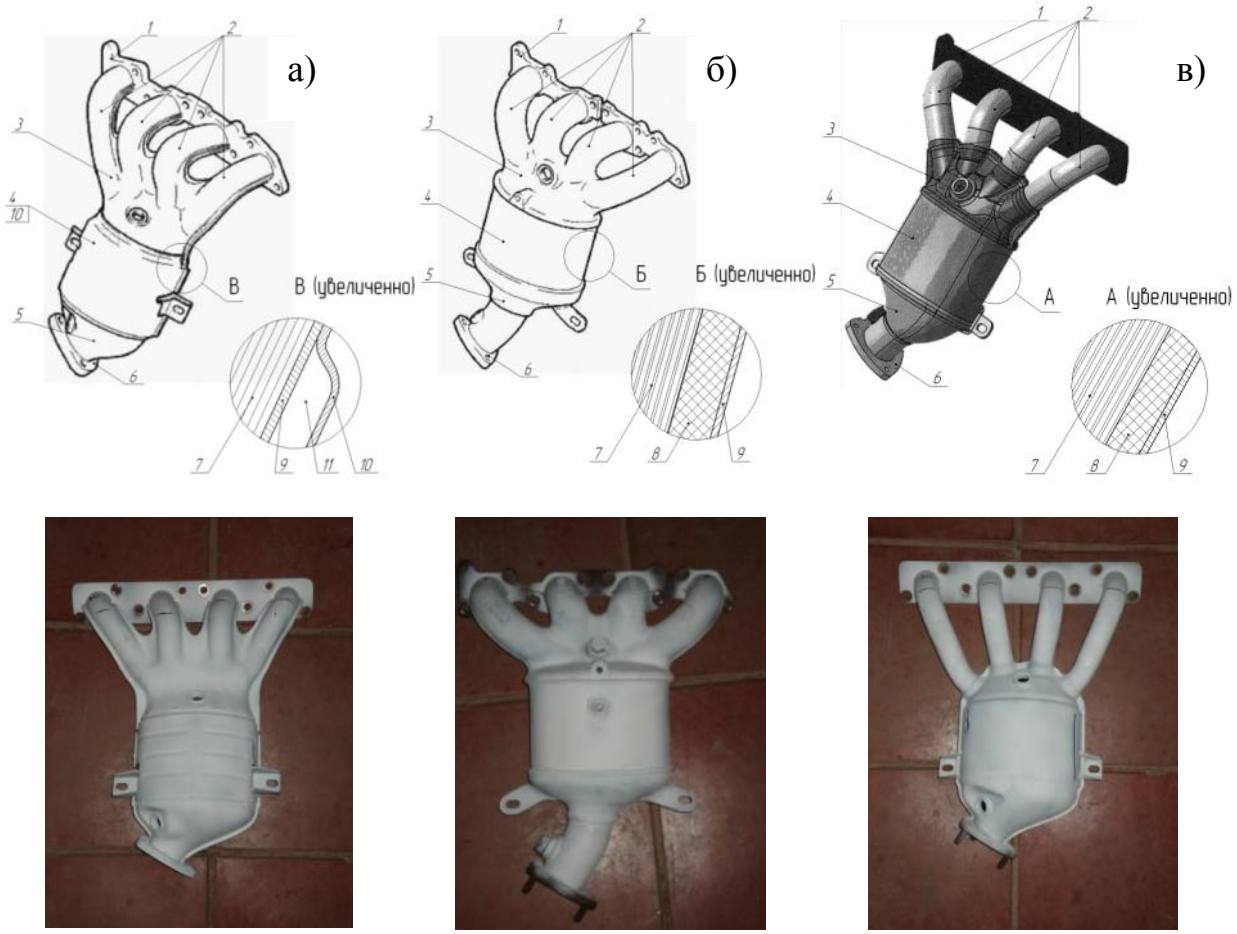


Рисунок 2.13 - Внешний вид катколлекторов: *а) катколлектор с штампосварным входным газоприёмником с металлическим каталитическим блоком нейтрализатора, б) катколлектор с чугунным входным газоприёмником с керамическим каталитическим блоком нейтрализатора, в) катколлектор с трубным входным газоприёмником с керамическим каталитическим блоком нейтрализатора.*

Различные уровни шумовых излучений при установке отличающихся

типов конструкций катколлекторов на один и тот же образец ДВС регистрировались также в условиях свободного звукового поля в безэховой акустической камере в исследовательском моторном акустическом боксе (см. рис. 2.17). Высокая виброакустическая активность катколлектора обусловлена его близким расположением к корпусу ДВС. Усиление излучаемого им структурного шума вызвано акустической проводимостью элементами катколлектора ударных волн выхлопа при осуществлении в ДВС рабочих процессов выпуска ОГ. Другая составляющая повышения уровня структурного шума катколлектора – резонансное усиление, связанное с механическими (резонансными) колебаниями корпусных элементов катколлектора. На частоте механического колебательного резонанса системы ее суммарное сопротивление стремится к нулю. Колебательная скорость при этом беспредельно увеличивается, амплитуда колебаний также возрастает. Структурные вибрации корпусных элементов конструкции катколлектора с большой скоростью и амплитудой колебаний являются источником повышенного уровня шумового излучения.

В зависимости от установки на испытуемый ДВС конкретных конструктивно-технологических версий исполнения катколлектора (с литым чугунным, с трубным, либо, со штампосварным газоприёмником, содержащим керамический или металлический блок активного носителя, а также с учетом применения в составе СВОГ тех или иных структурных вибродемпфирующих и/или шумоизолирующих элементов, смонтированных непосредственно на корпусе катколлектора и/или на близлежащих кузовных элементах), катколлектор может становиться в большей или меньшей степени интенсивным излучателем шума, вносящим, весьма существенный вклад в звуковое поле легкового а/м (см. рис. 2.14 – 2.17).

Анализ представленных результатов экспериментальных исследований наглядно иллюстрирует наличие качественных корреляционных взаимосвязей доминирующих частотных диапазонов шумового излучения, производимого тем или иным образцом катколлектором (звукового излучения, регист-

рируемого в моторном акустическом боксе и звукового излучения, регистрируемого в подкапотном пространстве МО легкового а/м), сопоставляемых со спектрами внешнего и внутреннего шума а/м.

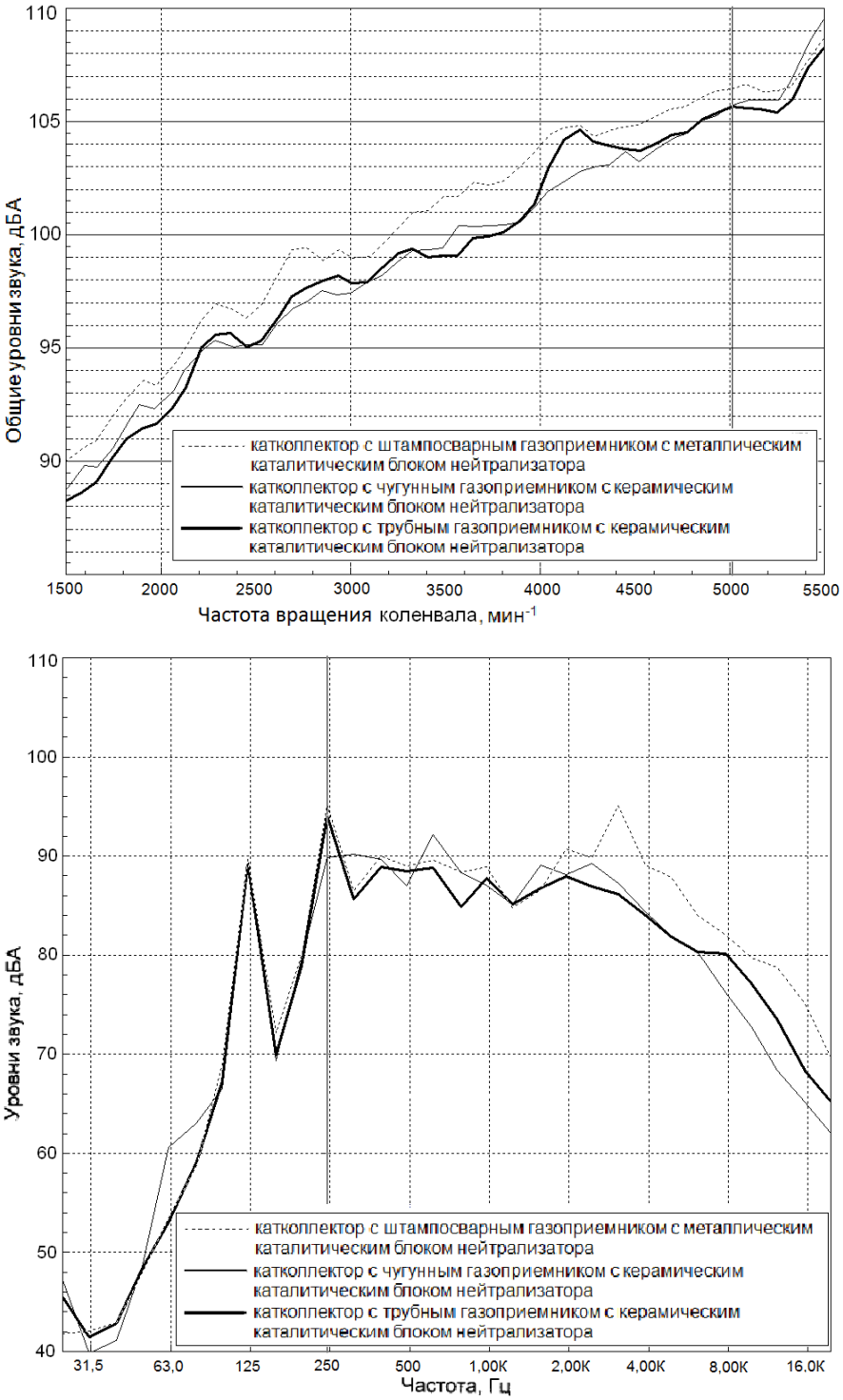
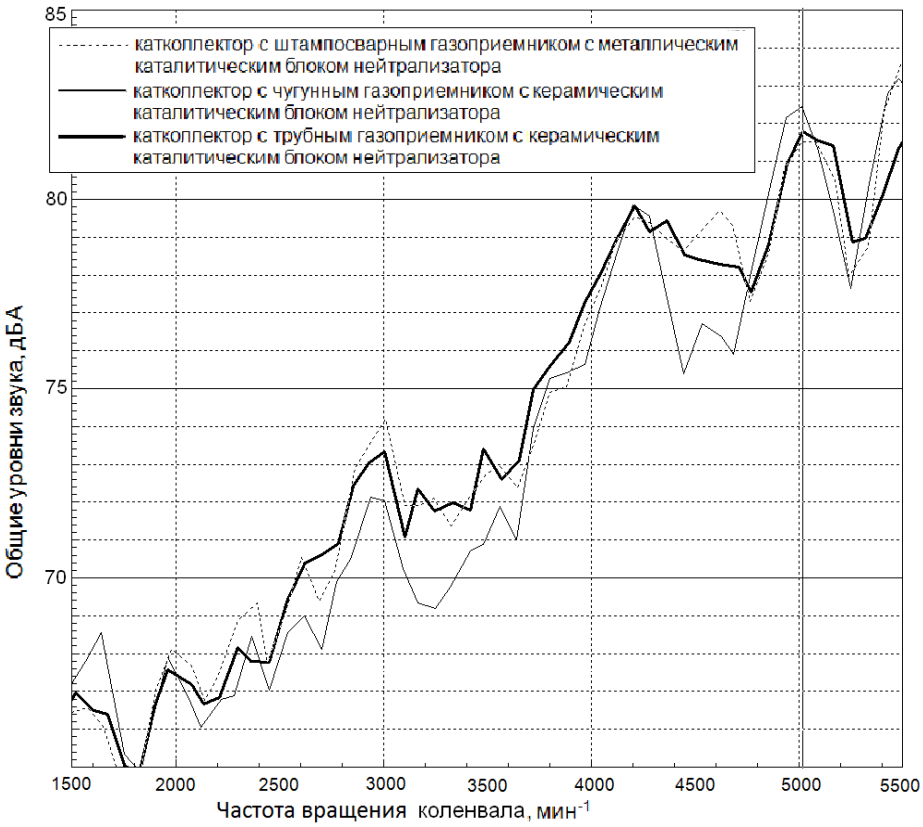


Рисунок 2.14 - Графики общих уровней звука и 1/3-октавный спектр уровней шума на оборотах коленчатого вала 3800 мин$^{-1}$, зарегистрированные в подкапотном пространстве МО в 0,5 м от корпуса ДВС



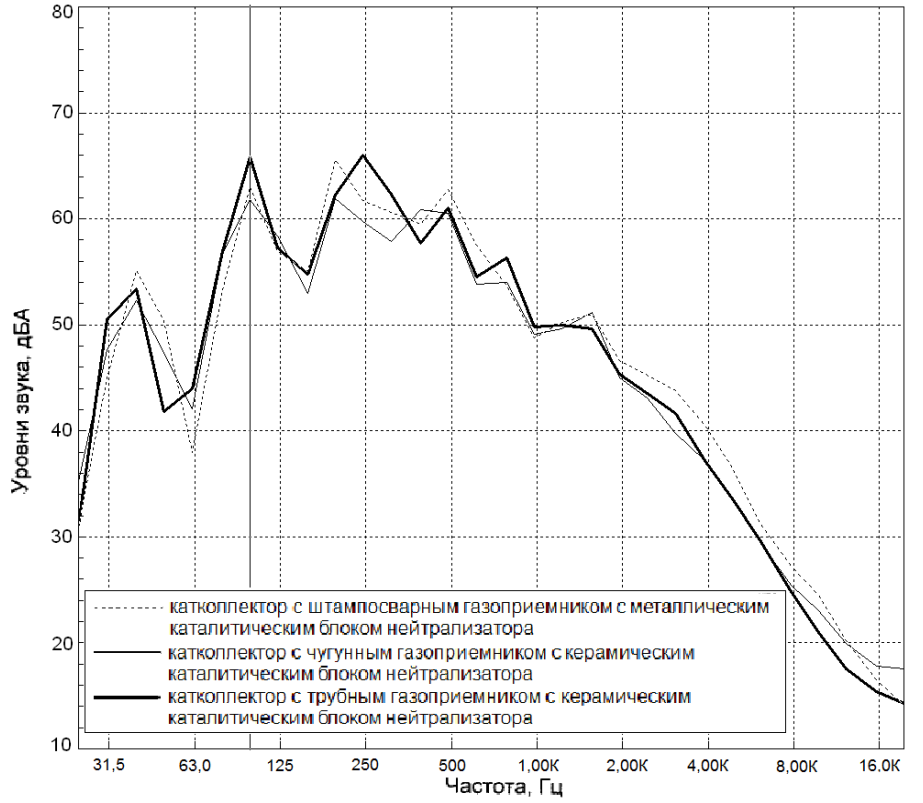
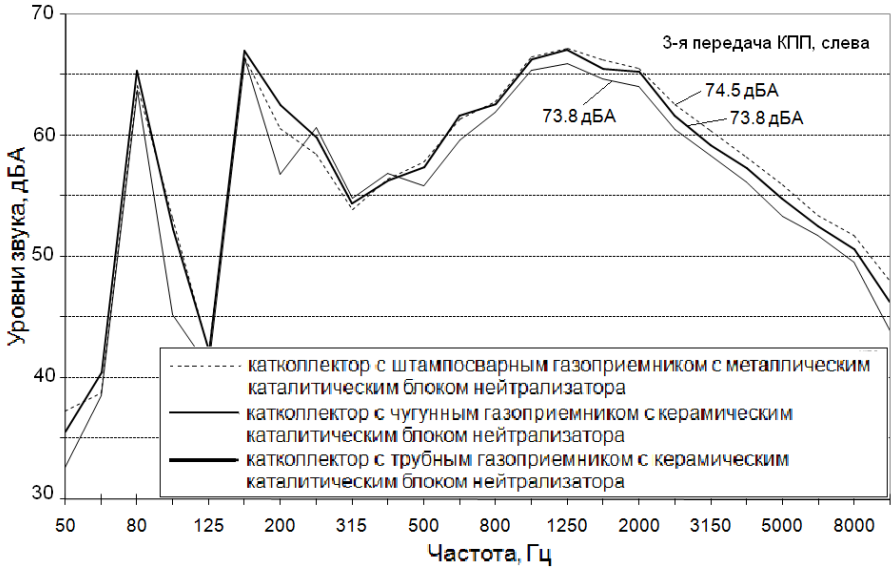


Рисунок 2.15 - Графики общих уровней звука и 1/3-октавный спектр уровней шума на оборотах коленчатого вала 3300 мин$^{-1}$, зарегистрированных в контрольной точке пассажирского помещения а/м в зоне правого уха водителя (ГОСТ Р 51616)

комплектация	общие уровни внешнего шума, дБА					
	II передача		III передача		замерен	принят
	слева	справа	слева	справа		(-1 дБА)
катколлектор с штампосварным газоприемником с металлическим каталитическим блоком нейтрализатора	76.9	76.8	74.5	74.4	75.7	74.7
катколлектор с чугунным газоприемником с керамическим каталитическим блоком нейтрализатора	75.0	75.6	73.8	73.3	74.7	73.7
катколлектор с трубным газоприемником с керамическим каталитическим блоком нейтрализатора	76.2	76.2	73.8	73.8	75.0	74.0



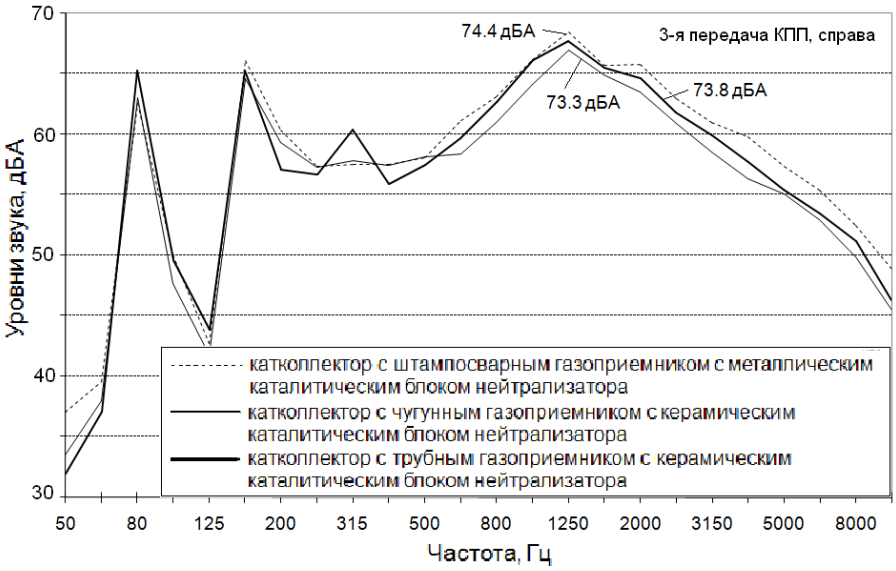


Рисунок 2.16 - Таблица значений общих уровней внешнего шума а/м и графики 1/3-октавных спектров уровней внешнего шума а/м, зарегистрированных на режимах интенсивного разгона на III передаче (ГОСТ Р 41.51, Правила ЕЭК ООН №51)

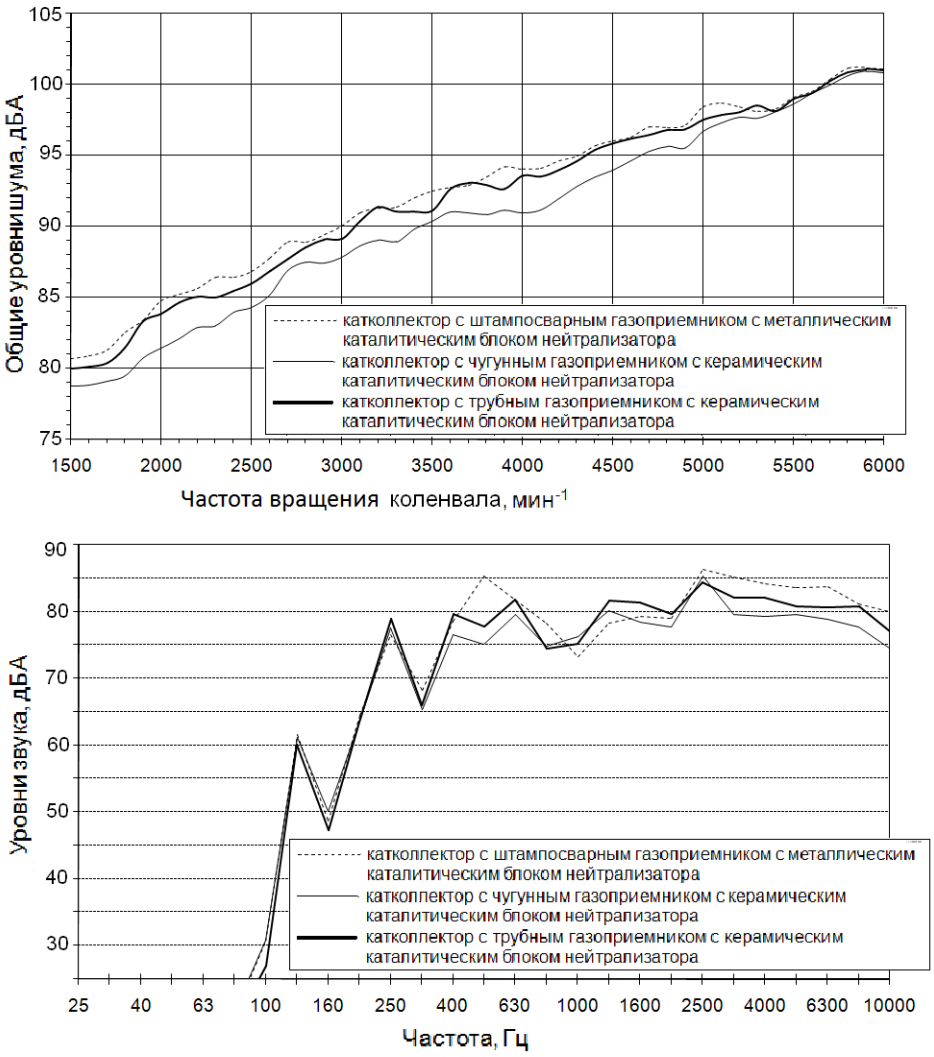


Рисунок 2.17 - Графики общих уровней звука и уровней звука в 1/3-октавном спектре на оборотах коленчатого вала 3900 мин$^{-1}$, зарегистрированных в 1 м от корпуса ДВС со стороны установки катколлектора в безэховой акустической камере моторного акустического бокса НТЦ ОАО «АВТОВАЗ»

Весьма существенной, по регистрируемой аппаратными средствами измерений величине разностей общих уровней внешнего и внутреннего шума а/м, является использование той или иной конструкции катколлектора (регистрируемый шумопонижающий эффект может составлять до 3дБА). Как следует из представленных результатов, в характерном частотном диапазоне 1…16 кГц доминирующего шумового излучения катколлектора, использование менее шумоактивных конструкций катколлекторов позволяет достигать шумопонижающих эффектов равных 2…6 дБ. Следует заметить, что рас-

сматриваемая проблема разработок низкошумных конструкций катколлекторов СВОГ ДВС актуальна не только по отношению к нормируемым стандартами предельно-допустимым значениям общих уровней шума на конкретных регламентированных режимах испытаний а/м. Она имеет самое непосредственное отношение и к формированию приемлемых комфортно-эксплуатационных характеристик а/м. Тем самым, ее успешное разрешение отражается на улучшении имиджевых и затратных параметров, связанных, в конечном итоге, с конкурентными показателями производимой продукции. В этом отношении, успешное решение виброакустических проблем катколлектора в общем перечне комплексных противоречивых задач разработки эффективной конструкции катколлектора, должно проводиться на самых ранних стадиях его разработки, с максимальным привлечением средств расчетного и расчетно-экспериментального инструментария.

Для идентификации источников и выявления механизмов генерирования структурного шума корпусными элементами катколлектора с определением его собственных форм колебаний (колебательных мод), были произведены экспериментальные исследования различных конструктивных типов катколлекторов в составе «холодной» безмоторной установки, с использованием 3-х компонентного сканирующего лазерного виброметра тип PSV-400-3D ф. «Politec» (Германия) [188, 186] (см. рис. 2.18).

Применяемая в работе «холодная» безмоторная установка включала корпус ДВС (блок цилиндров, головка блока цилиндров, клапанная крышка), в сборе с катколлектором, установленный на несущей раме с использованием штатных виброизоляционных опор подвески силового агрегата а/м LADA PRIORA. Модальный анализ предусматривал определение собственных частот и форм колебаний корпуса катколлектора. Регистрировались резонансные частоты конкретных конструкции катколлекторов при наличии в возбуждающем спектре частот совпадающих с собственными частотами, при которых их амплитуда колебаний значительно увеличивалась. Это вызывало повышение излучаемого структурного шума корпуса катколлектора, а также

приводило к снижению усталостной прочности вызываемой механическими колебаниями с высокой амплитудой возбуждения.

Рисунок 2.18 - Внешний вид «холодной» безмоторной установки и 3-х компонентного сканирующего лазерного виброметра (Институт акустики машин при СГАУ)

Корпус ДВС, с закрепленным на нем катколлектором, использовался для имитации реальных массовых и упругих характеристик граничных условий колебательной системы. Для динамического колебательного возбуждения корпуса катколлектора использовался миниатюрный вибратор (шейкер) (см. рис. 2.19). В качестве возбуждающего сигнала использовался изменяющийся в автоматически заданном интервале времени и с автоматически заданным шагом синусоидальный сигнал в диапазоне частот 50…5 000 Гц с равным энергетическим вкладом по всем частотам «Periodic chirp», т.к. он наиболее хорошо подходит для измерения полного спектра, возбуждаемых частот. При этом местоположение точек возбуждения должно обеспечить широкополосное пространственное (по осям X, Y, Z) входное динамическое воздействие на исследуемую конструкцию. Шейкер крепился на фланец приёмных труб

катколлектора, на головку блока цилиндров с передней и задней стороны по центру в область между 2-м и 3-м цилиндрами.

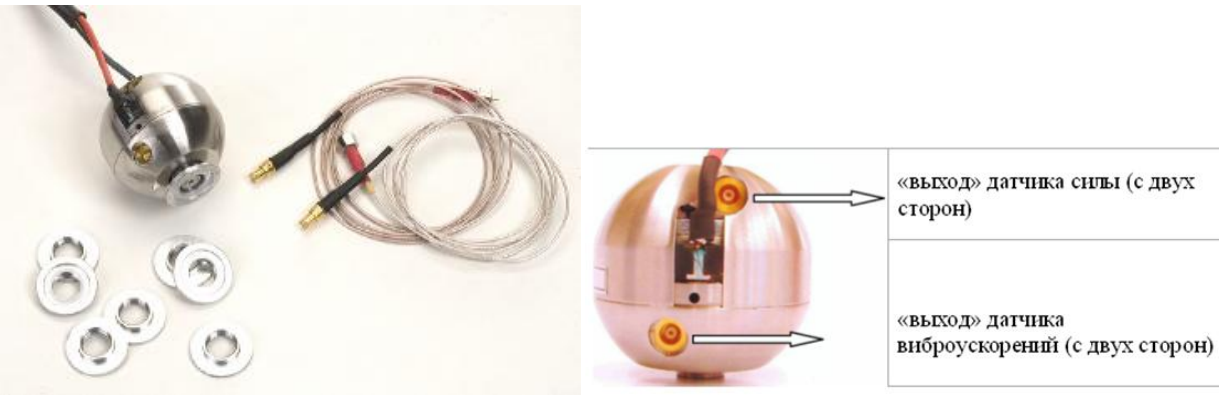


Рисунок 2.19 - Шейкер, используемый для вибровозбуждения катколлектора

Спектрограммы динамического отклика усреднённой по поверхности корпуса катколлекторазначения амплитуды виброскорости различных конструктивных вариантов исполнения катколлекторов представлены на рисунке 2.20 и в таблице 2.4.

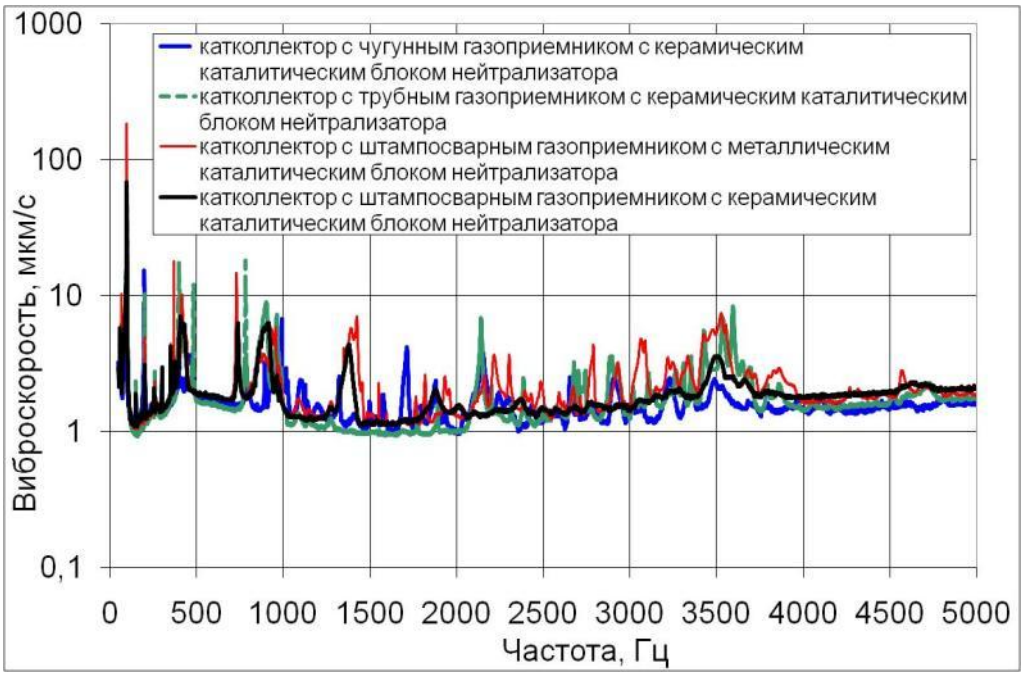


Рисунок 2.20 - Спектрограммы откликов значений амплитуд виброскорости, усреднённого по поверхности катколлекторов различных конструктивных вариантов исполнения

Таблица 2.4

Среднеквадратичное значение виброскорости, мкм/с		
Вариант исполнения	Частотный диапазон	
	50-1500 Гц	1500-4500 Гц
катколлектор с чугунным газоприёмником с керамическим каталитическим блоком нейтрализатора	1,97	1,36
катколлектор с трубным газоприёмником с керамическим каталитическим блоком нейтрализатора	3,98	1,71
катколлектор с штампосварным газоприёмником с металлическим каталитическим блоком нейтрализатора	6,8	2,04
катколлектор с штампосварным газоприёмником с керамическим каталитическим блоком нейтрализатора	3,61	1,52

На рисунке 2.21, в частности, представлена спектрограмма динамического отклика значения амплитуды виброскорости на силовое широкополосное воздействие штока шейкера в диапазоне частот 50…5 000 Гц, усреднённой по поверхности корпуса катколлектора с штампосварным газоприёмником, оборудованного металлическим каталитическим блоком нейтрализатора. При этом, каждой приведенной резонансной частоте (или группе резонансных частот) поставлены в соответствие собственные формы колебаний конструкции корпуса катколлектора.

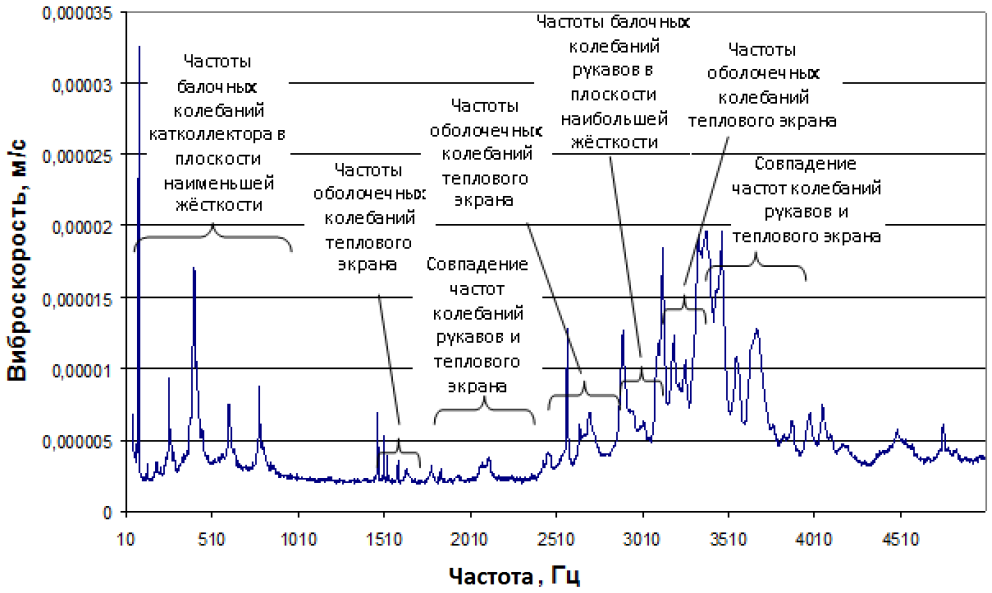
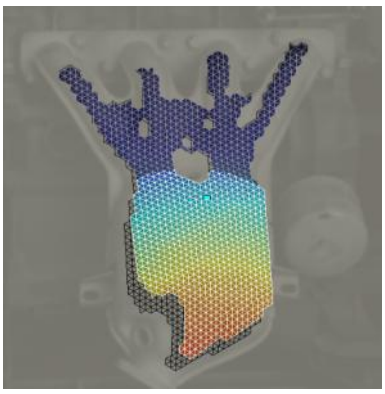


Рисунок 2.21 - Спектрограмма отклика значения амплитуды виброскорости, усреднённого по поверхности катколлектора с штампосварным газоприёмником, оборудованного металлическим каталитическим блоком нейтрализатора

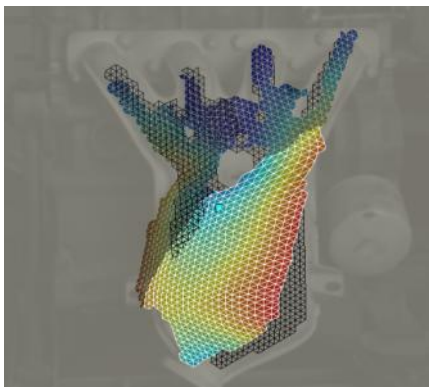
Регистрируемые собственные колебательные моды отдельных составных элементов корпуса катколлектора можно подразделить на балочные низкочастотные моды (рис. 2.22), средне- и высокочастотные оболочечные моды термоакустического экрана (рис. 2.23).Также имеют место связанные взаимодействующие резонансные колебания термоэкрана с колебательными модами других составных элементов конструкции (приёмных труб газоприёмника, ограниченной поверхности корпуса в зоне места установки управляющего датчика кислорода). На представленных рисунках зоны корпуса катколлектора, окрашенные синим цветом, колеблются с минимальной амплитудой, а зоны окрашенные красным цветом – с максимальной амплитудой.

Выявлена закономерность, что при увеличении частоты возбуждения корпуса катколлектора проявляются вначале собственные низкочастотные моды колебаний его термоакустического экрана, а затем, – через небольшой частотный интервал, данные собственные моды проявляются в несколько искаженном (деформированном) виде, обусловленным, по-видимому, их взаимодействием с колебанием трубчатых элементов катколлектора и плоской части корпуса газоприёмника. Представленные результаты экспериментальных исследований указывают на весьма плотное распределение собственных мод конструкции в диапазоне частот 2,5…4 кГц.

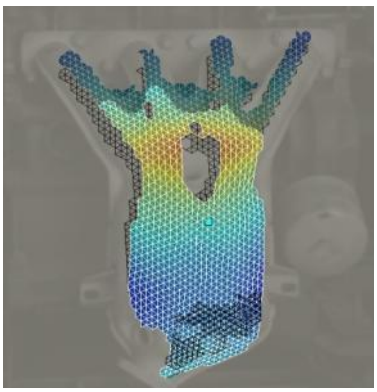
Результаты проведенных экспериментов на «холодной» безмоторной установке свидетельствуют о доминирующем вкладе термоакустического экрана в формировании структурного вибрационного поля катколлектора. Амплитуды виброскоростей, виброускорений и виброперемещений термоакустического экрана значительно превышают аналогичные показатели других составных частей конструкции катколлектора. Высокая виброактивность термоакустического экрана может быть обусловлена малой толщиной его металлической структуры, составляющей 0,8 мм, в то время как, например, каждый из штампованных полукорпусных элементов катколлектора изготовлен из более толстого стального листа толщиной 2 мм.



собственная форма колебаний на частоте 97 Гц

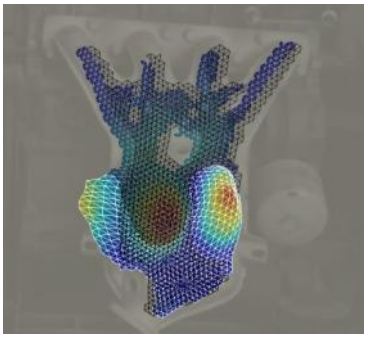


собственная форма колебаний на частоте 369 Гц

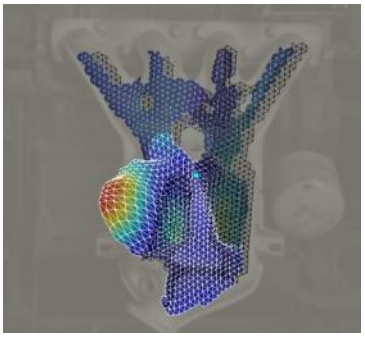


собственная форма колебаний на частоте 731 Гц

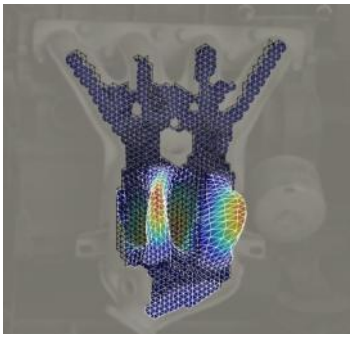
Рисунок 2.22 - Собственные формы колебаний в частотном диапазоне до 1000 Гц конструктивного варианта катколлектора со штампосварным газоприёмником, оборудованного металлическим каталитическим блоком нейтрализатора



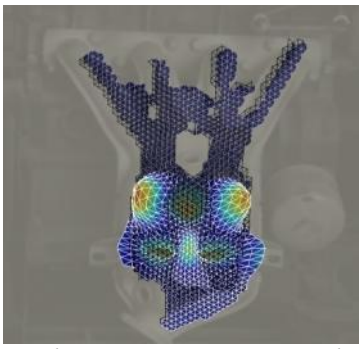
собственная форма колебаний на частоте 1425 Гц



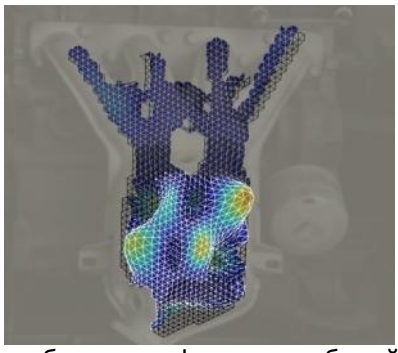
собственная форма колебаний на частоте 2212 Гц



собственная форма колебаний на частоте 2787 Гц



собственная форма колебаний на частоте 3089 Гц



собственная форма колебаний на частоте 3526 Гц

Рисунок 2.23 - Собственные формы колебаний в частотном диапазоне свыше 1000 Гц конструктивного варианта корпуса катколлектора со штампосварным газоприёмником с металлическим каталитическим блоком нейтрализатора

Спектр структурного шумового излучения корпуса катколлектора, замеренный в 1/3-октавном частотном диапазоне (см. рис. 2.24), в достаточной степени коррелирован со спектром виброскорости его составных корпусных элементов. Последний характеризуется большой плотностью распределения собственных колебательных мод сосредоточенных в диапазоне частот 2800…3700 Гц. Доминирующее излучение структурного шума корпуса катколлектора сосредоточено, преимущественно, в указанном частотном диапазоне. На рисунке 2.25 представлена топологическая карта распределения активной компоненты интенсивности звука, излучаемого катколлектором при его модальных испытаниях.

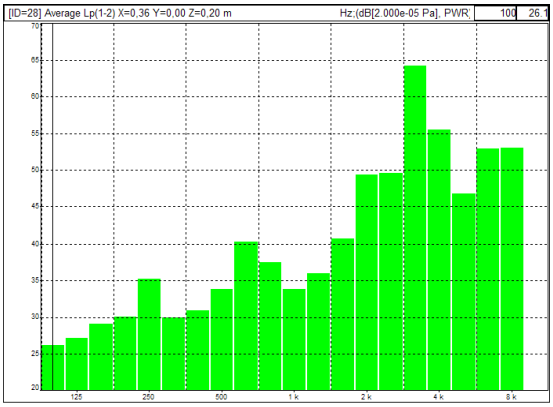


Рисунок 2.24 - 1/3-октавный спектр уровней шума катколлектора при его модальных испытаниях на «холодной» безмоторной установке

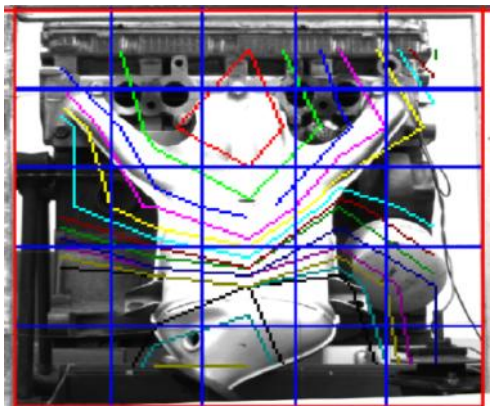


Рисунок 2.25 - Распределение активной компоненты интенсивности звука при модальных испытаниях (630 Гц)

Проведенный модальный анализ выявил значительное число собственных мод колебаний корпуса катколлектора, начиная с его низкочастотных собственных мод типа балочных форм, соответствующих частотам 80…800 Гц и заканчивая сложными комбинационными формами взаимодействия высокочастотных колебаний термоакустического экрана и приёмных труб с частотами 3300…3780 Гц и выше. Наибольшая плотность распределения собственных мод высокой интенсивности сосредоточена в диапазоне частот

2500…3800 Гц, что соответствует доминирующему акустическому излучению конструкции катколлектора при его модальных испытаниях.

Апробированная методика экспериментальных исследований позволяет на ранних стадиях разработки и доводки конструкции катколлектора проверять его составные элементы на виброакустическую активность, обеспечивая на заключительных стадиях разработок и в серийном производстве снижение уровней шума излучаемого СВОГ, уровней внешнего и внутреннего шума АТС.

2.4 Шум системы впуска двигателя легкового автомобиля

2.4.1 Экспериментальные исследования шумового излучения систем впуска двигателей легковых автомобилей

СВ ДВС является излучателем как аэродинамической (газодинамической), так и излучателем структурной составляющих совокупного шумового излучения. В данной работе под термином «шум впуска» рассматривается только аэродинамическая составляющая, которая, играет доминирующую роль в совокупном шумовом излучении СВ. Принципиальная схема СВ ДВС современной модели легкового а/м представлена на рисунке 2.26.

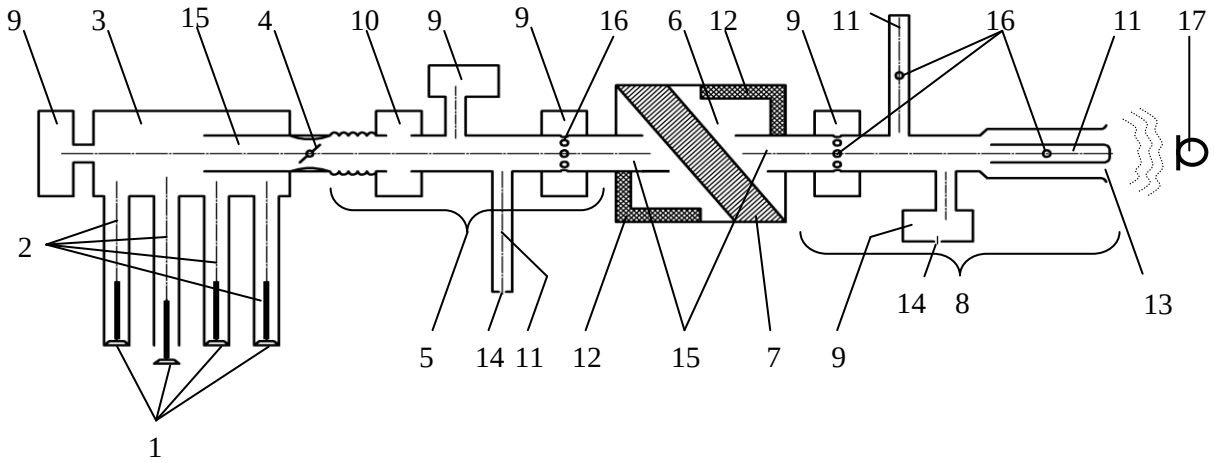


Рисунок 2.26 - Принципиальная схема типичной конструкции СВ ДВС современной модели легкового а/м

Позициями на рисунке 2.26 обозначены: 1 – впускные клапаны (ВК) головки блока цилиндров ДВС; 2 – впускные патрубки (ВПП); 3 – газосборный ресивер (Р); 4 – корпус дроссельной заслонки (КДЗ); 5 – промежуточная труба (ПТ); 6 – камера (корпус) воздухоочистителя (ВО); 7 – фильтрующий элемент (Ф); 8 – воздухозаборный патрубок (ВЗП); 9 – резонатор Гельмгольца (РГ); 10 – расширительная резонаторная камера (РРК); 11 – четвертьволновый резонатор (ЧВР); 12 – пористая звукопоглощающая панель (ПЗПП); 13 – открытый шумоизлучающий срез ВЗП; 14 – компенсационный канал (дренажное отверстие); 15 – акустический патрубок (АП), в виде его консольного участка, помещенного в полости камеры Р или ВО; 16 – отверстия перфорации; 17 – измерительный микрофон (при проведении стендовых акустических исследований СВ).

Акустические исследования и доводку СВ удобнее проводить в составе ДВС, смонтированных на специализированных низкошумных моторных стендах [157]. Для ослабления маскирующего фона, формируемого различными близкорасположенными интенсивными излучателями шума ДВС, измерительный микрофон приближают в зону наиболее высокой концентрации звуковой энергии исследуемого излучателя – в «ближнее акустическое поле» (в 0,06 м от плоскости открытого шумоизлучающего среза ВЗП). Также для обеспечения дополнительной звукоизоляции, понижающей уровень маскирующего фона в зоне установки измерительного микрофона, могут использоваться автономные шумопонижающие элементы (акустические экраны).

В качестве конструктивных приёмов заглушения шума впуска ДВС применяются одно- или многокамерные ГШ как с последовательным, так и с параллельным подключением камер к полостям воздуховодных элементов СВ, интегрируемые в их различных зонах. Использование указанных технических устройств обеспечивает эффект снижения общих уровней шума впуска в контрольной точке (в 0,06 м от открытого шумоизлучающего среза ВЗП) до 13 дБА в исследуемом диапазоне оборотов ДВС [158].

В данной работе акустические исследования СВ проводились по результатам испытаний 50-ти серийных образцов различных моделей легковых а/м, список которых представлен в п.2.3.2.

Из исследованных образцов легковых а/м 22 модели а/м (44%) имеют конструкцию СВ с забортным забором воздуха в ДВС, 28 а/м (56%) – с забором воздуха из полости подкапотного пространства МО. Из них (выявленные визуальным осмотром и частичной разборкой) 33 модели а/м (66%) оборудованы дополнительными шумозаглушающими устройствами в виде присоединенных к трубопроводным и камерным волноводным элементам акустических (шумозаглушающих) элементов СВ в виде ЧВР, РГ и РРК объемами полостей камер от 0,7 л до 10 л в количестве от 1 до 7 шт. При этом 17 исследованных моделей а/м (34%) – не содержат каких-либо обнаруживаемых визуальным осмотром дополнительных шумозаглушающих устройств. Объемы полостей камер ВО исследованных моделей легковых а/м, являющихся штатным шумозаглушающим элементом типа РРК, находятся в диапазоне от 4 до 12 л, что в весьма существенной степени предопределяет создаваемый ими шумозаглушающий эффект. Большеобъемные камеры ВО, являясь соответственно более эффективными шумозаглушающими устройствами в сравнении с малогабаритными (при прочих равных условиях) – в меньшей степени нуждаются в дополнительном совершенствовании конструкции СВ с точки зрения акустики.

На рисунке 2.27 приведены результаты экспериментальных оценок уровней шума СВ 23-х образцов легковых а/м.

Экспериментальные исследования проведены в условиях стендовых акустических испытаний, с применением низкошумного динамического стенда, оборудованного беговыми барабанами, смонтированного в большой полубезэховой акустической камере НТЦОАО «АВТОВАЗ» г. Тольятти, с представлением общих (интегральных) уровней шума впуска СВ (Lвп) в диапазоне частот вращения коленчатого вала ДВС 1500…5000 мин$^{-1}$, работающего на режиме полной нагрузки ДВС (при полностью открытой дроссельной заслон-

ке – в бензиновых ДВС, при максимальной подаче топлива – в дизельных ДВС). Имитация плавного разгона а/м, установленного на беговых барабанах стенда, производилась при включенной 3-й передаче коробки передач. Измерительный микрофон располагался в 0,06 м от плоскости открытого среза ВЗП СВ при открытом (или демонтированном) капоте кузова а/м. При этом производилась дополнительная шумоизоляция зоны измерительного пространства располагаемым в ней пакетом звукопоглощающих и звукоизолирующих панелей. На основе учета массива полученных результатов акустических измерений было проведено ранжирование акустических (шумозаглушающих) качеств СВ серийных моделей легковых а/м с их последующей квалификационной оценкой по достигаемым категориям акустической эффективности.

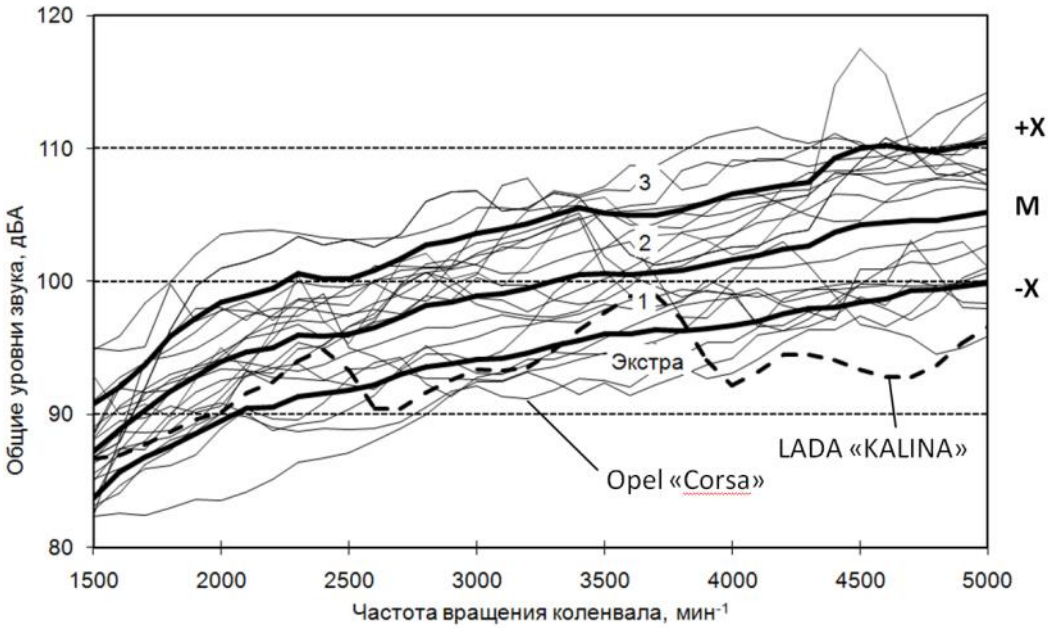


Рисунок 2.27 - Общие уровни шума впуска СВ (Lвп), зарегистрированные в 0,06 м от плоскости среза ВЗП ВО СВ ДВС исследованных серийных образцов легковых а/м A, B, C и D классов

Представленный массив статистических данных результатов экспериментальных исследований акустических характеристик СВ ДВС легковых а/м, образует распределение средних значений общих уровней шума (математиче-

ского ожидания М), поля доверительных интервалов со значениями верхней (+Х) и нижней (-Х) границ доверительного интервала в дБА. Указанные значения определяются аналогичным образом как для СВОГ ДВС (согласно выражений 2.6, 2.7)

Представленные на рисунке 2.27 результаты стендовых акустических испытаний, указывают на весьма значительный разброс замеренных значений общих уровней шума впуска СВ (Lвп), составляющий от 12 до 24 дБА, что косвенно свидетельствуют о существенном нереализованном потенциале акустического усовершенствования конструкций СВ на большом количестве моделей а/м и подтверждает актуальность рассмотрения и подробного анализа данной технической проблемы.

Из последующей статистической оценки уровней шума впуска СВ (Lвп), следует, что значения доверительных интервалов (Х) составляют от 3,2 до 5,8 дБА. Значения математического ожидания (М) общего уровня шума впуска СВ (ΔLвп), характеризуемые соответствующим изменением скоростного режима работы ДВС в заданном диапазоне оборотов коленчатого вала ($n_1 \ldots n_2$), аналогичны соответствующим изменениям общего уровня шума выхлопа СВОГ ДВС имогут быть также ориентировочно оценены (с точностью ± 1,5 дБА) согласно выражения (2.8).

В качестве акустически эффективной конструкции СВ (обеспечивающей попадание уровней шума впуска в наиболее высокие категории - «экстра» и категорию 1 следует указать на СВ а/м LADA KALINA, которая включает несколько шумозаглушающих элементов, конструктивные исполнения которых защищены соответствующими патентами РФ на изобретения и полезные модели: АП в полости Р [90, 107], АП – в полости камеры ВО [108], ПЗПП – в полости камеры ВО [94], ЧВР – в ВЗП [95, 100]). Рассматриваемая конструкция ВО отличается оптимизированными геометрическими параметрами (объем камеры ВО составляет 8 л), заданными соотношениями длин ВПП и ВЗП, с рационально расположенными срезами присоединенных концевых участков АП к корпусу ВО со стороны ПТ и ВЗП.

Как правило, основным источником газодинамического возбуждения составных волноводных звеньев СВ ДВС и генерирования ее аэродинамической (газодинамической) составляющей выступает пульсирующий воздушный поток, возникающий в течение процесса всасывания (периода времени открытия и закрытия впускных клапанов ДВС). В спектрах газодинамической составляющей шумового излучения СВ выделяются доминирующие низкочастотные дискретные составляющие на частоте следования импульсов всасывания (на частоте рабочего процесса ДВС f_i) и кратных ей гармониках. В связи с этим, в качестве важных информативных и нормативных значений достигаемой акустической (шумозаглушающей) способности составных элементов конструкции СВ, например согласно требований ТЗ и ТУ, а также с точки зрения субъективных восприятий звукового излучения СВ, следует рассматривать использование результатов сопоставительного статистического анализа уровней шума впуска СВ АТС, проведенного на указанной основной частотной гармонике рабочего процесса ДВС (f_i), определяемой по выражению (2.9), которые представлены на рисунке 2.28:

На исследованных моделях легковых а/м, оборудованных 4-х цилиндровыми 4-х тактными ДВС, параметр f_i представляет частоту второго порядка двигателя 2n/60, c^{-1}. По аналогичным причинам, может быть использован также и сопоставительный статистический анализ с регламентированной ТЗ (ТУ) оценкой звукового излучения, производимого СВ, на кратной ей составляющей 4n/60, c^{-1}. Она, как правило, также представляется весьма энергоемкой в спектрах шума впуска СВ (как и в спектрах шумовых излучений СВОГ) вследствие проявления среднечастотных резонансов ее составных волноводных элементов (рис. 2.29).

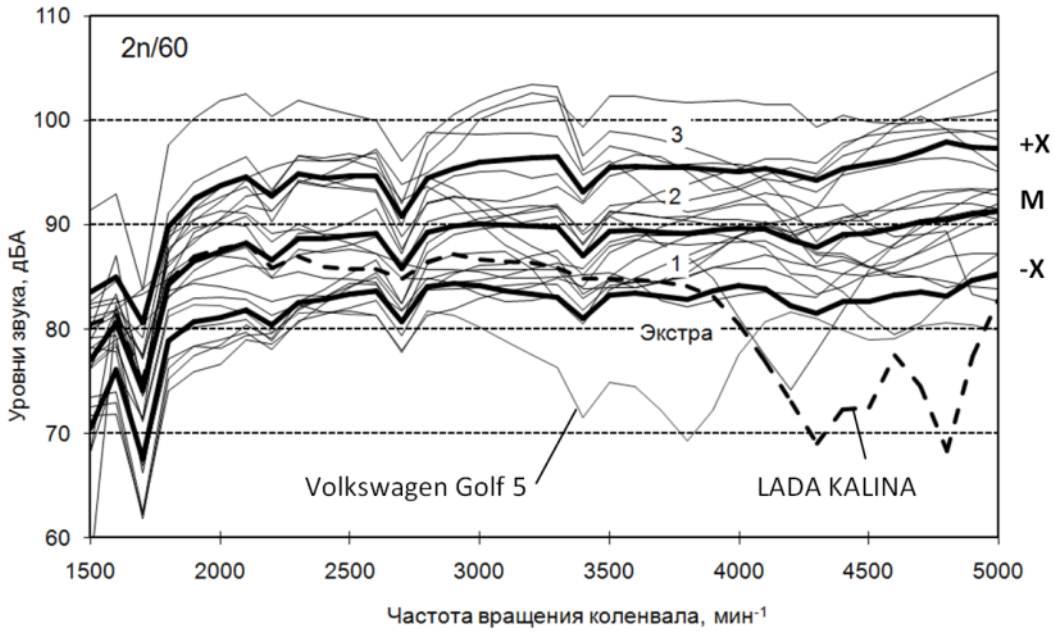


Рисунок 2.28 - Уровни шума впуска СВ (Lвп) на частотах 2-й моторной гармоники (2n/60), зарегистрированные в 0,06 м от плоскости среза ВЗП ВО СВ ДВС легковых а/м A, B, C и D классов

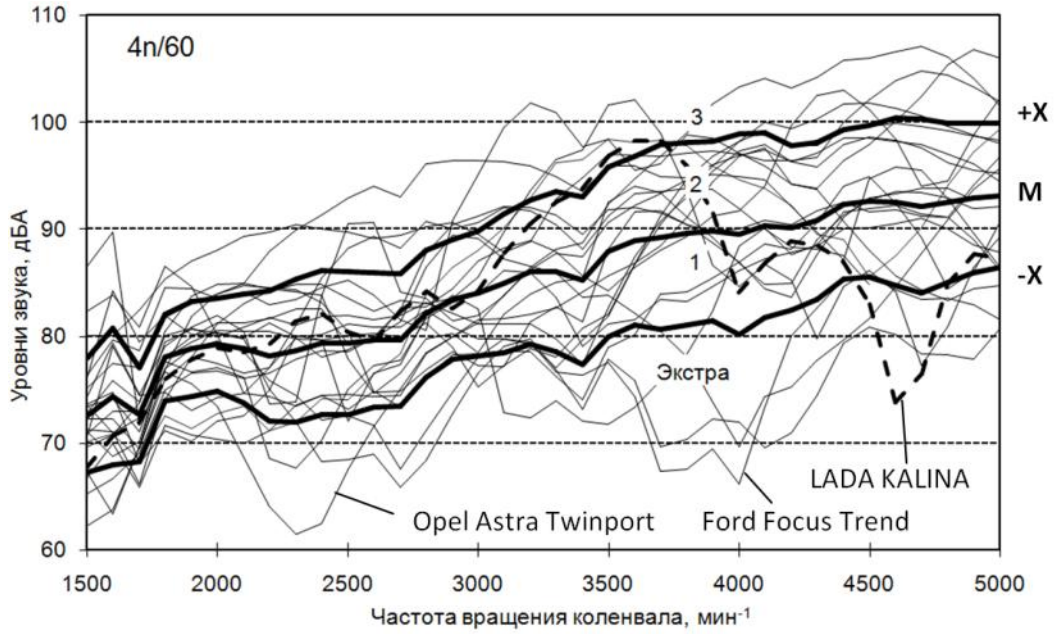


Рисунок 2.29 - Уровни шума впуска СВ (Lвп) на частотах 4-й моторной гармоники (4n/60), зарегистрированные в 0,06 м от плоскости среза ВЗП ВО СВ ДВС легковых а/м A, B, C и D классов

Для комплексных сопоставительных оценок уровней шума излучаемого системой газообмена ДВС, включающей как СВ, так и СВОГ, необходимо

привести (пересчитать) их уровни шума к идентичным условиям измерений. Результаты пересчета по формуле (2.9) средних значений уровней шума впуска СВ и уровней шума выхлопа СВОГ, соответствующих значениям математического ожидания (М) массивов данных и их полей доверительных интервалов (+Х…–Х) на базовое значение радиуса полусферы 7,5 м, представлены на рисунке 2.30.

Приведенные к базовому расстоянию 7,5 м средние значения уровней шума впуска СВ в диапазоне оборотов ДВС 1500…5000 мин$^{-1}$ составляют 42,3...60,3 дБА и соизмеримы (разность Δср. = 2,4…6,2 дБА) со средними значениями уровней шума выхлопа СВОГ (50,3…66,5 дБА). При этом, поля доверительных интервалов, ограниченных верхней границей (+Х) для СВ и нижней границей (-Х) для СВОГ перекрывают друг друга на 2,2…6,2 дБА во всем исследуемом диапазоне измерения оборотов ДВС.

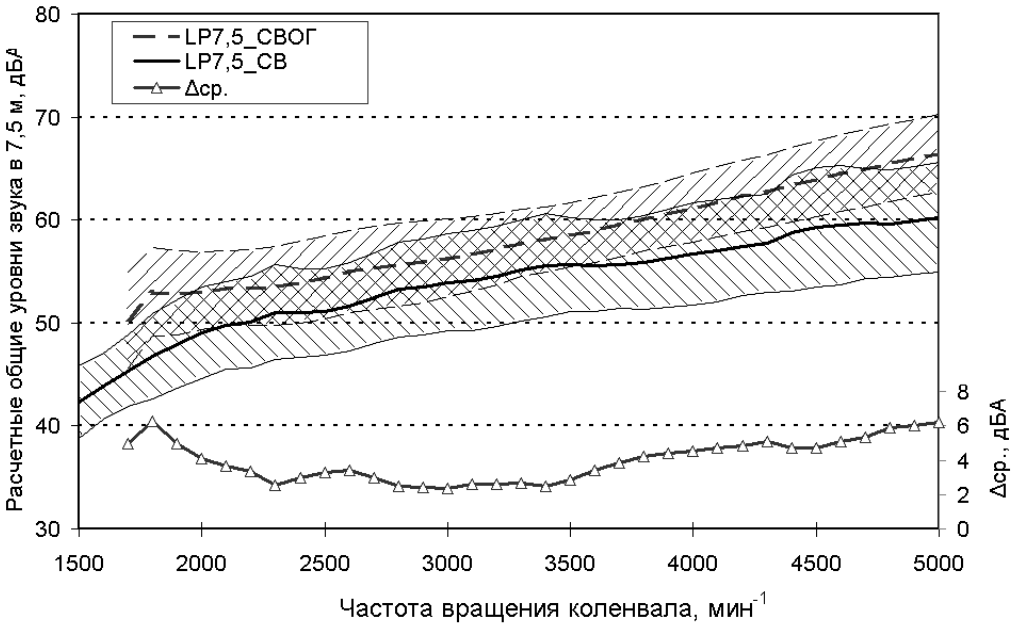


Рисунок 2.30 - Расчетные средние значения общих уровней шума, соответствующих математическим ожиданиям (М), с полями доверительных интервалов (+Х…–Х) для массивов данных уровней шума впуска СВ и уровней шума выхлопа СВОГ, приведенных к базовому расстоянию (радиусу) 7,5 м от точечных излучателей звука

Приведенные результаты подтверждают, что шум впуска СВ является одним из значимых, соизмеримых с шумом СВОГ источников шумового излучения современных моделей легковых а/м. Это вынуждает автомобилестроителей совершенствовать составные конструктивные элементы СВ ДВС с учетом требований акустики. По результатам проведенных исследований процентный вклад шума впуска СВ в общий уровень внешнего шума легкового а/м (с общим уровнем 73,9 дБА), определяемый по формуле (2.10), составляет 0,6…6,0%.

Исходя из предпосылок планируемого ужесточения значения уровня внешнего шума легковых а/м до 71 дБА (Правила ЕЭК ООН №51-03) процентный вклад шума впуска СВ в звуковое поле такого условного «перспективного» низкошумного образца а/м составит 1,2…11,7%, процентный вклад шума выхлопа СВОГ 4,8…22,9%. А если судить об зарегистрированных верхних границах интервалов современных легковых а/м, то процентные вклады максимальных уровней шума СВ и СВОГ составляют 28,8% и 85,1%.

Для оценки шумозаглушающей способности используемых штатных конструктивных элементов СВ, были проведены акустические исследования тех же 50-ти серийных образцов различных моделей легковых а/м с демонтированными штатными элементами СВ (без ВО в сборе с ПТ и ВЗП). Общие уровни внешнего шума исследованных моделей серийных образцов легковых а/м в исходном состоянии (La) и с демонтированными составными конструктивными элементами СВ (La без ВО), замеренные в идентичных условиях дорожных испытаний на режиме интенсивного разгона а/м по ГОСТ Р 41.51 (п. Г.3.1), ранжированные в направлении возрастания величины удельной эффективной мощности ДВС (Ne/Vh), представлены на рисунке 2.31, где Ne – эффективная мощность ДВС, л.с., Vh – рабочий объем ДВС, л.

Как видно из представленного графика, демонтаж штатных составных конструктивных элементов СВ приводит к возрастанию общих уровней внешнего шума легковых а/м на величину от 0,5 до 12,0 дБА. Это указывает как на использование весьма эффективных штатных шумозаглушающих уст-

ройств в составе конструктивных элементов СВ, так и на необходимость, в ряде случаев, разработок более рациональных устройств подавления шума впуска СВ.

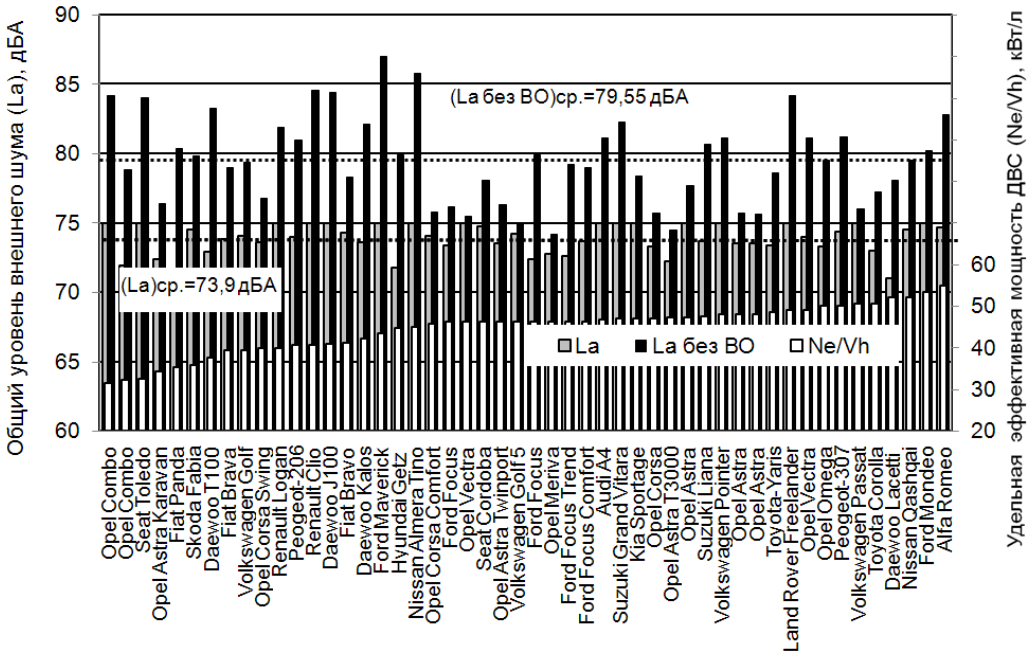


Рисунок 2.31 - Общие уровни внешнего шума исследованных моделей легковых а/м (La, La без ВО) ранжированные в направлении возрастания величины удельной эффективной мощности ДВС (Ne/Vh)

2.4.2 Рекомендации по разработке технических требований, предъявляемых к автомобильным системам впуска

Для целевого прагматичного решения проблем, относящихся исключительно к обеспечению соответствия легковых а/м регламентируемым нормативным национальным и международным стандартам по уровням внешнего и внутреннего шума, достаточно ограничиться выполнением требований к заданным акустическим качествам СВ в более узком скоростном диапазоне частот вращения коленчатого вала ДВС 2500…4000 мин$^{-1}$, попадающем в нормирующие режимы контрольных процедур испытаний легковых а/м указанных классов (см. рис. 2.32).

На графике рисунка 2.32 представлена горизонтальная пунктирная прямая на уровне 98 дБА в качестве установленного целевого значения уров-

ней шума впуска, регистрируемого измерительным микрофоном в 0,06 м от плоскости открытого среза ВЗП СВ (Lвп), с учетом задаваемого его последующего ослабления равного 15 дБА по отношению к суммарному уровню шума, генерируемому всеми остальными источниками шума в составе АТС (La).

Под термином «целевое» значение уровня шума впуска СВ должно подразумеваться установленное ТЗ на разработку АТС значение уровня шума, которое является обоснованным и достижимым как по техническим, так и стоимостным соображениям. Уровни шума впуска СВ (Lвп), находящиеся ниже установленного ТЗ целевого значения уровня 98 дБА, в таких случаях уже несущественно (менее чем на 0,1 дБА) влияют на действующее на данный момент времени регламентированное значение общего уровня внешнего шума АТС (La) ≤74 дБА.

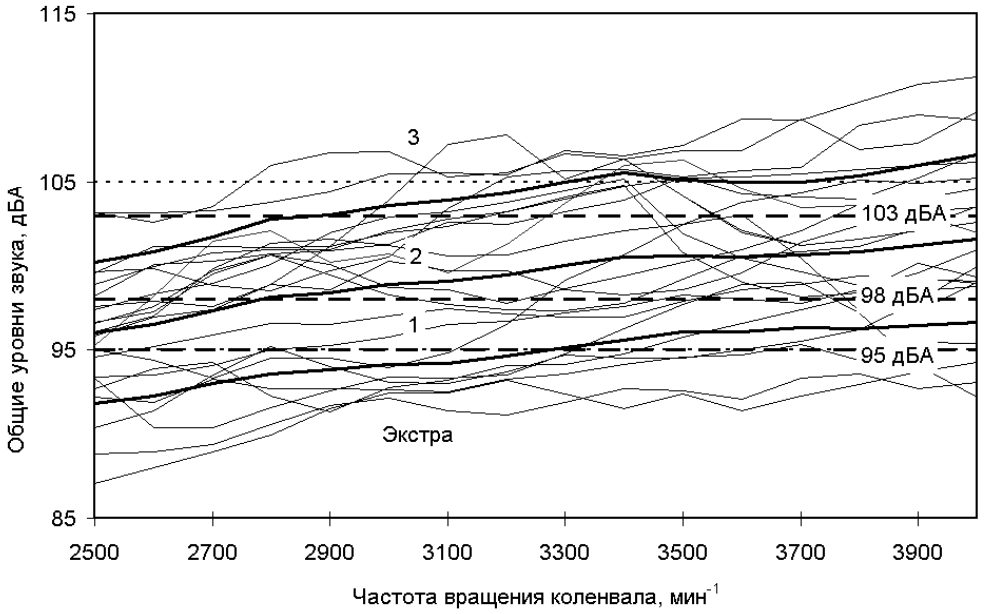


Рисунок 2.32 - Общие уровни шума впуска СВ (Lвп), зарегистрированные в 0,06 м от плоскости среза ВЗП ВО СВ ДВС исследованных серийных образцов легковых а/м A, B, C и D классов

Аналогичным образом, установленная ТЗ горизонтальная пунктирная прямая на уровне 95 дБА является принятым целевым значением для зада-

ваемых предельных значений уровней шума впуска (Lвп) в качестве ориентира по обеспечению перспективного нормативного значения уровней внешнего шума легкового а/м ≤71 дБА, согласно требований проекта Правил ЕЭК ООН №51-03. Таким же образом, установленная ТЗ горизонтальная пунктирная прямая на уровне 103 дБА может представлять ограничительное значение уровней шума впуска (Lвп), которые ниже на 10 дБА (а не на 15 дБА, как было рассмотрено выше) по отношению к суммарному уровню остальных источников шума АТС, формирующих его общий уровень внешнего шума. В последнем случае, уровень шума впуска СВ (Lвп) уже вносит весомый дополнительный вклад в возрастание общего уровня внешнего шума АТС равный 0,5 дБА и уже не может считаться рациональным.

Указанные рекомендуемые значения величин шумозаглушений, обеспечиваемых конструктивными элементами СВ, являются идеализированными целевыми ориентирами разработок низкошумных СВ. В процессах окончательных доработок конструкций элементов СВ при необходимости они могут быть скорректированы в ту или иную сторону. Необходимо руководствоваться лишь тем, что их достижение позволяет удовлетворять требования действующих и перспективных стандартов (ГОСТ Р 41.51, Правила ЕЭК ООН №51-02 и №51-03) с минимизированными стоимостными затратами. Как известно, при прочих равных условиях, стоимостная ставка заглушения шума впуска СВ ДВС АТС по отношению к другим источникам шумогенерирования (механизмам и корпусным элементам ДВС, шинам, трансмиссионным агрегатам) является наиболее низкой [73, 72].

2.5 Шумовое излучение электровентиляторов модулей системы охлаждения двигателей легковых автомобилей

Аэродинамический шум осевого вентилятора, являющегося составным элементом модуля системы охлаждения ДВС, образуется в процессе обтекания воздушным потоком лопастей крыльчатки и, соответственно, подразделяется на вихревой шум и шум неоднородности потока. Вихревая состав-

ляющая формируется в основном скоростью потока в крыльчатке вентилятора и размером обтекаемого тела. Спектральный состав аэродинамического шума осевого вентилятора включает сплошную часть и отдельные дискретные составляющие. Физической природой образования сплошной части шумового спектра (вихревой шум) являются вихревые системы и отдельные вихри, образующиеся в проточных каналах, главным образом при обтекании лопастей крыльчатки. Основным источником вихревого шума являются пульсации давления (подъемной силы) на лопатках крыльчатки, связанные со срывом вихрей турбулентного пограничного слоя с задней кромки лопатки при их обтекании рабочей средой. Дискретные составляющие обусловлены вытеснением некоторого объема рабочей среды вращающимися лопатками (шум вращения) и взаимодействия потока рабочей среды с направляющими элементами (кожухами).

Существуют методы автономных виброакустических исследований модулей системы охлаждения ДВС, проводимых на имитационных стендах в специализированных шумозаглушенных помещениях (безэховых акустических камерах) [155]. Также виброакустические исследования модулей системы охлаждения ДВС могут проводиться в составе АТС. В этом случае, уровни шума регистрируют в 1 м от передней части АТС, располагаемого на открытой площадке с работающим на режиме холостого хода ДВС, в вариантах с неработающим электровентилятором и с работающим электровентилятором. Полученная разность уровней шума в дБА на указанных режимах работы (Δ = Lвкл.–Lвыкл.) свидетельствует о достигнутом акустическом качестве модуля системы охлаждения ДВС и его энергетическом вкладе в звуковое поле АТС.

Для оценки шумовых характеристик модулей систем охлаждения ДВС, были проведены акустические исследования 50-ти серийных образцов различных моделей легковых а/м, перечень которых представлен в п.2.3.2. Общие уровни внешнего шума, замеренные в идентичных условиях дорожных испытаний на режиме холостого хода работы ДВС неподвижного а/м в состоя-

нии с включенными и выключенными электровентиляторами, ранжированные в направлении возрастания величины разности общих уровней шума, представлены на рисунке 2.33.

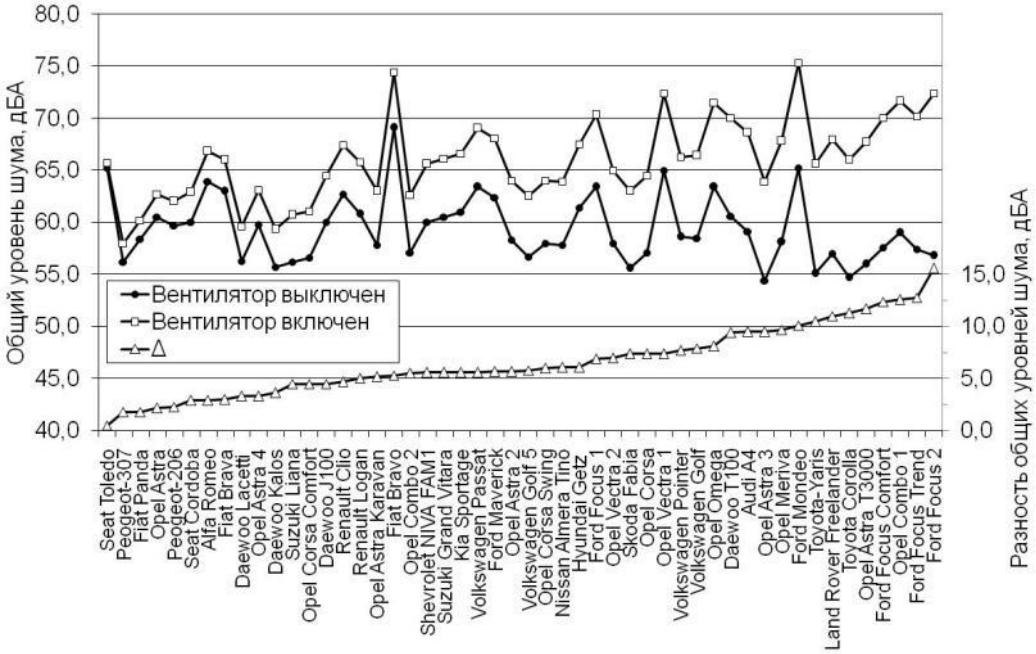


Рисунок 2.33 - Общие уровни шума легковых а/м на режиме холостого хода ДВС, зарегистрированные в 1 м от передней части кузова, при работающих и неработающих электровентиляторах модуля системы охлаждения ДВС

Как видно из представленного графика, включение в работу электровентиляторов модулей систем охлаждения ДВС приводит к возрастанию общих уровней шума легковых а/м, регистрируемых в 1 м от передней части на величину Δ = 0,5…15,6 дБА. Это указывает на весьма большой разброс акустических качеств используемых конструкций модулей систем охлаждения в составе штатных комплектаций современных моделей легковых а/м. Среднеарифметическое значение общего уровня шума по результатам акустических исследований 50-ти серийных образцов различных моделей легковых а/м (замеренное в 1 м от их передней части) при выключенных электровентиляторах модулей систем охлаждения ДВС составляет $L_{выкл.ср._{1,0}}$ = 59,4 дБА, в то

время как при работающих электровентиляторах $L_{вкл.ср._{1,0}}$ = 66,0 дБА (Δср. = 6,6 дБА).

Следовательно, включение в работу электровентиляторов модулей системы охлаждения ДВС вызывает, по-сути, четырехкратное увеличение звуковой энергии относительно уровня шума а/м при работе ДВС на холостом ходу (более чем на 6 дБА).

На рисунке 2.34 приведены 1/3-октавные спектры и значения общих уровней внешнего шума а/м Chevrolet NIVA при неработающем ДВС с принудительно включенными в работу двумя электровентиляторами в составе штатного модуля системы охлаждения ДВС. Измерения проведены в штатных контрольных точках, расположенных в 7,5 м справа и слева от центральной продольной плоскости а/м (ГОСТ Р 41.51, Правила ЕЭК ООН №51), на стандартном 20-метровом измерительном участке (см. рис. 2.35) при последовательном смещении положения а/м от линии А-А' на отметки: 0 м (А-А'), 5 м, 10 м (Р-Р'), 15 м и 20 м (В-В').

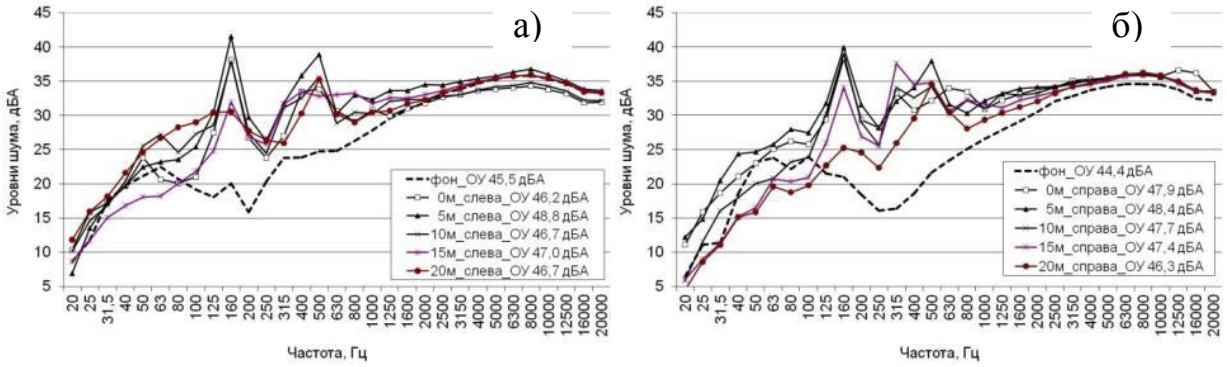


Рисунок 2.34 - Спектральные характеристики уровней внешнего шума а/м Chevrolet NIVA при неработающем ДВС с принудительно включенными в работу двумя электровентиляторами штатного модуля системы охлаждения ДВС: *а) в 7,5 м слева от центральной продольной плоскости а/м,*

б) в 7,5 м справа от центральной продольной плоскости а/м

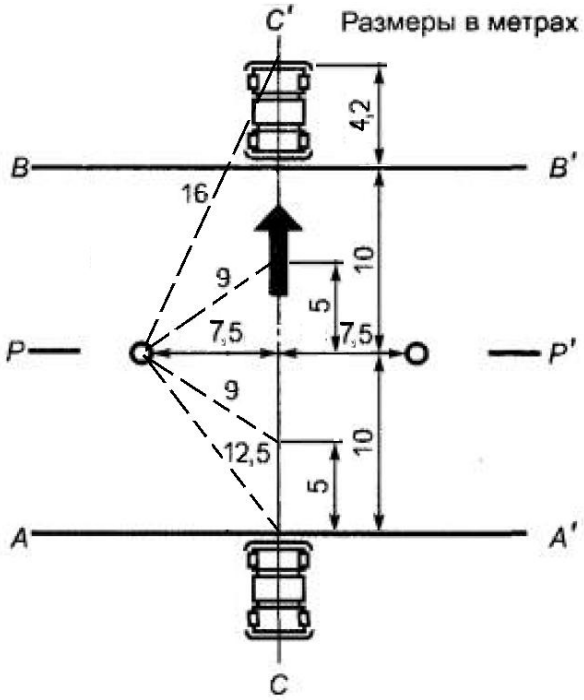


Рисунок 2.35 - Схема расположения а/м на стандартном 20-метровом измерительном участке

Максимальные значения общих уровней шума отмечены при нахождении а/м на отметке 5 м его смещения от начала отсчета А-А', которые не превышают значения 50 дБА. Указанные значения на 16 дБА ниже общих уровней внешнего шума, регистрируемых в 1 м от передней части а/м и на 24 дБА – ниже общих уровней внешнего шума а/м Chevrolet NIVA, регистрируемых при испытаниях по методикам ГОСТ Р 41.51 и Правил ЕЭК ООН №51-02 (≤74 дБА) на режимах интенсивного разгона со скорости 50 км/ч на 2-й и 3-й передачах коробки передач.

Как видно из представленных графиков (рис. 2.34), уровни шума в частотном диапазоне свыше 1000 Гц формируются фоновым акустическим излучением (акустическими помехами). В связи с этим, для объективной оценки производился расчет общих уровней шума в ограниченном частотном диапазоне 20…1000 Гц, характеризующем шумовое излучение электровентиляторов (см. таблицу 2.5).

Таблица 2.5

Положение а/м на измерительном участке, м		А-А' 0 м	5 м	Р-Р' 10 м	15 м	В-В' 20 м
Расстояние от измерительного микрофона до передней части а/м, м		12,5	9	7,5	9	16
Общие уровни внешнего шума в частотном диапазоне 20-1000 Гц, дБА	справа	43,4	44,8	43,4	43,0	39,1
	слева	42,3	45,5	42,8	41,6	39,5
Общие уровни шума, дБА, приведенные к опорному расстоянию 1 м	справа	62,3	60,9	57,9	60,2	59,1
	слева	61,2	61,6	57,3	57,7	60,6

Приведенные к единому опорному расстоянию 1 м значения общих уровней шума, замеренных на расстояниях 12,5 м, 9 м, 7,5 м, 16 м от передней части а/м, указывают на существенное изменение (до 4,3…4,4 дБА) регистрируемых общих уровней внешнего шума при различных положениях а/м Chevrolet NIVA на измерительном участке. При этом, следует учитывать что шумовое излучение вентиляторов является постоянным, т. к. скоростной режим работы вентиляторов остается неизменным. Это свидетельствует о том, что производимое шумовое излучение, осуществляемое через открытые вентиляционные проемы, имеет выраженный направленный характер. Звукоизолирующие элементы, ограждающие пространство моторного отсека кузова, в виде панелей щитка передка и колесных арок кузова, крышки капота кузова, нижнего экрана (брызговика ДВС) МО, при соответствующем размещении открытых вентиляционных проемов (переднего – в зоне рамки радиатора, нижнего – в зоне брызговика ДВС) оказывают существенное влияние на распространение звукового излучения электровентиляторов из полости МО в окружающую среду.

Фактическая поправка для определения значений общих уровней внешнего шума от работы электровентиляторов в штатных контрольных точках расположенных в 7,5 м справа и слева от центральной продольной плоскости а/м ($L_{вкл.ср._{7,5}}$) пересчитанных с расстояния 1,0 м от передней части а/м может быть определена согласно выражения (2.17):

$$\Delta ф = L_{вкл.1,0} - L_{вкл.7,5}, \text{ дБА} \quad (2.17).$$

Если применить значение фактической поправки Δф = 15 дБА, определенной на а/м Chevrolet NIVA, для исследованных 50-ти серийных образцов моделей легковых а/м, то общие уровни шума их работающих электровентиляторов модулей системы охлаждения ДВС в 7,5 м от центральной продольной плоскости а/м составят 43…60 дБА.

Представленные результаты свидетельствуют о том, что уровни шумовых излучений работающих электровентиляторов модулей систем охлаждения ДВС исследованных образцов моделей легковых а/м не оказывает какого-либо практического влияния на изменения общих уровней их внешнего шума, регистрируемых в 7,5 м от центральной продольной плоскости а/м на нормируемых режимах интенсивного разгона по методикам ГОСТ Р 41.51 и Правил ЕЭК ООН №51. Следовательно, на данном этапе развития техники можно исключить рассмотрение электровентилятора модуля системы охлаждения ДВС, в качестве значимого источника формирования внешнего звукового поля современной модели легкового а/м.

Выводы по второй главе:

1) Статистический анализ результатов контроля уровней шума 50-ти исследованных моделей легковых а/м позволил установить корреляционные зависимости, на основании которых можно на начальных этапах формирования требований технического задания и проектирования СВОГ определять габаритно-геометрические параметры её элементов во взаимосвязях с мощностными характеристиками используемого ДВС.

2) СВ ДВС является существенным энергетическим источником шума ДВС, соизмеримым с СВОГ, что обуславливает необходимость создания эффективных устройств заглушения её шума. По результатам обследования акустических характеристик СВОГ и СВ 50-ти современных моделей легковых а/м даны рекомендации по разработке технически-обоснованных требо-

ваний к конструктивным элементам СВОГ и СВ перспективных моделей легковых а/м.

3) На основании проведенных испытаний катколлектор ДВС является основным источником шума ДВС, формирующим уровень внешнего шума легкового а/м.

4) Определение собственных форм (собственных акустических мод) колебаний стенок корпуса катколлектора с использованием, например, 3-х компонентного сканирующего лазерного виброметра, позволяет выявлять режимы и условия резонансного усиления шумовых излучений в МО легковых а/м. Апробированная на примере корпуса катколлектора СВОГ ДВС расчетно-экспериментальная методика исследований может быть использована и для других шумоактивных элементов АТС, позволяя совершенствовать конструкции с необходимыми улучшенными виброакустическими характеристиками на самых ранних этапах их проектирования и экспериментальной доводки.

5) Энергетическая шумогенерирующая составляющая крыльчатки вентилятора модуля системы охлаждения ДВС в общем уровне шума а/м не является значимой на данном этапе его нормирования и достигнутого уровня развития техники. Это позволяет считать, что существующие конструктивные варианты серийных устройств модулей систем охлаждения ДВС в достаточной степени отвечают требованиям действующих стандартов, регламентирующих уровень внешнего шума легкового а/м. На основании этого рассмотрение вентилятора (вентиляторов) модуля системы охлаждения ДВС, в качестве значимого источника шума в совокупном звуковом поле современных моделей легковых а/м, не представляется целесообразным.

3 АНАЛИТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ИСТОЧНИКОВ ШУМА И ЭЛЕМЕНТОВ ЕГО ЗАГЛУШЕНИЯ В МОТОРНОМ ОТСЕКЕ КУЗОВА АВТОМОБИЛЯ

3.1 Расчетно-экспериментальное исследование конструкций системы впуска двигателя

3.1.1 Критерии эффективности элементов глушения шума системы впуска

Для шумоактивных ДВС, использующих атмосферный воздух в качестве составной компоненты рабочего тела, существенным и часто наиболее интенсивным является шум, излучаемый ими в атмосферу через устройства забора воздуха. Наиболее эффективным средством борьбы с этими шумами является установка ГШ в воздуховоды, по которым транспортируются зашумленные потоки.

ГШ должны, с одной стороны, преграждать путь распространяемому шуму, с другой – не препятствовать перемещению рабочего тела по воздуховоду. Последнее требование во многом определяет выбор возможной (рациональной) конструкции ГШ. Кроме того, к ГШ в зависимости от условий их установки и эксплуатации, предъявляются специфические требования, ограничивающие их габариты, геометрическую форму, массу, стоимость, использование тех или иных конструкционных, в т.ч. поглощающих звук материалов и др..

Эффективность работы ГШ в СВ ДВС характеризуют критерием IL – insertion losses (вносимые потери) [130], т.е.изменением по звуковому давлению L и по звуковой мощности L_P в точке контроля уровня шума согласно выражений (3.1), (3.2):

$$\Delta L = L_1 - L_2 \tag{3.1}$$

$$\Delta L_P = L_{P1} - L_{P2} \tag{3.2}$$

где L_1 и L_2 – уровни звукового давления (уровни звука), дБА, и L_{P1} и L_{P2} – уровни звуковой мощности в точке контроля уровня шума за ГШ, до и после его установки, дБ. Обе эти величины зависят как от конструкции ГШ, так и от характеристик СВ и непосредственно ДВС, в которую он устанавливается [29].

ГШ располагают обычно между прямыми участками воздуховодов. В приближении линейной акустики он может быть исчерпывающе описан матрицей рассеяния S_{mn} согласно выражения (3.3), связывающей набегающие на него по этим воздуховодам a_n и рассеянные от ГШ звуковые волны b_m:

$$S_{mn} = b_m / a_n . \qquad (3.3)$$

Элементы матрицы рассеивания определяют отражение, передачу и трансформацию звуковых волн ГШ. Размерность матрицы S_{mn} определяется суммарным числом распространяющихся волн во входном и выходном патрубке ГШ. Для теоретического определения элементов матрицы рассеивания ГШ необходимо решить дифракционную задачу для волнового уравнения при сложных граничных условиях.

Эффект по изменению акустической мощности, измеренной (или вычисленной) при установке неотражающих звук воздуховодов на входе и выходе ГШ называют трансмиссионными потерями передачи звуковой энергии (TL – transmisson losses) (рис. 3.1), которые наиболее часто используют для оценки эффективности конструкции ГШ [123].

Даже отнесенная к конкретным условиям установки ГШ величина TL однозначна только для одномодовых [71, 127] воздуховодов на входе в ГШ. В многомодовых воздуховодах она характеризует суммарный (интегральный) эффект установки и зависит еще от модального состава волн, набегающих по приёмному воздуховоду. При экспериментальной оценке TL в области высоких частот обычно принимают меры для создания равномерного распределения плотности звуковой энергии по распространяющимся волнам

[177]. Для этих же условий определяют обычно трансмиссионные потери и при теоретической оценке [201]. Ограниченность интегральной характеристики TL обусловлена и тем, что она не характеризует модального состава волн, выходящих из ГШ и возможных отражений от ГШ при его установке в конкретную систему. Тем не менее, из всех используемых оценок эффективности конструкции ГШ величина трансмиссионных потерь TL является наиболее информативной и поэтому чаще других используется в практических расчетах.

Кроме трансмиссионных потерь TL, для концевых (монтируемых в конечных зонах воздухозаборной трассы) ГШ, устанавливаемых в составе СВ АТС в месте их свободного «выхода» в атмосферу, предлагается другой критерий ITL – вносимые потери передачи звука при установки ГШ с ВЗП, являющимся их неотъемлемой частью (ITL – insertion-transmisson losses) (рис. 3.1), который определяется согласно выражения (3.4)

$$ITL = -20\log\frac{|P_{b2}|}{|P_{a1}|}, \qquad (3.4)$$

Где P_{a1} и P_{b2} – звуковые мощности, переносимые набегающей и пропущенной волнами, соответственно, Вт.

Этот критерий занимает промежуточное положение между TL и IL и позволяет учитывать эффективность «полнокомплектного» ГШ вместе с воздухозаборным патрубком, длина которого для звукоотражающих концепций ГШ может достаточно сильно влиять на эффектах установки из-за возбуждения в ней резонансных колебаний воздуха [123].

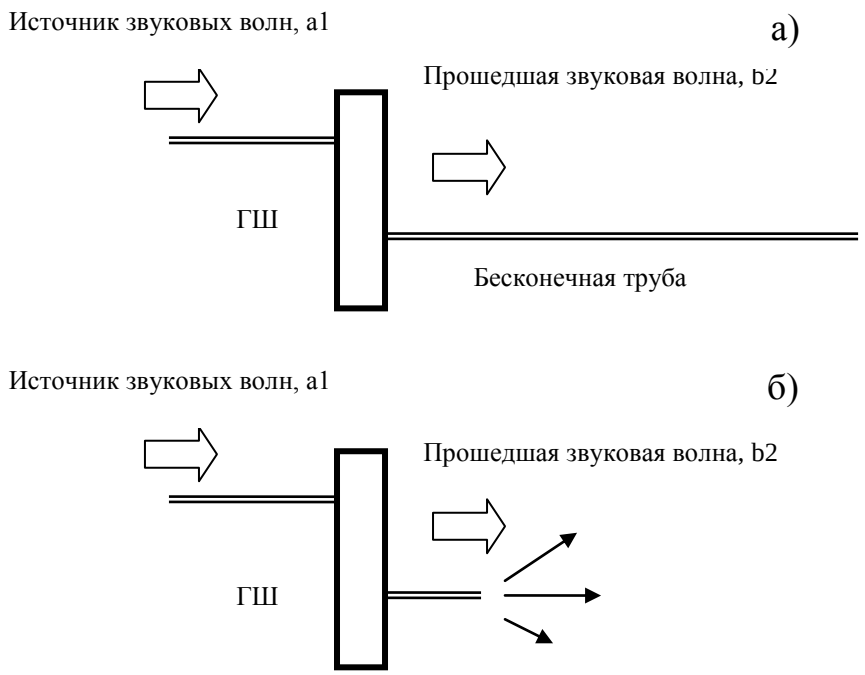


Рисунок 3.1 - Общие схемы акустических расчётов параметров TL (а) и ITL (б)

3.1.2 Метод поэлементного синтеза глушителей шума системы впуска двигателя легковых автомобилей

ГШ, устанавливаемые в трубопроводы СВ ДВС легковых а/м, компонуются обычно из последовательно соединенных составных акустических элементов, как бы нанизанных на впускной трубопровод, и представляют, таким образом, последовательность объемных полостных элементов с высоким отражением падающих на них звуковых волн (расширительных и резонаторных камер), чередующихся соединительными патрубками (волноводными каналами связи). Функции этих элементов четко разделены. Объёмные полостные элементы снижают передачу звука, волноводные каналы связи – обеспечивают благоприятные условия для работы отражающих элементов и транспортировку рабочего тела между отражающими элементами. Роль отдельных составных волноводных элементов на различных частотах может быть разной в зависимости от их собственных частотных характеристик. Ослабление звуковой энергии системой последовательно расположенных волноводных элементов определяется суммой ослаблений вносимой ее элемен-

тами. На первом этапе проектирования СВ ДВС при расчете ослабления передачи звуковой энергии отдельными составными волноводными элементами не учитывают взаимодействия используемых ГШ и для оценки эффекта их установки используют трансмиссионные потери передачи звуковой энергии (TL). Необходимое ослабление транспортируемой звуковой энергии и широкополосный характер ее заглушения обеспечиваются соответствующим подбором характеристик ГШ. При проектировании волноводных каналов связи между источником колебательного расхода и ГШ добиваются того, чтобы они, по крайней мере, не усиливали звуковую энергию.

Для реализации задач синтеза необходимых характеристик заглушения звуковой энергии удобным оказывается представление передаточной функции системы Z_{ga} в виде произведений передаточных функций отдельных элементов (см. рис. 3.2).

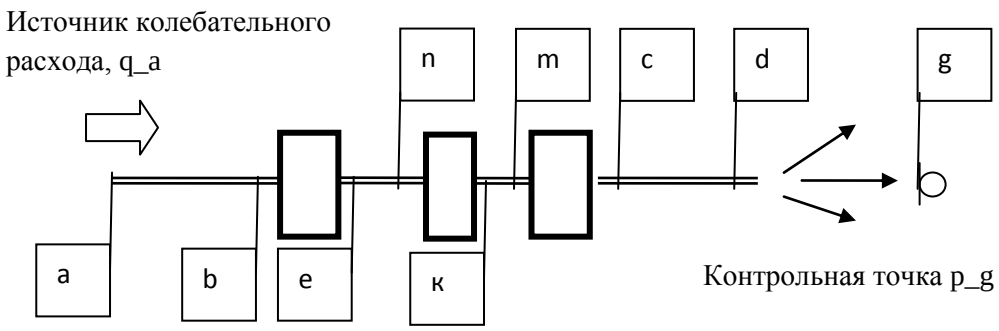


Рисунок 3.2 - Схема СВ ДВС как последовательной цепочки акустических волноводных элементов

Звуковое давление в контрольной точке «g» определяется произведением переходных проводимостей Y_i волноводных каналов связей (патрубков) и переходных сопротивлений Z_i объёмных волноводных элементов (ГШ) Задачами акустического проектирования ГШ или СВ в целом является синтез их переходного сопротивления Z_{ga} (целевой функции) согласно выражения (3.5), обеспечивающей необходимую передачу звуковой энергии Z_{gd}.

$$Z_{ga} = \frac{p_g}{q_a} = \frac{p_g}{q_d} * \frac{q_d}{p_c} * \frac{p_c}{q_m} * \frac{q_m}{p_k} * \frac{p_k}{q_n} * \frac{q_n}{p_e} * \frac{p_e}{q_b} * \frac{q_b}{q_a} = Z_{gd} * Y_{dc} * Z_{cm} * Y_{mk} * Z_{kn} * Y_{ne} * Y_{eb} * B_{ba}^{ii}. \quad (3.5)$$

Так как для АТС величина передачи акустической энергии от открытого среза воздухозаборного патрубка СВ ДВС Z_{gd}, мало зависит от конструкции ГШ, синтез ГШ можно вести по передаточной функции, согласно выражения (3.6):

$$B_{da}{}^{ii} = \frac{q_d}{q_a} = \frac{q_d}{p_c} * \frac{p_c}{q_m} * \frac{q_m}{p_k} * \frac{p_k}{q_n} * \frac{q_n}{p_e} * \frac{p_e}{q_b} * \frac{q_b}{q_a} = Y_{dc} * Z_{cm} * Y_{mk} * Z_{kn} * Y_{ne} * Y_{eb} * B_{ba}^{ii}. \quad (3.6)$$

Другой специфической особенностью шумоглушения составными конструктивными элементами СВ ДВС АТС является высокая добротность составных элементов СВ и вызванная этим их склонность к резонансным колебаниям. В таких системах большая часть звуковой энергии, генерируемой источниками колебаний, передается через составные волноводные элементы СВ вблизи их резонансных частот. Именно подавление резонансных передач в таких системах наиболее важно для повышения эффективности шумоглушения. Подавление резонансной передачи звука позволяет более эффективно использовать потенциальную заглушающую способность объемов полостей камер ГШ. За счет этого возможно уменьшить габаритные размеры камер ГШ и материалоемкость СВ, улучшить ее компонуемость в стесненном пространстве МО АТС.

Повышения акустической эффективности работы объёмных элементов и соединительных патрубков между ними добиваются путем подавления резонансных колебаний в каждом из этих структурных элементов. В этом случае (за исключением области низкочастотных резонансов) звуковые колебания в отдельных волноводных элементах СВ оказываются слабосвязанными, а эффективность раздельной доводки элементов – наиболее высокой.

Проектирование ГШ СВ ДВС является примером классической инженерной задачи, требующей, прежде всего, творческого подхода, при наличии и успешного решения множества противоречивых требований. Оно никоим образом не может быть сведено к подстановке исходных данных в формулу или в программный продукт с получением готового результата. Основная задача состоит в разработке набора вспомогательных средств, которые, при должном использовании, могли бы помочь проектировщику на отдельных этапах проектирования. Программный продукт, используемый для расчетов, должен содержать программы акустического расчёта передач систем и их составных элементов, основанный на акустических моделях и специальные «проектировочно-доводочные» программы, использующие виртуальные модели звукоотражающих элементов, моделирующие идеальные отражатели звука, а также виртуальные соединительные волноводные элементы, имитирующие физически реализуемые характеристики желаемого затухания, точнее, неусиления колебаний. Идея использования соответствующего алгоритма синтеза состоит в предварительном синтезе и доводке виртуальной модели, составленной из составных волноводных виртуальных элементов, с последующим синтезом и доводкой уже реальных элементов, до характеристик исходных идеальных. Алгоритм базируется на представлении передаточной функции ГШ и/или полнокомплектной СВ произведением соответствующих передаточных функций составных элементов.

3.1.3 Акустический расчет системы впуска двигателя

3.1.3.1 Модели отдельных составных базовых элементов и типовые блоки элементов систем впуска

Для решения поставленной задачи требуется составить эквивалентную акустическую модель СВ ДВС. Для этого, вначале СВ мысленно разбиваем на простые составные элементы с одним, двумя или большим числом входов – акустические многополюсники (multiports). Затем соединяем их и упроща-

ем, пользуясь правилами теории электрических цепей, которые реализованы в используемой расчетной программе [123] методами, изложенными ниже.

Основные акустические (волноводные) элементы СВ, используемые в расчетной программе для описания передачи акустической энергии через СВ ДВС АТС представлены в следующем виде:

- "**Source_I**" – источник объёмного колебательного расхода (рис. 3.3);
- "**HardCover**" – «жёсткая» крышка с нулевым адмитансом (рис. 3.4);
- "**SoftCover**" – «мягкая» крышка с нулевым импедансом (рис. 3.4);
- "**ThreeJoint**" – тройник (рис. 3.5);
- "**Sensor_I**" – датчик объёмного колебательного расхода (рис. 3.6);
- "**Sensor_u**" – датчик давления (рис. 3.6);
- "**V_Pipe**" – труба (канал) (рис. 3.7);
- "**Abs_Pipe**" – труба (канал) с поглощающим материалом (рис. 3.8);
- "**Resistance**" – акустическое сопротивление (рис. 3.9);
- "**TL**" – виртуальный акустический стенд TL.

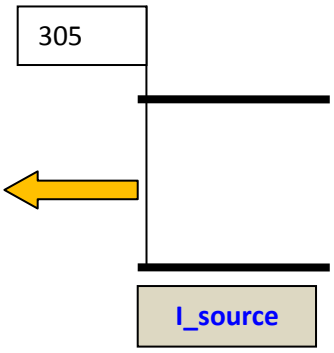


Рисунок 3.3 - Акустическая модель источника объёмного колебательного расхода

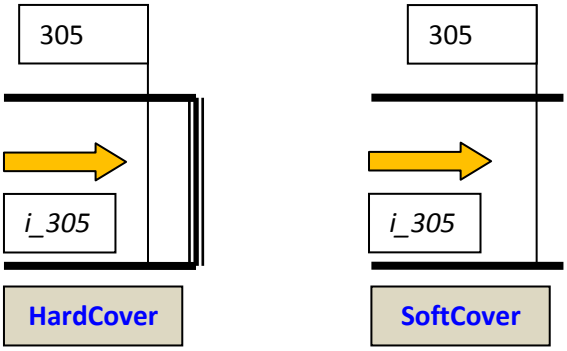


Рисунок 3.4 - Акустические модели «жесткой» и «мягкой» крышек

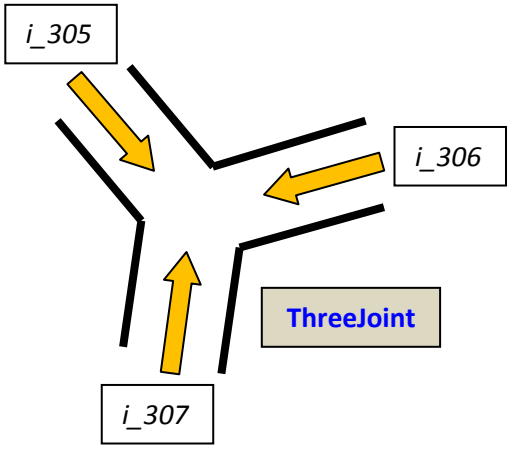


Рисунок 3.5 - Акустическая модель тройника

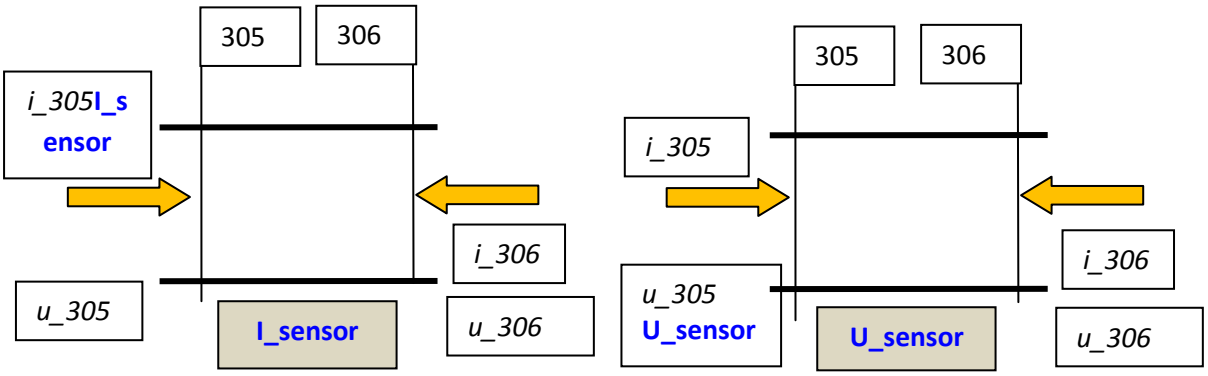


Рисунок 3.6 - Акустические модели виртуального датчика колебательного расхода и виртуального датчика давления

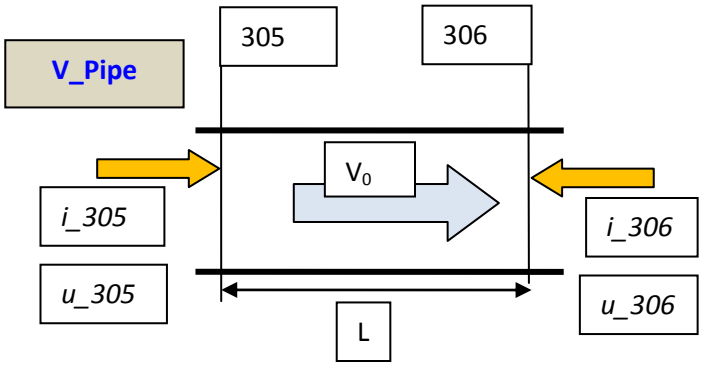


Рисунок 3.7 - Акустическая модель участка трубы (канала)

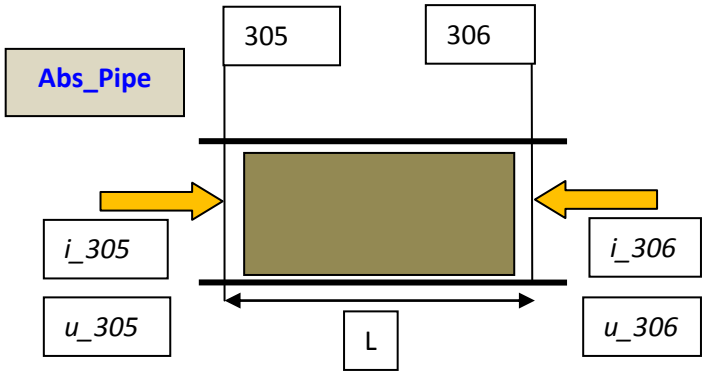


Рисунок 3.8 - Акустическая модель участка трубы (канала), заполненного ЗПМ

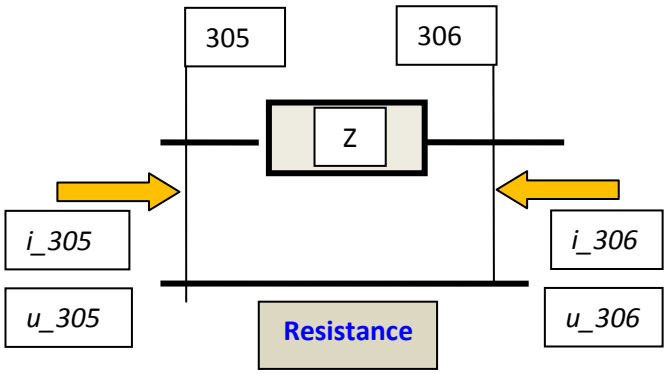


Рисунок 3.9 - Акустическая модель сосредоточенного акустического сопротивления

Позициями на рисунках 3.3 – 3.9 обозначены: 305, 306, 307 – граничные сечения (порты), i_305, i_306, i_307 – колебательные расходы, u_305, u_306 –давления, L – длина трубы (канала), Z – акустическое сопротивление, V_0 – скорость потока. Представленных элементарных составных элементов,

как правило, оказывается достаточно для описания гаммы передаточных функций характеризующих СВ ДВС АТС, таких как Z_{mn}, Y_{dc}, B_{ba}, TL, ITL.

Блок-схема простейшего ГШ, в виде расширительной камеры, приведена на рисунке 3.10.

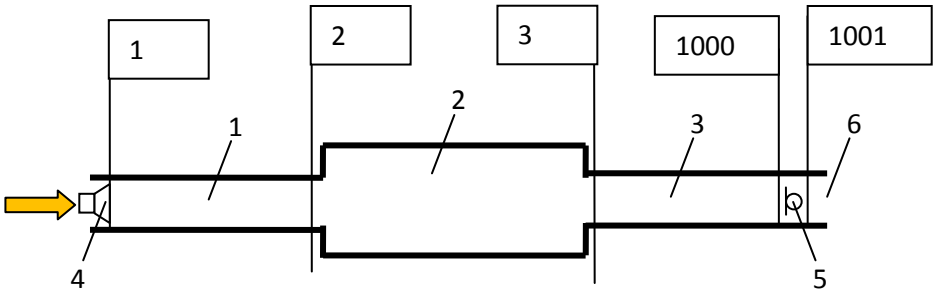


Рисунок 3.10 - Блок-схема волноводной системы с ГШ

Собственно ГШ (объект между сечениями 1 и 1000) состоит из трёх элементов: 1 – Патрубок (V_Pipe, 1-2); 2 – Объемная расширительная камера (V_Pipe, 2-3); 3 – Патрубок (V_Pipe, 3-1000). В скобках указаны тип элемента и граничные сечения (порты). Кроме перечисленных составных волноводных элементов в расчётную модель системы, представленную на рисунке 3.9, входят: 4 – Источник объёмного колебательного расхода (Source_I,1); 5 – Датчик колебательного расхода (Sensor_I, 1000-1001); 6 – «Мягкая» крышка (SoftCover, 1001).

Программа позволяет рассчитать колебательные скорости и давления газа (воздуха) в любой точке системы (любом граничном сечении системы), путём установки виртуальных сенсоров объёмной колебательной скорости в интересующих сечениях, т.е. выполнить её полный скрининг.

Расчетная модель, может быть разделена на отдельные структурные блоки – источник (1), ГШ (1-1000), крышка с сенсором (1000). Каждый структурный блок имеет одно, два или более открытых сечений (портов). В полной схеме расчетной модели открытые порты отдельных структурных блоков соединены и образуют замкнутую систему без открытых портов. Та-

ким образом, в файле структуры замкнутой системы каждый номер порта (его цифровое имя) должен встречаться исключительно только 2 раза. При разбиении системы на отдельные структурные блоки в файл структуры системы (INP-DATA\List_elm_TGU.txt) записываются не блоки в целом, а все составляющие их базовые акустические (волноводные) элементы. При этом, во избежание сбоев работы программы не рекомендуется повторять номера портов (сечений) в различных структурных блоках.

Структурная характеристика файла TL:

```
""**TL**""
##############################################
"*Typus*"                          , "**TL**"
"*Name*"                           , "TL_I"
"_Port_1___________(01)__*Num. Name*"   , 1
"_Port_2___________(01)__*Num. Name*"   , 1000
"*End_Element*"                    #
##############################################
```

Файл исходных данных элемента TL (виртуального акустического стенда TL):

```
##############################################
"*Type of element*"                ,"**TL**"
Data of element,
"_Data_1_____  * Input Density (kg/m3)*"        , ___
"_Data_2_____  * Input Sound_Vel (m/s)*"        , ___
"_Data_3_____  * Input Cross Area (m2)*"        , ___
"_Data_4_____  * Output Density (kg/m3)*"       , ___
"_Data_5_____  * Output Sound_Vel (m/s)*"       , ___
"_Data_6_____  * Output Cross Area (m2)*"       , ___
"*End of Data*",                   #
##############################################
```

Где:

* Input Density (kg/m^3)*" – плотность газа на входе (в сечении 1),

* Input Sound_Vel (m/s)*" – скорость звука в газе на входе (в сечении 1),

* Input Cross Area (m^2)*" – площадь трубы (канала) в сечении 1,

* Output Density (kg/m^3)*" – плотность газа на выходе (в сечении 1000),

* Output Sound_Vel (m/s)*" – скорость звука в газе на выходе (в сечении 1000),

* Output Cross Area (m^2)*" – площадь трубы (канала) в сечении 1000.

3.1.3.2 Объекты виртуального акустического исследования системы впуска двигателя

В качестве объектов виртуальных акустических исследований СВ ДВС было рассмотрено большое количество вариантов конструктивных конфигураций СВ, начиная от полной комплектации (содержащей все основные и дополнительные элементы шумозаглушения), заканчивая прямой трубой (прямым патрубком), эквивалентной длины. Исследовано влияние наличия, мест размещения и габаритных размеров пористой поверхности ЗПМ, размещенной в полости корпуса ВО, влияние различного количества, мест расположения и диаметров демпфирующих каналов выполненных на ВЗП, размещения и габаритных длин входного и выходного АП, размещенных внутри полостей РРК и пр..

Математическая (геометрическая) 3D модель и расчетная акустическая 3D модель СВ «Вариант_1» представлены на рисунке 3.11, расчетная схема представлена на рисунке 3.12.

Математическая (геометрическая) 3D модель СВ выполнена в виде твердотельной конечно-элементной структуры, с сохранением пространственного расположения и размеров составных конструктивных элементов СВ. Расчетная акустическая 3D модель СВ выполнена в виде последовательно соединенных параллелепипедов, упрощенно имитирующих составные конструктивные элементы СВ. Объемные расширительные резонаторные камеры (Р, ВО, дополнительный однообъемный резонатор) представлены параллеле-

пипедами объемами, равными объемам соответствующих конструктивных элементов проектируемой СВ.

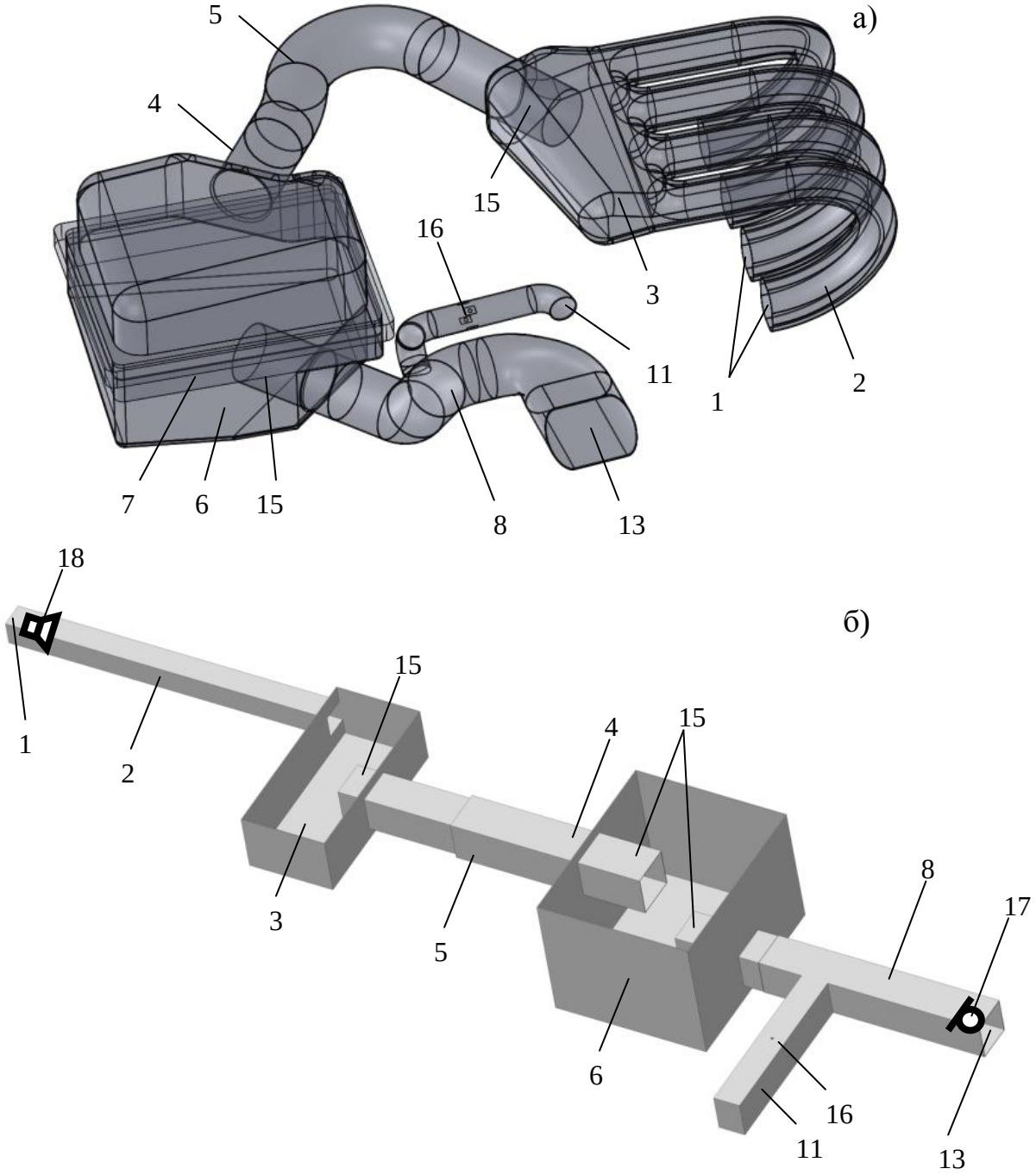


Рисунок 3.11 - СВ ДВС: *а) Математическая (геометрическая) 3D модель, б) Расчетная акустическая 3D модель.*

Фильтрующий элемент в виде акустического сопротивления не моделировался. Проходные сечения волноводных (газотранспортных) трубопро-

водов акустической модели СВ представлены квадратами, апроксимируемые гидравлическими диаметрами, равными гидравлическим диаметрам проходных сечений проектируемой СВ. Под термином «гидравлический диаметр» понимается диаметр круга площадью, равной площади проходного сечения [811] и определяется согласно выражения (3.7):

$$D_{гидр} = 4F_{сеч} / П_{сеч} , \qquad (3.7)$$

где $F_{сеч}$ – площадь проходного сечения, м^2; $П_{сеч}$ – периметр проходного сечения, м.

Обозначения позиций на рисунке 3.10 аналогично обозначениям на рис. 2.23: 1 – впускные клапаны (ВК) головки блока цилиндров ДВС; 2 – впускные патрубки (ВПП); 3 – газосборный ресивер (Р); 4 – корпус дроссельной заслонки (КДЗ); 5 – промежуточная труба (ПТ); 6 – камера (корпус) воздухоочистителя (ВО); 7 – фильтрующий элемент (Ф); 8 – воздухозаборный патрубок (ВЗП); 11 – четвертьволновый резонатор (ЧВР); 13 – открытый шумоизлучающий срез ВЗП; 15 – акустический патрубок (АП), в виде его консольного участка, помещенного в полости камеры Р или ВО; 16 – отверстия перфорации; 17 – виртуальный измерительный микрофон; 18 – виртуальный точечный источник объемного колебательного расхода типа «белый шум».

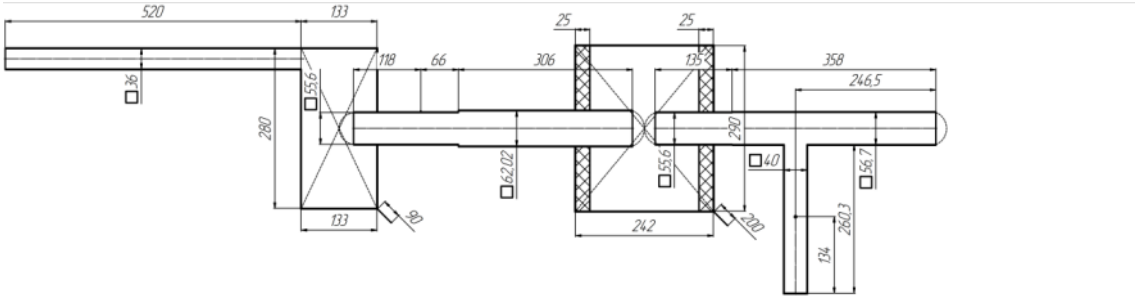
Ниже представлены результаты расчетов отдельных комплектаций СВ, удовлетворяющих возможным компоновочным реализациям СВ на легковом а/м LADA KALINA, обеспечивающих приемлемые акустические эффекты:

Вариант_1 (полнокомплектный вариант):

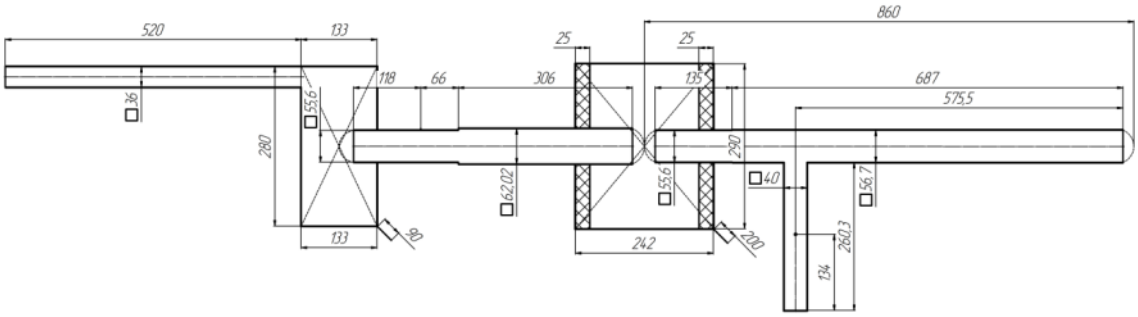
- АП в камере Р; ЗПП (2 шт.) в камере ВО; АП в камере ВО; ЧВР на ВЗП; отверстия перфорации (4 шт. Ø4 мм) на ЧВР. Расчетная схема представлена на рисунке 3.12

Вариант_2 – тоже, что и вариант_1, только ЗПП в камере ВО отсутствуют.

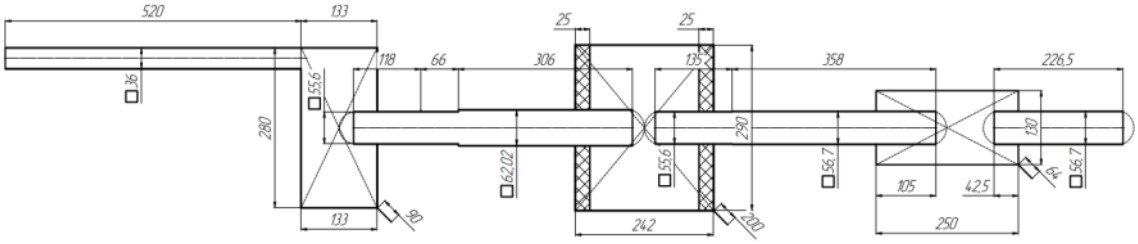
Вариант_1 (полнокомплектный вариант)



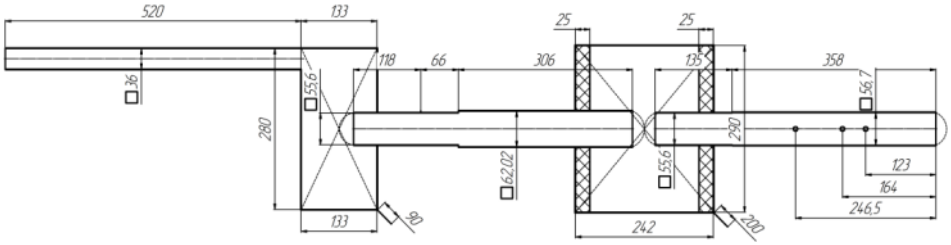
Вариант_6



Вариант_7



Вариант_9, Вариант_10



Вариант_11 (без дополнительных акустических элементов)

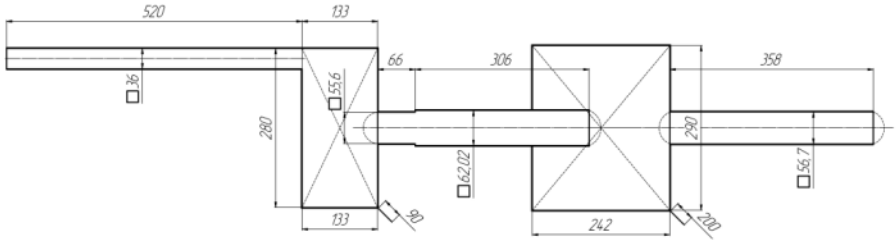


Рисунок 3.12 - Расчетные акустические схемы эффективных конструктивных вариантов СВ ДВС

Вариант_3 – тоже, что и вариант_1, только ЧВР на ВЗП отсутствует.

Вариант_4 – тоже, что и вариант_1, только АП в камере Р отсутствует.

Вариант_5 – тоже, что и вариант_1, только АП в камере ВО отсутствует.

Вариант_6 – тоже, что и вариант_1, только ВЗП увеличенной длины (участок от ЧВР до открытого среза составляет 0,5 м, его расчетная схема представлена на рисунке 3.12).

Вариант_7 – тоже, что и вариант_1, только на ВЗП взамен ЧВР установлена РРК объемом 2 л (входной и выходной патрубки РРК расположены соосно, его расчетная схема представлена на рисунке 3.12).

Вариант_8 – тоже, что и вариант_7, только применена расширительная резонаторная камера объемом 4 л (входной и выходной патрубки РРК – соосны).

Вариант_9 – тоже, что и вариант_1, только на ВЗП вместо использования ЧВР в нем выполнены сквозные демпфирующие каналы 8 шт. в виде отверстий перфорации диаметром 4 мм 3-мя поясами по 4 отверстия в одном поясе на расстоянии $1/2L_{ВЗП}$, $1/3L_{ВЗП}$ и $1/4L_{ВЗП}$, $L_{ВЗП}$ = 493 мм – суммарная длина ВЗП и АП ВО. Его расчетная схема представлена на рисунке 3.12).

Вариант_10 – тоже, что и вариант_1, только на ВЗП вместо использования ЧВР в нем выполнены сквозные демпфирующие каналы 12 шт. в виде отверстий перфорации диаметром 4 мм 3-мя поясами по 4 отверстия в одном поясе на расстоянии $1/2L_{ВЗП}$, $1/3L_{ВЗП}$ и $1/4L_{ВЗП}$, $L_{ВЗП}$ = 493 мм – суммарная длина ВЗП и АП ВО. Его расчетная схема представлена на рисунке 3.12).

Вариант_11 – тоже, что и вариант_1, только на ВЗП вместо использования ЧВР в нем выполнены сквозные демпфирующие каналы 18 шт. в виде отверстий перфорации диаметром 3 мм 3-мя поясами по 6 отверстий в одном поясе на расстоянии $1/2L_{ВЗП}$, $1/3L_{ВЗП}$ и $1/4L_{ВЗП}$, $L_{ВЗП}$ = 493 мм – суммарная длина ВЗП и АП ВО. Его расчетная схема представлена на рисунке 3.12).

Вариант_12 (без дополнительных акустических элементов) – тоже, что и вариант_1, только АП в камере Р отсутствует; ЗПП (2 шт.) в камере ВО от-

сутствуют; АП в камере ВО отсутствует; ЧВР на ВЗП отсутствует; отверстия перфорации на ВЗП отсутствуют. (Расчетная схема представлена на рисунке 3.12).

Вариант_13 – взамен СВ установлена прямая труба (прямой патрубок), эквивалентной длины.

3.1.3.3 Используемое программное обеспечение для виртуальных акустических исследований систем впуска двигателей

Апробированная методика виртуальных испытаний с использованием программных продуктов, основанных на аналитических методах, разработана сотрудниками кафедры «Управление промышленной и экологический безопасностью» ТГУ в рамках исполнения федеральной целевой программы «Научные и научно-образовательные кадры инновационной России на 2009-2013 г.г.» под научным руководством д.т.н. профессора Р.Н. Старобинского с непосредственным участием автора диссертационной работы [123], построена на «прозвучивании» объемной трехмерной (3D) акустической модели. Используемый в этой модели виртуальный источник звука представлен в виде безразмерного точечного монополя (monopole), расположенного на входе в ВП. Монополе (monopole) возбуждает присоединенную к нему воздушную полость СВ ДВС единичной объемной скоростью VolVelosity равной 1 $м^3/с$ во всем частотном диапазоне (реализуя сигнал возбуждения типа «белый шум»). Для регистрации возникающего в системе (СВ, ее отдельные элементы) звукового давления (амплитудночастотной характеристики – АЧХ) используется виртуальный микрофон – безразмерный точечный сенсор (sensor), устанавливаемый в плоскости открытого среза ВЗП.

Для оценки шумозаглушающей эффективности элементов СВ ДВС использовалось расчетное ПО «Виртуальный акустический стенд», в частности, по определению шумозаглушающих характеристик (трансмиссионных потерь) расширительных камер, имитирующая (моделирующая) заданные условия испытаний (определение TL). Программа расчёта состоит из исполняемо-

го файла TL_1.exe, файла структуры INP-DATA\List_elm_TGU.txt и файлов параметров элементов, размещаемых в папке INP-DATA\ELEMENTS. Выходные данные размещены в файлах OUT-DATA\Modul.txt OUT-DATA\Lst-out.txt (в Па).

3.1.3.4 Результаты виртуальных акустических испытаний систем впуска двигателя

Как видно из представленных графиков (рис. Б.1 – Б.7 приложения Б), полнокомплектный вариант СВ в полной комплектации (Вариант_1), состоящей из совокупности штатных (изготовленных по технической документации серийных изделий) шумозаглушающих элементов (камер Р и ВО, выполняющих функции РРК), а также дополнительных шумозаглушающих элементов (АП в камерах Р и ВО, ЗПП в камере ВО, ЧВР, демпфирующих каналов) превосходит по эффективности шумозаглушения неполнокомплектные варианты СВ с поочередно исключенными дополнительными шумозаглушающими элементами.

Наиболее эффективными конструктивными мероприятиями по увеличению шумозаглушения в СВ является установка однообъемных резонаторов в виде РРК объемом 2 л или 4 л на ВЗП взамен варианта комплектования ЧВР, которая обеспечивает снижение уровней звукового давления в средне- и высокочастотной области звукового спектра (до 30…55 дБ). При этом, больший объем РРК обеспечивает большую акустическую эффективность.

Перфорирование стенки ВЗП сквозными демпфирующими каналами также обеспечивает эффективное снижение уровней звукового давления практически во всем расчетном частотном диапазоне звукового спектра (до 29…48 дБ). При этом, применение большего количества отверстий меньшего диаметра (18 отв. Ø3 мм вместо 12 отв. Ø4 мм) с близкой суммарной площадью проходного сечения – более эффективно, за счет большей суммарной длины периметров отверстий перфорации, реализующей увеличенные диссипативные потери колебательной энергии воздушной среды в полости ВЗП.

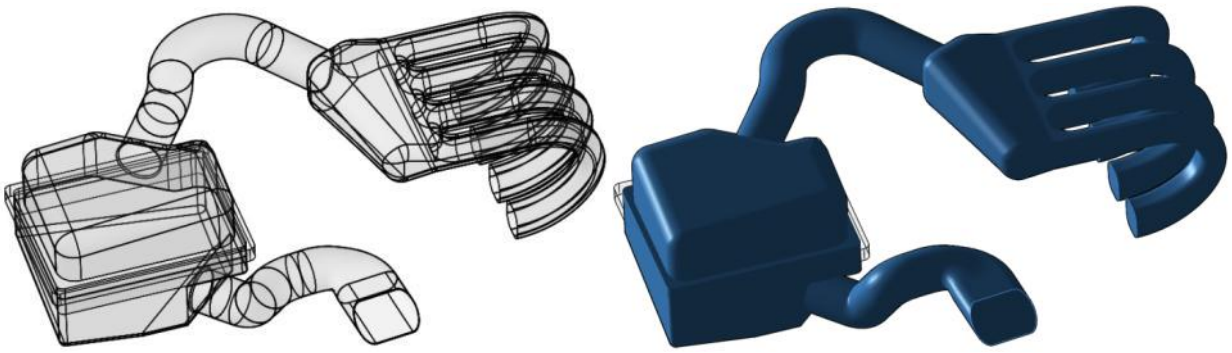
3.1.4 Виртуальные газодинамические исследования систем впуска двигателя

В настоящее время для расчетов газодинамических характеристик конструктивных элементов СВ взаимодействующих с жидкими и газообразными средами (CFD-анализа – Computational Fluid Dynamics) существует большое количество используемых программных продуктов. Наиболее известные из них – FLUENT ф. «ANSYS», FIRE ф. «AVL», газодинамический пакет XFlow™ Automotive Applications ф. «MSC Software». В представленной диссертационной работе был использован графическо-расчетный комплекс SolidWorks [11] и его приложение COSMOS FlowWorks ф. «SolidWorks Corporation подразделение компании Dassault Systemes» (Франция).

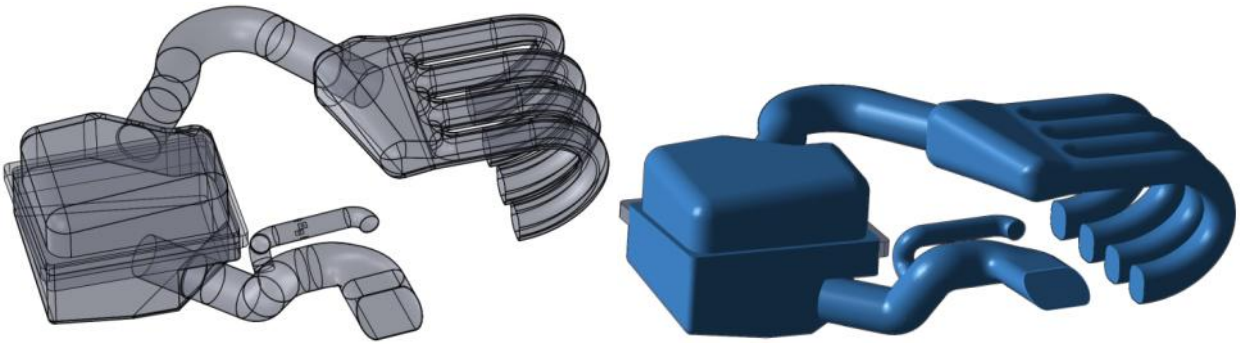
Для газодинамических исследований были выбраны характерные комплектации СВ ДВС АТС – Вариант_1 (полнокомплектный вариант), а также Вариант_7 (РК 2л на ВЗП), Вариант_11 (перф. на ВЗП 12 отв. Ø4 мм) и Вариант 12 (без дополнительных акустических элементов) (более подробные описания вариантов см. в п. 3.1.4.3). Используемые 3D твердотельные модели и модели газовых тел представлены на рисунке 3.13. Модели газовых тел образованы ограничением свободного пространства внутренними стенками элементов 3D твердотельной модели СВ, сохраняя их геометрическую конфигурацию на своей внешней поверхности. Фильтрующий элемент ВО моделировался в виде пористого тела (вещества) с условной анизотропной проводимостью (сопротивлением).

Наибольший интерес представляет параметр газодинамического (гидравлического) сопротивления СВ – отображающего величину перепада полного давления, регистрируемого между плоскостью открытого среза ВЗП (нормальное атмосферное давление) и выходной плоскостью впускного канала (разрежение в полости цилиндра ДВС, регистрируемое при заданном скоростном и нагрузочном режиме и соответствующем расходе газа). Также практический интерес представляет распределение скоростей газового пото-

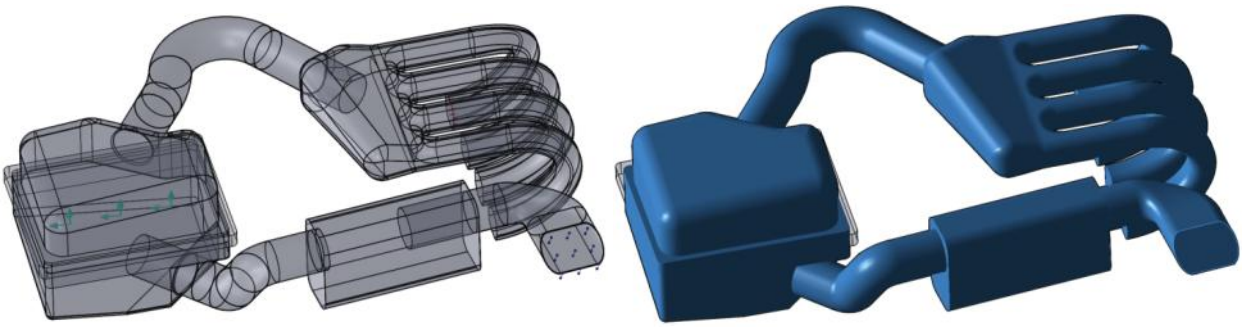
ка в полостях элементов СВ как в объемах (емкостях), так и на их отдельных поверхностях.



Вариант_12 (без дополнительных акустических элементов)



Вариант_1 (полнокомплектный вариант)

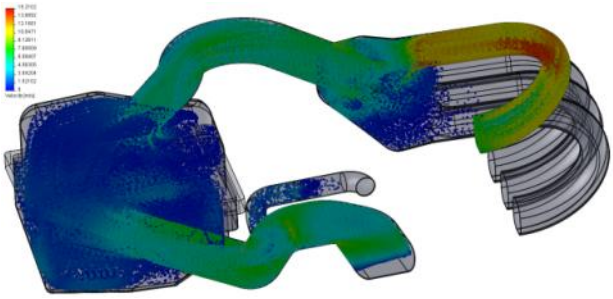


Вариант_7 (РРК 2л на ВЗП)

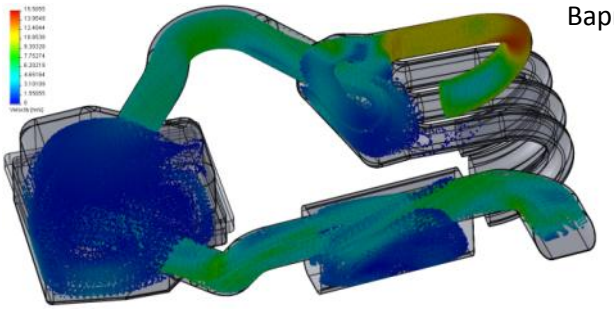
Рисунок 3.13 - Исследуемые варианты СВ (3D твердотельная модель и модель газового тела)

На рисунках 3.14 – 3.17 представлены различные типы визуализированных результатов газодинамических расчетов исследованных конструктивных вариантов СВ (зоны полей, окрашенные синим цветом, обладают минимальными значениями показателей, а зоны окрашенные красным цветом – максимальными).

Вариант_12 (без дополнительных акустических элементов)



Вариант_1 (полнокомплектный вариант)



Вариант_7 (РРК 2л на ВЗП)

Рисунок 3.14 - Поля распределения скоростей воздушного потока исследованных конструктивных вариантов СВ при всасывании воздуха в четвертый цилиндр ДВС

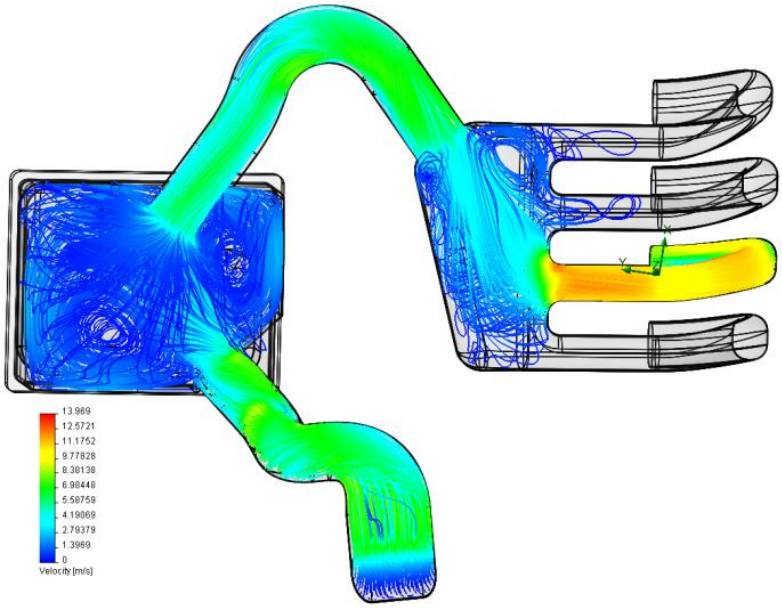


Рисунок 3.15 - Поле распределения скоростей воздушного потока в конструктивных элементах СВ, Вариант_12 (без дополнительных акустических элементов) – отображение в виде линий тока

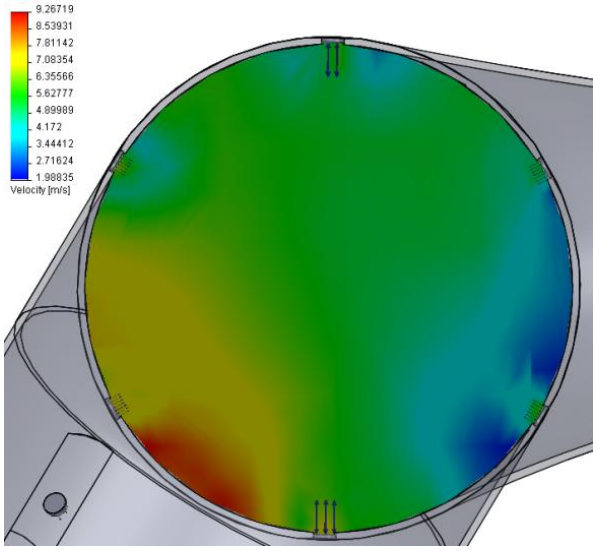


Рисунок 3.16 - Поле распределения скоростей воздушного потока исследованного конструктивного варианта СВ, Вариант_11 (перф. на ВЗП 18 отв. Ø3 мм), регистрируемое в плоскости среза, проходящей через центры отверстий перфорации в стенке ВЗП

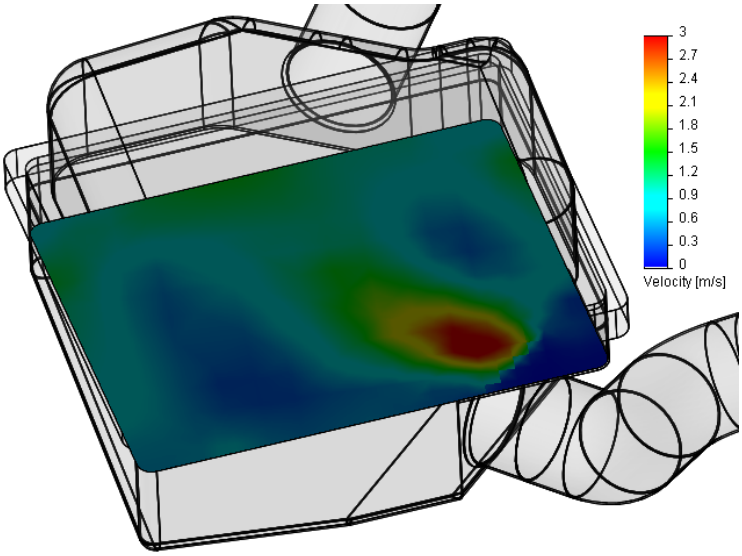


Рисунок 3.17 - Поле распределения скоростей воздушного потока исследованного конструктивного варианта СВ, Вариант_12 (без дополнительных акустических элементов) в плоскости касательной поверхности входа в Ф

Таблица 3.1 Распределение полного давления в плоскостях входа и выхода газового потока в СВ

Комплектация СВ	**Среднее значение полного давления, Па**				
	измерение	**цилиндр_1**	**цилиндр_2**	**цилиндр_3**	**цилиндр_4**
Вариант_1 (полнокомплектный вариант)	выход	101217,7	101223,3	101207,5	101182,1
	вход	101325	101325	101325	101325
	Δ	**107,2827**	**101,6628**	**117,4925**	**142,938**
Вариант_7 (РРК 2л на ВЗП)	выход	101189,9	101193,4	101183,3	101153,4
	вход	101325	101325	101325	101325
	Δ	**135,1091**	**131,624**	**141,7003**	**171,5869**
Вариант_11 (перф. на ВЗП 18 отв. Ø3 мм)	выход	101215,9	101223,6	101209,4	101187,3
	вход	101325	101325	101325	101325
	Δ	**109,0572**	**101,3525**	**115,5515**	**137,6792**
Вариант_12 (без дополнительных акустических элементов)	выход	101213,6	101208,8	101202,4	101199,6
	вход	101325	101325	101325	101325
	Δ	**111,4403**	**116,1522**	**122,6052**	**125,4185**

Таблица 3.2 Индекс неравномерности (Uniformity Index) распределения скорости газового потока в плоскости входа воздушного потока в Ф СВ

Комплектация СВ	**измерение**	**цилиндр_1**	**цилиндр_2**	**цилиндр_3**	**цилиндр_4**
Вариант_1 (полнокомплектный вариант)	Uniformity Index	0,509456	0,508798	0,50936	0,50928
Вариант_7 (РРК 2л на ВЗП)		0,508793	0,510543	0,509547	0,511279
Вариант_11 (перф. на ВЗП 18 отв. Ø3 мм)		0,507766	0,595132	0,507392	0,507696
Вариант_12 (без дополнительных акустических элементов)		0,544369	0,544044	0,545183	0,544439

Таблица 3.3 Распределение скорости газового потока на входе и выходе СВ

Комплектация СВ	**Среднее значение скорости, м/с**				
	измерение	**цилиндр_1**	**цилиндр_2**	**цилиндр_3**	**цилиндр_4**
Вариант_1 (полнокомплектный вариант)	выход	8,017005	8,009132	8,087872	8,059732
	вход	2,852134	2,852159	2,852095	2,852127
	Δ	**5,164871**	**5,156973**	**5,235777**	**5,207604**
Вариант_7 (РРК 2л на ВЗП)	выход	8,183226	8,231684	8,202147	8,23739
	вход	3,032996	3,031316	3,032462	3,03102
	Δ	**5,150231**	**5,200369**	**5,169685**	**5,20637**
Вариант_11 (перф. на ВЗП 18 отв. Ø3 мм)	выход	8,046228	8,004365	8,064742	8,116483
	вход	2,412849	2,41351	2,41315	2,414934
	Δ	**5,633379**	**5,590855**	**5,651592**	**5,701549**
Вариант_12 (без дополнительных акустических элементов)	выход	8,232633	8,197018	8,217358	8,231163
	вход	2,995922	2,992826	2,991927	2,992888
	Δ	**5,236711**	**5,204192**	**5,225431**	**5,238275**

Как видно из представленных результатов расчетов, применение дополнительных шумозаглушающих элементов в конструкции СВ в некоторых случаях приводит не к увеличению газодинамического сопротивления СВ, а напротив, к уменьшению перепада давления, за счет сглаживания пульсаций воздушной среды в полостях составных конструктивных элементов СВ (Вариант_1 (полнокомплектный вариант) и Вариант_11 (перф. на ВЗП 18 отв. Ø3 мм) в сравнении с Вариантом_12 (без дополнительных акустических элементов)). Также следует, что более эффективный с точки зрения шумозаглушения конструктивный вариант СВ с РРК (Вариант_7 (РРК 2л на ВЗП)) вызывает наибольшие значения газодинамического сопротивления. Применение АП в полости ВО, обеспечивающее положительный эффект шумозаглушения, в распределении скорости газового потока на входе в Ф ВО влияет отрицательно, уменьшая индекс неравномерности (Uniformity Index), за счет локализованной направленной подачи воздуха в зону геометрического центра полости камеры ВО (Вариант_1 (полнокомплектный вариант), Вариант_11 (перф. на ВЗП 18 отв. Ø3 мм) и Вариант_7 (РК 2л на ВЗП) в сравнении с Вариантом_12 (без дополнительных акустических элементов)).

Таким образом, выполненный в работе комплексный учет семейства акустических и газодинамических характеристик составных конструктивных элементов СВ позволяет определять компромиссные конструктивные решения, обеспечивающие как приемлемую степень шумозаглушения, так и допустимые уровни газодинамического сопротивления и требуемые значения индекса неравномерности распределения скорости газового потока на заданной поверхности, например на плоскости входа в Ф ВО, удовлетворяющие требованиям ТЗ и ТУ.

3.2 Расчетно-экспериментальное исследование конструкций каталитического коллектора системы выпуска отработавших газов двигателя

Спектр частот динамического воздействия на катколлектор, в основном состоит из двух составляющих – вибрация корпуса (блока цилиндров, головки блока цилиндров) работающего ДВС и пульсации потока ОГ. Учитывая широкий скоростной и нагрузочный диапазон работы ДВС и наличия целого ряда производных гармоник от основных силовых возбуждающих факторов, весьма затруднительно определять базовый доминирующий спектр возбуждающих частот. Более рационально, в связи с этим, следует рассматривать широкий частотный диапазон возбуждения при проведении виброакустических испытаний. Поскольку основной вклад в генерацию шумового излучения приходится на акустические резонансы, необходимо провести модальный анализ, по крайней мере, в частотном диапазоне 0…10 кГц.

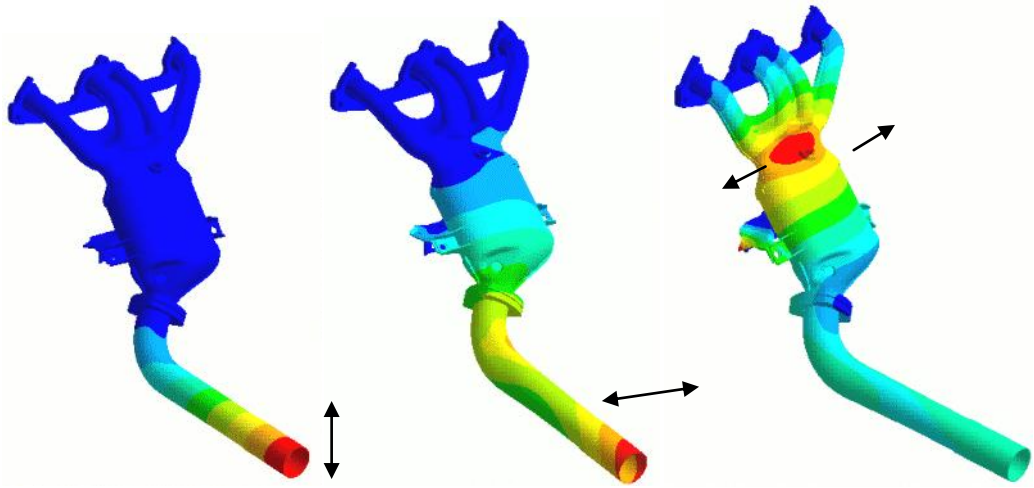
Весьма важной является оценка резонансной виброактивности корпуса катколлектора в целом и его составных элементов в отдельности, производимых расчетным путем и их корреляция с результатами экспериментальных исследований. Для определения собственных частот и форм механических колебаний конструкции проводился расчетный модальный анализ с определением динамических откликов конструкции на гармоническое (синусоидальное) возбуждение. Кроме этого, были исследованы влияния введения в исследуемой конструкции катколлектора различных модификационных изменений. В качестве примера были проведены расчеты виброакустических характеристик корпуса катколлектора в варианте исполнения штампосварного газоприёмника, укомплектованного металлическим каталитическим блоком нейтрализатора.

В настоящее время для решения задач о собственных частотах и формах колебаний (модальном анализе), об отклике на гармоническое или слу-

чайное воздействие и получение спектрального анализа, существует большое количество используемых программных продуктов. Наиболее известные из них – «MSC.Nastran» ф. «MSC Software» (США), «Autodesk Inventor Simulation» ф. «Autodesk, Inc.» (США), «SolidWorks Simulation Premium» ф. «SolidWorks Corporation» (США). В представленной диссертационной работе была использована программная система конечно-элементного анализа «ANSYS» разработанная американской компанией «ANSYS Inc.» [13].

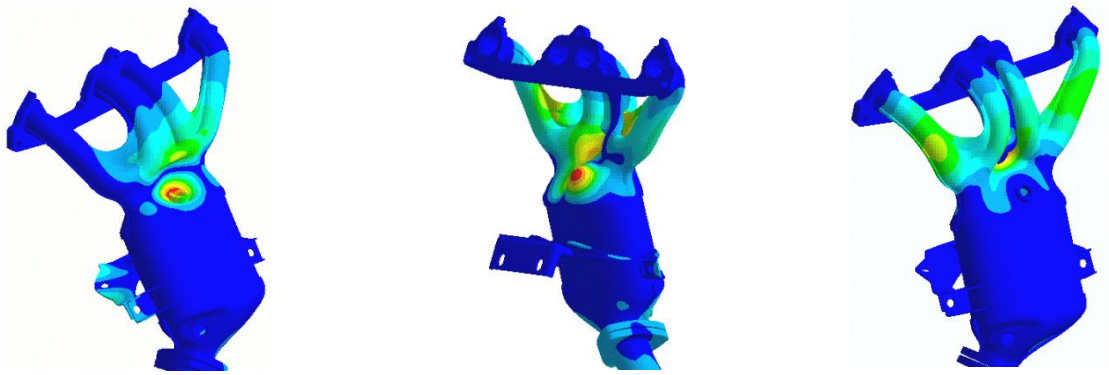
В расчетную модель были включены все составные элементы катколлектора, включая приёмную трубу ГШ. Блок нейтрализатора представлялся в виде сплошного твердого тела соответствующей массы с его неразрывным контактом со стенкой корпуса катколлектора. Модели построены оболочечными элементами (фланцы – объёмными элементами). Размерность моделей составляла 82…85 тыс. узлов. В качестве внешнего силового воздействия на катколлектор, применялось суммарное виброускорение 1,5 м/с^2, приложенное ко всей конструкции, в пространственных направлениях X = 0,5 м/с^2, Y = 1 м/с^2, Z = 1 м/с^2, совпадающих с координатными осями АТС. Исследуемый диапазон частот 0…10 кГц, шаг расчета 25 Гц (400 расчетных точек в исследуемом диапазоне). Коэффициент демпфирования принят равным 0,01 для всех частот диапазонов возбуждения и динамических откликов исследуемого объекта.

На первом этапе расчетные исследования проводились с конструкцией катколлектора с демонтированным термоакустическим экраном катколлектора. На втором этапе – были рассмотрены виброакустические характеристики демонтированного термоакустического экрана отдельно от корпуса катколлектора. Третий этап включал определение частотных откликов исследуемой конструкции катколлектора с установленным экраном. Результаты проведенного модального анализа катколлектора представлены на рисунках 3.18–3.20. На представленных рисунках зоны корпуса катколлектора, окрашенные синим цветом, колеблются с минимальной амплитудой, а зоны окрашенные красным цветом – с максимальной амплитудой.

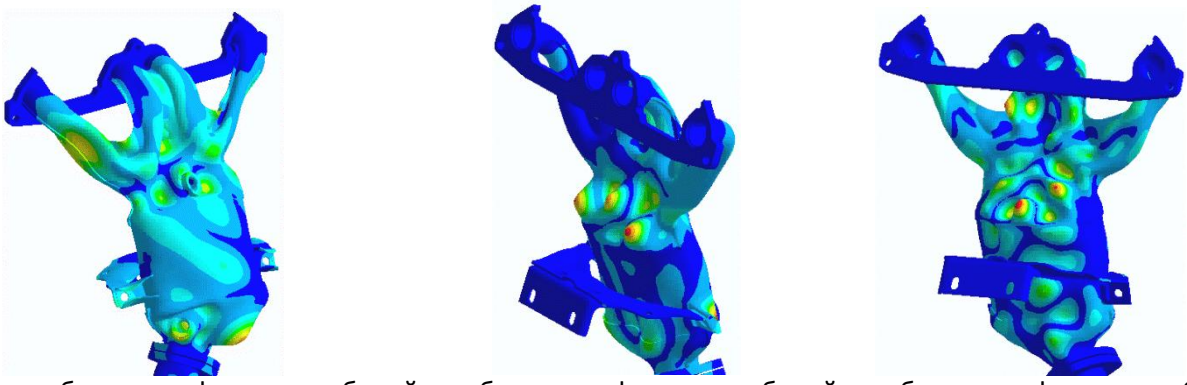


собственная форма колебаний на частоте 114 Гц | собственная форма колебаний на частоте 332 Гц | собственная форма колебаний на частоте 733 Гц

Рисунок 3.18 - Балочные собственные моды катколлектора в низкочастотной области звукового спектра



собственная форма колебаний на частоте 2382 Гц | собственная форма колебаний на частоте 2839 Гц | собственная форма колебаний на частоте 3409 Гц

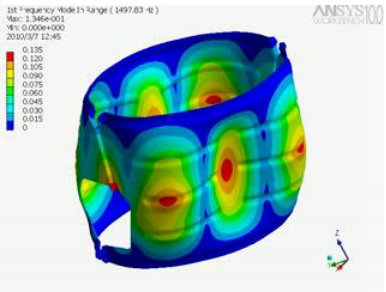


собственная форма колебаний на частоте 5161 Гц | собственная форма колебаний на частоте 7855 Гц | собственная форма колебаний на частоте 9637 Гц

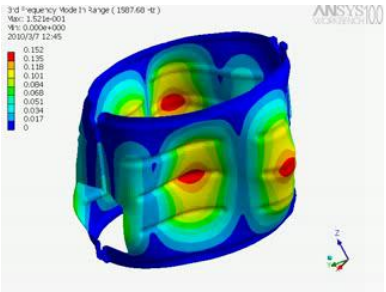
Рисунок 3.19 - Собственные колебательные моды катколлектора в средне- и высокочастотной области спектра

Как следует из результатов исследований, более 90% от суммы эффек-

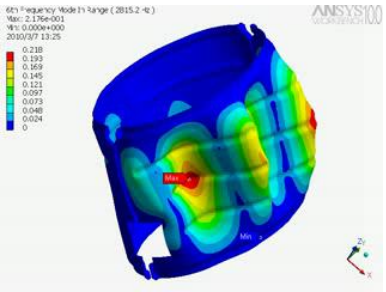
тивных модальных масс приходится на диапазон до 1000 Гц (8-9 низших собственных мод), что связано с деформационными формами колебаний на низших модах, когда колебанию подвергается вся конструкция относительно кронштейна (как практически жесткое тело на динамически мягком упругом закреплении). На более высоких частотах проявляются распределенные типы колебаний в локальных зонах конструкции катколлектора.



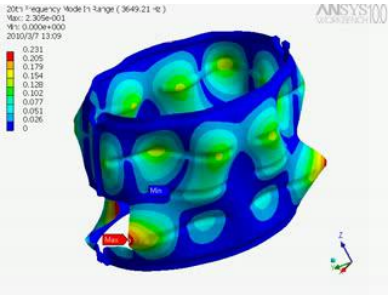
собственная форма колебаний на частоте 1498 Гц



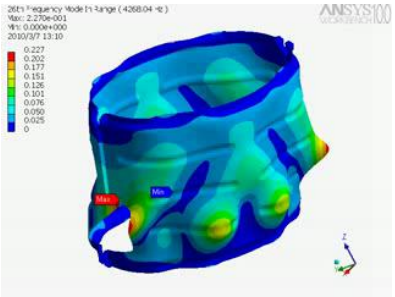
собственная форма колебаний на частоте 2169 Гц



собственная форма колебаний на частоте 2815 Гц



собственная форма колебаний на частоте 3149 Гц



собственная форма колебаний на частоте 3769 Гц

Рисунок 3.20 - Собственные колебательные моды термоакустического экрана катколлектора

Для того чтобы оценить энергетический вклад в общую виброактивность конструкции катколлектора отдельных составных элементов и выявить наиболее вибронагруженные, был проведен поэлементный анализ частотного отклика катколлектора. Расчетный поиск максимальных значений виброскоростей проводился на отдельных элементах конструкции катколлектора, условные наименования и внешний вид которых представлены на рисунке 3.21.

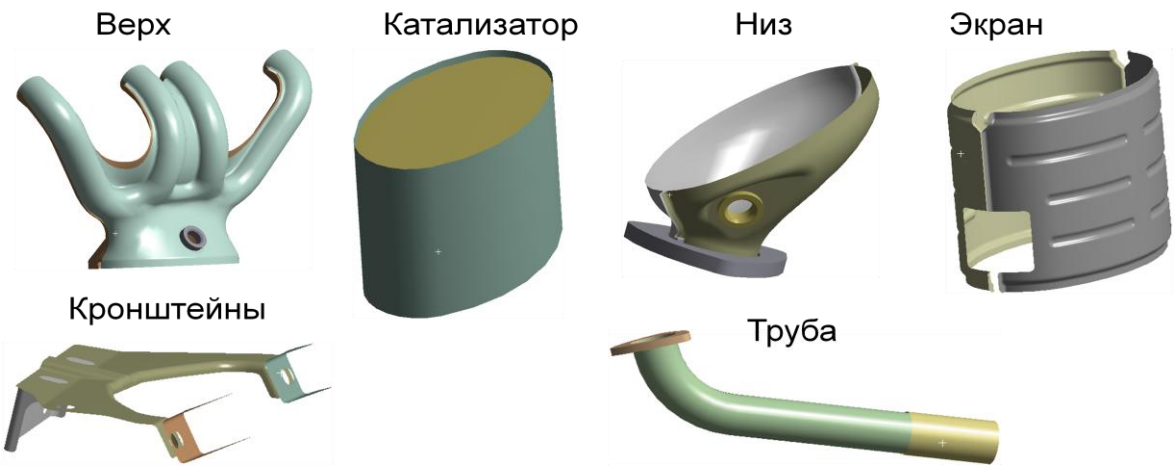


Рисунок 3.21 - Элементы катколлектора и их условные наименования

Поэлементный анализ виброакустических характеристик катколлектора со штампосварным газоприёмником, оборудованного металлическим каталитическим блоком нейтрализатора (рис. В.1 приложения В) показывает, что на низших собственных модах (до 1500 Гц) его структурные колебания конструкции консолидированы (колебания корпуса катколлектора как единого целого) и максимальны для всех элементов. На более высоких частотах у каждого составного элемента катколлектора наблюдаются собственные выделяющиеся колебательные формы. Наиболее виброактивными при этом являются верхняя часть корпуса катколлектора (особенно по оси X), термоакустический экран (особенно по оси Y) и крепежные кронштейны (особенно по оси Z).

В процессе доводки и оптимизации конструкции катколлектора расчетными способами было исследовано несколько вариантов конструктивных исполнений верхнего газоприёмника катколлектора (рис. 3.22), различных конструктивных исполнений (различных толщин) и вариантов закрепления термоакустических экранов катколлектора (рис. 3.23).

Рисунок 3.22 - Варианты исполнения верхнего газоприёмника катколлектора

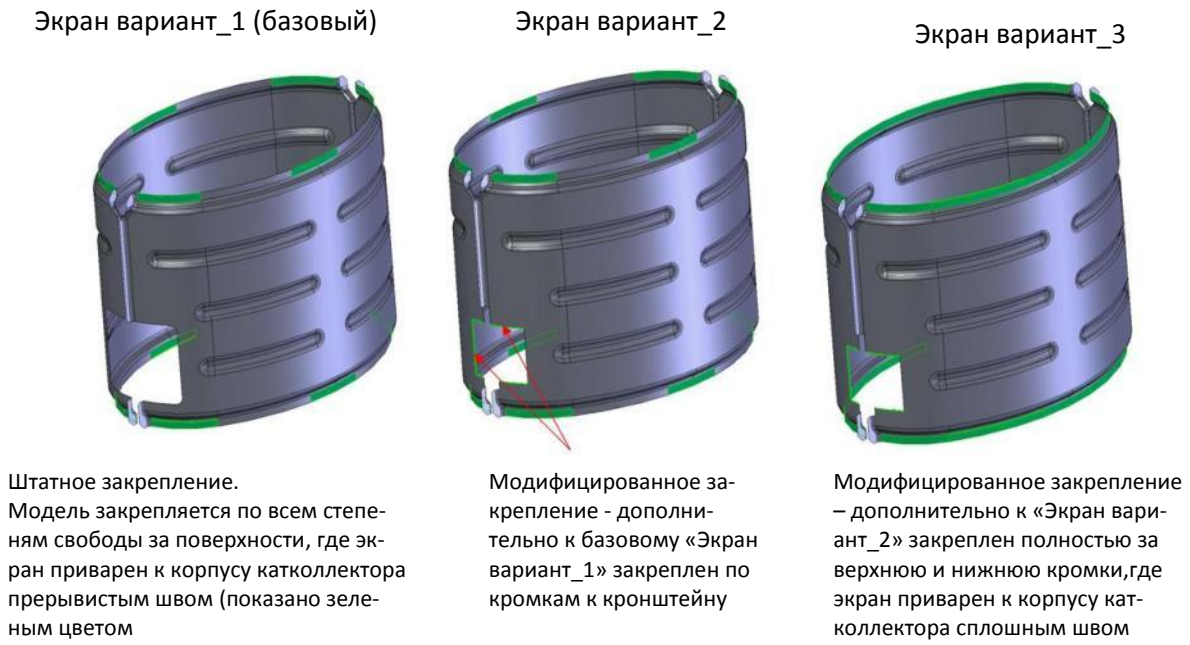


Рисунок 3.23 - Варианты закрепления термоакустического экрана катколлектора

Анализ расчетных результатов влияния конструктивного исполнения верхнего газоприёмника катколлектора показывает, что исследованный катколлектор Вариант_2 с дополнительными точками сварки между трубами-катколлектора, несмотря на повышение жесткости конструкции с уменьшением числа частотных откликов, не вызывает уменьшения модальных масс, в сравнении с катколлектором в базовом исполнении – Вариант_1. В ряде частотных диапазонов эффективные модальные массы превышают базовый Ва-

риант_1. Вариант_3 практически во всем частотном диапазоне иллюстрирует некоторое снижение амплитудных значений колебаний корпуса катколлектора в сравнении с Вариантом_1 (базовым). В ряде частотных диапазонов отмечено достаточно ощутимое снижение эффективных модальных масс. Модификация конструкции верхней части корпуса катколлектора приводит к изменению его колебательного отклика, наиболее заметному в частотном диапазоне 1400…4000 Гц. Конструктивный Вариант_3 с дополнительным вырезом показывает наиболее высокую эффективность снижения виброактивности в районе 3200 Гц, однако в частотном диапазоне 1700…3000 Гц отмечена виброактивность корпуса катколлектора выше чем у базового Варианта_1. Вариант_3 с дополнительным вырезом иллюстрирует наиболее высокую эффективность снижения значений амплитудных колебаний стенок корпуса катколлектора в районе 3000 Гц и умеренное в диапазоне 1500…3000 Гц в сравнении с базовым Вариантом_1. На ряде низших колебательных мод (до 1000 Гц) в конструктивном Варианте_3 наблюдается некоторое повышение виброскорости колебаний стенок корпуса катколлектора. Однако, на собственной колебательной моде с частотой 625 Гц отмечается при этом достаточно значимое снижение виброскорости колебаний стенок корпуса катколлектора.

Увеличение толщины стенки термоакустического экрана в сравнении с базовой (штатной) конструкцией уменьшает количество собственных колебательных мод (частотный спектр становиться «разреженным»). При этом наблюдается смещение наиболее виброактивных диапазонов колебаний стенок катколлектора в сторону более высоких частот. Соответственно уменьшение толщины термоакустического экрана в сравнении с базовой (штатной) конструкцией существенно увеличивает количество собственных колебательных мод (спектр становиться более «густым»). Также наблюдается увеличение пиковых амплитудных значений колебаний в частотном диапазоне до 6500 Гц при сопутствующем эффекте снижения виброактивности в частотном диапазоне 7000…8500 Гц.

Варианты модифицированного закрепления Экран вариант_1 и Экран вариант_2 указывают на повышение динамической жесткости термоакустического экрана и, соответственно, вызывает уменьшение количества его собственных колебательных мод. Наиболее существенное снижение виброактивности термоакустического экрана наблюдается в частотном диапазоне 4000…7000 Гц. При этом, отмечено некоторое повышение виброактивности выше 8000 Гц. Наиболее эффективным является вариант приварки экрана к кронштейнам (экран вариант_1). Сварка экрана по кромкам сплошным швом (экран вариант_2) обеспечивает дополнительное снижение виброактивности в основном в районе 7000 Гц.

На рисунке 3.24 представлены результаты отдельных конструктивных вариантов катколлектора

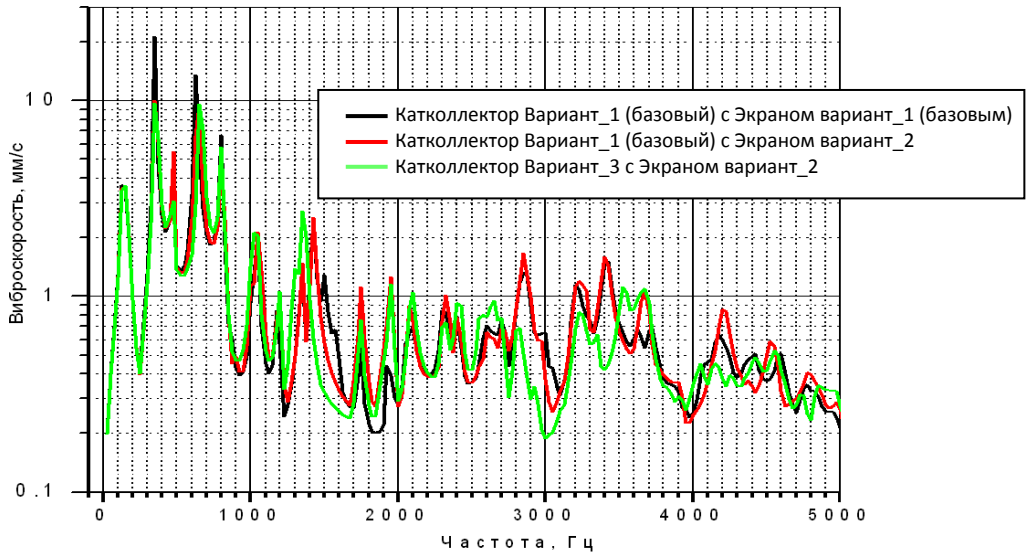


Рисунок 3.24 - Максимальные значения виброскоростей откликов в локальных зонах различных конструкций катколлектора.

В качестве потенциальных технических приёмов подавления шумового излучения от корпусных элементов катколлектора, можно отметить использование конструкционных материалов с более высоким внутренним трением, многослойных стенок корпусных деталей (в том числе композитных структур), высокотемпературных термо-виброизоляционных виброшумо-

демпфирующих прокладок, динамических виброгасителей, настроенных на дискретные резонансные частоты изгибных колебаний стенок корпуса катколлектора.

Как видно из представленных результатов исследований (рис. 3.17–3.19, 3.23), расчетные собственные моды колебаний хорошо коррелируются с результатами экспериментальных исследований (рис. 2.21–2.23). Таким образом, расчетный метод виртуальных испытаний позволяет проводить исследования вариантов конструкций катколлекторов с высокой степенью достоверности результатов на ранних стадиях проектных и опытно-конструкторских работ, не требуя изготовление многочисленных прототипов, снижая в итоге затраты материальных и временных ресурсов.

3.3 Расчетно-экспериментальное исследование конструкций моторного отсека

3.3.1 Расчетная модель пустотелой замкнутой камеры, образованной жёсткими стенками

Проблема создания продуктивных математических моделей устройств шумоглушения является одной из существенных для эффективного и качественного проектирования конкурентоспособных АТС.

Шумоподавляющие системы и, в частности, ГШ представляют собой сложным образом скомпонованные многоэлементные объёмы, передача шумовой энергии через которые (и, соответственно, заглушение шума) зависит как от акустических характеристик отдельных элементов, так и от способа их компоновки в единую акустическую систему. В связи с этим, актуальной становится проблема синтеза и оптимального акустического проектирования таких систем и повышения эффективности их шумозаглушения, при приемлемых (наиболее высоких, технически достижимых) технологических, экологических и эксплуатационных свойствах. Аналогичная проблема совершенствования моделей передачи звука через ограниченные объемы актуальна и для задач уменьшения шумового излучения ДВС, передающегося воздуш-

ным путем через частично ограниченное пространство МО кузова в кабину водителя и/или пассажирское помещение АТС, а также в окружающую среду.

Многие задачи проектирования шумозаглушающих устройств, использующих замкнутые и частично ограниченные объёмы, до сих пор решаются полуэмпирическими способами и требуют либо многочисленных экспериментов, либо расчётного перебора (методом конечных и граничных элементов) очень большого числа вариантов. Поэтому методы ориентированные на прямой поиск наборов решений обеспечивающих желаемые акустические характеристики объекта являются актуальными.

В качестве базовых моделей для этих целей представляется целесообразным использование расчетных моделей, построенных на базе обобщенных акустических цепей. Такие модели, в частности, показали себя весьма эффективными для проектирования расширительных камер ГШ СВОГ ДВС и ВО простой геометрической формы, РСВ ДВС, конструкцией МО с улучшенными акустическими характеристиками др.

Вследствие простоты формализма соединений составных элементов таких систем, модели, созданные на базе теории цепей, удобны и для создания относительно простых программ расчёта камер МО АТС.

Одним из аспектов научной новизны разработанной расчетной исполняемой программы «Test_rig_ii.exe» ПО «Виртуальный акустический стенд» является то, что в отличие от ГШ в типичных волноводных системах (СВ, СВОГ ДВС АТС) содержащих узкие протяженные волноводные каналы подключенные к РРК, в которых распространяются плоские волны с длинами существенно больших размеров чем размеры их поперечных сечений ($\lambda >> d$), камера МО представлена в виде крупногабаритных волноводных каналов в поперечном сечении и очень коротких в продольном направлении. При этом их габариты соизмеримы как с размерами полости (камеры) МО, так и с длинами распространяемых по ним звуковых волн. Кроме этого, отличительными особенностями является то, что виртуальный точечный источник объ-

емного колебательного расхода типа «белый шум» и виртуальный измерительный микрофон расположены внутри полости МО, для моделирования открытых проемов МО были использован так называемые адмитансные крышки в виде волноводов с нулевой длиной с малым акустическим сопротивлением, присоединяемые («сшиваемые») специальными «тройниками».

Исполняемая программа для расчёта звукового поля в прямоугольном 3D-объёме «Test_rig_ii.exe» предназначена для расчёта звукового давления в произвольной точке (или в семействе точек) объёма.

Используемые источники звука:

- акустические монополи, диполи и их комбинации.

Используемые звукопоглощающие (звукорегулирующие) устройства:

- перфорированные перегородки, звукопоглощающие панели из пористых ЗПМ, размещённых на стенках камер с зазором и/или без зазора, акустические резонаторы.

Исходные данные размещаются в файлах Key_File.txt, List_elm_TGU.txt и в файлах данных элементов, размещаемых в папке INP-DATA\ ELEMENTS.

В файле Key_File.txt указывается название директории, в которой размещены исходные данные и результаты расчёта. В файле List_elm_TGU.txt размещается структурная схема системы. В ней указываются имена портов элементов, число учитываемых мод в сечении и имя файла, в котором размещены его исходные данные. Результаты расчётов (звуковое давление в Па) размещаются в папке OUT-DATA в файлах Result.txt и Modul.txt.

Базовые элементы, используемые в программе:

"**AirDuct_3D_nm**" – трёхмерный участок прямоугольного канала с числом мод по ширине (m+1) и по высоте (n+1);

"**Joint_2D_M_2D**" – тройник, соединяющий внутреннюю точку М объёма (порт М) с другим объёмом (объектом);

"**Resistance_2D_nm**" – прямоугольная проницаемая поперечная перегородка, перпендикулярная оси канала (объёма);

"**Absorb_Duct_3D_nm**" – трёхмерный участок прямоугольного канала, заполненный ЗПМ;

"**HardCover_2D_nm**" – жёсткая (акустически непроницаемая) двумерная плоская прямоугольная поперечная стенка в канале;

"**Sphere_Cover_3**" – элемент, имитирующий сопротивление выхода в атмосферу для источника, размещённого на (в) жёсткой стенке;

"**Monopole_in_Volume**" – источник монопольного типа объемного колебательного расхода;

"**Sensor_uM_in_Volume**" – датчик давления;

"**Test_rig_ii**" – испытательная «установка» для симуляции вычисления передаточной функции по расходу и переходных сопротивлений.

Рассмотрение МО как полости камеры, в которой формируется исключительно диффузное поле, с применением принципов и подходов акустической оптики (звукоотражения с образованием звуковой тени за поверхностью ограждения), не годиться, на что указывают результаты различных авторов [154, 143, 162, 123, 134], иллюстрирующие отрицательные эффекты низко- и среднечастотных усилений, возникновение направленности излучения в области низких и средних частот звукового спектра.

В качестве моделируемой ограниченной камеры рассматривается прямоугольная замкнутая камера цилиндрического типа с соотношением образующих граней 3 /4 / 5, часто рассматриваемая в задачах акустики помещений [181]. Абсолютные размеры такой камеры L / B / H в системе координат x / y / z аппроксимирующие полость МО кузова легкового а/м выбраны равными 0,7 м / 0,9 м / 0,6 м (рис. 3.25), объем камеры такого типа составляет соответственно $V_к = 0{,}378$ м^3.

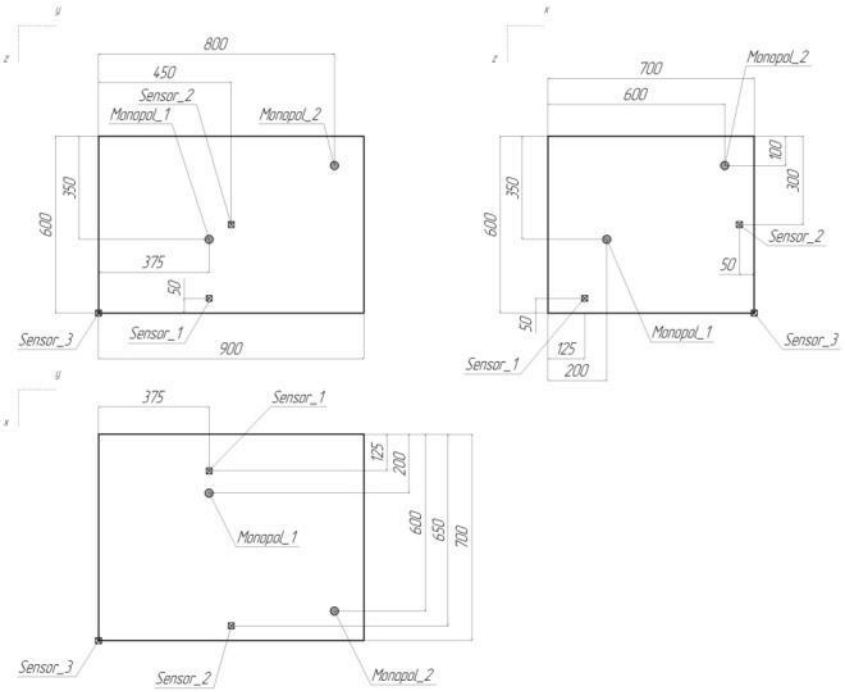


Рисунок 3.25 - Расчетная модель пустотелой камеры МО кузова легкового а/м (усл. Вариант_1)

На примере ограниченной камеры (полости) образованной жёсткими стенками, апробируются следующие расчётные модели:

"**AirDuct_3D_nm**" – трёхмерный волновод;

"**Monopole_in_Volume**" – монополи, размещённые в точках Monopol_1 с координатами (0,2 м /0,375 м /0,35 м) и Monopol_2 с координатами (0,6 м /0,8 м /0,1 м);

"**Sensor_uM_in_Volume**" – датчики давления в точках Sensor_1 с координатами (0,125 м / 0,375 м / 0,55 м), Sensor_2 с координатами (0,65 м / 0,45 м / 0,3 м) и Sensor_3 с координатами (0,7 м /0 м /0,6 м);

"**HardCover_2D_nm**" – 2D – «твёрдые» крышки.

В качестве примера на рисунке 3.25 приведена акустическая 3D-модель пустотелой замкнутой камеры МО кузова легкового а/м с помещенными в ней виртуальными точечными источниками объемного колебательного расхода типа «белый шум», имитирующими источники шумового излучения в виде катколлектора СВОГ ДВС (Monopol_1) и открытого среза воздухозаборного патрубка СВ ДВС (Monopol_2), а также с виртуальными измери-

тельными микрофонами – приёмными датчиками давления (Sensor_1, Sensor_2 и Sensor_3). На рисунке Г.1 приложения Г приведена расчётная схема этой акустической системы, использованная для последующего определения входного и переходного акустических импедансов (акустического сопротивления) воздушного объёма полости МО. Под термином акустический импеданс понимается произведение усреднённой по площади нормальной составляющей колебательной скорости на площадь, для которой определяется акустический импеданс, который определяется выражением (3.8):

$$Za = p/v = (|p|/|v|)\exp(l((\Delta\varphi)p - (\varphi)v) = Ra + iXa\ , \qquad (3.8)$$

где: ((φ)p – (φ)v) – разность фаз звукового давления и колебательной скорости; Ra – активное акустическое сопротивление (связано с потерями звуковой энергии на трение при распространении звуковых волн в каналах и замкнутых объемах), Xa – реактивное акустическое сопротивление (связано с реакцией сил инерции (масс) или сил упругости и называется инерционным или упругим).

Аргументы используемых функций и подпрограмм:

L, B, H – геометрические размеры камеры, м;

F – площадь поперечного сечения камеры цилиндрического типа, м^2;

y1, z1 – поперечные координаты расположения акустического монополя / сенсора, м;

NN_2D_left, NN_2D_right – номера (числовые имена) портов (сечений);

NnnB, MmmH – параметры, определяющие набор учитываемых собственных поперечных акустических мод камеры цилиндрического типа.

Например, при расчёте входного акустического сопротивления Z_{11}, выбрано NnnB = 7, MmmH = 5, что соответствует набору 35-ти собственных акустических мод – 00, 01, 02, 03,…, 35 – ((NnnB)*(MmmH) = 35). Остальные аргументы – параметры газа (p, Rgas, T, Gamma) и производительность монополя (ReIs, ImIs, м^3/сек).

Сопоставление результатов расчетов с акустической теорией идеальной полости.

Как известно[122], теоретическое значение акустического импеданса (акустического сопротивления) замкнутого объёма цилиндрического прямоугольного типа определяется выражением (3.9):

$$Z_{21} = \sum_l \left(-\frac{1}{C}\frac{j\omega}{\omega^2-\omega_l{}^2}\right)\frac{1}{W_n{}^2}\frac{1}{W_m{}^2}\frac{1}{W_l{}^2}\cos\left(n\pi\frac{x1}{L}\right)\cos\left(m\pi\frac{y1}{B}\right)\cos\left(l\pi\frac{z1}{H}\right) *$$
$$* \cos\left(n\pi\frac{x2}{L}\right)\cos\left(m\pi\frac{y2}{B}\right)\cos\left(l\pi\frac{z2}{H}\right), \quad (3.9)$$

где:

$\omega_l = 2\pi f_{nml}$– собственные частоты объёма, определяемые известными выражениями (3.10–3.13):

$$f_{nml} = \sqrt{f_n^2 + f_m^2 + f_l^2}. \quad (3.10).$$

Здесь:

$$f_n = n\frac{c}{2L}, \quad (3.11)$$

$$f_m = m\frac{c}{2B}, \quad (3.12)$$

$$f_l = l\frac{c}{2H}. \quad (3.13)$$

Соответственно, первые собственные частоты объема габаритных размеров L × B × H = 0,7 м × 0,9 м × 0,6 м, составляют: $f_n = 189\,Гц$, $f_m = 243\,Гц$, $f_l = 284\,Гц$.

Полученные результаты расчета хорошо коррелируются с максимумами функции Z_{21} представленной на рисунке 3.20. Давление измерялось в трёх

точках (Sensor_1, Sensor_2 и Sensor_3), указанных на рисунке 3.19. Как видно из графика, звуковое поле в объеме, возбуждаемое акустическими монополями, существенно неравномерно. В области средних частот звукового спектра колебания давления в центре объема камеры, в точке Sensor_2 с координатами (0,65 м / 0,45 м / 0,3 м), заметно меньше, чем давление в близи стенок камеры – Sensor_1 с координатами (0,125 м / 0,375 м / 0,55 м) и Sensor_3 с координатами (0,7 м / 0 м / 0,6 м), что подтверждает многочисленные теоретические исследования [164, 140, 130, 134, 138, 154].

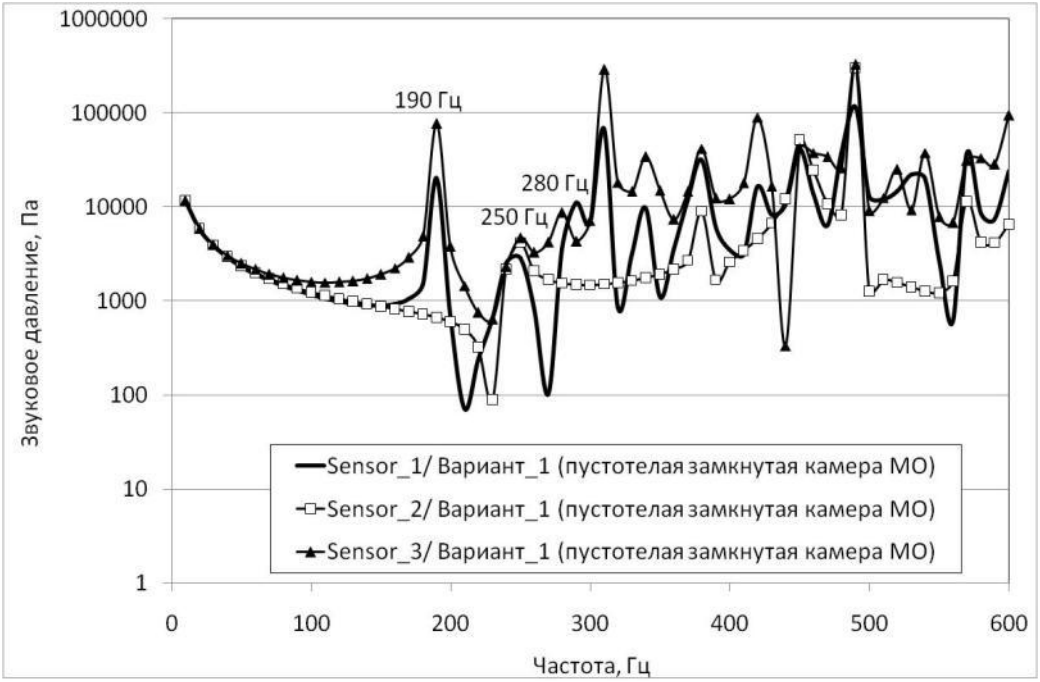


Рисунок 3.19 - Изменения амплитуды звукового давления в точках Sensor_1, Sensor_2 и Sensor_3 пустотелой замкнутой камеры МО

3.3.2 Расчетная модель замкнутой камеры с футерованной стенкой слоем звукопоглощающего материала

3D-модель замкнутой камеры МО с футеровкой торцевой стенки плосколистовой панелью из ЗПМ толщиной слоя 0,02 м и её расчётная схема представлены на рисунке 3.26 и рисунке Г.2 приложения Г. В качестве специфических характеристик пористого ЗПМ в программе используются величины пористости (Porosity), извилистости (Tortousity), число Прандтля (Pr) и

эквивалентный диаметр пор (Deq = 2a, где a – радиус пор) [187, 162]). Величина радиуса пор (a) может быть оценена по сопротивлению продувания воздушным потоком (r) [182] согласно выражения (3.14):

$$a = 8 * mu/r. \qquad (3.14)$$

Расчетная схема акустической 3D-модели объёма, аппроксимирующего полость МО кузова с футеровкой одной из торцевых стенок панелью из ЗПМ толщиной 0,02 м, состоит из тех же блоков что и расчетная схема акустической 3D-модели пустотелой замкнутой камеры МО кузова, с дополнительным элементом "**Absorb_Duct_3D_nm**". При этом, элемент "Duct_1" имеет меньшую (на 0,02 м) толщину, компенсируя толщину футеровки.

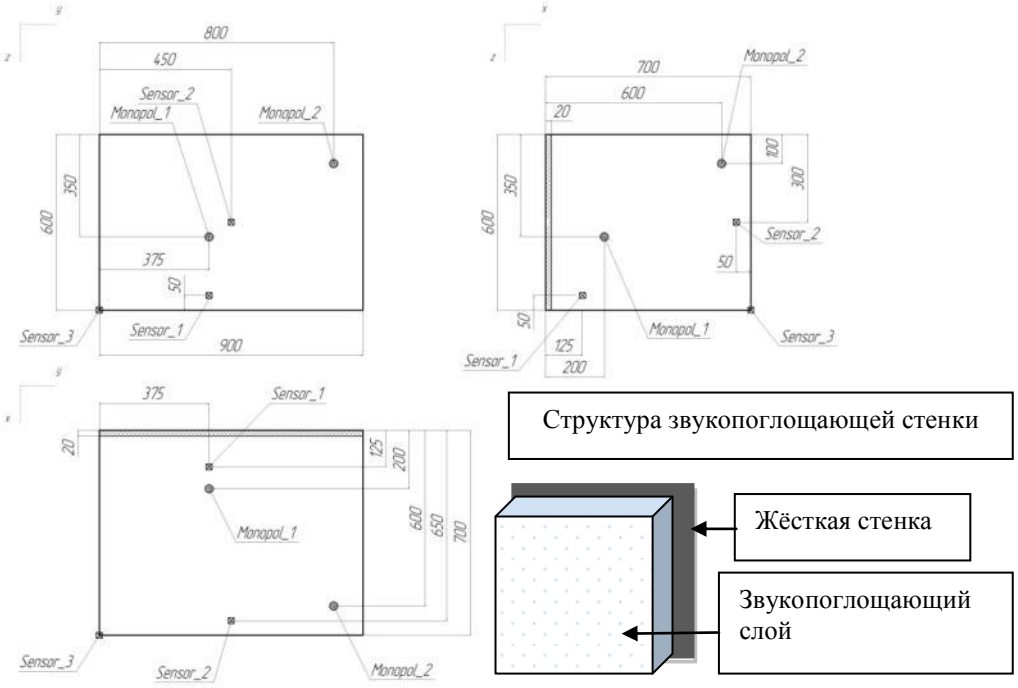


Рисунок 3.26 - Расчетная модель замкнутой камеры МО кузова с футеровкой торцевой стенки пористой плосколистовой панелью из ЗПМ толщиной слоя 0,02 м (усл. Вариант_2)

Влияние футеровки торцевой стенки плосколистовой панелью из пористого ЗПМ, толщиной слоя 0,02 м на изменение входного акустического

импеданса замкнутой камеры МО кузова показано на графиках рисунка Г.3 приложения Г.

Расчетные схемы акустических 3D-моделей замкнутой камеры МО ограниченного жёсткими стенками, содержащего звукопоглощающую панель в с толщиной 0,02 м, зазорно расположенной относительно торцевой стенки камеры (Вариант_3) и звукопоглощающую панель с толщиной 0,07 м (Вариант_4), представленные на рисунке Г.4 приложения Г, состоят из тех же блоков что и расчетная схема акустической 3D-модели объёма замкнутого МО с футеровкой стенки панелью из ЗПМ (Вариант_2). При этом, применен дополнительный элемент "Duct_9", моделирующий воздушный зазор 0,02 м, а элемент "Duct_1" имеет меньшую (на 0,04 м) толщину, компенсируя воздушный зазор и толщину футеровки.

На рисунках Г.5 приложения Г показано влияние различных вариантов футеровки торцевой стенки панелями из ЗПМ на акустические характеристики объема замкнутой камеры МО в точках Sensor_1, Sensor_2 и Sensor_3. Как видно из представленных графиков дополнительная футеровка стенок МО пористыми ЗПМ обеспечивает эффективное снижение (до 25…30 дБ) звукового давления в контрольных измерительных точках полости МО. При этом, увеличение слоя футеровки обеспечивает увеличение звукопоглощающего эффекта (до 36…44 дБ). Наличие воздушного зазора между плосколистовой панелью из ЗПМ и торцевой стенкой замкнутой камеры МО также обеспечивает некоторое дополнительное снижение звукового давления (до 28…44 дБ).

3.3.3 Расчетная модель камеры, внутренняя полость которой, объединена с внешними объектами одним или несколькими каналами связи

Расчетная модель камеры цилиндрического прямоугольного типа с «виртуальными» крышками.

Для расчёта составных систем контроля передачи звука (и, в частности, систем подавления шумового излучения) в расчетной 3D-модели вводятся волноводные элементы связи – виртуальные входы и выходы. К виртуальным

выходам могут быть, например, присоединены единичные заградительные звукоотражающие или звукопоглощающие элементы или группы (батареи) соответствующих элементов. Это могут быть различные экранные звукоотражающие элементы (кожухи, крышки), рассмотренные ниже, или акустический волноводный элемент, интегрированный с крышкой и т.д. Для количественных оценок передачи звуковой энергии наружу (за пределы ограниченного полостного объема камеры) в зоне выходных сечений волноводных каналов связи могут устанавливаться датчики колебательного расхода. Программная реализация виртуального выхода (входа) выполняется при помощи мультимодальных тройников 2D-M-2D (подпрограмма Joint_2D_M_2D). Пример расчётной 3D-модели полостного объёма МО кузова, содержащего открытые вентиляционные проемы, расположенные на передней и нижней стенке камеры, закрытые адмитансными крышками с виртуальными датчиками колебательного расхода и её расчётная схема представлены на рисунке 3.27 и рисунке Г.6 приложения Г.

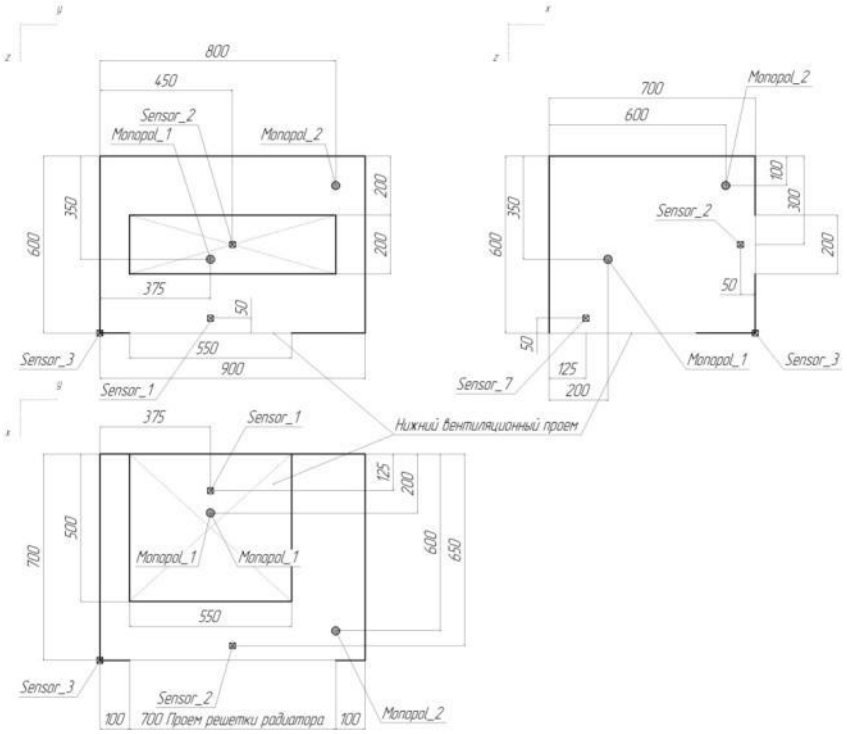


Рисунок 3.27 - Расчетная модель камеры МО, содержащего открытые вентиляционные проемы, расположенные на передней и нижней стенке камеры, закрытые адмитансными крышками (усл. Вариант_5)

Результаты расчетов приведены на рисунках Г.7, Г.8 приложения Г.Как видно из представленных графиков, открытые вентиляционные проемы меняют характер распределения низших собственных акустических мод воздушного объема полости подкапотного пространства МО.

<u>Расчетная модель камеры цилиндрического прямоугольного типа с «вычитаемым» объемом.</u>

Полость ДВС, «вычитаемая» из полости МО (рис. 3.28) моделируется путем обхода вокруг указанного неучитываемого объема за счет использования элементов "** Joint_2D_M_2D **", которые соединяют параллелепипеды "Duct_3" и "Duct_5" с поперечными размерами 0,6 м × 0,9 м между собой набором параллелепипедов "Duct_4.1", "Duct_4.2" и "Duct_4.3".

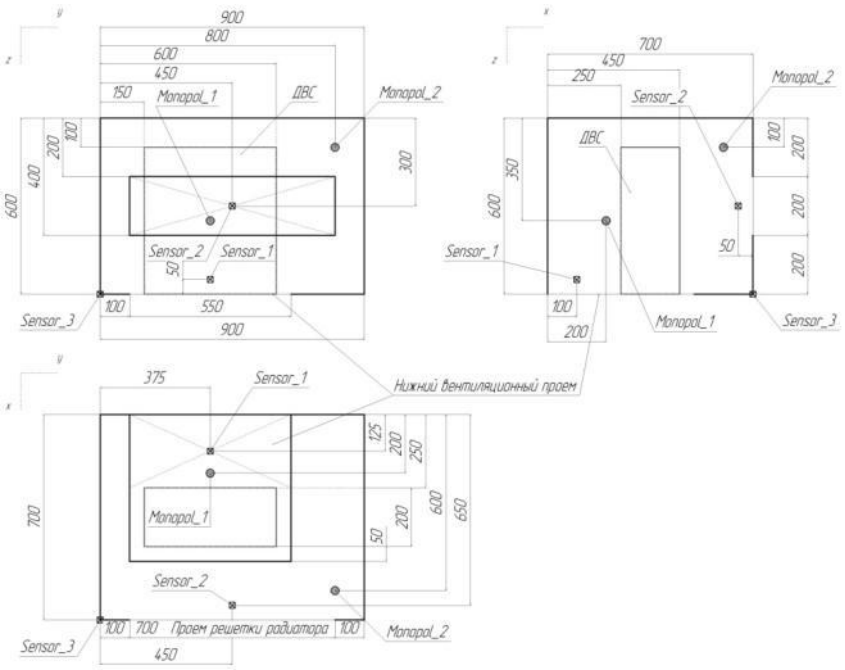


Рисунок 3.28 - Расчетная модель камеры МО кузова с вентиляционными проемами при варианте размещения в нем ДВС (усл. Вариант_6)

Полость МО кузова разделена элементами типа 2D–«твердыми крышками» "**HardCover_2D_nm**" – "HardCover_3", "HardCover_411", "HardCover_412", "HardCover_4". Единый 3-х мерный волновод "AirDuct_4" площадью поперечного сечения 0,54 м^2 = 0,6 м × 0,9 м, заменен 3-мя состав-

ными отдельными 3-х мерными волноводами "AirDuct_4.1" (площадью поперечного сечения 0,09 м^2 = 0,15 м × 0,6 м), "AirDuct_4.2" (площадью поперечного сечения 0,045 м^2 = 0,45 м × 0,1 м) и "AirDuct_4.3" (площадью поперечного сечения 0,18 м^2 = 0,3 м × 0,6 м), суммарной площадью поперечного сечения 0,315 м^2. Для «сшивки» составных 3-х мерных волноводов используются мультимодальные тройники "**Joint_2D_M_2D**". Оставшееся при этом «несшиваемое» пространство полости объема МО кузова образует «вычитаемый» объем ДВС.

Как видно из результатов расчёта (рис. Г.7, Г.8 приложения Г), наличие в МО ДВС, в виде вычитаемого из воздушного объема его полости $V_к$ = 0,378 м^3 объема $V_{ДВС}$ = 0,2 м × 0,45 м × 0,5 м = 0,045 м^3, который составляет всего 12% от объема МО, не оказывает существенного влияния на характер распределения звукового поля и низших собственных акустических мод воздушного объема полости подкапотного пространства МО. При этом, отмечаются изменения звукового давления от –24 до +27 дБ.

Расчетная модель камеры цилиндрического прямоугольного типа, сообщенной с акустическим РГ.

Расчетные модели замкнутой камеры МО кузова (усл. Вариант_7) и камеры МО кузова с вентиляционными проемами (усл. Вариант_8) с одним выходом, сообщенным с горлом РГ, приведены на рисунках 3.29, 3.30.

Динамическое возбуждение воздушного объема полости МО осуществляется единичными монопольными излучателями, расположенными в точках Monopol_1 и Monopol_2. Виртуальные датчики давления Sensor_1 и Sensor_2 установлены в зонах вентиляционных проемов МО. Виртуальный датчик давления Sensor_3 установлен у входа в горло РГ. Рассмотрены три варианта РГ – R1, R2 и R3 с длиной («толщиной») трубчатых горловых элементов h = 0,05 м и площадью проходного сечения трубчатого горлового элемента $F_{отв}$ = 0,0025 м^2, подключенными к объемной полости МО кузова, характеризуемой тремя низшими собственными модами с частотами f_{R1}, f_{R2}, f_{R3}, определяемыми заданным взаимосвязанным сочетанием объемов, длин и площа-

дей проходных сечений горл резонаторов с характерными размерами ширины B, длины L и высоты H полости подкапотного пространства МО, для обеспечения настроенного подавления низших резонансных мод колебаний f_{mL}, f_{mB}, f_{mH} воздушного объема его полости V_{PK}.

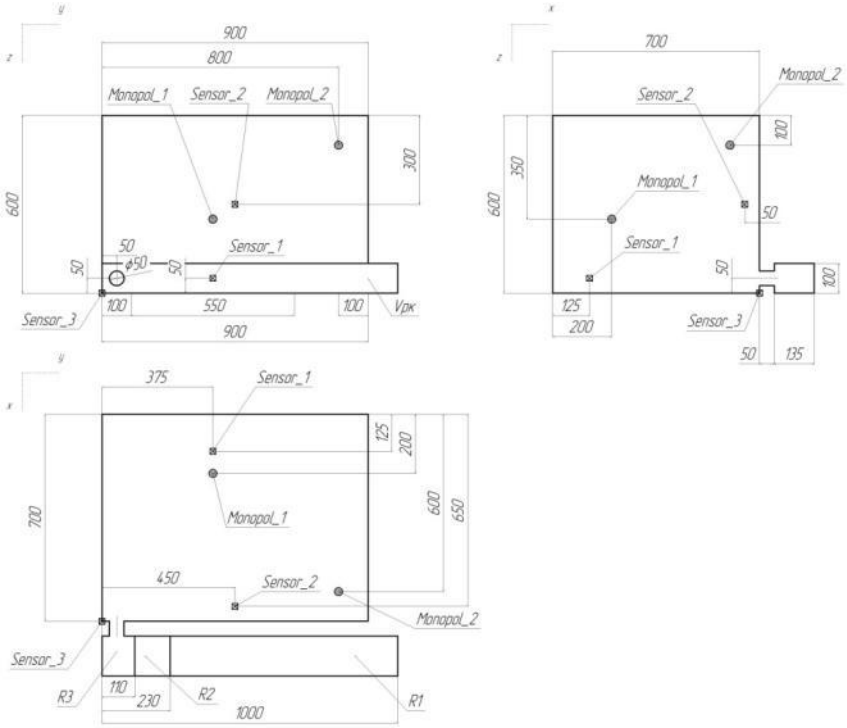


Рисунок 3.29 - Расчетная модель замкнутой камеры МО кузова с подключенным к объемной полости МО РГ (усл. Вариант_7)

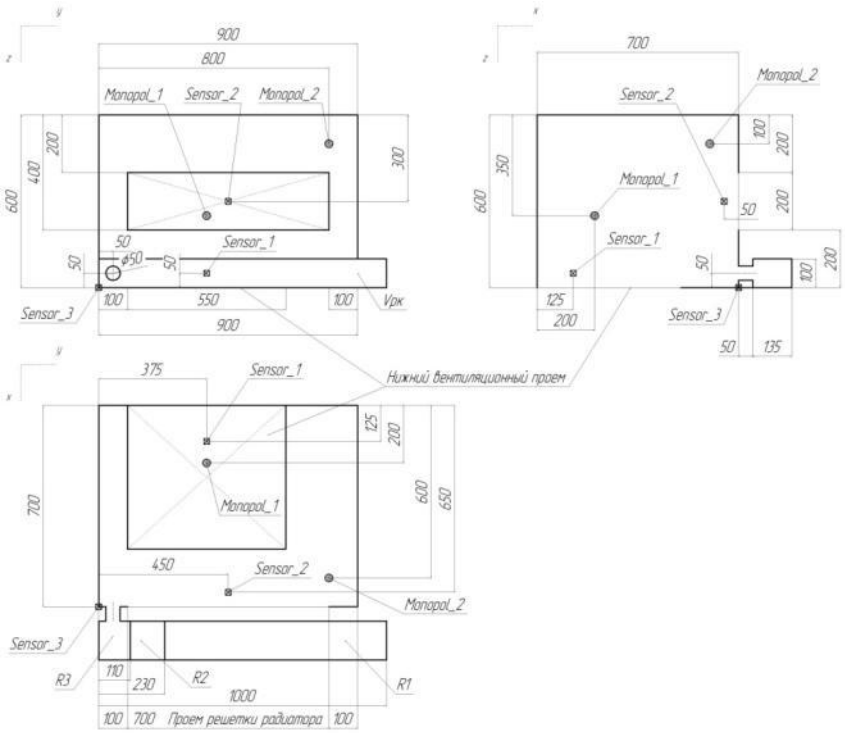


Рисунок 3.30 - Расчетная модель МО кузова с вентиляционными проемами с подключенным к объемной полости МО РГ (усл. Вариант_8).

Как видно из результатов расчёта (рис. Г.17–Г.22 приложения Г), подключение к замкнутой объемной полости МО кузова вариантов РГ R1, R2 и R3 уменьшает колебания звукового давления на резонансных частотах соответственно до 9,5…77,7 дБ, до 8,1…21,7 дБ и до 10,9…25,3 дБ.

При подключении РГ R1, R2 и R3 к полости МО кузова с вентиляционными проемами эффекты уменьшения колебаний звукового давления на резонансных частотах в зонах открытых вентиляционных проемов ниже, чем в замкнутой полости МО. В точках Sensor_1 и Sensor_2 отмечены уменьшения колебаний звукового давления соответственно до 11,6…11,1 дБ, до 1,5…5,1 дБ и до 1,9…5,5 дБ. Вблизи горл РГ R1, R2 и R3 точке Sensor_3 отмечены уменьшения колебаний звукового давления соответственно до 17,3 дБ, до 15,4 дБ и до 10,3 дБ.

С точки зрения рационального выбора месторасположения РГ в пространстве объемной полости МО, имеет смысл располагать его вблизи входа вентиляционного проема или непосредственно у источника акустического

излучения (акустического монополя). При разнесённых входах (в вентиляционный проем и горло РГ) эффект от установки (уменьшение излучения звуковой энергии из полости МО) меньше.

Выводы по третьей главе:

1) Виртуальное моделирование с использованием исполняемой программы «TL.exe» ПО «Виртуальный акустический стенд» по определению шумозаглушающих характеристик (трансмиссионных потерь) расширительных камер и графическо-расчетного комплекса «SolidWorks» и его приложения «COSMOS FlowWorks» ф. «SolidWorks Corporation подразделения компании Dassault Systemes» (Франция) обеспечивает комплексный подход к исследованию характеристик СВ ДВС и позволяет оперативно и с минимальными затратами найти компромиссные конструктивные решения, обеспечивающие приемлемую степень шумозаглушения, допустимые уровни газодинамического сопротивления и требуемые значения индекса неравномерности распределения скорости газового потока на заданной поверхности, например на плоскости входа в Ф ВО.

2) Использование расчетных методов определения собственных форм колебаний моделей элементов СВОГ ДВС (на примере катколлектора), осуществляемых с помощью программной системы конечно-элементного анализа «ANSYS», разработанной американской компанией «ANSYS Inc.», позволяет получить результаты, достаточно точно совпадающие с результатами экспериментальных исследований. Таким образом, расчетный метод виртуальных испытаний может быть успешно применим при исследовании вариантов конструкций катколлекторов и других элементов СВОГ.

3) Виртуальное моделирование катколлектора позволило оценить варианты конструктивного исполнения его элементов: изменение жесткости верхней части в месте фланца крепления, толщины экрана, приварки экрана к кронштейну, использование демпфирующих прокладок и др.

4) Акустическое моделирование МО (подкапотного пространства а/м) с

использованием исполняемой расчетной программы «Test_rig_ii.exe» ПО «Виртуальный акустический стенд» позволяет разработать рекомендации по рациональному выбору мест расположения акустически источников, длин и площадей проходных сечений горл резонаторов, их объемов и пр.

5) На основании проведенных исследований можно заключить, что виртуальное моделирование с использованием современного ПО является мощным инструментом разработки новых конструкций элементов снижения шума а/м. При этом не требуется изготовление большого числа опытных образцов, что снижает затраты материальных и временных ресурсов.

4 ПРЕДЛАГАЕМЫЕ СРЕДСТВА СНИЖЕНИЯ ШУМА ЛЕГКОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

В порядке реализации исследованных в диссертации методов снижения шума легковых а/м, диссертантом (в составах коллективов авторов) предлагается ряд устройств, новизна которых подтверждается патентами, выданными Федеральной службой по интеллектуальной собственности, патентам и товарным знакам РФ (рис. 4.1).

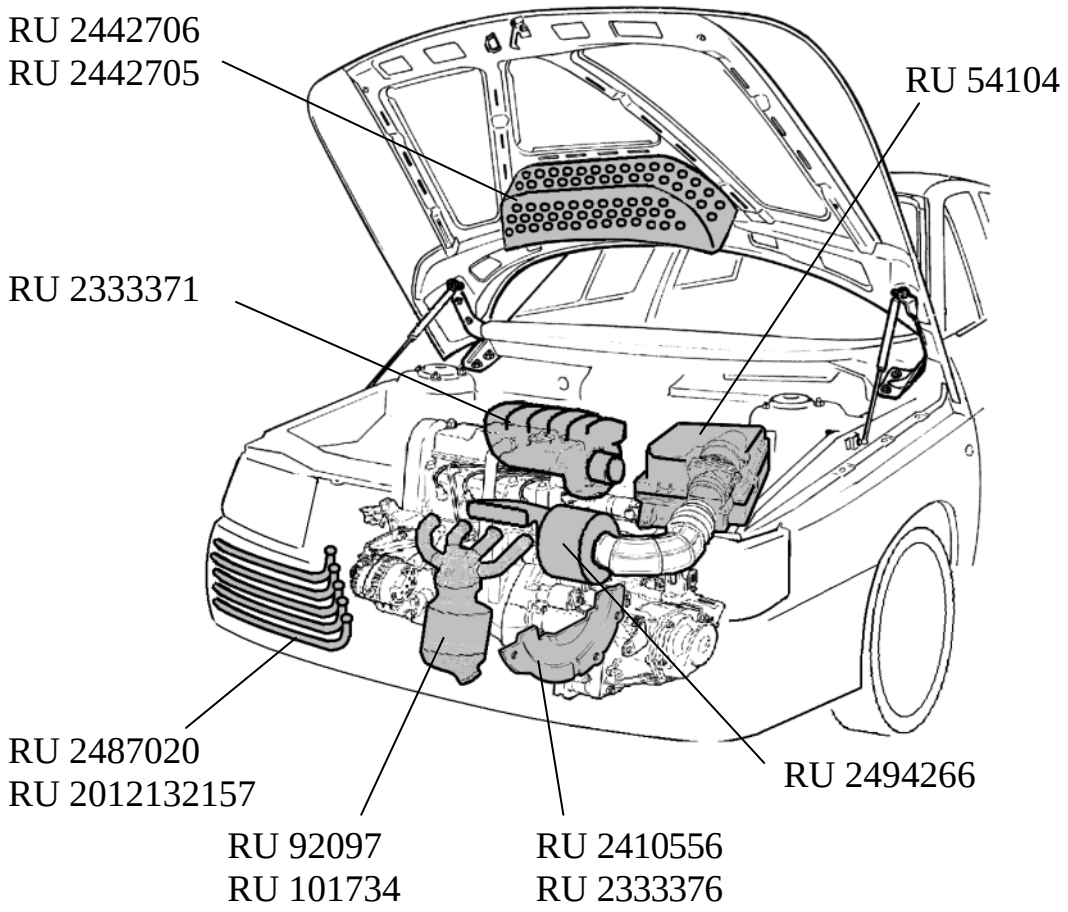


Рисунок 4.1 - Принципиальная схема компоновки авторских шумозаглушающих устройств, выполненных в диссертационной работе на уровне изобретений и полезных моделей

Разработка устройств производилась диссертантом в порядке выполнения служебных заданий отдела акустического и вибрационного комфорта НТЦ ОАО «АВТОВАЗ» г. Тольятти и ООО «РОССКАТавто» г. Тольятти, яв-

ляющегося поставщиком катколлекторов для а/м LADA переднеприводного семейства (PRIORA, KALINA, SAMARA).

4.1 Шумозаглушающие конструкции составных элементов системы впуска двигателя легкового автомобиля

4.1.1 Воздухоочиститель системы впуска двигателя

Патент на полезную модель RU 54104 [108].

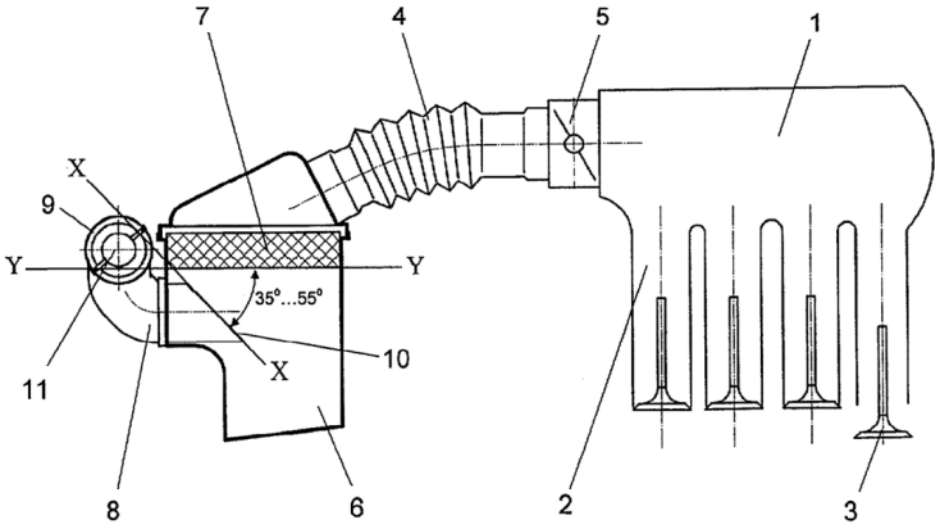


Рисунок 4.2 - Принципиальная схема СВ ДВС, содержащей АП в полости камеры ВО

Позициями на рисунке 4.2 показаны: 1 – газосборный ресивер (Р); 2 – впускные патрубки (ВПП); 3 – впускные клапаны (ВК) головки блока цилиндров ДВС; 4 – промежуточная труба (ПТ); 5 – корпус дроссельной заслонки (КДЗ); 6 – камера (корпус) воздухоочистителя (ВО); 7 – фильтрующий элемент (Ф); 8 – воздухозаборный патрубок (ВЗП); 9 – открытый шумоизлучающий срез ВЗП; 10 – выпускной срез; 11 – четвертьволновый резонатор (ЧВР).

СВ ДВС содержит ВО (6), внутри корпуса которого установлен Ф (7), ВЗП (8) снабжен устройством для подавления шума впуска в виде интегрированного в его полость ЧВР (11), который частично размещен внутри полости камеры ВО в зоне неочищенного воздуха. Зона полости очищенного воздуха камеры ВО посредством ПТ (4), снабженного средствами регулиро-

вания воздухоподачи КДЗ (5), подключена к полости Р (1). Отличительной особенностью запатентованного технического решения является то, что ось участка ВЗП, размещенного в полости неочищенного воздуха ВО, расположена параллельно плоскости (Y-Y), расположенной касательно к линиям перегибов фильтрующего материала ФВО, а выпускной срез 10 выполнен косообразным, имеет форму овала, обращенного в сторону плоскости Y-Y и образованного сечением участка воздухозаборного патрубка плоскостью (X-X), пересекающей ось участка воздухозаборного патрубка под углом 35°...55° к плоскости Y-Y.

Применение в СВ а/м LADA KALINA, смонтированной на двигателе ВАЗ-21124, модифицированной конструкции ВЗП обеспечивает снижение общих уровней шума впуска (см. рис. 4.3) в диапазоне оборотов коленчатого вала 2800…4200 мин$^{-1}$ – до 1,3 дБА и в диапазоне оборотов 4700…5100 мин$^{-1}$ – до 2.1 дБА, попадающих в диапазон оборотов ДВС при разгоне а/м на 2-й и 3-й передачах по методике ГОСТ Р 41.51 (Правила ЕЭК ООН №51).

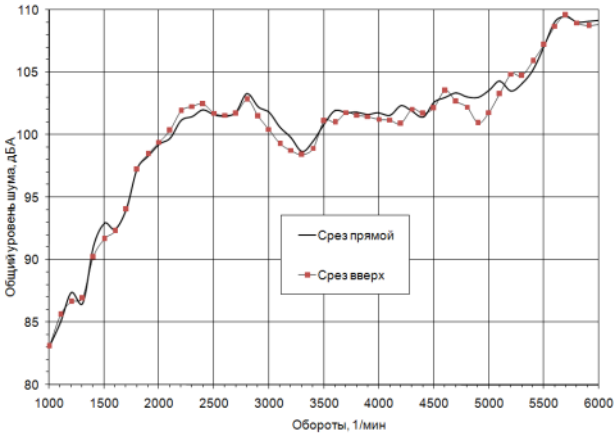


Рисунок 4.3 - Общий уровень шума впуска в 0,06 м от свободного среза ВЗП в частотном диапазоне от 20 Гц до 10 кГц

Снижение общих уровней шума впуска, в первую очередь, вызвано уменьшением уровней звука на частотах 2-ой и 4-ой моторных гармоник (до 3,7 дБА), которые оказывают существенное влияния на общий уровень шума

впуска ввиду более высоких значений уровней звука данных гармонических составляющих.

4.1.2 Композитная виброшумодемпфирующая структура корпуса газосборного ресивера системы впуска двигателя легкового автомобиля

Патент на изобретение RU 2333371 [101].

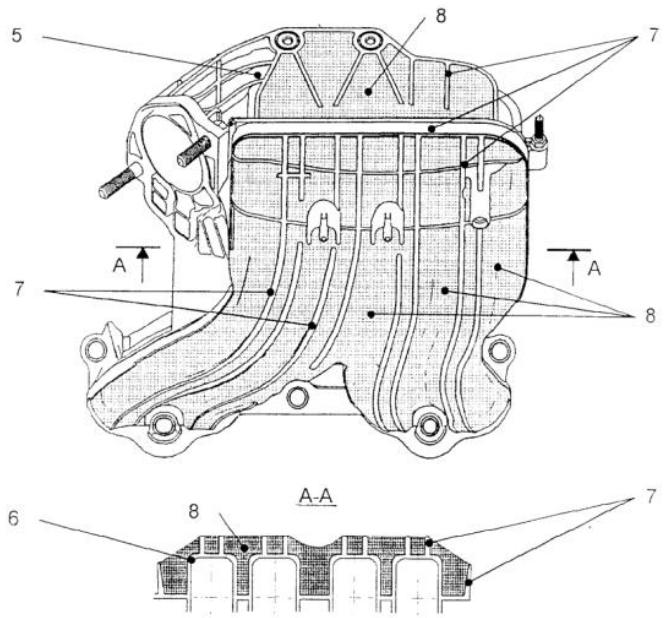


Рисунок 4.4 - Конструкция Р, содержащей оригинальный ВО.

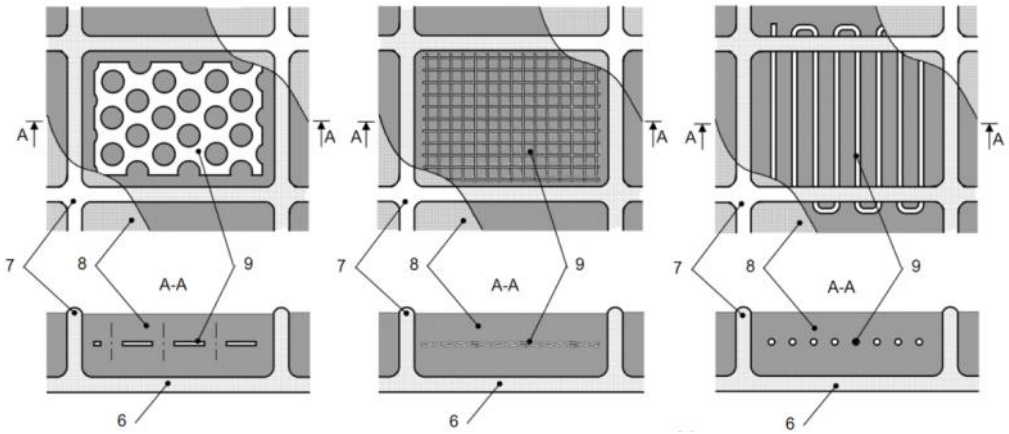


Рисунок 4.5 - Заполнение межреберного пространства стенки корпуса Р СВ вязкоэластичным полимерным веществом вибродемпфирующего типа и введением закладной армирующей структуры

Позициями на рисунках 4.4, 4.5 обозначены: 5 – газосборный модуль впуска (Р); 6 – стенки Р; 7 – ребра жесткости стенок Р; 8 – полимерный вязкоэластичный материал вибродемпфирующего типа; 9 – закладные армирующие элементы.

Пульсирующая составляющая засасываемого ДВС воздушного потока и звуковое газодинамическое поле, образующееся в полости многократно отражающихся упругих волн в сложном геометрическом объеме СВ, в том числе и с переизлучением энергии этих упругих волн в окружающую среду посредством динамического возбуждения стенок элементов СВ, в частности корпуса Р, вызывает их структурные вибрации и излучаемый структурный шум. Кроме этого, структурные вибрации стенок Р и излучаемый ими корпусной шум вызваны вибрациями, передающимися через жесткое закрепление корпуса Р к вибрирующему фланцу впускного коллектора с впускными трубами, отходящими непосредственно от впускных отверстий головки цилиндров, обусловленными рабочими процессами в цилиндрах ДВС в виде газодинамических пульсаций, ударными нагрузками впускных и выпускных клапанов, вибрациями, вызванными дисбалансом вращающихся деталей ДВС. Решить указанные проблемы позволяет использование Р (5), устанавливаемого на впускном коллекторе СВ головки блока цилиндров ДВС, выполненный из полимерного материала, стенки (6) которого снабжены развитыми ребрами жесткости (7). Отличительной особенностью запатентованного технического решения является то, что межреберное пространство Р СВ заполнено полимерным материалом вибродемпфирующего типа (8) с высоким коэффициентом потерь в рабочем температурном диапазоне +40...+100°С в сравнении с базовым конструкционным полимерным материалом стенки корпуса Р. Кроме этого, для дополнительного увеличения изгибной жесткости и демпфирования вибраций стенок полимерного корпуса Р СВ усилением сдвиговых деформаций вибродемпфирующего слоя (8), в его структуру интегрированы соответствующие закладные армирующие элементы 9 (рис. 4.5), выполненные например, в виде единичной изогнутой метал-

лической проволоки, проволочной сетки или перфорированной металлической пластины.

Практическая реализация предлагаемого изобретения отличается технологической простотой, высокой надежностью и эффективностью подавления структурных вибраций (см. рис. 4.6) и излучаемого корпусного шума стенками Р СВ с обеспечением пониженного шумоизлучения многоцилиндрового ДВС (рис 4.7).

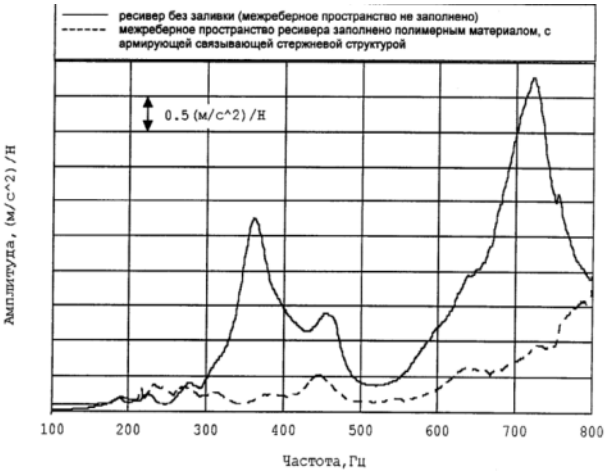


Рисунок 4.6 - Амплитудно-частотные «отклики» стенок корпуса Р на динамическое импульсное возбуждение

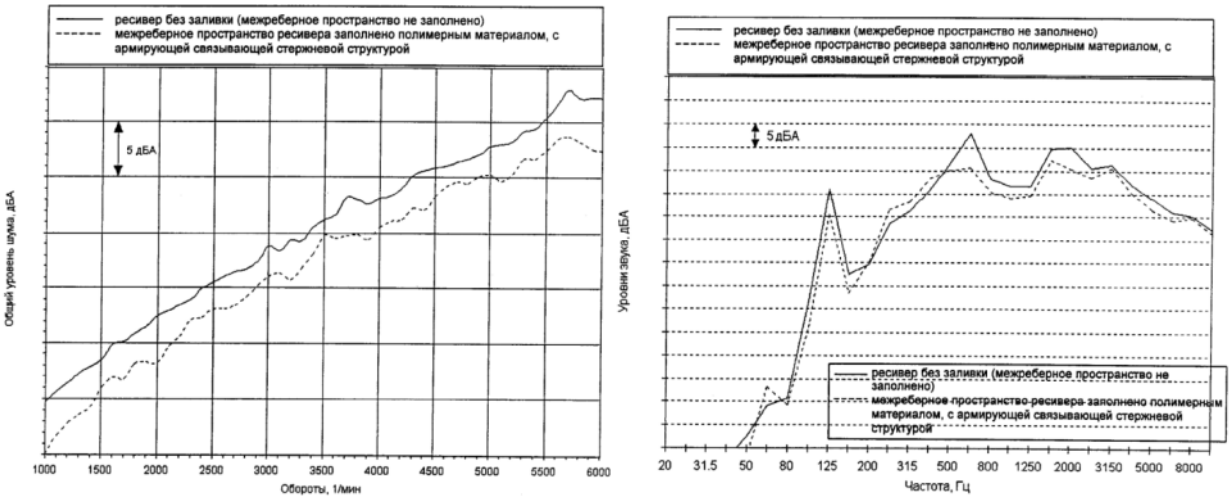


Рисунок 4.7 - Общие уровни и 1/3-октавные спектры уровней шума на оборотах максимального крутящего момента ДВС, замеренные в безэховой акустической камере, оборудованной низкошумным моторным стендом, в 0,25 м от внешней поверхности стенки корпуса Р

4.1.3 Глушитель шума системы впуска двигателя автотранспортного средства, использующий дроблено-пористые фрагментированные поглотители звуковой энергии

Патент на изобретение RU2494266 [41].

Технический результат представленной группы изобретений заключается в улучшении шумозаглушающих свойств ГШ в отношении ослабления им аэродинамического шума, генерируемого и распространяющегося в газоводах/воздуховодах (в частности, в СВ), за счет включения в процесс звукопоглощения дополнительных звукопоглощающих поверхностных зон, образованных свободными поверхностями граней обособленных дробленых фрагментированных звукопоглощающих элементов, изготовленных из пористых ЗПМ, возникновения дополнительных механизмов поглощения звуковой энергии, вследствие возникающих дифракционных краевых граневых звукопоглощающих эффектов, а также возникающих при прохождении звуковых волн по сформированным межграневым каналам (пустотам) между соприкасающимися дробленными элементами. При этом, в случае необходимости, может быть существенно уменьшено количество используемого пористого звукопоглощающего вещества, из-за указанного возрастания суммарного звукопоглощающего эффекта, при достижении заданной требуемой величины шумозаглушения, в том числе и при применении такого дешевого и экологичного, как переработанные путем фрагментации (дробления) утилизируемые пористые структуры производственно-технологических отходов, брака, или демонтированных пористых звукопоглощающих структур, содержащихся в составе шумоизоляционных пакетов технических объектов, подлежащие утилизации.

Техническое исполнение ГШ (рис. 4.8) представлено в виде несущей корпусной оболочки (1), образующей, по крайней мере, одну замкнутую полость (камеру) с подводящим впускным (2) и отводящим выпускным (3) патрубками, внутри которой расположены трубчатые и/или щелевые газоводы/воздуховоды (трубопроводы), образованные разделительными трубчаты-

ми (4) и/или разделительными пластинчатыми (5) перегородками (для вариантов из нескольких сообщающихся и/или разделенных камер в многокамерных исполнениях вариантов конструкций, на приведенном рисунке ГШ имеет только одну камеру) с перепускными каналами (6), представленными отверстиями перфорации или ячейками сетчатой основы.

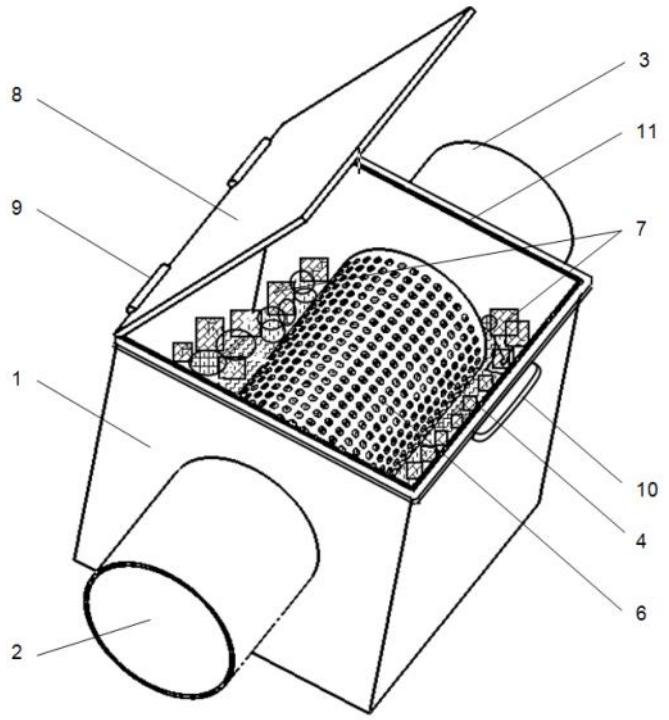


Рисунок 4.8 – ГШ универсального типа (однокамерный) с высокоэффективным поглотителем звуковой энергии

Позициями на рисунках 4.8, 4.9 обозначены: 1 – корпус ГШ универсального типа; 2 – подводящий впускной патрубок; 3 – отводящий выпускной патрубок; 4 – разделительная трубчатая перегородка (трубопровод); 6 – перепускные каналы; 7 – обособленные дробленые фрагментированные звукопоглощающие элементы, изготовленные из пористых ЗПМ; 8 – открывающаяся крышка; 9 – шарнир крышки; 10 – элемент фиксации крышки; 11 – элемент уплотнения крышки; 18 – пористый звукопоглощающий модуль в виде брикета, свернутого в рулон; 19 – сопрягаемая зона торцевого (в частности – замкового) зазорного или беззазорного стыка пористого звукопогло-

щающего модуля брикетированного типа; 20 – составной пористый звукопоглощающий модуль брикетированного типа; 21 – пористый звукопоглощающий модуль в виде составных свернутых кольцевых элементов; 22 – формообразующий каркас; 23 – защитная звукопрозрачная оболочка.

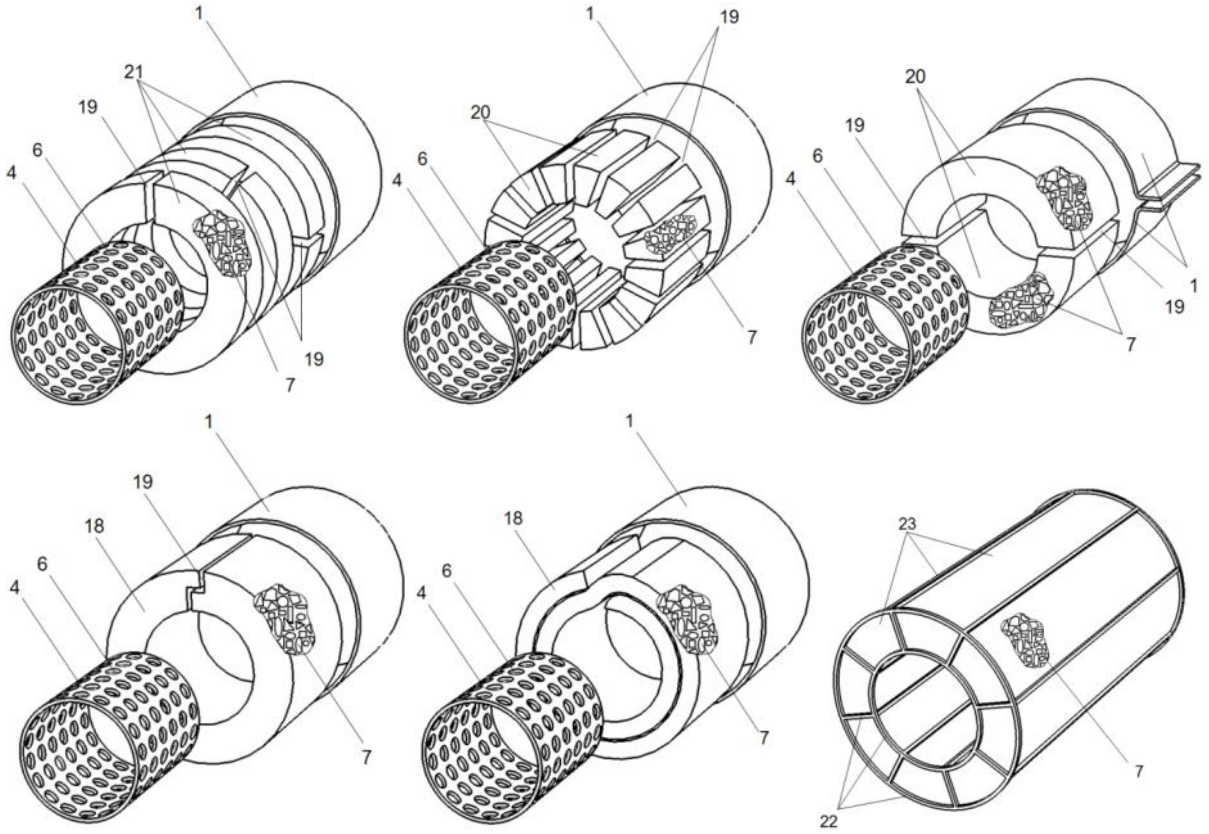


Рисунок 4.9 - ГШ с монолитными звукопоглощающими брикетами, составленными из дробленных пористых фрагментов ЗПМ

Полностью или частично замкнутый объем (внутренняя полость, по крайней мере, одной камеры) ГШ, образуемый стенками корпуса (1) и стенками разделительных трубчатых перегородок (4) и/или разделительных пластинчатых перегородок (5), заполнен обособленными дроблеными фрагментированными звукопоглощающими элементами (7). ГШ может быть выполнен с замкнутой внутренней полостью неразборной конструкции. При этом, ее наполнение обособленными дроблеными фрагментированными звукопоглощающими элементами (7), может производиться в процессе изготовления

ГШ в качестве промежуточной технологической операции, или же может содержать открывающуюся крышку (8) для обеспечения наполнения / опорожнения внутренней полости ГШ, находящегося уже в стадии эксплуатации.

Обособленные фрагментированные дробленые звукопоглощающие элементы могут находиться в полости (камере) ГШ как в свободно заполненном (засыпанном) виде, так и с взаимным неподвижным их закреплением на контактирующих зонах несущей поверхности защитного звукопрозрачного слоя (рис. 4.9), сформированного в виде замкнутой поверхностной оболочки контейнерного типа пористого звукопоглощающего модуля и/или с взаимным неподвижным закреплением друг относительно друга в соответствующие монолитные брикеты, которое может достигаться применением того или иного типа адгезивных веществ.

4.1.4 Интегральный глушитель шума системы впуска двигателя легкового автомобиля

Патент на изобретение RU2487020 [42].

Рассматривается конструкция ГШ в виде интегрированного сборного модуля с передним бампером кузова АТС, в частности легкового а/м (рис. 4.10), МО которого сформирован ограниченными ограждающими панелями щитка передка кузова (1), рамкой радиатора (2) и радиатором (3) модуля системы охлаждения ДВС, панелями колесных арок кузова (4), крышкой капота кузова (5), нижним экраном (брызговиком ДВС) МО кузова (6). В полости МО смонтирован силовой агрегат, состоящий из ДВС (9) и коробки переключения передач (8). Находящийся в полости МО ДВС представлен корпусом с навесными вспомогательными агрегатами, СВ, катколлектором СВОГ, являющихся основными шумогенерирующими элементами АТС.

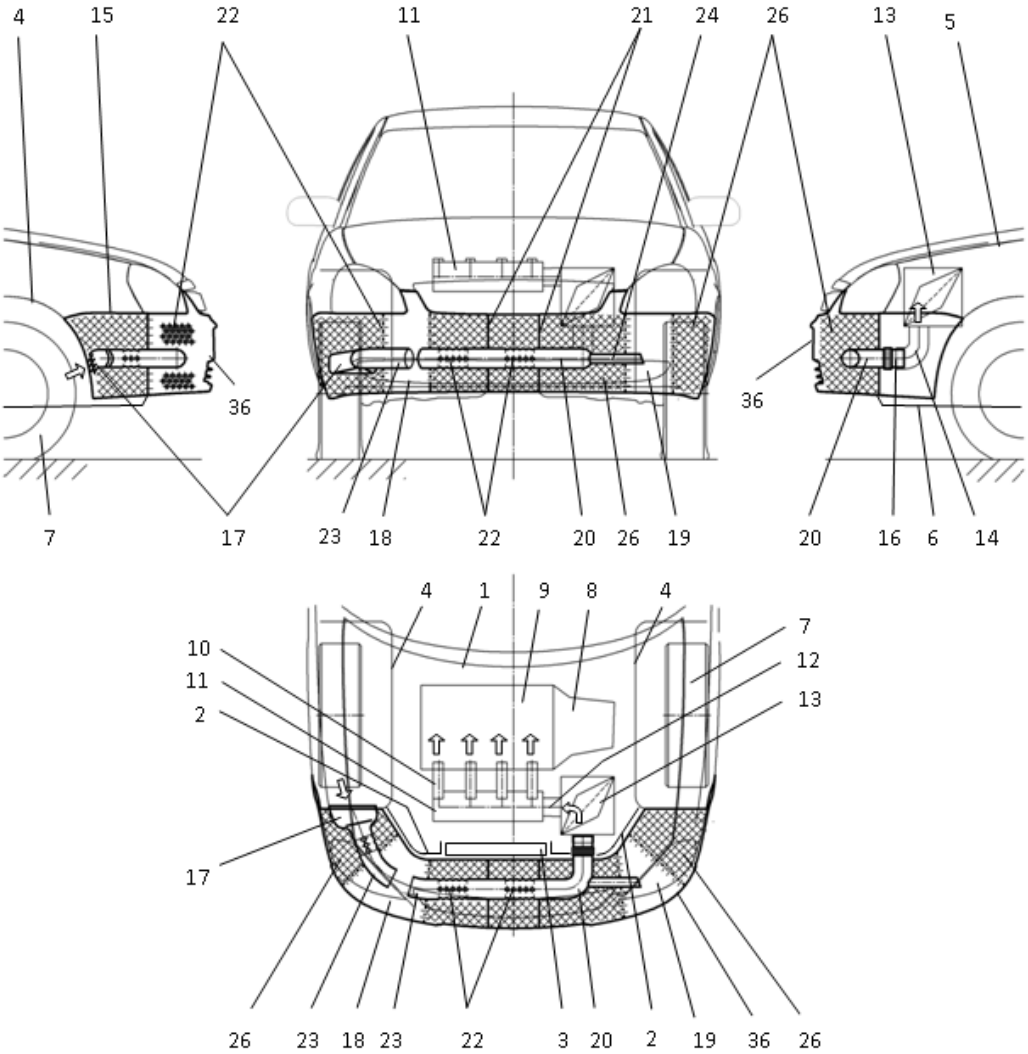


Рисунок 4.10 - ГШ впуска ДВС интегрированный в сборный модуль с передним бампером легкового а/м

Отличительной особенностью модульной конструкции ГШ является то, что его применение в составе СВ ДВС (15) позволяет выполнить его в виде совмещенной (интегрированной) с конструкцией бампера кузова АТС (36) несущей корпусной пустотелой оболочки, типа среднечастотной расширительной камеры (18) или низкочастотной резонаторной камеры (19). По крайней мере, в одной из замкнутых внутренних полостей такого комбинированного модуля может содержаться диссипативное высокочастотное пористое (волокнистой или вспененной открытоячеистой структуры) звукопоглощающее вещество засыпного (31) или брикетированного (32) типа, со-

ставленное из обособленных дробленых фрагментированных звукопоглощающих элементов (26), изготовленных из пористых ЗПМ.

Технический результат такого типа многофункционального устройства заключается в улучшенных шумозаглушающих свойств интегрального шумозаглушающего модуля в составе СВ ДВС, по подавлению им широкополосного аэрогазодинамического шума, за счет применения в его конструкции низкочастотных резонаторных камер, которые обеспечивают эффективное частотно настроенное подавление газовых пульсаций и ослабление шумовой энергии (звуковых волн) на выделяющихся в спектрах слабодемпфированных акустических низкочастотных резонансах, среднечастотных расширительных камер, в которых происходит многократное отражение акустической энергии в сторону источника ее генерирования распространяемых по ним набегающих звуковых волн, затрудняя прохождение звука (обеспечивая его заглушение) в среднечастотной области звукового спектра, а также в высокочастотной области звукового спектра, за счет включения в процесс звукопоглощения дополнительных пористых диссипативных звукопоглощающих поверхностных зон, образованных свободными поверхностями граней обособленных дробленых фрагментированных звукопоглощающих элементов, изготовленных из пористых ЗПМ, возникновения дополнительных механизмов поглощения звуковой энергии, вследствие возникающих дифракционных краевых граневых эффектов, и фрикционных диссипативных потерь, возникающих при прохождении звуковых волн по сформированным образованным межграневым каналам (пустотам). В качестве исходного сырья для производства дробленых звукопоглощающих фрагментов пористой структуры могут быть использованы производственно-технологические отходы, брак, или демонтированные и переработанные пористые звукопоглощающие структуры из состава шумоизоляционных пакетов технических объектов, подлежащих утилизации. Кроме этого, рационализация компоновки ГШ в АТС с интеграцией его в передний бампер АТС, в виде сборного многофункционального

модуля позволяет избежать загроможденности стесненного пространства МО, способствует снижению материалоемкости и трудоемкости сборки АТС.

4.2 Многофункциональные низкошумные конструкции элементов системы выпуска отработавших газов двигателей легковых автомобилей

4.2.1 Многофункциональный каталитический коллектор системы выпуска отработавших газов двигателя с расширительной газосмесительной камерой

Патент на полезную модель RU 101734 [86].

Согласно представленной авторской разработки, многоцилиндровый ДВС (рис. 4.11) содержит блок цилиндров (1), головку блока цилиндров (2) с впускными и выпускными каналами, в которых установлены впускные и выпускные клапаны, впускной коллектор (3), выпускной катколлектор (4).

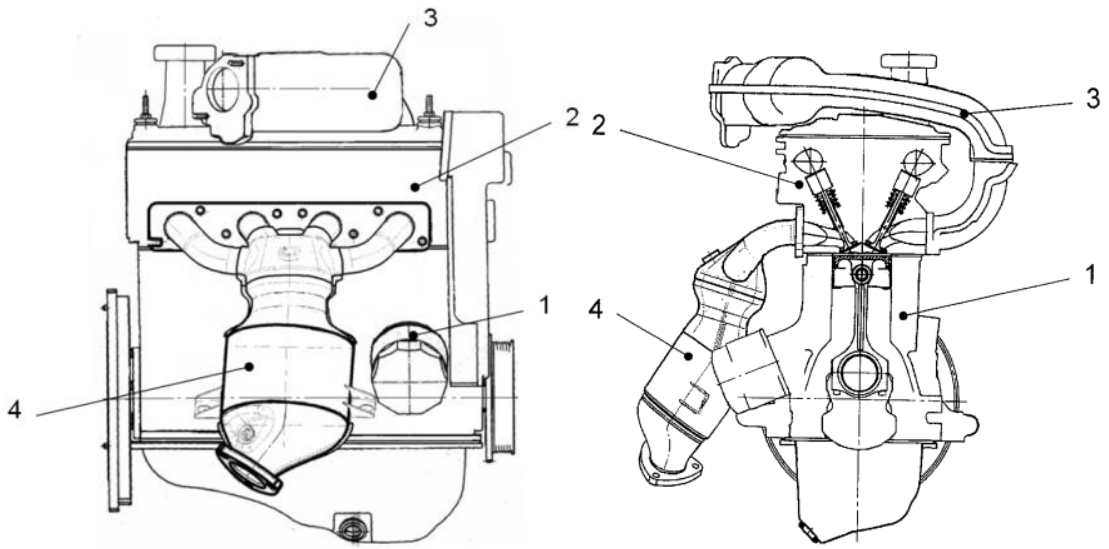


Рисунок 4.11 - Компоновка катколлектора СВОГ ДВС с расширительной газосмесительной камерой

Отличительной особенностью рассматриваемого технического решения является то, что максимальная площадью проходного сечения расширительной газосмесительной камеры $F_{кам}$ = (1.2…2.0)$F_г$, где максимальная пло-

щадь проходного сечения горла $F_г = (1.5…2.5)F_{Σтр}$ и $F_г = (1.0…1.8)F_{нейтр}$, $F_{Σтр}$ – суммарная площадь проходных сечений впускных патрубков в плоскости фланца головки блока цилиндров, $F_{нейтр}$ – площадь проходного сечения проточной части блока каталитического нейтрализатора, которое может быть круглым, овальным или многоугольным.

Пульсации ОГ и упругие волны разрежения-сжатия газовой среды, заполняющей трассу СВОГ, распространяются со скоростью звука по направлению от выпускного клапана к открытому срезу хвостовой трубы основного ГШ, а также в направлении всех свободных отводных тупиковых выпускных труб головки блока цилиндров с закрытыми выпускными клапанами. В результате, образуется звуковое газодинамическое поле многократно отражающихся упругих волн в сообщающихся волноводных элементах СВОГ, с излучением энергии этих упругих волн в открытое пространство окружающей среды не только через открытый концевой срез СВОГ, но и в результате их силового воздействия на стенки указанных корпусных элементов СВОГ, вызывая их структурные вибрации и шумовое излучение.

В представленной конструкции катколлектора СВОГ ДВС расширительная газосмесительная камера и ее зауженное горло образуют объемный резонатор, расположенный в непосредственной близости от выпускных клапанов ДВС, обеспечивая дополнительное демпфирование высокоамплитудных пульсаций ОГ. Кроме этого, зауженное горло объемного резонатора выполняет функцию усилителя на поверхности верхнего газоприёмника. Это приводит к увеличению изгибной жёсткости стенки корпуса расширительной газосмесительной камеры, ослаблению структурного звука, производимого корпусом катколлектора. В особенности, это относиться к ослаблению передачи наиболее энергоёмкой низшей собственной резонансной продольной и поперечной мод колебаний газового объёма, возбуждающих стенки корпуса катколлектора. Особенно актуально это для тонкостенной структуры корпуса катколлектора, характеризуемой ее высокой виброакустической возбудимостью.

Для обеспечения высоких экологических свойств рассматриваемой конструкции катколлектора в отношении снижения токсических выбросов ДВС, положение управляющего датчика кислорода и его ориентация в полости верхнего газоприёмника определены с использованием современных расчетных комплексов таким образом, что чувствительный элемент омывается движущимися потоками ОГ равномерно от всех цилиндров ДВС, а отбор анализируемых проб газов осуществляется из зоны максимальных скоростей газовых потоков, позволяя электронной системе управления ДВС адекватно более остро реагировать на изменения рабочих процессов (рис. 4.12).

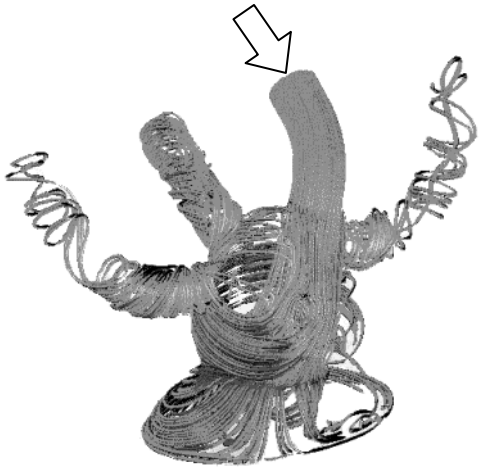


Рисунок 4.12 - Лини тока ОГ в полости расширительной газосмесительной камеры катколлектора (определены с помощью расчетного ПО «SolidWorks»)

С точки зрения газодинамики, расширительная газосмесительная камера выполняет функцию Р, в котором происходит интенсивное перемешивание ОГ поступающих по впускным патрубкам выпускного коллектора последовательно из выпускных каналов камер сгорания ДВС с введением необходимой степени ослабления волноводных связей (разделения) между цилиндрами ДВС. Перемешивание потоков ОГ от отдельных цилиндров в полости расширительной газосмесительной камеры образует более однородный газовый поток на входе в ячеистую структуру блока каталитического нейтрализатора, тем самым, повышая эффективность его работы. При этом, происходит центрифугирование потоков ОГ вдоль внутренних стенок расширительной

газосмесительной камеры и их выход через отверстие горла в приёмную полость, где закрученный поток, продолжая движение, попадает на открытые срезы ячеек торцевой поверхности блока каталитического нейтрализатора под наклоном, а затем под действием избыточного давления он продавливается сквозь каналы ячеек. При таком набегании газового потока на торцевую поверхность блока каталитического нейтрализатора, его отдельные струи продолжают вращательное движение в каналах ячеек многократно отражаясь, совершают контактное столкновения со стенками каналов, обеспечивая тем самым более полное взаимодействие с каталитическим покрытием, исключая нежелательное возникновение пристеночного слоя.

На рисунке 4.13 представлен пример практической реализации устройства катколлектора с расширительной газосмесительной камерой.

Рисунок 4.13 - Пример практической реализации конструкции катколлектора СВОГ ДВС с расширительной газосмесительной камерой (опытный образец)

4.2.2 Многофункциональный каталитический коллектор системы выпуска отработавших газов двигателя с циклоническим газосборным ресивером

Патент на полезную модель RU 92097 [115].

Рассматривается техническое решение в составе многоцилиндрового ДВС (рис.4.14) содержащего блок цилиндров (1), головку блока цилиндров

(2) с впускными и выпускными каналами, в которых установлены впускные и выпускные клапаны, впускной коллектор (3), выпускной катколлектор (4).

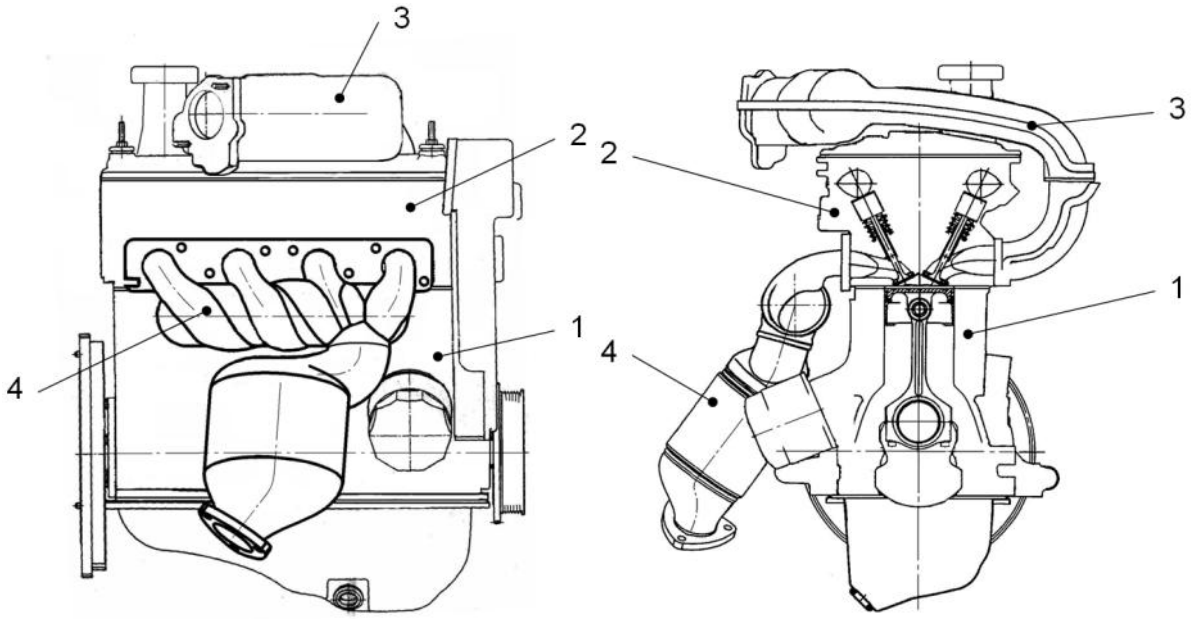


Рисунок 4.14 - Компоновка катколлектора СВОГ ДВС с циклоническим газосборным ресивером

Рассматриваемая конструкция катколлектора (рис. 4.15 а) состоит из верхнего газоприёмника (5), содержащего крепежный фланец головки блока цилиндров (6) с выпускными патрубками (7), отходящими непосредственно от отверстий выпускных каналов головки цилиндров и выходящими в корпус газосборного ресивера (13), который через переходный патрубок (14) сообщается с общей приёмной полостью (8) блока нейтрализатора (9). За блоком нейтрализатора по ходу движения ОГ расположен нижний газоприёмник (10), образующий выходную полость блока нейтрализатора (11) и содержащий фланец крепления приёмной трубы (12). ОГ, двигаясь от отверстий выпускных каналов головки блока цилиндров (рис. 4.15 б) по траекториям (15) выпускных патрубков тангенциально входят в полость газосборного ресивера и продолжают движение в нем циклоническим образом. Направляющие спиральные канавки, спрофилированные на цилиндрической поверхности газосборного ресивера, способствуют заданному направлению захода потоков ОГ

в переходный патрубок, а затем их попадание в приёмную полость блока нейтрализатора.

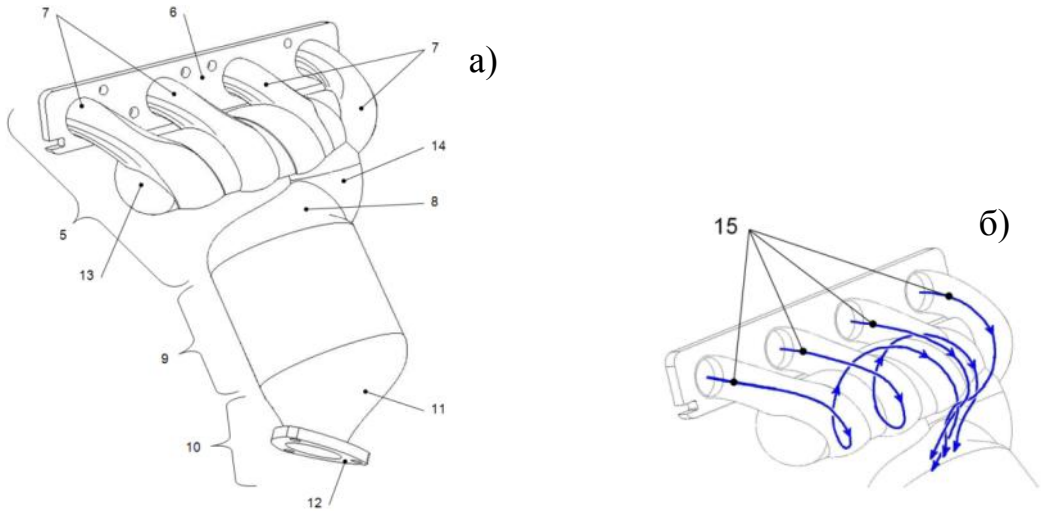


Рисунок 4.15 – Катколлектор СВОГ ДВС с циклоническим газосборным ресивером: *а) схема катколлектора; б) траектории движения ОГ*

Направляющие спиральные канавки выполняют также роль ожесточающих элементов оребрения. Это приводит к увеличению изгибной жёсткости, ослаблению структурного звука, производимого корпусом катколлектора. В частности выполненная модификация сводит к минимуму передачу наиболее энергоёмкой низшей продольной и поперечной собственных (резонансных) моды колебаний газового объёма, с соответствующим ослаблением вибровозбудимости стенки корпуса катколлектора. Рассматриваемое техническое решение особенно актуально для тонкостенных легковозбудимых динамически податливых структур. Объем полости верхнего газоприёмника в составе газосборного ресивера, расположенного в непосредственной близости от выпускных клапанов (камер сгорания цилиндров) ДВС, обеспечивает более эффективное демпфирование вышеописанных генерируемых пульсаций и звуковых волн ОГ.

На рисунке 4.16 представлен пример практической реализации устройства катколлектора с циклоническим газосборным ресивером.

Рисунок 4.16 - Пример практической реализации конструкции катколлектора СВОГ ДВС с циклоническим газосборным ресивером (опытный образец)

4.3 Компоновка шумозаглушающих элементов в полости моторного отсека кузова автотранспортного средства

4.3.1 Устройства объемных звукопоглотителей в моторном отсеке кузова легкового автомобиля

Патент на изобретение RU 2442706 [106].

Для поглощения звуковой энергии локализующейся в полости МО кузова легкового а/м может быть использовано устройство объемного звукопоглотителя (8) (рис. 4.17).

В частности, такого типа техническое устройство может быть смонтировано в подкапотном пространстве МО, ограниченном в передней части кузова (по отношению к направлению движения а/м) – модулем системы охлаждения ДВС (3), а в задней части – панелью щитка передка кузова (4), сверху – капотом кузова (5), снизу – нижним экраном МО – брызговиком ДВС (6), по боковым зонам – панелями колесных арок кузова. Оно может быть неподвижно закреплено на внутренней поверхности одной или нескольких несущих кузовных панелей – крышке капота кузова и/или на внутренней поверх-

ности щитка передка кузова и/или на внутренней поверхности нижнего экрана МО.

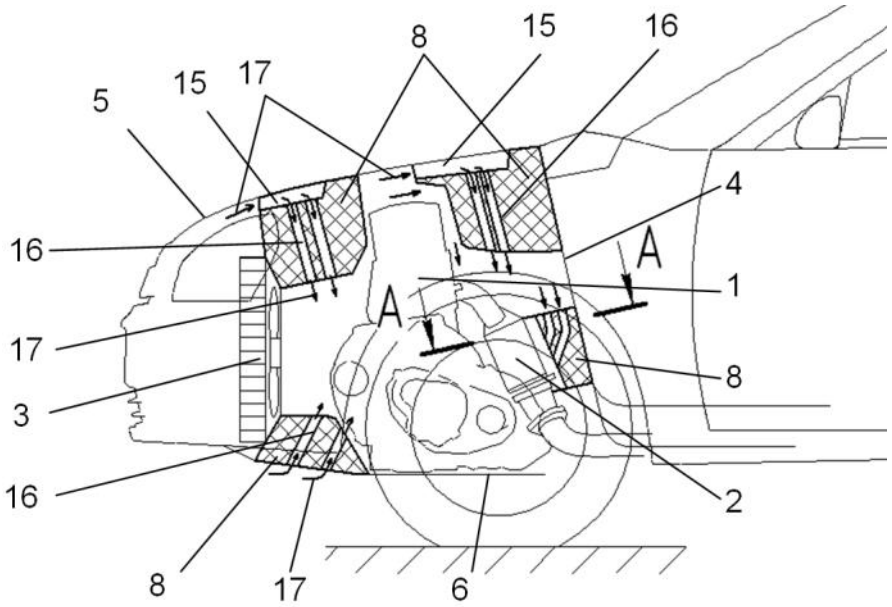


Рисунок 4.17 - Компоновочные конструктивные варианты размещения объемных звукопоглотителей в полости МО легкового а/м

Отличительной особенностью такого типа объемных поглотителей звуковой энергии является то, что структура пористого слоя выполнена из вспененного открытоячеистого или волокнистого или из комбинации чередующихся слоев вспененного и волокнистого материалов и облицована внешним защитным звукопрозрачным слоем. Для придания каркасности, в структуру пористого слоя объемного звукопоглотителяможет быть интегрирован несущий закладной элемент (каркас) в виде пластинчатого, преимущественно, перфорированного, сетчатого или стержневого каркаса из металлического или полимерного материала. Для охлаждающего обдува такого термонагруженного узла, как катколлектор (2) ДВС (1), в зоне установки объёмного звукопоглотителя может быть сформирована напорная воздухозаборная полость (15), а в его пористой звукопоглощающей структуре выполнены сквозные вентиляционные каналы (16), ориентированные определенным образом для

прохода и обеспечения направленного движения воздушного потока (17) движущегося а/м.

Установка в МО такого типа объемного звукопоглотителя, позволяет, в первую очередь, обеспечить более эффективное поглощение энергии высокочастотных звуковых волн диффузного звукового поля, формирующегося в подкапотном пространстве АТС, в особенности, в зоне одного из доминирующих элементов генерирования звуковой и тепловой энергии – корпуса катколлектора СВОГ ДВС и, таким образом – уменьшить уровни внешнего и внутреннего шума АТС, а также снизить термонагруженность силового агрегата, деталей, узлов и систем ДВС. Представленное техническое устройство является также многофункциональным, направленным на улучшение акустических и безопасностных (пожарная безопасность, надежность) характеристик АТС.

Патент на изобретение RU 2442705 [105].

Рассматриваемое техническое устройство оболочечного объемного звукопоглотителя АТС (рис. 4.18) является модифицированным усовершенствованием вышерассмотренного технического устройства объемного звукопоглотителя, направленное на улучшение его стоимостных и экологических характеристик.

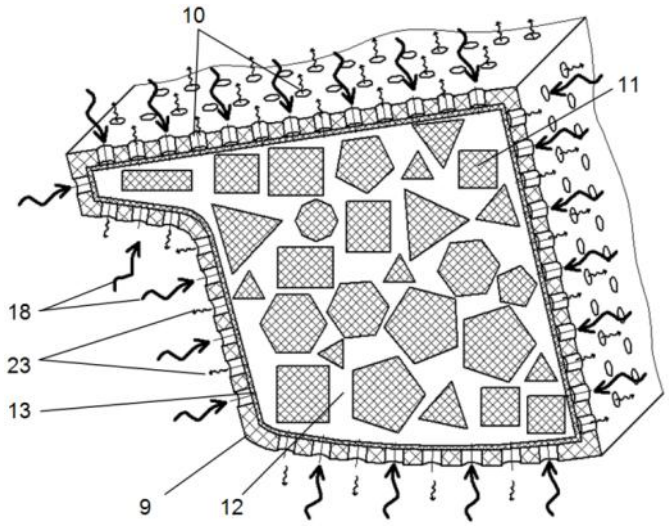


Рисунок 4.18 - Оболочечный объемный звукопоглотитель АТС

Оно также выполнено в виде несущей звукопрозрачной оболочки (9) из металлического или полимерного материала, или из цельноформованного прессованного жесткооболочного термостойкого пористого волокнистого материала, или из комбинированной слоистой структуры разнородных материалов, которое закреплено в полости МО к силовым элементам каркаса или панелям кузова АТС. Отличительной особенностью оболочечного объемного звукопоглотителя является то, что стенка оболочки перфорирована сквозными отверстиями (10) с заданным коэффициентом перфорации для обеспечения ее звукопрозрачности, а внутренняя полость оболочки заполнена хаотично расположенными, с образованием воздушных зазоров (12), обособленными дроблеными звукопоглощающими элементами (11) произвольной или идентичной геометрической формы, которые являются продуктами вторичной утилизационной переработки пористых структур (вспененных открытоячеистых, волокнистых) деталей пакетов шумоизоляции АТС, завершивших свой жизненный цикл, или аналогичного типа вышедших из эксплуатации шумопоглощающих деталей состава пакетов шумоизоляции, используемых в шумоактивных энергетических установках и промышленно-технологическом оборудовании, шумопоглощающих строительных конструкций, или технологических отходов и брака производства пористых звукопоглощающих материалов и деталей из них. Внутренняя и/или внешняя поверхность перфорированных стенок оболочки может быть дополнительно футерована и/или облицована по крайней мере одним слоем защитной газовлагонепроницаемой, звукопрозрачной пленки (13) или обособленные дроблённые звукопоглощающие элементы, размещённые во внутренней полости несущей звукопрозрачной оболочки, могут быть предварительно помещены в отдельные герметичные модули (мешки) из звукопрозрачной пленки или ткани.

Звуковые волны, генерируемые как непосредственными близкорасположенными к объемным звукопоглотителям источниками излучения, так и многократно отражённые от поверхностей ограждаемых панелей МО и корпусов агрегатов и систем, сосредоточенных в пространстве МО, падают на

звукопрозрачные оболочечные структуры оболочечных объёмных звукопоглотителей. В дальнейшем происходит как процесс распространения и поглощения этих волн в структурах пористых веществ объёмных звукопоглотителей, так и частичное их отражение от его несущей оболочки вследствие ограниченной степени ее звукопрозрачности. При прохождении падающих звуковых волн (18) через слоистую структуру перфорированной оболочки облицованной звукопрозрачным слоем, происходит процесс их частичной диссипации (необратимого рассеивания звуковой энергии с преобразованием ее части в тепловую энергию). Аналогичного типа процессы диссипации звуковой энергии протекают при распространении звуковых волн внутри полости оболочечного объёмного звукопоглотителя, которые возникают как при распространении их через пористые структуры обособленных дроблённых звукопоглощающих элементов, через образованные межэлементные каналы и пустоты, так и на краевых зонах этих обособленных дроблённых звукопоглощающих элементов, вследствие возникновения соответствующих дифракционных механизмов поглощения звуковой энергии. Таким образом, реализуется эффективный комбинированный процесс поглощения энергии звуковых волн и обеспечивается заглушение шума в подкапотном пространстве МО кузова, что обуславливает эффекты снижения уровней внешнего и внутреннего шума АТС.

4.3.2 Интегральный шумозаглушающий модуль автотранспортного средства

Заявка на изобретение RU2012132157 [43]

Техническое устройство интегрального шумозаглушающего модуля резонаторного типа, смонтированное в МО легкового а/м (38) (рис. 4.19) выполнено в виде, батареи акустических резонаторов (12, 13, 14), с возможным включением в состав батареи объемных расширительных камер (39), открытые горла (16) которых сообщены с полостью (10) подкапотного пространства МО, характеризуемой габаритными размерами ее длины L, ширины B и

высоты Н. При этом, устройство интегрального шумозаглушающего модуля совмещено со штатными функциональными устройствами АТС, например, передним бампером (11), что, таким образом, предусматривает его рассмотрение в качестве многофункционального модуля АТС.

Отличительной особенностью технического устройства является то, что батарея акустических резонаторов представлена преимущественно ЧВР (12), и/или полуволновыми акустическими резонаторами (13), и/или РГ (14), и/или объемными расширительными камерами (39). При этом собственные (резонансные) частоты колебаний используемых акустических резонаторов f_R равны или отличаются от частот собственных (резонансных) колебаний низших собственных акустических мод f_{mL}, f_{mB}, f_{mH} воздушной полости подкапотного пространства МО не более чем в 1,2 раза.

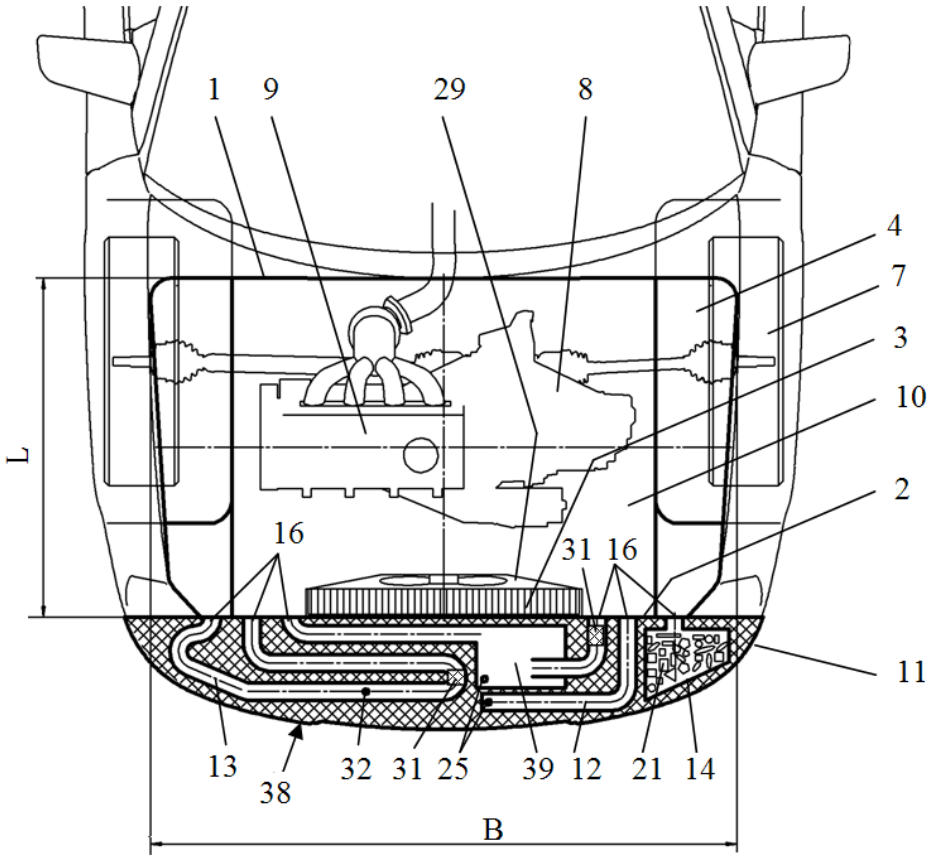


Рисунок 4.19 - Интегральный резонаторного типа шумозаглушающий модуль МО легкового а/м

Габаритные размеры и кратные им соотношения габаритных размеров полостей объемных расширительных камер при этом не равны и не кратны габаритным размерам и кратным им соотношениям длины L, ширины B и высоты H воздушной полости подкапотного пространства МО, а взаимные соотношения их габаритных размеров и кратных им соотношений отличаются не менее чем в 1,2 раза. По крайней мере, полость одной камеры РГ или объемной расширительной камеры, может быть частично заполнена пористым звукопоглощающим веществом, предпочтительно выполненным в виде обособленных дробленых фрагментированных звукопоглощающих элементов (21).

Функционирование представленного технического устройства основывается на том, что звуковые волны заданных резонансных частот (собственных мод) воздушной полости подкапотного пространства МО распространяются внутрь полостей трубчатых элементов акустических резонаторов, горл и камер РГ и/или объемных расширительных камер, вследствие избирательно малых акустических сопротивлений (высоких проводимостей) данных акустических резонаторов на отмеченных резонансных частотах (собственных модах) воздушной полости МО путем соответствующей частотной настройки акустических резонаторов. Они также распространяются в структурах пористых звукопоглощающих веществ, содержащихся в полостных элементах акустических резонаторов. В результате протекания физических процессов распространения звуковых волн, происходящих в батарее акустических резонаторов, осуществляется соответствующее диссипативное рассеивание энергии звуковых волн с преобразованием ее в тепловую энергию, затрачиваемую как на работу при резонансных (с большими амплитудами) колебаниями газа (воздуха) в горловых частях акустических резонаторов, а также по преодолению сопротивления в процессе поверхностного трения в пористой структуре ЗПМ, так и на осуществления динамических деформаций вязкоэластичной структуры пористого скелета звукопоглощающего вещества.

В результате происходящих многократных процессов падений и отражений распространяемых звуковых волн на указанные резистивные (обладающие соответствующим акустическим сопротивлением) составные элементы батареи акустических резонаторов, звуковые волны теряют часть своей энергии, что и обуславливает определенный шумозаглушающий эффект, обеспечиваемый представленным техническим устройством интегрального шумозаглушающего модуля резонаторного типа для АТС.

При необходимости достижения дополнительного увеличения эффекта демпфирования резонансных колебаний в полостях горл (горловых частей) акустических резонаторов и/или объемных расширительных камер, трубчатые горловые элементы могут быть дополнительно перекрыты защитным футерующим воздухопродуваемым демпфирующим слоем и/или в полостях трубчатых элементов акустических резонаторов могут дополнительно устанавливаться демпфирующие пористые пробки (31), изготовленные из пористых открытоячеистых вспененных или волокнистых ЗПМ. Стенки трубчатых элементов акустических резонаторов могут также содержать дополнительные демпфирующие каналы (32), представленные, в частности, сквозными отверстиями перфорации. Положительные функции диссипативного демпфирования акустических колебаний могут сопутствующе выполнять компенсационные эвакуационные каналы (дренажные отверстия) (25) для удаления технологических или эксплуатационных жидкостей, расположенные в стенках указанных трубчатых или камерных элементов акустических резонаторов.

На рисунке 4.20 показано влияние установки интегрального шумозаглушающего модуля резонаторного типа в МО а/м Chevrolet NIVA на уровни его внешнего шума, замеренные согласно методик ГОСТ Р 41.51 и Правил ЕЭК ООН №51-02.

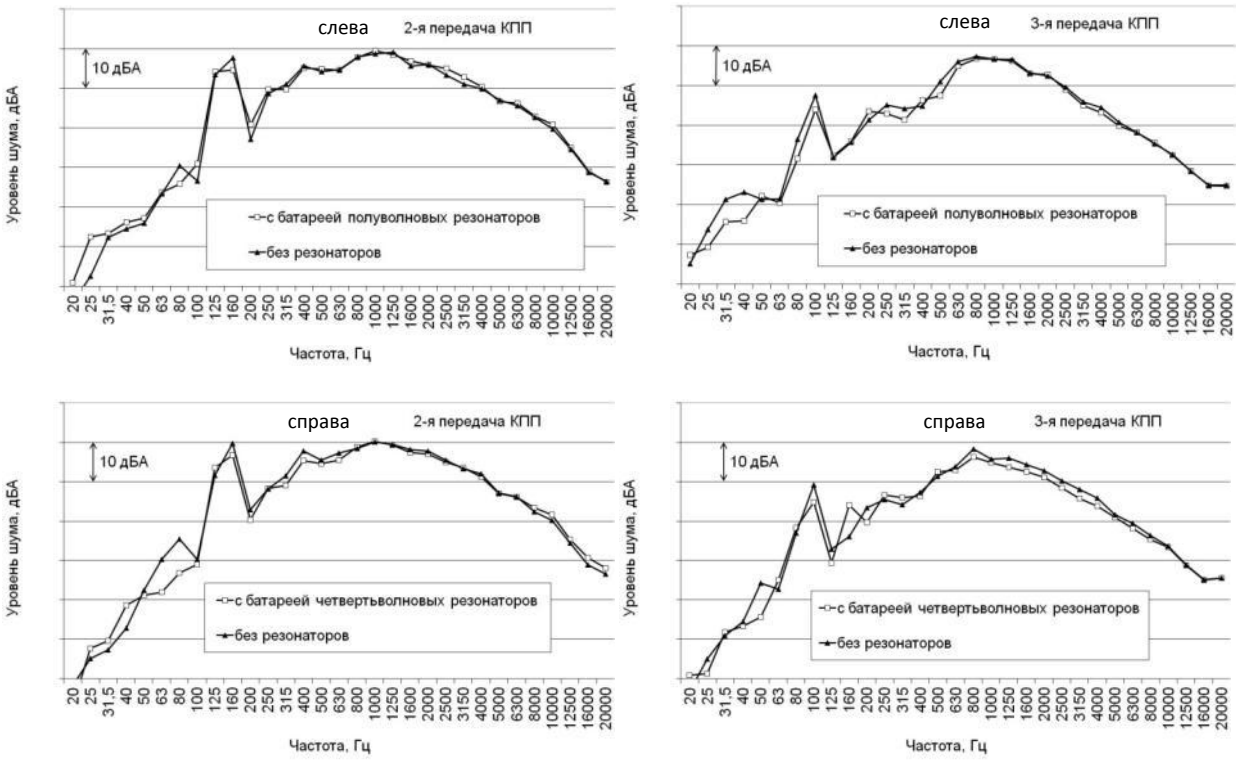


Рисунок 4.20 - 1/3-октавные спектры уровней внешнего шума а/м Chevrolet NIVA

Как видно из представленных графиков, применение в полости МО батареи, составленной из четвертьволновых и полуволновых акустических резонаторов, обеспечивает снижение уровней внешнего шума в низко- и среднечастотных областях звукового спектра, включающих диапазон частот второй моторной гармоники ДВС (f = 2n/60, Гц, где n –обороты коленчатого вала ДВС, мин$^{-1}$). На 2-й передаче КПП в 1/3-октавных полосах 63–80 Гц и 160 Гц – до 8,2 дБА, на 3-й передаче КПП в 1/3-октавных полосах 40–50 Гц и 100 Гц – до 6,6 дБА.

В конкретном случае, батареи четвертьволновых и полуволновых трубчатых акустических резонаторов были преимущественно настроены на подавление низшей собственной акустической моды длины L воздушного объема полости подкапотного пространства МО f_{mL} = 120 Гц. Исходя из стесненных возможностей загроможденной агрегатами компоновки в пространстве МО, полуволновые акустические резонаторы закреплялись на крышке капота, а их открытые горла были ориентированы в сторону щитка

передка кузова а/м. ЧВР устанавливались открытыми срезами в направлении к разъемам панелей капота и передних крыльев кузова а/м.

На рис. 4.21 показан пример практической реализации рассматриваемого технического решения. Позициями на рисунке 4.20 обозначены: 1 – батарея ЧВР, 2 – открытые срезы ЧВР, 3 – заглушенные торцы ЧВР, 4 – крышка капота кузова.

Рисунок 4.21 - Пример практической реализации по установке батареи ЧВР в полости МО а/м Chevrolet NIVA (опытный образец)

4.3.3 Шумозаглушающие конструкции кожуха картера сцепления двигателя

Патент на изобретение RU2410556 [104].

Кожух сцепления при предлагаемых вариантах его модификации возможно преобразовать в многофункциональный элемент АТС, выполняющий в том числе и шумозаглушающую функцию, при том, что типично используемая конструкция такого кожуха представлена, как правило, в виде шумогенерирующего элемента, вызываемого интенсивными структурными вибрациями стенки кожуха. Кожух картера сцепления (1) (рис. 4.22, рис. 4.23) силового агрегата, состоящего из ДВС (2) и коробки переключения передач (3), легкового а/м может быть выполнен в виде фасонной цельноформованной детали, изготовленной из демпфирующего пористого газопроницаемого материала (4), содержащей соответствующие монтажные отверстия для ее крепления к картеру сцепления.

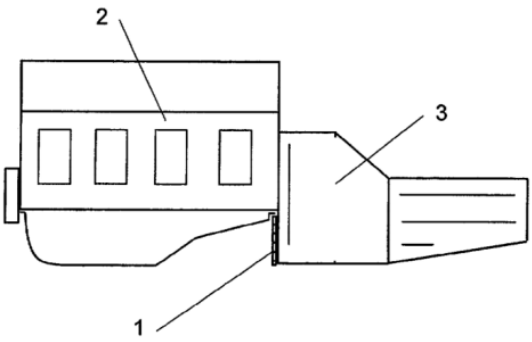


Рисунок 4.22 - Установка кожуха картера сцепления в составе силового агрегата а/м

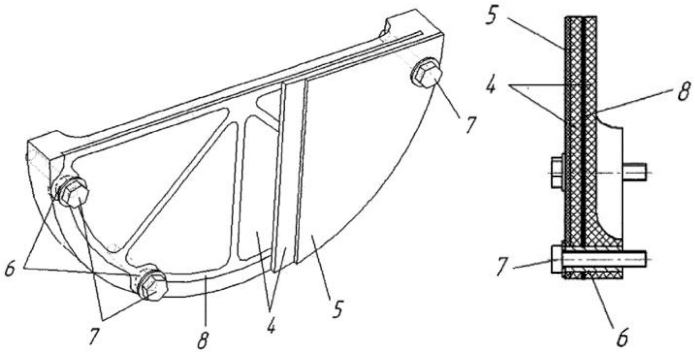


Рисунок 4.23 - Шумозаглушающий кожух картера сцепления

Отличительной особенностью представляемой конструкции в виде шумозаглушающего элемента является то, что пористая структура кожуха образована минеральными, органическими, синтетическими волокнами или их комбинированной смесью, при этом внешняя сторона поверхности кожуха облицована защитным звукопрозрачным грязе-масло-водоотталкивающим

слоем (5). Для придания стенке кожуха приемлемых жесткостных свойств, внутрь пористого слоя может быть интегрирован ужесточающий каркасный элемент (8), выполненный в виде закладных деталей типа металлической проволочной сетки, либо металлической или пластмассовой перфорированной пластины.

На рис. 4.24 показано влияние установки конструкции кожуха картера сцепления, выполненного из цельноформованного пористого волокнистого материала, на шум, излучаемый во внешнюю среду, регистрируемый в нижней зоне силового агрегата. Измерения проводились в безэховой акустической камере НТЦ ОАО «АВТОВАЗ», оборудованной низкошумным моторным стендом, в составе ДВС ВАЗ 21214 при полной нагрузке.

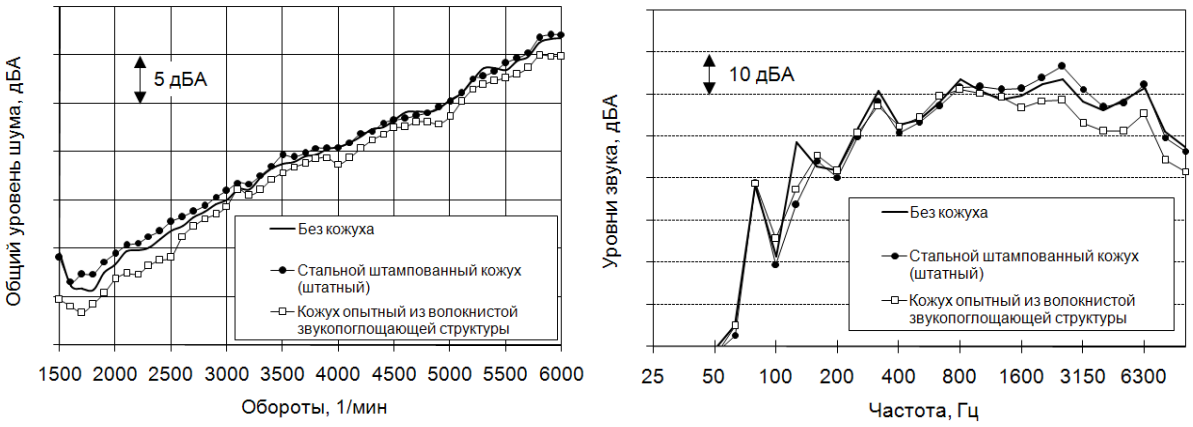


Рисунок 4.24 - Графики общих уровней и 1/3-октавных спектров уровней шума на оборотах максимального крутящего момента ДВС, зарегистрированных в 0,035 м от внешней поверхности стенки шумозаглушающего кожуха картера сцепления

Необходимо заметить, что вследствие пространственного размещения модифицированной звукопоглощающей структуры кожуха картера сцепления в зоне открытого нижнего вентиляционного проема МО, он может рассматриваться не только в качестве конструктивного элемента подавления собственного высокочастотного структурного шумового излучения и ослабления потока звуковой энергии, распространяемой из полости картера сцеп-

ления, но и в виде возможного тип мембранного (панельного) звукопоглощающего элемента, воздействующего на низко- и среднечастотное звуковое поле полости МО АТС.

Патент на изобретение RU2333376 [102].

В качестве альтернативного вышеописанному, может быть рассмотрено устройство кожуха картера сцепления (1) (рис. 4.22, 4.25) силового агрегата, состоящего из ДВС (2) и коробки переключения передач (3), легкового а/м, выполненного в виде цельноформованной детали, изготовленной из вязкоупругого полимерного материала (4) с высоким внутренним трением, внутри которого находится несущий армирующий слой (5). Отличительной особенностью представленной конструкции кожуха картера сцепления является то, что в зоне геометрического центра кожуха выполнен трубчатый вентиляционный канал (6), выполняющий в том числе и функцию горловой части РГ, полостью камеры которого является воздушный объем образованный стенками картера и кожуха сцепления. В зоны крепежа (в монтажные отверстия) интегрированы закладные виброизоляционные втулки (9), а в периферической зоне сопряжения с картером сцеплении установлена объемная виброизолирующая (герметизирующая) резиновая прокладка.

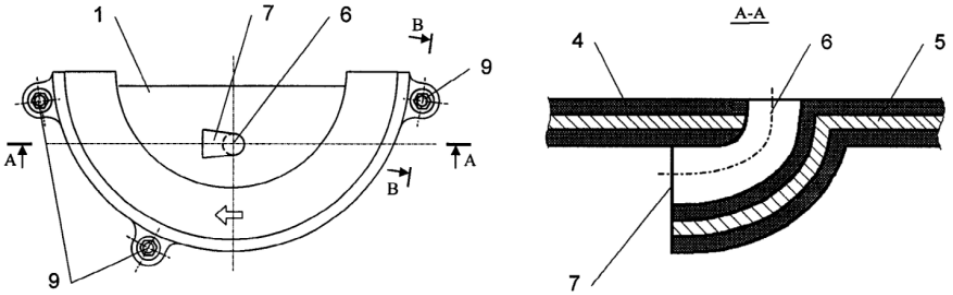


Рисунок 4.25 - Кожух картера сцепления с трубчатым вентиляционным каналом (резонаторным горлом)

Возможен конструктивный вариант исполнения с четырьмя трубчатыми вентиляционными каналами (резонаторными горлами), расположенными напротив центра тяжести условных квадрантов, образованных пересечением

продольной и поперечной плоскостей пересекающихся в зоне геометрического центра кожуха.

Как следует из приведенных графиков (рис. 4.26), применение модифицированного исполнения конструкции кожуха картера сцепления в составе силового агрегата легкового а/м, обеспечивает по сравнению со штатной конструкцией защитного кожуха, изготовленного из стального листа толщиной 0,8 мм, дополнительное снижение звукового излучения как в области низких (20…125 Гц), так и средних (200…500 Гц) частот. Наряду с этим, такого типа конструкция кожуха заграждает передачу излучения высокочастотного шума в окружающую среду из внутренней полости картера сцепления. Измерения проводились в безэховой акустической камере НТЦ ОАО «АВТОВАЗ», оборудованной низкошумным моторным стендом, в составе ДВС ВАЗ 21214 при полной нагрузке.

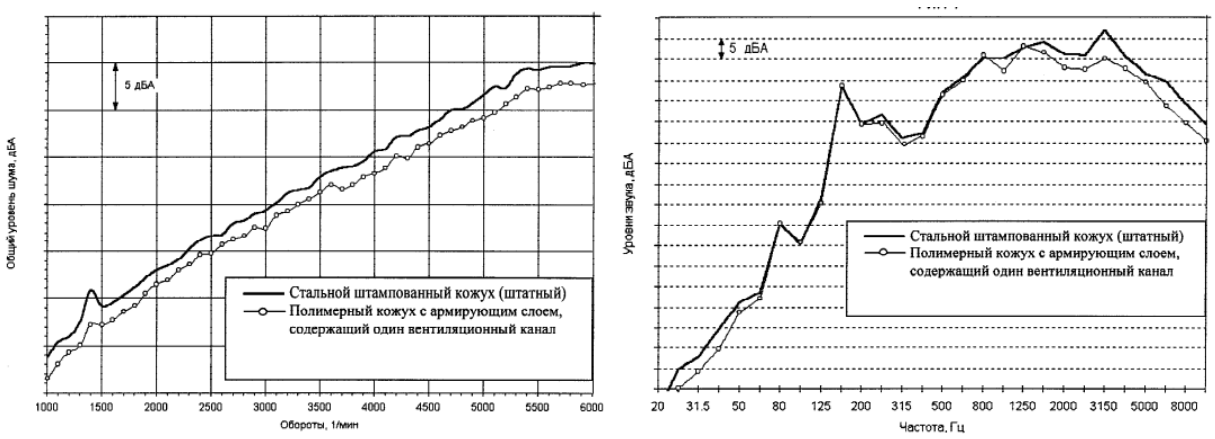


Рисунок 4.26 - Графики общих уровней и 1/3-октавных спектров уровней шума на оборотах максимального крутящего момента ДВС в 0,035 м от внешней поверхности кожуха картера сцепления с трубчатым вентиляционным каналом

Структура демпфирующего пористого газопроницаемого материала кожуха картера сцепления является эффективным поглотителем как звуковых волн излучаемых из полости картера сцепления, так и звуковых волн распространяемых в диффузно звуковом поле полости моторного отсека.

Кожух с вентиляционным каналом образует из полости картера сцепления РГ, который также эффективно снижает уровни звука в заданном частотном диапазоне. При этом, кожух (в обоих конструктивных исполнениях) расположен в пространстве МО таким образом, что находясь рядом с нижним вентиляционным проемом, может осуществлять ослабление передачи звуковой энергии из полости подкапотного пространства в свободное пространство окружающей среды.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

Выполненный анализ публикаций по проблемам снижения шума легковых автомобилей и проведенные теоретические и экспериментальные исследования в ходе данной диссертационной работы позволяют сделать следующие выводы:

1) Шум транспортных потоков является основным источником внешнего шума в городских условиях, при этом преобладающий вклад в акустическое неблагополучие городов вносит автомобильный транспорт. Автомобили являются преимущественно источниками средне- и низкочастотного шума, обладающего высокой проникающей способностью и распространяющегося без особого поглощения на значительные расстояния. С учетом непрерывного роста автомобильного парка воздействие транспортного шума в последние годы имеет тенденцию к еще большему увеличению.

2) Несмотря на уже накопленный опыт проектирования автомобилей, для выполнения постоянно ужесточающихся норм их шума, декларируемых техническим регламентом и международными стандартами, требуются вести непрерывный поиск методов и средств снижения шума двигателей. В связи с меняющимися техническими характеристиками вновь создаваемых двигателей, компоновочными и другими ограничениями, даже применение известных методов снижения шума требует научных изысканий для получения оптимальной системы мероприятий по снижению шума.

3) Статистический анализ результатов контроля шума 50-ти образцов исследованных легковых автомобилей позволил установить корреляционные зависимости, на основании которых можно на начальном этапе проектирования системы выпуска отработавших газов подбирать предварительные размеры её элементов по мощностным характеристикам ДВС. Диаметр трубопроводов системы выпуска отработавших газов достаточно тесно связан с эффективной мощностью и удельной литровой мощностью двигателя, а также объемом камер глушителя шума.

С вероятностью 0,99 можно считать, что чем больше объем глушителя, тем меньше общий уровень шума выхлопа, замеренный на открытом пространстве. С высокой доверительной вероятностью связаны общие уровни внешнего шума автомобилей и общие уровни шума выхлопа. Уровни внешнего шума автомобилей более тесно связаны с рабочим объемом ДВС, чем с их эффективной мощностью.

4) Контроль собственных форм колебаний каталитического коллектора 3-х компонентным сканирующим лазерным виброметром при управляемом вибровозбуждении корпуса катколлектора позволяет выявлять условия резонансного усиления шума в моторном отсеке кузова автомобиля. Апробированная на примере катколлектора методика может быть использована и для других элементов автомобиля, позволяя создавать конструкции с необходимыми виброакустическими характеристиками на ранних этапах проектирования.

5) Система впуска является вторым по значимости энергетическим источником шума ДВС, что обуславливает необходимость создания устройств заглушения шума впуска. По результатам обследования 50-ти образцов легковых автомобилей даны рекомендации по разработке технических требований к системе впуска ДВС перспективных автомобилей.

6) Энергетическая составляющая шума крыльчатки электровентилятора системы охлаждения ДВС в общем шуме автомобиля не является существенной. Это позволяет считать, что существующие конструктивные варианты устройств охлаждения радиатора отвечают требованиям действующих стандартов, регламентирующих уровень внешнего шума легкового автомобиля. На основании этого можно пренебречь рассмотрением электровентилятора модуля системы охлаждения ДВС в качестве источника шума в полости моторного отсека при дальнейших акустических исследованиях.

7) Использование расчетных методов определения собственных форм колебаний моделей элементов системы впуска и системы выпуска отработавших газов ДВС (на примере катколлектора), осуществляемых с помощью

специальной программной системы конечно-элементного анализа «ANSYS», разработанной американской компанией «ANSYS Inc.», позволяет получить результаты, которые хорошо согласуются с результатами экспериментальных исследований, выполненных с использованием 3-х компонентного сканирующего лазерного виброметра тип PSV-400-3D ф. «Politec» (Германия). Таким образом, расчетный метод виртуальных испытаний позволяет проводить исследования вариантов конструкций катколлекторов и других элементов системы газообмена ДВС с высокой степенью достоверности результатов.

8) Виртуальное моделирование с использованием ПО «Виртуальный акустический стенд» по определению шумозаглушающих характеристик (трансмиссионных потерь) расширительных камер и графическо-расчетного комплекса «SolidWorks» и его приложения «COSMOS FlowWorks» ф. «SolidWorks Corporation подразделение компании Dassault Systemes» (Франция) обеспечивает комплексный подход к исследованию характеристик системы впуска ДВС и позволяет найти компромиссные конструктивные решения с приемлемой степенью шумозаглушения и допустимыми уровнями газодинамического сопротивления. Кроме этого, могут быть найдены требуемые значения индекса неравномерности распределения скорости газового потока на заданной поверхности, например на плоскости входа в воздушный фильтр, что сказывается на эффективности его работы.

9) Моделирование подкапотного пространства автомобиля с использованием ПО «Виртуальный акустический стенд» позволяет рационализировать исходные конструктивные варианты исполнения моторного отсека и компоновку отдельных шумогенерирующих источников системы газообмена двигателя в полости моторного отсека кузова автомобиля, разработать рекомендации по проектированию шумозаглушающих элементов в виде различных акустических резонаторов и футеровок панелями из звукопоглощающих материалов, а также их рациональному размещению в полости моторного отсека.

10) На основании проведенных исследований можно заключить, что

известное на данный момент ПО может быть успешно использовано для виртуального моделирования и разработки новых конструкций средств снижения шума автомобилей. При этом не требуется изготовление большого числа опытных образцов и натурных испытаний, что снижает затраты материальных и временных ресурсов.

11) Разработанные и испытанные с участием диссертанта средства снижения шума автомобилей могут быть внедрены в конструкции выпускаемых автомобилей и использованы при проектировании новых моделей автомобилей. Патент на полезную модель RU 54104 внедрен в конструкцию серийно выпускаемых моделей автомобилей LADA KALINA, PRIORA, GRANTA производства ОАО «АВТОВАЗ».

13) Результаты диссертационной работы могут быть востребованы производственными предприятиями, научно-исследовательскими учреждениями, научно-образовательными центрами, занимающимися разработкой и производством автотранспортных средств (соответствующих автокомпонентов), обладающих минимизированным шумовым воздействием на окружающую среду и улучшенным виброакустическим комфортом для водителя и пассажиров.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Авиационная акустика: В 2 т. / Под ред. А.Г. Мунина. М. : Машиностроение, 1986. Т.1 – 248 с., Т.2 – 264 с.

2. Авторское свидетельство СССР №1343049, F01N1/00. Глушитель шума аэродинамического потока газов / Р.Н. Старобинский [и др.], публ. 07.10.87, бюлл. №37.

3. Авторское свидетельство СССР №1375847, F02M35/14. Воздухоочиститель для двигателя внутреннего сгорания / М.И. Фесина [и др.], публ. 23.02.88, бюл. №7.

4. Авторское свидетельство СССР №1493497, B60K13/02, F 02 B 77/13. Транспортное средство / М.И. Фесина [и др.], публ. 15.07.89, бюл. №26.

5. Авторское свидетельство СССР №1698097, B60K13/02. Транспортное средство / М.И. Фесина [и др.], публ. 15.12.91, бюл. №46.

6. Авторское свидетельство СССР №1703505, B60K13/02. Транспортное средство / М.И. Фесина [и др.], публ. 07.01.92, бюл. №1.

7. Авторское свидетельство СССР №641140, F01N1/02. Глушитель шума выхлопа для двигателя внутреннего сгорания / Р.Н. Старобинский, публ. 05.01.79, бюлл. №1.

8. Авторское свидетельство СССР №850874, F01N1/02. Глушитель шума выхлопа для двигателя внутреннего сгорания / Р.Н. Старобинский [и др.], публ. 30.07.81, бюлл. №28.

9. Алексеев И.В. Проблемы акустической доводки ДВС. «Двигателестроение», №3, 1982, с. 55-57.

10. Али И.Х. Моделирование виброакустических характеристик источников структурного шума от соударений между элементами ДВС : диссертация ... кандидата технических наук : 05.04.02 Москва, 2000.

11. Алямовский А.А. и др. SolidWorks 2007/2008. Компьютерное моделирование в инженерной практике. – СПб.: БХВ-Петербург, 2008. – 1040 с.

12. Бангоян Э.Г. Разработка методов и средств снижения шума выпуска дизелей автопогрузчиков : на примере дизеля автопогрузчика ДВ-1792М : диссертация ... кандидата технических наук : 05.04.02 / Бангоян Эмиль Гайкович; [Место защиты: Моск. гос. техн. ун-т (МАМИ)] Москва, 2007.

13. Басов К.А. ANSYS для конструкторов. – М.: ДМК Пресс, 2009. – 248 с.

14. Богданов С.А. Разработка эффективных звукопоглощающих конструкций для снижения шума газотурбинных двигателей и энергоустановок : диссертация ... кандидата технических наук : 05.07.05 Самара, 2007.

15. Борисов Л.А., Гужас Д.Р. Звукоизоляция в машиностроении М. : Машиностроение. –1990. – 256 с.

16. Вайнштейн Л.Л. Исследование источников внешнего шума легкового автомобиля и путей его уменьшения : диссертация … кандидата технических наук. Волгоград, 1980.

17. Вайнштейн Л.Л., Старобинский Р.Н. К вопросу снижения внешнего шума автомобиля. Автомобильная промышленность, №10, 1975.

18. Вайнштейн Л.Л., Старобинский Р.Н., Фесина М.И. Измерение интенсивности отдельных источников шума на автомобиле. В Э-И Организация автомобильного производства, №3, филиал НИИНавтопром, Тольятти, 1980, с. 30-38.

19. Васильев А.В. Акустическое моделирование и комплексное снижение шума автомобильных двигателей внутреннего сгорания: Монография. – Самара: Издательство Самарского научного центра РАН, 2004. – 296 с.

20. Васильев А.В. Снижение пульсаций давления и шума всасывания поршневых машин с использованием низкочастотных глушителей : диссертация … кандидата технических наук. М. : МАДИ (ТУ), 1994.

21. Галевко В.В., Гриб В.В. Шатров М.Г. Виброакустический контроль технического состояния ДВС и агрегатов автомобиля (Под ред. акад. РАН К.В.Фролова). Сб. научных трудов и инженерных разработок. Ориенти-

рованные фундаментальные исследования – федеральные целевые программы наукоемких производств М.: Эксподизайн, 2007.

22. Галевко Ю.В., Щепкин А.И., Петрушов В.А. Основные вопросы рассмотренные на 55 и 56-й сессиях Рабочей группы по шуму (GRB) / 80-я международная научно-техническая конференция «Техническое регулирование в области автотранспотрных средств» Ассоциации автомобильных инженеров (ААИ) 5-6.12.2012

23. Галевко Ю.В., Щепкин А.И., Фесина М.И. Вопросы шума АТС в КВТ ЕЭК ООН (к 50-ти летию Женевского соглашения 1958 г.), Журнал автомобильных инженеров, №4(51), 2008, с. 36-43.

24. Галевко Ю.В., Щепкин А.И., Фесина М.И. Направления снижения шума от автомобильного транспорта в Европейской Экономической Комиссии. II Всероссийская научно-практическая конференция с международным участием «Защита населения от повышенного шумового воздействия» 17-19 марта 2009 г. Санкт-Петербург, с. 200-206.

25. Гергерт В.А. Снижение шума на рабочих местах машинистов путевых дрезин за счет обеспечения требуемых звукоизолирующих и диссипативных параметров кабины : диссертация ... кандидата технических наук : 05.26.01, 01.02.06 Ростов-на-Дону, 2002.

26. Гимадиев А.Г., Крючков А.Н., Леньшин В.В., Прокофьев А.Б., Шахматов Е.В., Шестаков Г.В., Шорин В.П. Снижение виброакустических нагрузок в гидромеханических системах. – Самара, СГАУ, 1998. – 270 с.

27. ГОСТ 12.1.029-80. Средства и методы защиты от шума. Классификация. Переиздание. Январь 1996 г.

28. ГОСТ 14846-81. Двигатели автомобильные. Методы стендовых испытаний (с Изменениями N 1-4). – М.: Издательство стандартов. – 1981 г. – 42 с.

29. ГОСТ 31324-2006 (ИСО 11820:1996). Шум. Определение характеристик глушителей при испытаниях на месте установки, дата введения 2007-04-01. – М.: Издательство стандартов. – 2006 г. – 25 с.

30. ГОСТ 31328-2006 (ИСО 14163:1998). Шум. Руководства по снижению шума глушителями. Дата введения 2007-04-01. – М.: Издательство стандартов. – 2007 г. – 38 с.

31. ГОСТ 31328-2006 (ИСО 14163:1998). Шум. Руководство по снижению шума глушителями. – М.: Издательство стандартов. – 2006 г. – 42 с.

32. ГОСТ Р 41.51-2004 (Правила ЕЭК ООН №51). Единообразные предписания, касающиеся сертификации транспортных средств, имеющих не менее четырех колес, в связи с производимым ими шумом. Москва, 2004.

33. ГОСТ Р 51616-2000. Автомобильные транспортные средства ШУМ ВНУТРЕННИЙ Допустимые уровни и методы испытаний. – М.: Издательство стандартов. – 2000 г. – 16 с.

34. ГОСТ Р 52231-2004. Внешний шум автомобилей в эксплуатации. Допустимые уровни и методы измерения. – М.: Издательство стандартов. – 2004 г. – 7 с.

35. Графкина М. В., Михайлов В. А., Нюнин Б. Н. Безопасность жизнедеятельности ТК Велби, Проспект, 2008. – 608 с.

36. Дробаха М.Н. Снижение шума транспортных машин глушителями : На примере трактора МТЗ 82 : диссертация ... кандидата технических наук : 01.04.06 Санкт-Петербург, 2004.

37. Дроздова Л.Ф., Кудаев А.В. Особенности проектирования звукоизолирующих капотов. II Всероссийская конференция с международным участием «Защита населения от повышенного шумового воздействия» 17-19 марта 2009 г. Санкт-Петербург, с. 529-535

38. Ежов С.П. Исследование шума впуска автотракторных двигателей : диссертация … кандидата технических наук. Москва, 1971.

39. Емельянов О.Н. Разработка эффективных глушителей шума систем сброса газа на компрессорных станциях : диссертация ... кандидата технических наук : 05.02.13 / Емельянов Олег Николаевич; [Место защиты: ООО "Газпром ВНИИГАЗ"] Москва, 2011.

40. Енин П.В. Снижение шума от вибровозбуждённых тонкостенных металлических конструкций применением штучных вибродемпфирующих вставок : диссертация ... кандидата технических наук : 01.04.06 Воронеж, 2006.

41. Заявка на группу изобретений RU 2011138355, F01N 1/00, G10K 11/16. Дата регистрации 19.09.2011. Патент на изобретение RU 2494266 Шумоглушитель (варианты) / М.И. Фесина, И.В. Малкин [и др.], публ. 27.09.2013.

42. Заявка на изобретение RU 2011144299, B60K13/02, F02M35/12, G10K11/168, B62D25/10, F01N1/04, B60R13/08. Дата регистрации 03.11.2011. Патент на изобретение RU 2487020 Автотранспортное средство / М.И. Фесина, И.В. Малкин, Л.Н. Горина, А.И. Самокрутов, публ. 10.07.2013.

43. Заявка на изобретение RU 2012132157, F02B. Интегральный шумозаглушающий модуль автотранспортного средства / М.И. Фесина, И.В. Малкин, Л.Н. Горина, А.А. Балуев, дата регистрации 26.07.2012.

44. Звукопоглощающие и звукоизоляционные материалы / под ред. Юдина Е.Я. – М. : Стройиздат, 1964. – 248 с.

45. Иванов Н.И. Инженерная акустика. Теория и практика борьбы с шумом: учебник / Н.И. Иванов. – М. : Университетская книга, Логос, 2008. – 424 с. ISBN 978-5-98704-286-0.2.

46. Иванов Н.И., Балишанская Л.Г. и др.; под общ. ред. Иванова Н.И. Техническая акустика транспортных машин: Справочник. Санкт-Петербург, «Политехника», 1992. – 364 с.

47. Иванов Н.И., Никифоров А.С. Основы виброакустики / Иванов Н. И., Никифоров А. С. – СПб. : Политехника, 2000. – 482 с.

48. Иголкин А.А., Крючков А.Н., Макарьянц Г.М., Прокофьев А.Б., Прохоров С.П., Шахматов Е.В., Шорин В.П. Снижение колебаний и шума в пневмогидромеханических системах. – Самара: Изд-во СНЦ РАН, 2005. – 314 с.

49. Инзель Л.Н., Основы снижения шума выхлопа двигателей внутреннего сгорания, Машгиз, 1949. – 198 с.

50. Информационное сообщение Шум в г. Москва. Безопасность в техносфере № 3/2012, с. 60.

51. Исакович М. А. Общая акустика. Учебное пособие. Издательство «Наука», Главная редакция физико-математической литературы, М., 1973 г.

52. ИСО 10844:2011 Акустика. Требования к испытательным путям для измерения уровня шума, производимого дорожным транспортом. ISO TC 43/SC 1 Шум. ISO Update № 2-2011. Дата введения в действие 01.02.2011. – 56 с.

53. Кирюшкин Ю.Ф., Старобинский Р.Н. Экспериментальное исследование камерных глушителей, в ЭИ «Организация автомобильного производства», N11, Тольятти, 1978, с. 41-46.

54. Клюкин И.И. Борьба с шумом и звуковой вибрацией на судах / Клюкин И.И.. Л. : Судостроение, 1971. – 415 с.

55. Комкин А.И. Разработка современных методов расчета и проектирования автомобильных глушителей шума с требуемыми характеристиками: автореферат дис. ... доктора технических наук: 01.04.06 / Комкин Александр Иванович; [Место защиты: Балтийском государственном техническом университете «Военмех» им. Д.Ф. Устинова]. – Санкт-Петербург, 2012. – 48 с.

56. Контроль шума в промышленности: Предупреждение, снижение и контроль промышленного шума в Англии: Пер. с англ. / Под ред. Дж. Д. Вебба, – Л.; Судостороение, 1981. – 311 с.

57. Корн Г., Корн Т. Справочник по математике для научных работников и инженеров / Корн Г. – М. : Наука, 1973. – 831 с.

58. Краснов А.В. Об условиях и особенностях выбора марок и категорий эффективности вибродемпфирующих материалов для снижения структурного шума панелей кузова легкового автомобиля / Краснов А.В., Фесина М.И., Рекунов С.А., Ульянова В.Е. // Известия Самарского научного центра

Российской академии наук. Специальный выпуск «Безопасность. Технологии. Управление» – 2007. – т. 2, с. 204-212.

59. Краснов А.В. Разработка средств повышения эффективности акустических материалов и конструкций для снижения внешнего и внутреннего шума легковых автомобилей : диссертация ... кандидата технических наук : 01.04.06 / Краснов Александр Валентинович; [Место защиты: Сам. гос. аэрокосм. ун-т и Тольятти, 2009.

60. Кудаев А.В. Снижение шума силовых установок строительно-дорожных машин звукоизолирующими капотами : диссертация ... кандидата технических наук : 01.04.06 / Кудаев Александр Владимирович; [Место защиты: Балт. гос. техн. ун-т (ВОЕНМЕХ) им. Ф.Д. Устинова] Санкт-Петербург, 2011.

61. Лагунов Л.Ф., Осипов Г.Л. Борьба с шумом в машиностроении. М.: Машиностроение, 1980. – 150 с.

62. Лагунов, Л.Ф. Борьба с шумом в машиностроении / Л. Ф. Лагунов, Г. Л. Осипов. — М. : Машиностроение, 1980. с. 103-116.

63. Ломакин В.В., Никифоров Н.А., Бочаров Н.Ф., Стрементарев В.А. Пути снижения внешнего шума легкового автомобиля. Обзорная информация. Филиал НИИ-автопрома, Тольятти, 1982, 48 с.

64. Луканин В.Н., Алексеев И.В., Шатров М.Г. и др. Двигатели внутреннего сгорании: Учебник для вузов: В 3 кн. / Под ред. В.Н. Луканина. – М. : Высш. шк., 1995.

65. Луканин В.Н., ГудцовВ.Н., Бочаров Н.Ф. Снижение шума автомобиля М.: Машиностроение, 1981. – 158 с.

66. Луканин В.Н., Шум автотракторных двигателей внутреннего сгорания, Машиностроение, М, 1971. – 271 с.

67. Малкин В.С. Основы эксплуатации и ремонта автомобилей / В.С. Малкин, Ю.С. Бугаков. – Ростов-на-Дону : Феникс, 2007. – 431 с.

68. Малкин И.В., Фесина М.И., Горина Л.Н., Ковалева А.А. Патентный классификационный анализ глушителей шума системы выпуска отрабо-

тавших газов двигателей внутреннего сгорания. Безопасность в техносфере № 2/2011, с. 18-26.

69. Международный патент №2008/041759, F01N1/02, B60K13/04. Exhaust apparatus vehicle engine / Horie Yoshiki, публ. 10.04.2008.

70. Мокринский А.В. Методика комплексного активного снижения низкочастотного шума тепловых двигателей : диссертация ... кандидата технических наук : 05.04.02 Тольятти, 2003.

71. Морз Ф. Колебания и звук. М.: ГИТТЛ, 1949. – 496 с.

72. Насонов И.А., Фесина М.И. Экономичность глушения шума выхлопа. В кН. «Виброакустика автомобиля», межвузовский сборник научных трудов, Куйбышевский авиационный институт, 1982, г. Куйбышев, с. 94-98.

73. Насонов И.А., Фесина М.И., Писарев А.С. Методология расчета оптимальных соотношений уровней шума отдельных источников при снижении внешнего шума автомобилей с учетом экономических затрат. НИИНавтопром, Экспресс-информация: Конструкция автомобилей, №5, 1979, М., с. 5-16.

74. Наумов А. В. Совершенствование средств повышения экологической безопасности тракторов путем снижения уровня шума : на примере трактора «Кировец» : диссертация ... кандидата технических наук : 05.20.01 / Наумов Александр Владимирович; [Место защиты: Сарат. гос. аграр. ун-т им. Н.И. Вавилова] Саратов, 2011.

75. Никифоров А.С. Акустическое проектирование судовых конструкций: Справочник / А.С.Никифоров, Л. : Судостроение, 1990. – 200 с.

76. Осипов Г.Л. Защита зданий от шума / Г.Л. Осипов. М. : Изд-во литературы по строительству, 1972. – 558 с.

77. Патент Великобритании №2128896, F02M35/14, B01D 27/08. Air cleaner of an internal combustion engine / Starobinsky Rudolf Natanovich, публ. 10.05.1984.

78. Патент Германии №10042012, B60Q9/00. Appliance for simulating sound characteristic of engine load in car interior uses vibrating membrane to convert exhaust gas pulsations into sound waves / Helber Rolf, публ. 23.05.2001.

79. Патент Германии №10148413, G10K11/16. Flow-guiding pipe used in an exhaust silencer of an internal combustion engine comprises an axial section with a radial perforation, and a turbulator device provided upstream of the perforated section on an inner wall of the pipe / Herkommer Ottmar [и др.], публ. 29.09.2001.

80. Патент Германии №102007007946, F01N13/08, F02B77/13. Exhaust gas system for internal combustion engine, has multiple combustion chambers and two main exhaust gas pipe lines for discharging exhaust gas from combustion chambers / Hofmann Marcus, Starobinski Rudolf, публ. 04.09.2008.

81. Патент Германии №102007062661, F01N7/10. Exhaust gas collector / Mueller Frank, публ. 25.06.2009.

82. Патент Германии №10331620, F01N1/06. Device for Modulating Noise in a Motor Vehicle / Hofmann Marcus, Rossa Sasha, Starobinski Rudolf, публ. 03.02.2005.

83. Патент Германии №19517462, F01N7/08. Vehicle exhaust system tailpipe / Limbacher Reimund Dipl Ing, Winter Fritz, публ. 12.05.1995.

84. Патент Германии №4417653, F01N7/08. Vehicle exhaust gas processing system / Limbacher Reimund Dipl Ing, публ. 20.05.1994.

85. Патент международный №03014544, F01N3/28. Contraction Limited for a Honeycomb Body / Maus Wolfgang, публ. 20.02.2003.

86. Патент РФ №101734, F01N3/28. Каталитический коллектор системы выхлопа отработавших газов двигателя внутреннего сгорания / В.И. Заражевский, И.В. Малкин [и др.], публ. 27.01.2011, бюлл. №3.

87. Патент РФ №200313817[и др.]4, F01N1/04. Глушитель шума выхлопа двигателя внутреннего сгорания / Р.Н. Старобинский, М.И. Фесина, публ. 10.06.2005.

88. Патент РФ №2009357, F02M35/14. Воздухоочиститель для двигателя внутреннего сгорания / М.И. Фесина [и др.], публ. 15.03.1994.

89. Патент РФ №2095612, F02M35/10. Впускное устройство для двигателя внутреннего сгорания / М.И. Фесина [и др.], публ. 10.11.1997 в бюл.№31.

90. Патент РФ №2107182, F02M35/10. Впускное устройство для двигателя внутреннего сгорания / М.И. Фесина [и др.], публ. 20.03.1998.

91. Патент РФ №2123438, B60K13/02, F02M35/16. Транспортное средство / М.И. Фесина, А.В. Соколов, Е.В. Лысенко, публ. 20.12.1998.

92. Патент РФ №2149114, B62D25/10. Капот кузова автомобиля / М.И. Фесина, Ю.В. Баганов, В.И. Коковин, публ. 20.05.2000.

93. Патент РФ №2150009, F01N1/00. Глушитель выхлопа / Б.И. Осипов [и др.], публ. 27.05.2000.

94. Патент РФ №2150018, F02M35/14. Воздухоочиститель двигателя внутреннего сгорания транспортного средства / М.И. Фесина [и др.], публ. 27.05.2000.

95. Патент РФ №2209336, F02M35/12, F02M35/14. Двигатель внутреннего сгорания / М.И. Фесина, А.В. Соколов, Е.В. Лысенко, публ. 27.07.2003.

96. Патент РФ №2270988, G01M15/00. Технологическая система глушения аэрогазодинамического шума принудительного отсоса выхлопных газов объектов испытаний типа колесных транспортных средств, оборудованных двигателями внутреннего сгорания, или автономных двигателей испытательного акустического комплекса / М.И. Фесина [и др.], публ. 27.02.2006, бюлл. №6.

97. Патент РФ №2289025, F01N3/28. Сотовый элемент преимущественно для применения в системе выпуска отработавших газов двигателя внутреннего сгорания / Вольфганг Маус, публ. 10.12.2006, бюлл. №30.

98. Патент РФ №2292467, F 01 N 1/00. Глушитель шума выпуска двигателя внутреннего сгорания / А.Н. Афанасьев [и др.], публ. 27.01.2007.

99. Патент РФ №2292468, F01N3/00. Устройство и способ глушения в системе выпуска отработавших газов двигателя внутреннего сгорания / Брюкк Рольф, публ. 27.01.2007, бюлл. №3.

100. Патент РФ №2319856, F02M35/12. Двигатель внутреннего сгорания / М.И. Фесина, В.Е. Филин, публ. 20.03.2008, бюлл. №8.

101. Патент РФ №2333371, F02B29/02. Многоцилиндровый двигатель внутреннего сгорания / М.И. Фесина, В.В. Ломакин, И.В. Малкин, И.В. Дерябин, С.А. Андреянов, публ. 10.09.2008, бюлл. №25.

102. Патент РФ №2333376, F02B77/13. Кожух картера сцепления силового агрегата колесного транспортного средства / М.И. Фесина, В.В. Ломакин, И.В. Малкин, И.В. Дерябин, С.А. Андреянов, публ. 10.09.2008, бюлл. №25.

103. Патент РФ №2341664, F01N7/00. Система выпуска отработавших газов, образующихся при работе двигателя внутреннего сгорания / Брюкк Рольф, Крузе Карстен, Пфальцграф Бернхард, публ. 20.12.2008.

104. Патент РФ №2410556, F02B77/13, B60R13/08. Кожух картера сцепления силового агрегата колесного транспортного средства / М.И. Фесина, В.В. Ломакин, И.В. Малкин, И.В. Дерябин, С.А. Андреянов, публ. 27.01.2011, бюлл. №3.

105. Патент РФ №2442705, B60R13/08, G10K11/168, F02B77/13. Оболочечный объемный поглотитель звуковой энергии транспортного средства / М.И. Фесина, И.В. Малкин, Л.Н. Горина, публ. 20.02.2012, бюлл. №5.

106. Патент РФ №2442706, B60R13/08, G10K11/168, F02B77/13. Объемный поглотитель звуковой энергии для моторного отсека транспортного средства / М.И. Фесина, И.В. Малкин, Л.Н. Горина, публ. 20.02.2012, бюлл. №5.

107. Патент РФ №28735, F02B29/02. Многоцилиндровый двигатель внутреннего сгорания / М.И. Фесина [и др.], публ. 10.04.2003, бюлл. №10.

108. Патент РФ №54104, F02M35/12, F02M35/14. Система впуска двигателя внутреннего сгорания / М.И. Фесина, Филин Е.В., Ломакин В.В., Малкин И.В., Золотенков Н.А., публ. 10.06.2006, бюлл. №16.

109. Патент РФ №56960, F01N1/02, F01N1/08. Многокамерный глушитель шума выхлопа двигателя внутреннего сгорания / М.И. Фесина, Е.В. Филин, Р.Н. Старобинский, публ. 27.09.2006, бюлл. №27.

110. Патент РФ №67647, F01N3/28. Каталитический коллектор системы выпуска отработавших газов двигателя внутреннего сгорания / А.Ф. Фомкин [и др.], публ. 27.10.2007, бюлл. №30.

111. Патент РФ №71600, B60H1/00, G10K11/16. Низкошумное устройство для отопления и вентиляции пассажирского салона автомобиля / Л.А. Паньков, А.В. Краснов, публ. 20.03.2008, бюлл. №8.

112. Патент РФ №78869, F01N3/10. Труба приёмная глушителя с нейтрализатором / Е.А. Дерр [и др.], публ. 10.12.2008, бюлл. №34

113. Патент РФ №89626, F01N3/28. Каталитический коллектор системы выпуска отработавших газов двигателя внутреннего сгорания / С.Н. Парков, Э.В. Энс, публ. 10.12.2009, бюлл. №34.

114. Патент РФ №89628, F01N3/28. Каталитический коллектор системы выпуска отработавших газов двигателя внутреннего сгорания / С.Н. Парков, Э.В. Энс, публ. 10.12.2009, бюлл. №34.

115. Патент РФ №92097, F01N3/28. Каталитический коллектор системы выхлопа отработавших газов двигателя внутреннего сгорания / А.Б. Морозов, И.В. Малкин [и др.], публ. 10.03.2010, бюлл. №7.

116. Патент США №2009301807, F01N1/02. Exhaust Muffler for Exhaust System / Uhlemann Thomas, Gorke Peter, публ. 10.12.2009.

117. Патент США №5603295, F02M35/10. Internal-combustion engine comprising an intake system / Toepfer Walter, публ. 18.02.1997.

118. Патент Франции № 722274, H04R1/40. Procede de protection contre les bruits / H. Coanda, публ. 29.12.1931.

119. Плицына О.В. Совершенствование реактивных глушителей шума для предприятий транспорта : диссертация ... кандидата технических наук : 05.26.01 Москва, 2004.

120. Правила ЕЭК ООН №117 «Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения шин в отношении звука, издаваемого ими при качении и их сцепления на мокрых поверхностях».

121. Разумовский М.А. Борьба с шумом на тракторах. Под. ред. д.т.н., проф. Чудакова Д.А. Минск: Наука и техника, 1973. – 206 с.

122. Разумовский М.А. Прогнозирование шумовых характеристик поршневых двигателей / М. А. Разумовский, 39 с. ил. 22 см., Минск Вышэйш. школа 1981.

123. Расчетное моделирование акустических полей в ограниченных объемах шумозаглушающих устройств типа моторных отсеков транспортных средств, расширенных и резонансных камер глушителей систем газообмена ДВС, систем вентиляции и кондиционирования, ГК 02.740.11.5122 (заключительный): отчет о НИР / Р.Н. Старобинский [и др.]. ТГУ, УДК 681.85 №01201057500, 2011. – 163 с.

124. Реунов С.В. Снижение вибронагруженности и структурного шума каркасных кабин тракторов : диссертация ... кандидата технических наук : 05.05.03 Волгоград, 2001.

125. Руссинковский В.С. Разработка метода расчета вибрации и структурного шума корпусных деталей автомобильных дизелей : диссертация ... кандидата технических наук : 05.04.02 Москва, 2005.

126. Санитарная акустика. Сборник нормативно-правовых документов. М. : ООО «Экопроект»; СПб.: ООО Фирма «Интеграл», 2002.

127. Скучик Е. Основы акустики: В 2 т. / Е.М. Скучик. : Мир, 1976. Т.1 – 520 с., Т.2 – 542 с.

128. Справочник по технической акустике, под. ред. М. Хекла и Х.А. Мюллера. – Ленинград : Судостроение, 1980. – 439 с.

129. Средства защиты в машиностроении. Расчет и проектирование: Справочник / под ред. С.В. Белова. М. : Машиностроение, 1989.

130. Старобинский Р.Н. Глушители шума, глава 10 в справочнике «Техническая акустика транспортных машин», под редакцией д.т.н., проф. Н. И. Иванова, изд. «Политехника», Санкт-Петербург, 1992, с. 194-265.

131. Старобинский Р.Н. Глушители шума. Деп. рук., ВЦНИОТ, рег.N 3 от-Д80, М., 1980. – 28 с.

132. Старобинский Р.Н. Исследование гасителей колебаний давления для трубопроводных систем двигателей летательных аппаратов, Диссертация кандидата техн. наук, Куйб. Авиац. Ин-т, Куйбышев, 1968.

133. Старобинский Р.Н. Исследование гасителей колебаний давления для трубопроводных систем двигателей летательных аппаратов, Диссертация кандидата техн. наук, Куйб. Авиац. Ин-т, Куйбышев, 1968.

134. Старобинский Р.Н. О характеристиках камер с поглощающими материалами. Деп.рук. НИИНавтопром, рег. N Д 659, Тольятти, 1982. – 18 с.

135. Старобинский Р.Н. Приложение методов теории цепей к расчету впускных и выпускных трактов в авиационных ГТД. В кн. Шум реактивных двигателей, труды Центрального института авиационного моторостроения (ЦИАМ) N901, М., 1980, с. 211-236.

136. Старобинский Р.Н. Синтез реактивных глушителей для авиационных вспомогательных силовых установок и систем кондиционирования воздуха. В кн. Шум реактивных двигателей, труды Центрального института авиационного моторостроения (ЦИАМ), N1031, М., с. 222-231.

137. Старобинский Р.Н. Экспериментальное исследование возможности использования труб с косыми срезами для настройки камерных глушителей, Деп.рук. НИИНавтопро, рег. N 726 ап-Д82, Тольятти, 1982. – 23 с.

138. Старобинский Р.Н., Синтез объёмных резонаторов. Деп.рук., ГОСИНТИ, рег. N 30-80, Тольятти, 1979, – 20 с.

139. Старобинский Р.Н. Математическое обеспечение инженерных расчетов шумов впуска и выпуска. В кн. «Виброакустика автомобиля». – Куйбышев: Кн. изд., 1982, с. 181-210.

140. Старобинский Р.Н. Теория и синтез глушителей шума для систем впуска и выпуска газов ДВС : диссертация … доктора технических наук. М. : МАДИ, 1983, – 333 с.

141. Старобинский Р.Н., Малкин И.В., Краснов А.В., Рябикин С.А., Назаров А.Г. Обзор новых тенденций шумовой доводки легковых автомобилей. Безопасность в техносфере № 6/2010, с. 16-22.

142. Старобинский Р.Н., Методы теории цепей в задачах внутренней акустики машин. В кн. Шум реактивных двигателей, труды Центрального института авиационного моторостроения (ЦИАМ), N901, М., 1980, с.181-210.

143. Старобинский Р.Н., Фесина М.И. Исследование акустических характеристик системы «система впуска ДВС – моторный отсек легкового автомобиля», в книге «Снижение шума поршневых двигателей внутреннего сгорания», сборник научных трудов Московского автомобильно-дорожного института МАДИ, 1984, М., с. 118-128.

144. Стерементарев В. А. Разработка методов снижения вибраций и шума легковых автомобилей : диссертация ... кандидата технических наук : 05.05.03 Москва, 1984.

145. Стержанов В.П., Трошенков И.В., Муртаков Г.Н., Фесина М.И. Исследование причин высоких уровней шума в моторном отсеке автомобилей ВАЗ, в книге «Динамика транспортных средств» ВЗМИ, сборник научных трудов, 1982, М., с. 186-193.

146. Тартаковский Б.Д. Научные и практические вопросы создания и серийного производства вибропоглощающих материалов и покрытий и вибропоглощающих конструкций / Б.Д. Тартаковский // Проблема улучшения акустических характеристик машин : материалы Всесоюзного совещания. – М., 1988. – С. 36-47.

147. Терентьев А.Н. Разработка методики акустической доводки легкового автомобиля по внешнему и внутреннему шуму : диссертация ... кандидата технических наук : 05.05.03 Ижевск, 2005.

148. Технический регламент о безопасности колесных транспортных средств Утвержден Постановлением Правительства Российской Федерации от 10 сентября 2009 г. N 720 (в ред. Постановлений Правительства РФ от 10.09.2010 N 706, от 06.10.2011 N 824).

149. Тольский В.Е. Виброакустика автомобиля. – М.: Машиностроение, 1988. – 144 с.

150. Тупов В.Б. Охрана окружающей среды от шума в энергетике. – М.: Издательство МЭИ, 1999. – 192 с.

151. Тупов В.Б. Снижение шума от энергетического оборудования. – М.: Издательство МЭИ, 2005.

152. Фесина М.И. О критериях выбора категорий эффективности звукоизоляционных материалов, применяемых для снижения шума легкового автомобиля / Фесина М.И., Краснов А.В. // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета имени академика С.П. Королева. – 2009. – № 2, с. 95-105.

153. Фесина М.И. Об уточненной классификации и некоторых приёмах модификационного структурирования шумопоглощающих деталей современных моделей легковых автомобилей / Фесина М.И., Краснов А.В. // Машиностроение и инженерное образование. – 2008. – №4, с. 11-24.

154. Фесина М.И. Разработка мероприятий по уменьшению шума двигателя на легковом автомобиле : диссертация ... кандидата технических наук : 05.04.02 Москва, 1984.

155. Фесина М.И., Краснов А.В., Горина Л.Н., Паньков Л.А. Автомобильные акустические материалы. Проектирование низкошумных конструкций автотранспортных средств : монография. В 2 ч. / Фесина М.И. [и др.]. – Тольятти : ТГУ, 2010. – Ч.1 – 304 с., Ч.2 – 352 с.

156. Фесина М.И., Краснов А.В., Паньков Л.А. Об одном из путей улучшения акустических характеристик отопительно-вентиляционной системы салона легкового автомобиля // Машиностроитель. – 2007. – №8. с. 52-62.

157. Фесина М.И., Ломакин В.В., Дерябин И.В., Малкин И.В. Моторный виброакустический стенд как эффективное инструментальное средство исследований и улучшения шумовых характеристик двигателей внутреннего сгорания. Справочник. Инженерный журнал №11 (128), 2007, стр. 55…62, продолжение №1 (130), 2008, с. 50-55.

158. Фесина М.И., Ломакин В.В., Малкин И.В. О некоторых результатах применения эффективных одно- и многокамерных глушителей для снижения шума впуска двигателя внутреннего сгорания. Известия Самарского научного центра РАН. Спец. выпуск «Безопасность. Технологии. Управление», том 2, 2007, с. 149-153.

159. Фесина М.И., Малкин И.В., Горина Л.Н., Самокрутов А.А., Филин Е.В., Онищенко С.П. Оценочное ранжирование акустических качеств автомобильных систем впуска воздуха двигателей внутреннего сгорания. Безопасность в техносфере №3/2012, с. 52-60.

160. Фесина М.И., Малкин И.В., Филин Е.В., Онищенко С.П. Ранжирование акустических качеств автомобильных систем выпуска отработавших газов двигателей. Безопасность в техносфере №4(31)/2011, с. 40-50.

161. Фесина М.И., Рогожкин В.Е., Горбунов С.В., Хорт Ю.В. «Анализ тенденций применения передних подрамников в конструкции легковых автомобилей для улучшения показателей их виброакустического комфорта» Известия Самарского научного центра РАН. Спец. выпуск «Безопасность. Технологии. Управление», том 3, 2007, стр. 21-25.

162. Фесина М.И., Старобинский Р.Н., Вайнштейн Л.Л. Исследование акустики моторного отсека автомобилей ВАЗ. – Сборник «Организация автомобильного производства», №13, Тольяттинский филиал НИИНавтопрома, Тольятти, 1979.

163. Хамков В.И. Психические состояния, как показатель успешности деятельности человека-оператора при воздействии шума : диссертация ... кандидата психологических наук : 19.00.03. Казань, 1999.

164. Хекл М., Мюллер Х.А. Справочник по технической акустике. Пер. с немец. Б.Д. Виноградова и Н.М. Колоярцева. Ленинград, «Судостроение», 1980, – 439 с.

165. Чернов М. В. Снижение воздушного шума в кабине колесного тягача дорожных машин сотовыми звукопоглощающими конструкциями : диссертация ... кандидата технических наук : 05.05.04 Воронеж, 2000.

166. Шапиро В.К. О расчёте ячеек акустического фильтра отдельные элементы которых не малы по сравнению с длиной звуковой волны, ЖТФ, №5, 1941, с. 460-47.

167. Шашурин А.Е. Снижение внутреннего шума звукоизолирующими кабинами : на примере строительно-дорожных машин : диссертация ... кандидата технических наук : 01.04.06 / Шашурин Александр Евгеньевич; [Место защиты: Балт. гос. техн. ун-т (ВОЕНМЕХ) им. Ф.Д. Устинова] Санкт-Петербург, 2010.

168. Шум на транспоте: Пер. с англ. К.Г. Бомштейна. / Под ред. В.Е. Тольского, Бутакова Г.В., Мельникова Б.М.. М. : Транспорт, 1995, – 368 с.

169. Юдин Е. Я. Глушение шума вентиляционных установок. М.; Госстройиздат, 1958. – 160 с.

170. Юдин Е.Я., Борисов Л. А., Горенштейн И. В. и др.; Борьба с шумом на производстве / Справочник под общей ред. Е.Я. Юдина. – М. : машиностроение,1985. – 399 с.

171. A.R. Mohanty, S.P. Pattnaik, An Optimal design Methodology for a family of perforated mufflers, SAE Paper No. 2005-26-53.

172. Alfredson R.I. and Davis P.O.A.L., Performance of exhaust silencer components, J. Sound Vib. (1971), 15(2), p. 175-196.

173. Auregan, A. Debray, R. Starobinski, Low friequency sound propagation in a coaxial duct: application to sudden area expansion and to dissipative silencers, Journal of Sound and Vibration, Volume 243, Issue 3, 2001, p. 461-473.

174. Christopher E. Shaw, David J. Moenssen and John D. Kostun, A Correlation Study of Computational Techniques to Model Engine Air Induction System Response Including BEM, FEM and 1D Methods, SAE 2003-01-1644, 2003, p. 25.

175. C. Y. R. Cheng, T. W. Wu, «Exhaust Muffler Design and Analysis Using A Boundary Element Method Based Computer Program», Society of Automotive Engineers, 1999-01-1661, 1999, 7 p.

176. Davis D.D. and others, Theoretical and experimental investigation of mufflers with components of engine exhaust.

177. Doelling N. Dissipative miiffer, In: «Noise reductio» McGraw-Hill book company, 1960, p. 434-465.

178. Eversman W., White J.A. Plane Wave and Finite Element Models of Induction Manifolds. 15th International Congress on Acoustics, Trondheim, Norway, 26-30 June 1995, vol. 1, p. 25-28.

179. Francesco Gamba, Luigi Pilo, Giovanni Turino, “Optimized Air Intake Systems», WP_951264V001, 2003, p. 241-247.

180. Guicking, D.: Active Control of Vibration and Sound – An overview of the Patent Literature. In ISMA 21 Proceedings of the International Noise and Vibration Engineering Conference, Leuven, Belgium, 1996, p. 199-220.

181. Helmut V. Fuchs, Schallabsorber und Schalldämpfer, Springer, Berlin, 2006, 546 p., ISBN-10: 354035493X

182. Hofmann M., Helber R. Konzept zur gezielten Beeinflussung des Geräuschcharakters von Fahrzeugen // Fortschritte der Akustik, DAGA - Hamburg.– 2001. – p.2.

183. K.S. Peat, Lamps software for the acoustic analysis of silencers, Euronoise-95, p. 791-796.

184. M. Fessina, R. Starobinsky Decreasing of car intake noise, radiated though the engine compartment. Proceedings. Euro-Noise-95, Lyon (France), 21-23 March, 1995, vol. 3, p. 735-740.

185. M. Wenping BI, PROPAGATION ACOUSTIQUE DANS LES GUIDES TRAITES NON-UNIFORMS, THESE DE DOCTORAT, L'UNIVERSITE DU MAINE, Le Mans, FRANCE, 2004.

186. M. Fritzche, J.Schell, S.Frank and M.Johansmann, A new method for measurement of rotating objects utilizing lazer Doppler vibrometry combined with an optical derotator/ Proceedings of the 17th International Congress on Sound and Vibration (ICSV 17), Cairo, Egypt, 18th July 2010.

187. M.I. Fessina., R.N.Starobinsky Decreasing external noise of small car, Pr.of INTERNOISE-93, Leuven, Belgium, August, 24-26, 1993, p. 1521…1523.

188. M. Johansmann and J.Saner, A new tool for three – dimensional non-contact vibration measurement in automotive applications, SAE Paper No. 2005-26-052, 2005.

189. Miccoli G., Parise G. Simulation of the effect of the absorbing treatments in the engine compartment on the acoustic transfer functions from the powertrain surface to exterior receivers // Proceedings of the Rieter Automotive Conference, Zurich, 7-8 July 2011.

190. Munjal M.L. Acoustics of Ducts and Mufflers. John Wiley & Sons Publ., New York, 1987, p. 307

191. N. Amir, V. Pagneux & J. Kergomard, A study of wave propagation in varying cross-section waveguides by modal decomposition. Part II. Results. J. Acoust. Soc. Am. 100, 1996, p. 2034-2048.

192. Negro E., Marino A., Boreanaz G. Optimization of a dash "hybrid" insulator-absorber based on pareto analysis of SEA simulation results // Proceedings of the Rieter Automotive Conference, Zurich, 7-8 July 2011.

193. R. Kirby, A comparison between analytic and numerical methods for modelling automotive dissipative silencers with mean flow, Journal of Sound and Vibration, Volume 325, Issue 3, 21 August 2009, p. 565-582.

194. R. Kirby, K.L. Rathi, A. Cummings and K.S. Pear, Analysis techniques for the acoustic analysis of dissipative silencers, Euronoise-95, pp. 797-802.

195. R. Starobinski, J. Kergomard, The Influence of Eigentones in Intake and Exhaust Manifolds on Intake and Exhaust Noise Reduction, Acustica – Acta Acustica, vol. 83, 1997, p. 1032-1038.

196. R. Starobinsky, M. Fessina External Noise car Decreasing of Smal Car. Proceedings. Inter-Noise-93, Leuven-Belgium, August 24-26, 1993, p. 1521-1524.

197. R. Starobinsky, M. Fessina Radiation of low frequency noise from engine of car. Proceedings. Internal Congress on recent developments in air and structure – borne Sound and Vibration. March 6-8, 1990, Auburn University, USA, Edited by Malkolm J. Crocker, Mechanical Engineering Department, Auburn University, AL, USA, vol. 1, p. 87-90.

198. Ricardo Pinto, Patricia Strasser, Claudio Bertolini, Development and Validation of a SEA Model for the Simulation of Airborne Noise from the Engine Compartment, Internoise-2001, The Hague, 2001.

199. Rolf Jebasinski, Calculation of the tail-pipe noise of exhaust system with WAVE, Proceeding of the 1-st RICARDO Software International Conf., Detroit, March 1, 1996.

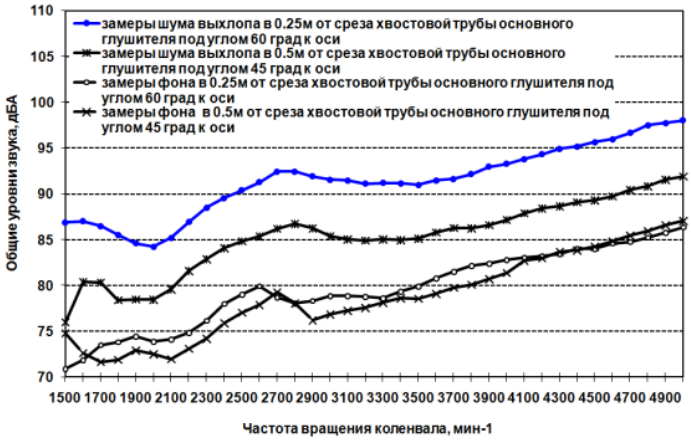
200. SAE 951263 «Helmholtz Resonator: A Multidimensional Analytical, Computational and Experimental Study».

201. Sung-Hwan Ko. Sound attenuation in lined rectangular duct with flow and its application to the reduction of aircraft engine. — JASA, 1971, v. 50, N. 6, p. 1418—1432.

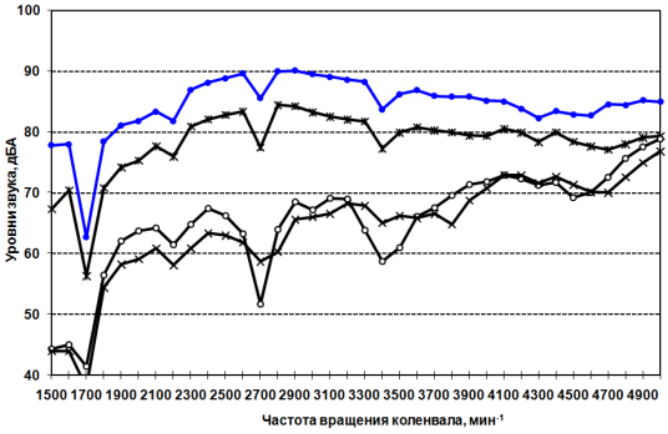
202. V. Pagneux, N. Amir & J. Kergomard, A study of wave propagation in varying cross-section waveguides by modal decomposition. part I. theory and validation. J. Acoust. Soc. Am. 100, 1996, p. 2034-2048.

203. Walter Eversman, John A. White. Acoustic Modelling and Optimization of Induction System Component. SAE Paper 951261, 2003, p. 207-216.

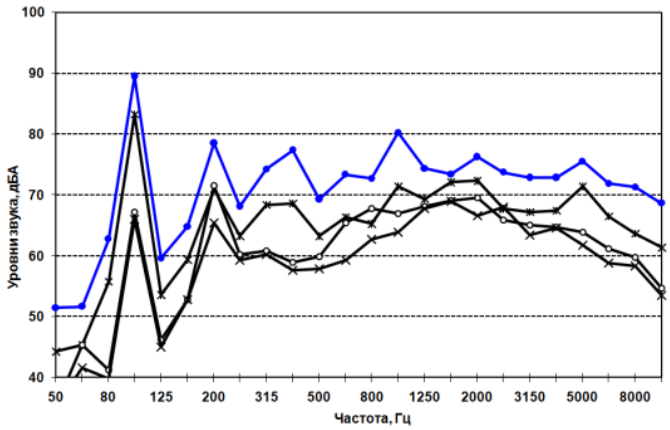
ПРИЛОЖЕНИЕ А



а)



б)



в)

Рисунок А.1 - Графики уровней шума выхлопа СВОГ ДВС легкового а/м класса «В» и «паразитного» акустического фона при варианте отведенного выпуска ОГ из зоны установки измерительного микрофона, замеренные в контрольных измерительных точках в 0,25 м и в 0,5 м от открытого среза хвостовой трубы ($Lв_{0,25}$ и $Lв_{0,5}$): *а) общие уровни звука, б) уровни звука на частоте второй моторной гармоники (2n/60), в) 1/3-октавные спектры уровней звука при скорости вращения коленчатого вала 3000 мин$^{-1}$*

ПРИЛОЖЕНИЕ Б

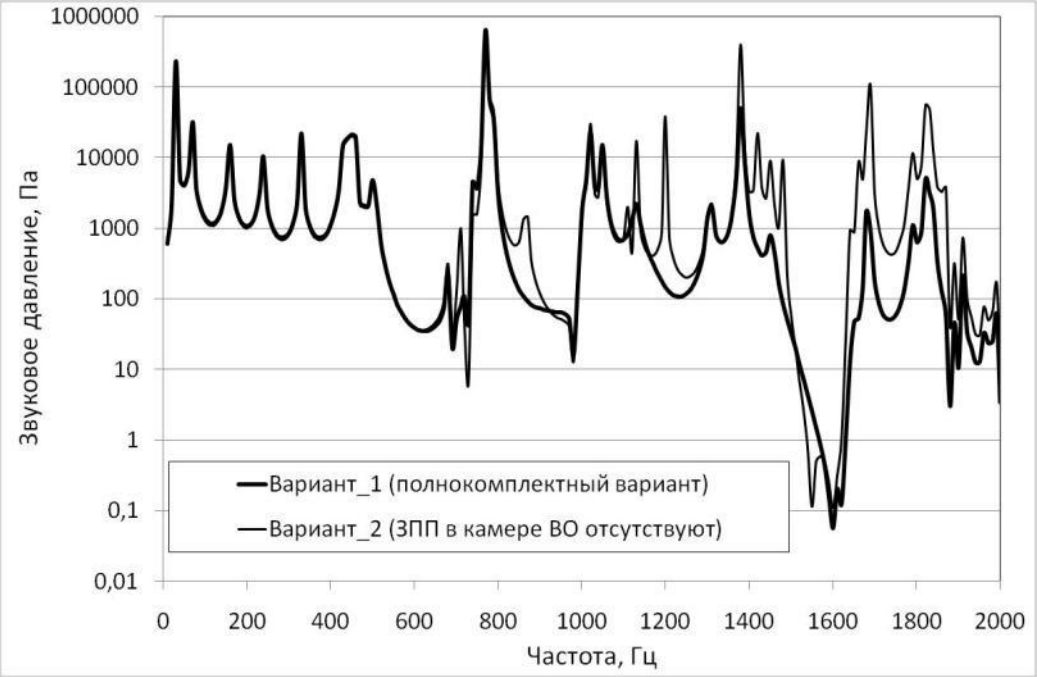


Рисунок Б.1 - Влияние установки ЗПП в полости ВО

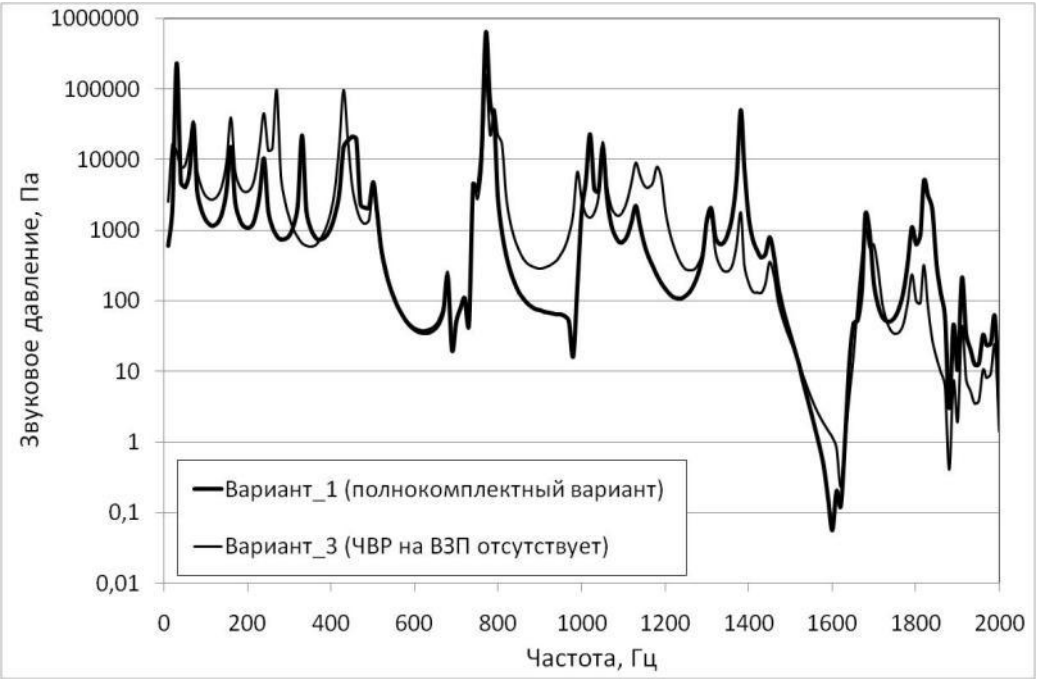


Рисунок Б.2 - Влияние ЧВР, устанавливаемого на ВЗП

ПРИЛОЖЕНИЕ Б

Рисунок Б.3 - Влияние установки АП в полости Р

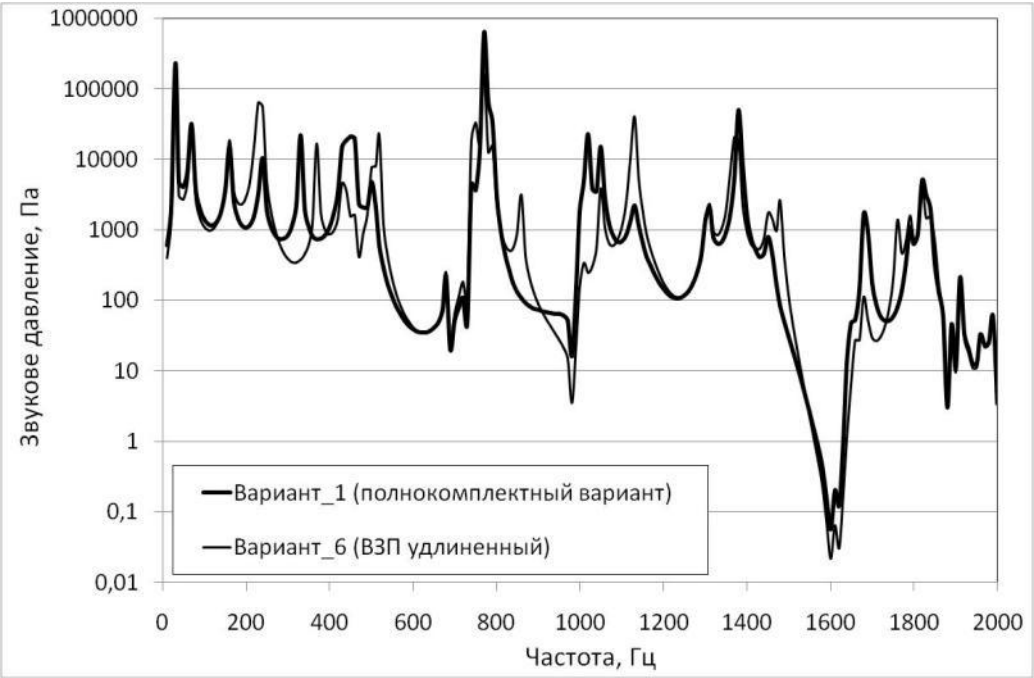


Рисунок Б.4 - Влияние удлинения ВЗП СВ

ПРИЛОЖЕНИЕ Б

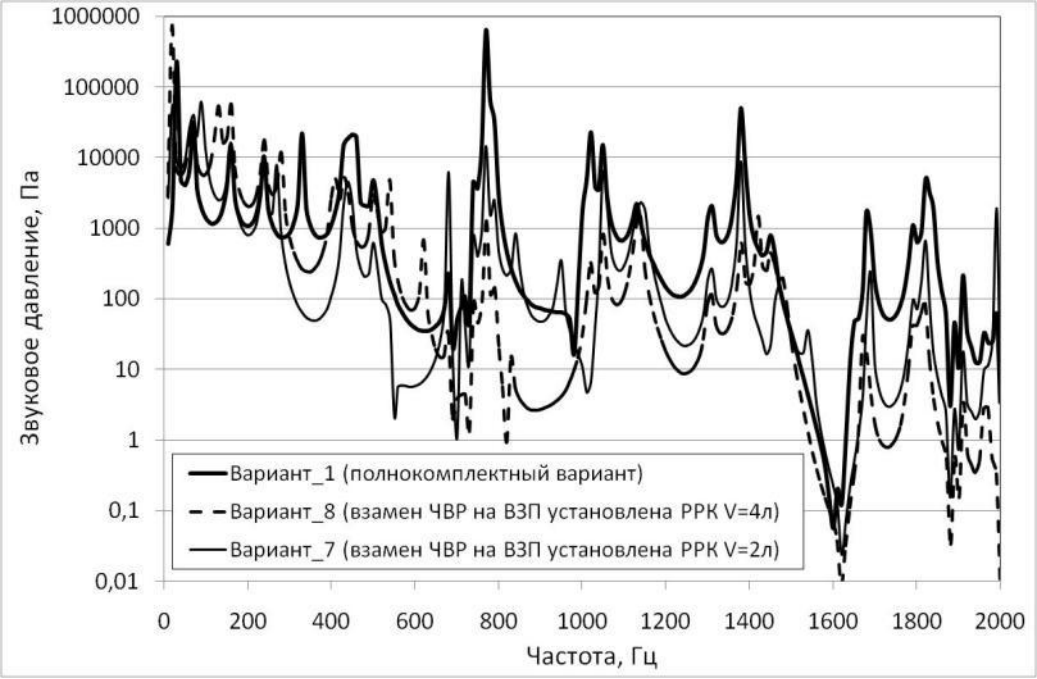


Рисунок Б.5 - Влияние установки расширительных камер различного объема на ВЗП

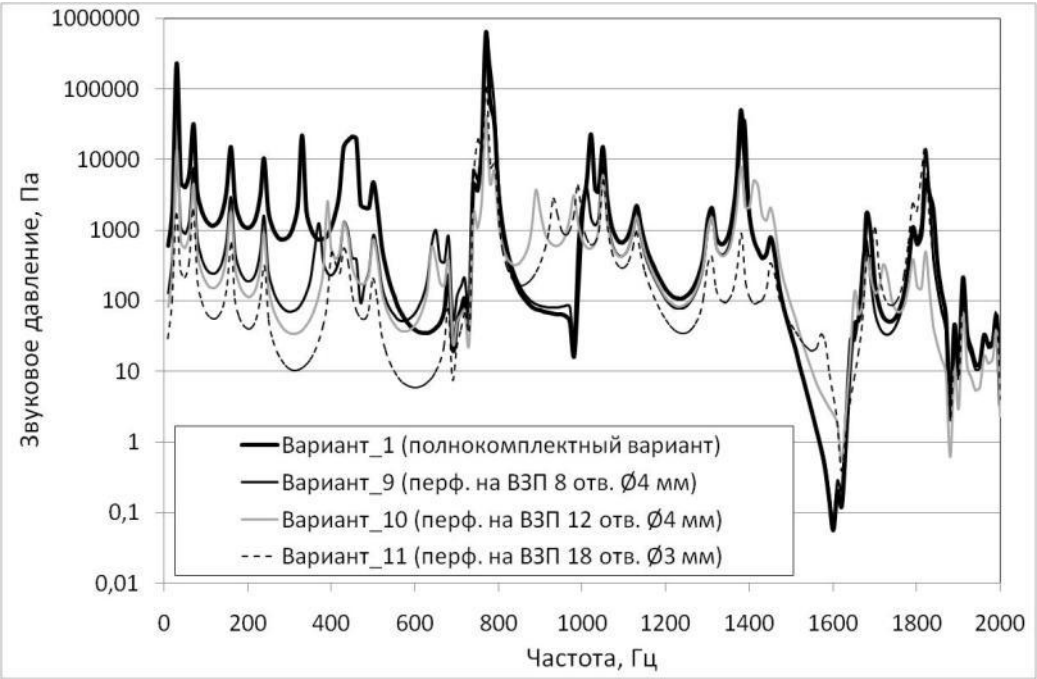


Рисунок Б.6 - Влияние различных вариантов перфорации ВЗП

ПРИЛОЖЕНИЕ Б

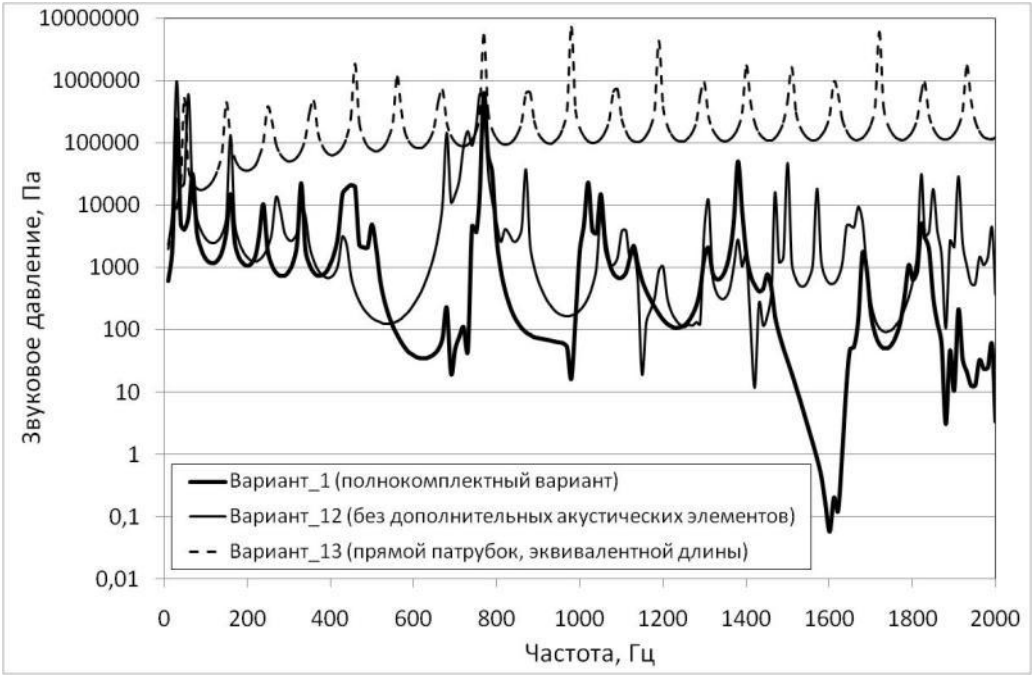


Рисунок Б.7 - Влияние штатных и дополнительных шумозаглушающих элементов СВ

ПРИЛОЖЕНИЕ В

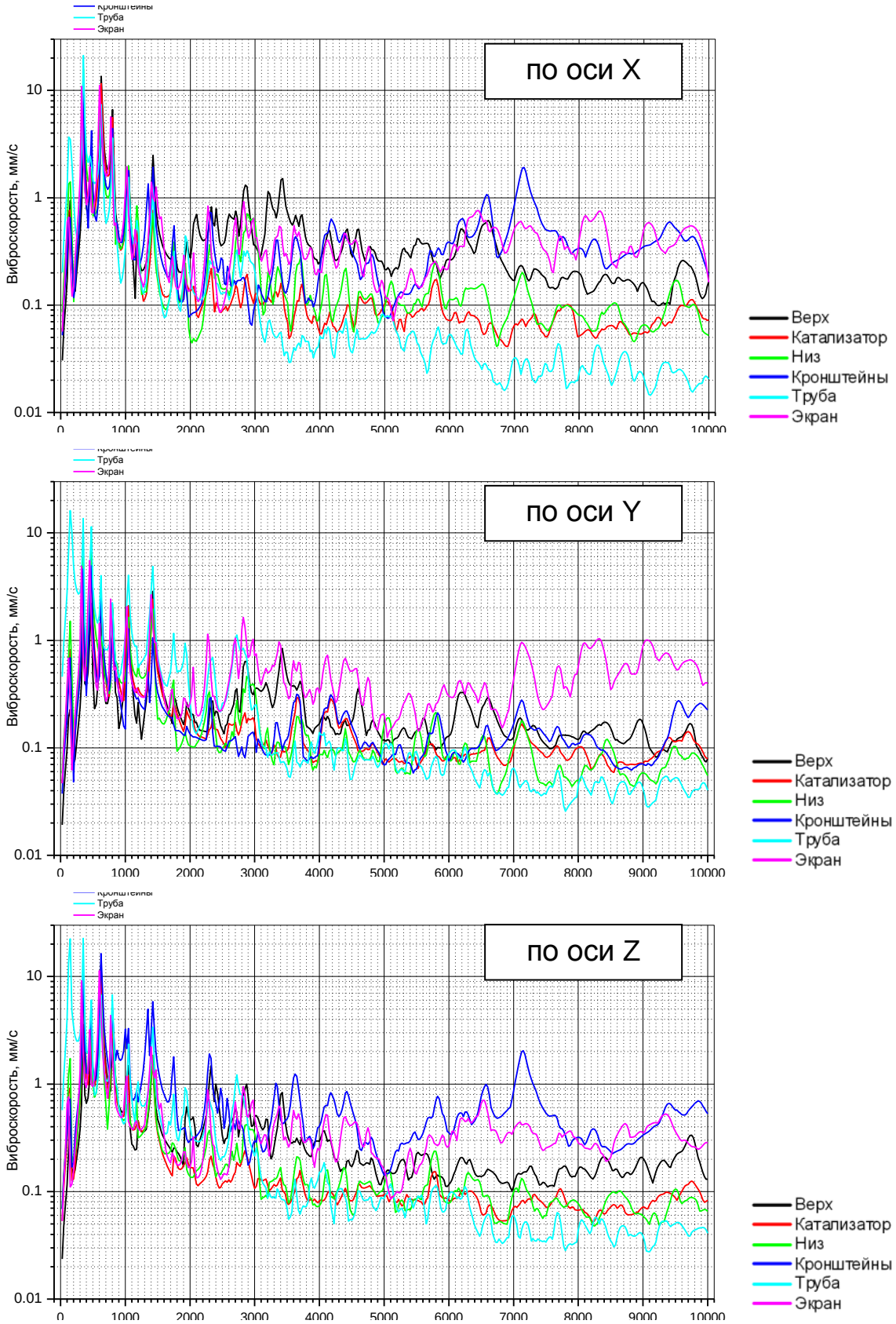


Рисунок В.1 - Частотный спектр максимальных значений виброскоростей составных элементов катколлектора СВОГ ДВС

ПРИЛОЖЕНИЕ Г

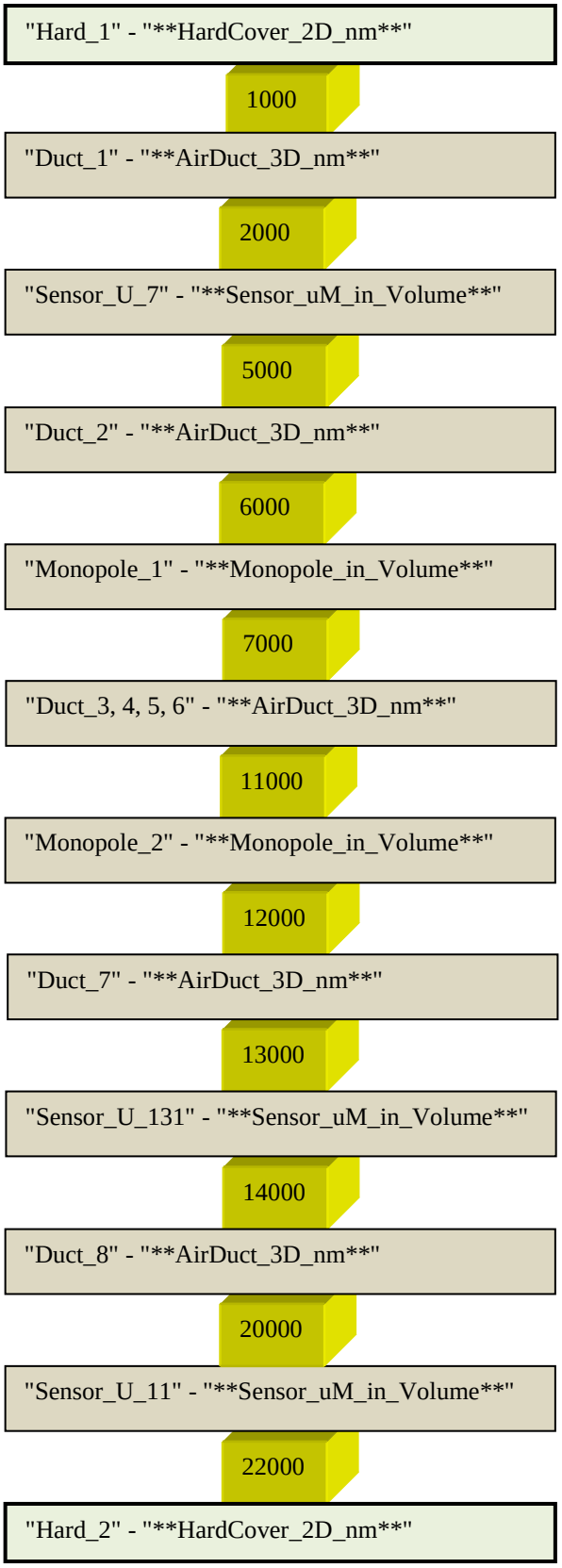


Рисунок Г.1 - Схема расчетной акустической 3D-модели пустотелой камеры МО кузова легкового а/м

ПРИЛОЖЕНИЕ Г

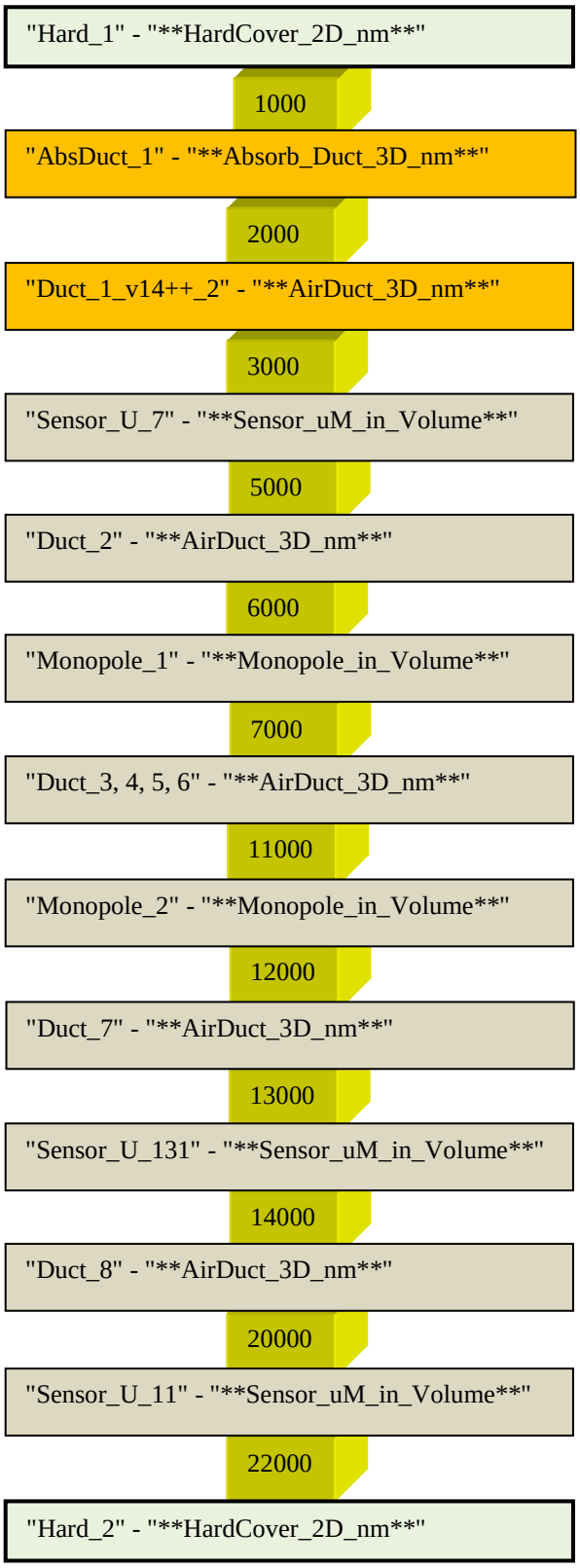


Рисунок Г.2 - Схема расчетной акустической 3D-модели замкнутой камеры МО кузова с футеровкой торцевой стенки пористой плосколистовой панелью из ЗПМ толщиной слоя 0,02 м

ПРИЛОЖЕНИЕ Г

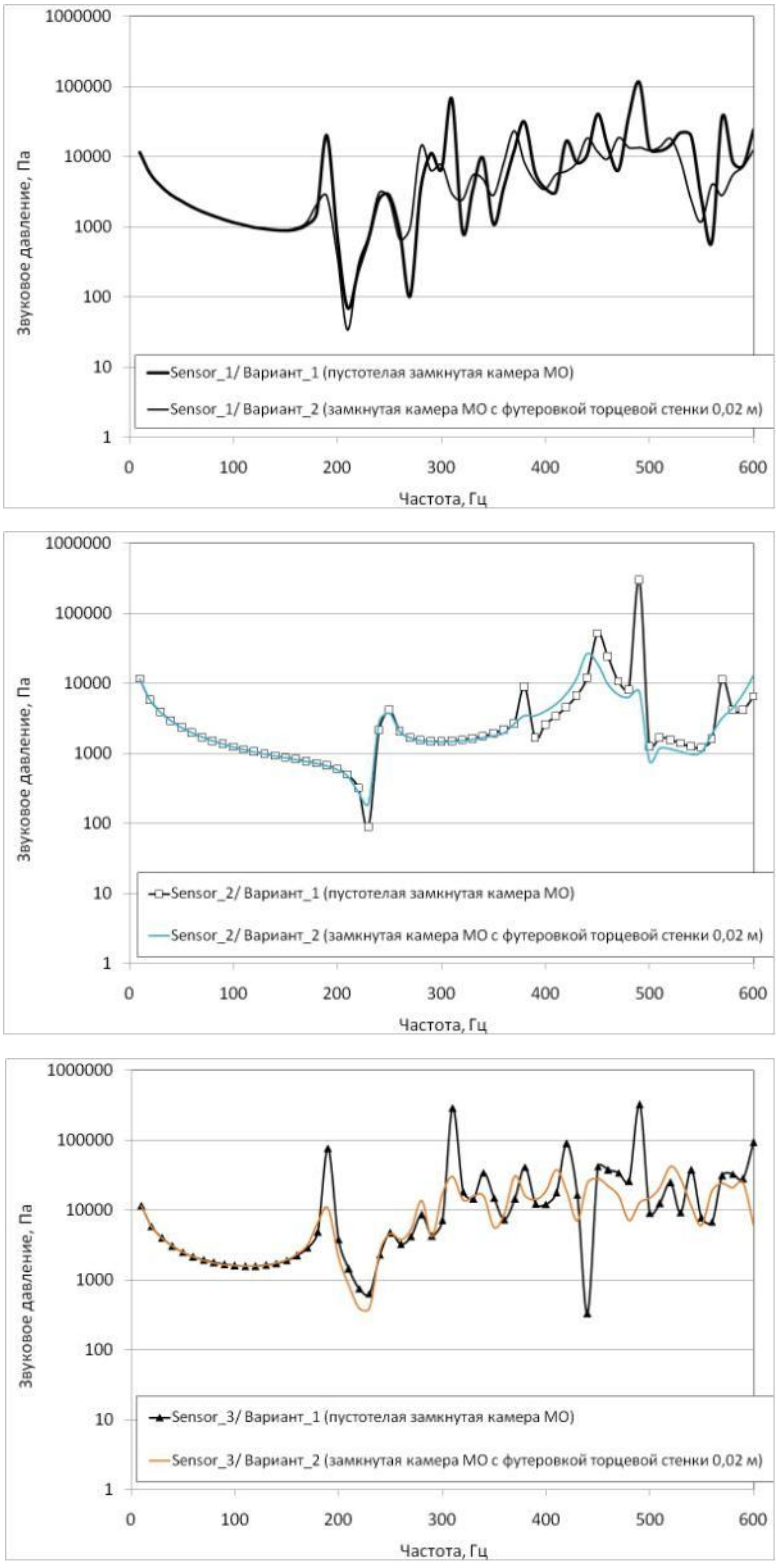


Рисунок Г.3 - Влияние футеровки торцевой стенки замкнутой камеры МО на акустическое сопротивление камеры МО

ПРИЛОЖЕНИЕ Г

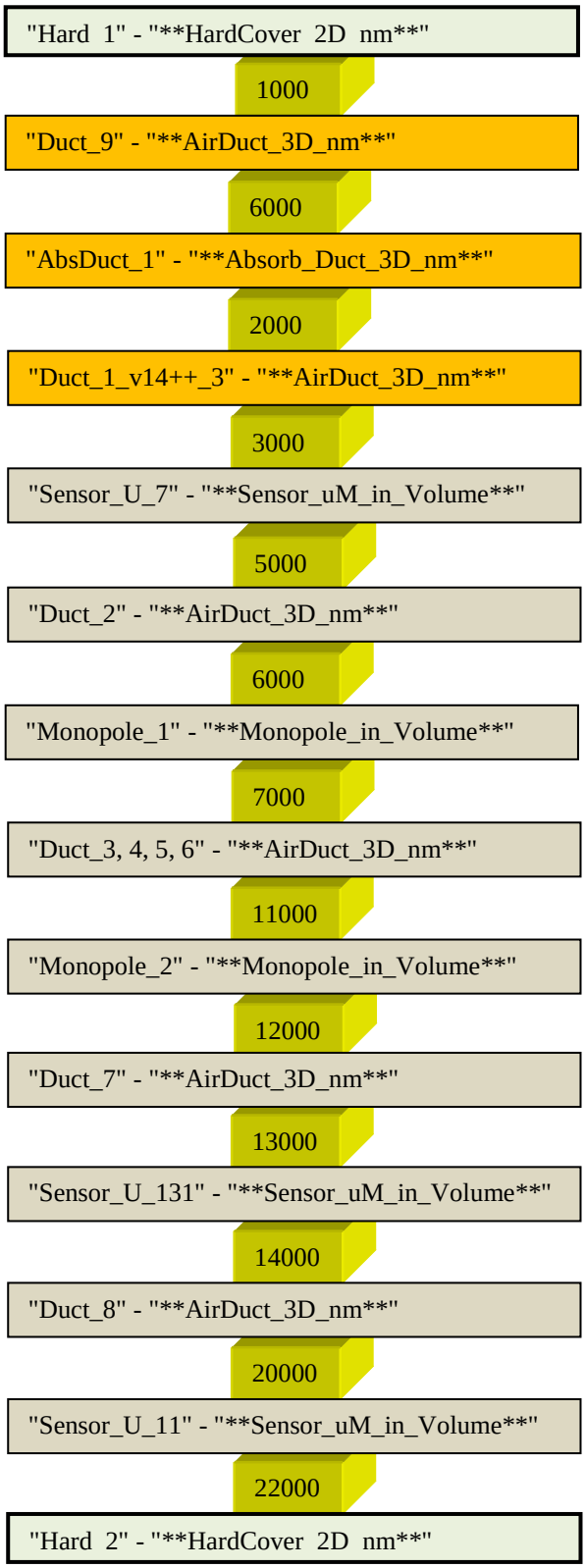


Рисунок Г.4 - Схема расчетной акустической 3D-модели замкнутой камеры МО кузова с пористой плосколистовой панелью из ЗПМ толщиной слоя 0,02 м, зазорно расположенной относительно ее торцевой стенки

ПРИЛОЖЕНИЕ Г

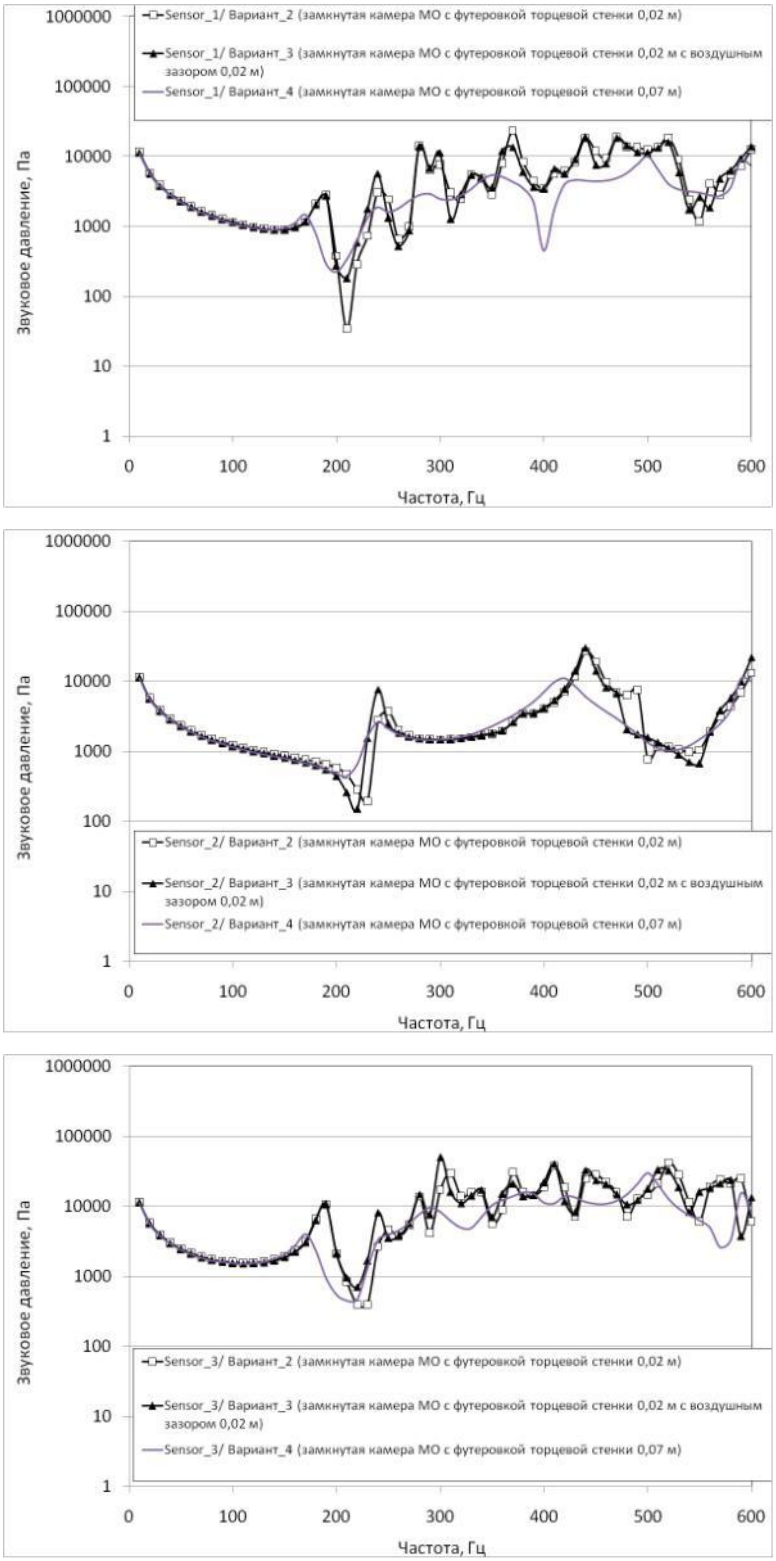


Рисунок Г.5 - Влияние различных вариантов футеровки торцевой стенки замкнутой камеры МО на акустическое сопротивление камеры МО

ПРИЛОЖЕНИЕ Г

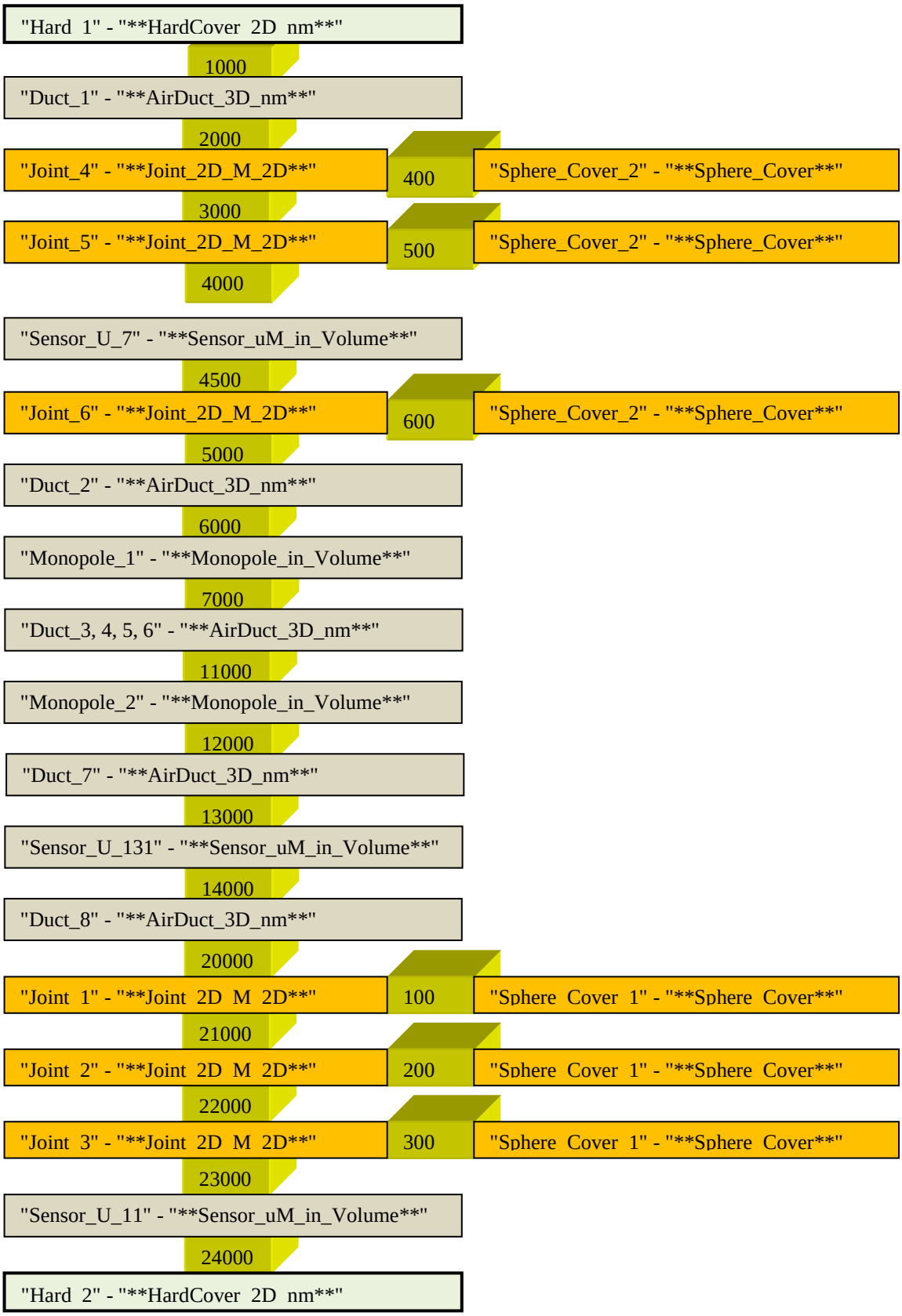


Рисунок Г.6 - Схема расчетной акустической 3D-модели камеры МО с открытыми вентиляционными проемами, расположенные на передней и нижней стенке камеры, закрытые адмитансными крышками

ПРИЛОЖЕНИЕ Г

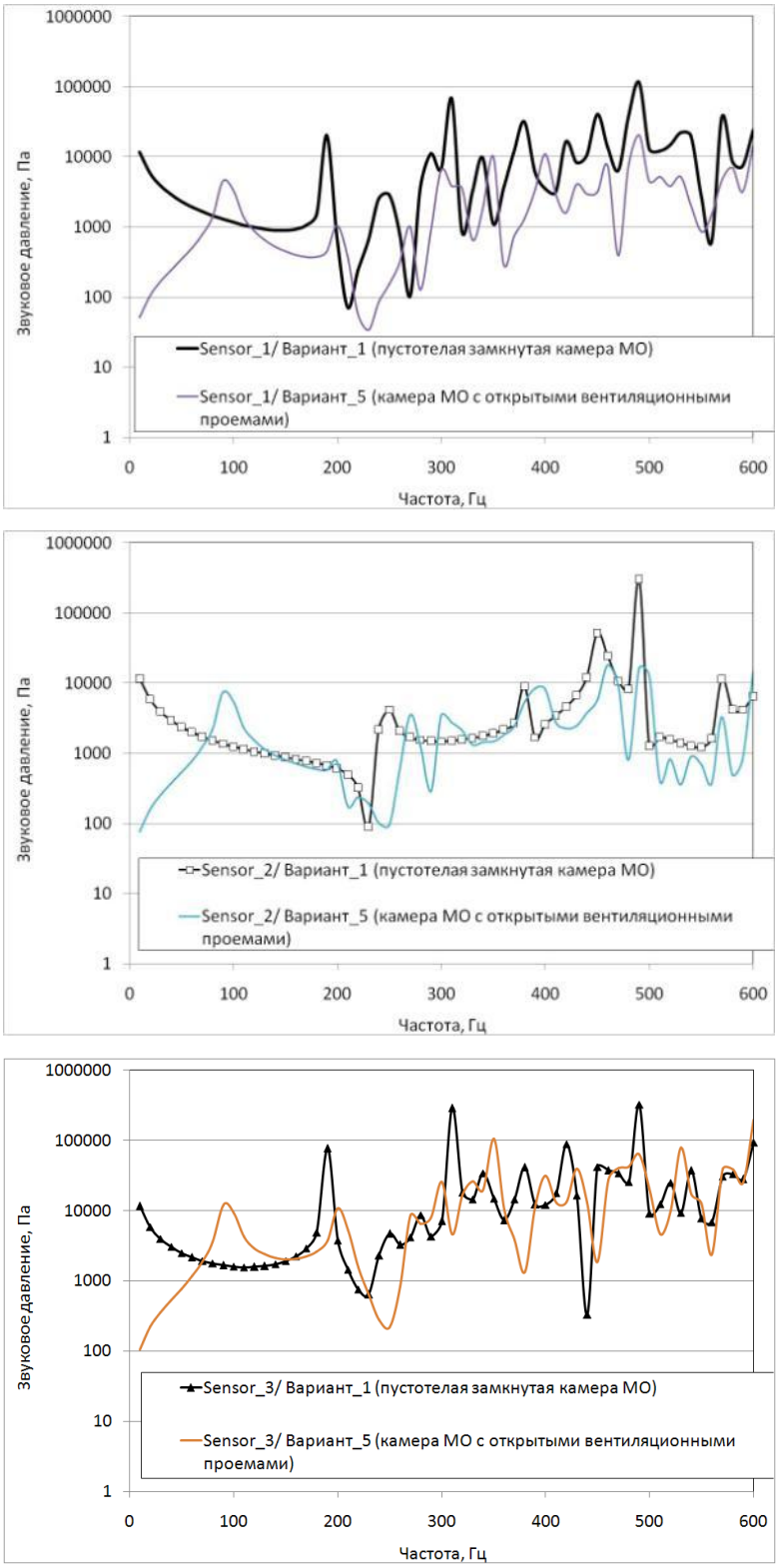


Рисунок Г.7 - Влияние наличия открытых вентиляционных проемов на акустическое сопротивление объема камеры МО

ПРИЛОЖЕНИЕ Г

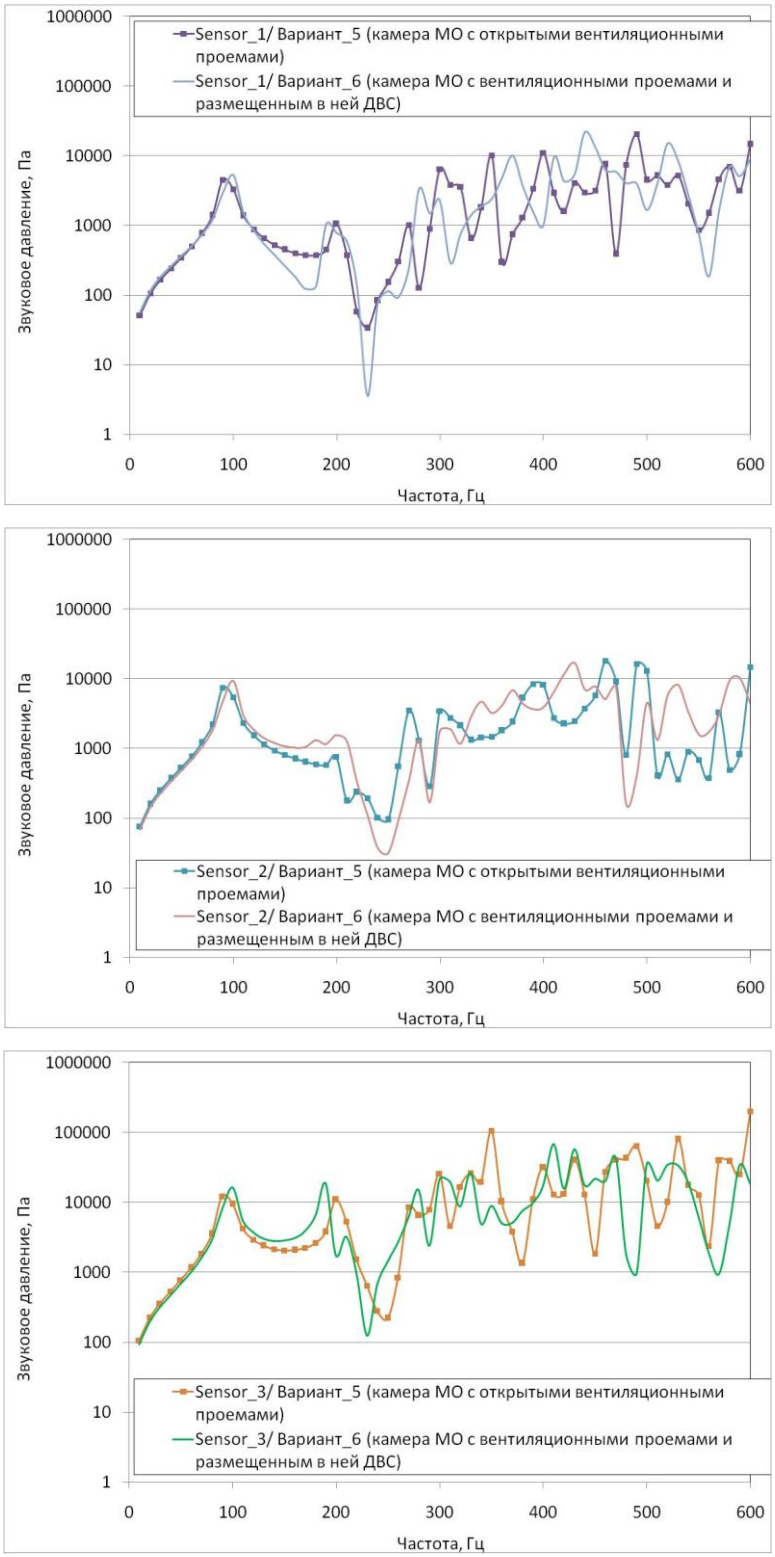


Рисунок Г.8 - Влияние полости ДВС, «вычитаемой» из полости камеры МО с открытыми вентиляционными проемами на акустическое сопротивление ее объема

ПРИЛОЖЕНИЕ Г

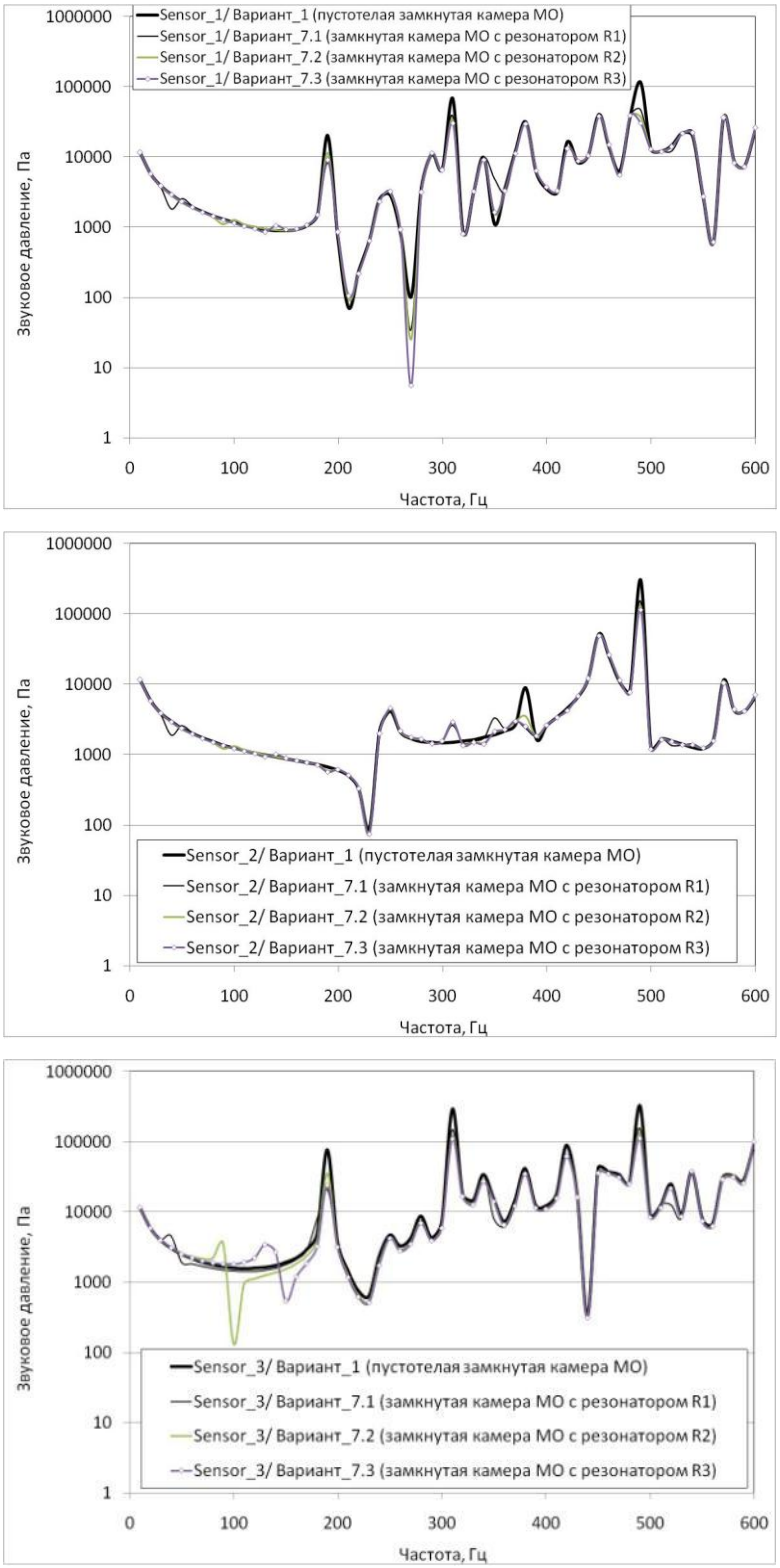


Рисунок Г.9 – Влияние подключения РГ к полости замкнутой камеры МО на акустическое сопротивление ее объема

ПРИЛОЖЕНИЕ Г

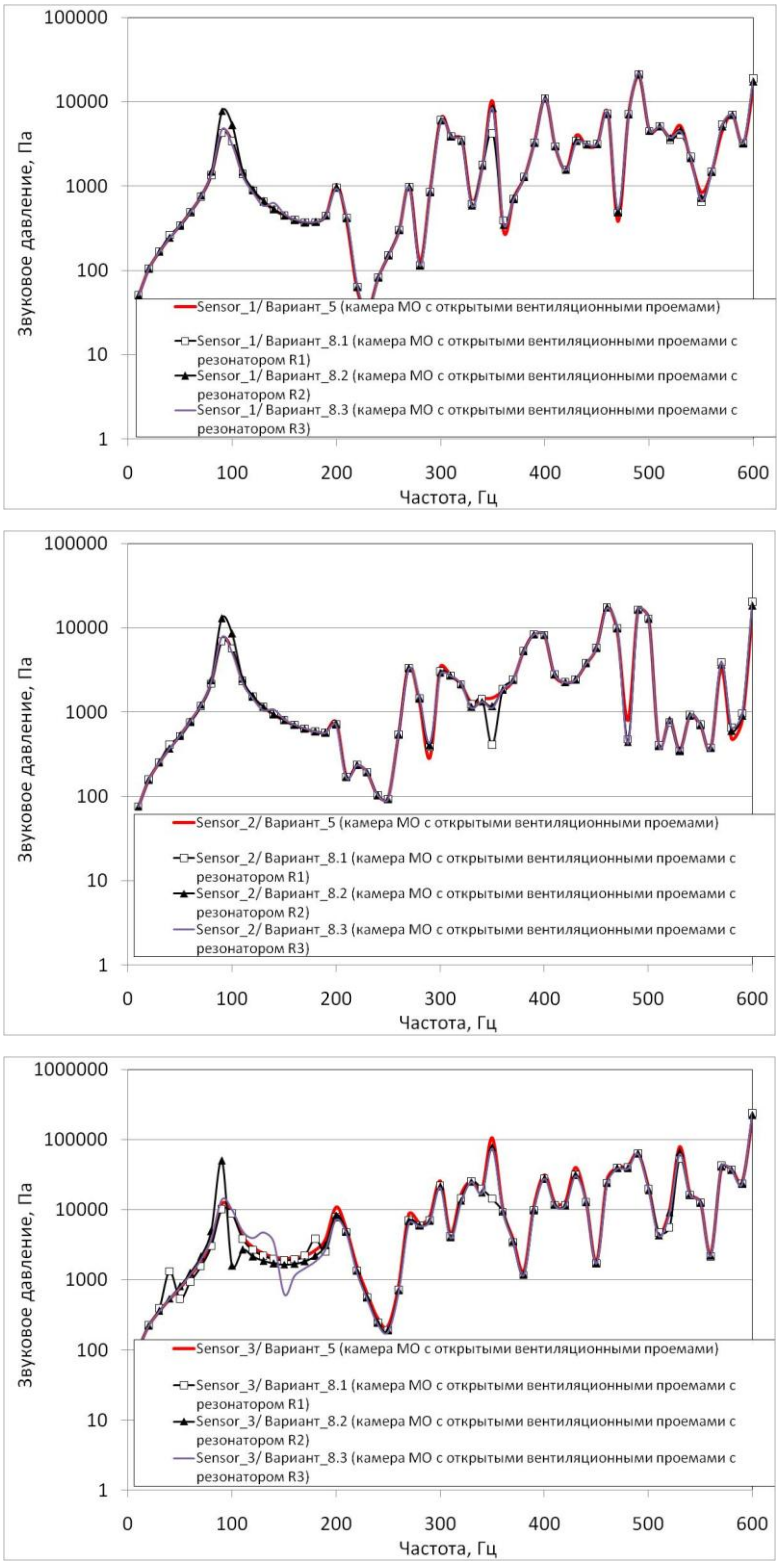


Рисунок Г.10 - Влияние подключения РГ к полости камеры МО с вентиляционными проемами на акустическое сопротивление ее объема

ТМ
РОССКАТавто

Общество с ограниченной ответственностью

Система менеджмента качества сертифицирована на соответствие требованиям ГОСТ Р ИСО 9001-2011 (ИСО 9001:2008) регистрационный № РОСС RU.ФК16.К00373 от 29.08.2013 г.

445050, Россия, Самарская обл.
Тольятти, а/я
4644, ул. Базовая,28

Тел/факс /8482/ 72-09-13
/8482/ 72-09-12

р/с 40702810400030000735
в ООО КБ «Эл банк»
к/с 30101810500000000859
в РКЦ Тольятти, г.Тольятти
БИК 043678859
ИНН/КПП 6382021988/632401001

УТВЕРЖДАЮ
Генеральный директор
ООО «РОССКАТавто»

_____ Попов Ю.А.
« ___ » _____ 2013 г.

АКТ

внедрения результатов кандидатской диссертационной работы
Малкина Ильи Владимировича

Настоящий акт внедрения составлен о том, что результаты диссертационной работы «Разработка технических средств снижения шумовых излучений системы газообмена двигателя легкового автомобиля», представленной на соискание ученой степени кандидата технических наук, используются в процессе конструкторской разработки элементов систем выпуска отработавших газов (глушителей шума, нейтрализаторов отработавших газов, глушителей-нейтрализаторов, каталитических коллекторов), а также при доводочных работах, связанных с их конструктивными усовершенствованиями. Результаты диссертационной работы внедрены в виде методов виртуального моделирования газодинамических процессов, протекающих в исследуемых объектах.

Разработанная методика была использована при создании, с непосредственным участием автора диссертационной работы, серии технических устройств, новизна которых подтверждается патентами, выданными Федеральной службой по интеллектуальной собственности, патентам и товарным знакам РФ (RU 101733, RU 102682, RU 92097, RU 101734, RU 111195).

Научный руководитель
к.т.н., доцент
_____ М.И. Фесина

Директор по техническому развитию
перспективных проектов
ООО «РОССКАТавто», к.т.н.
_____ А.В. Сергеев

Ответственный исполнитель,
соискатель
_____ И.В. Малкин

Главный конструктор
ООО «РОССКАТавто»
_____ С.И. Ильин

УТВЕРЖДАЮ:

Ректор федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего профессионального образования «Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королева (национальный исследовательский университет)», д.т.н., профессор

_____ Е.В. Шахматов

« » _____ 2013 г.

АКТ

внедрения результатов кандидатской диссертационной работы

Малкина Ильи Владимировича

Настоящий акт внедрения составлен о том, что результаты диссертационной работы «Разработка технических средств снижения шумовых излучений системы газообмена двигателя легкового автомобиля», представленной на соискание ученой степени кандидата технических наук, используются в учебном процессе кафедры автоматических систем энергетических установок СГАУ в практических занятиях курса «Автоматизация испытаний и экспериментальных исследований» при подготовке магистров по направлению 160700.68 Двигатели летательных аппаратов магистерской программы «Мехатронные пневмогидравлические агрегаты и системы».

Результаты диссертационной работы внедрены в виде методики проведения экспериментальных исследований бесконтактным способом шумовиброактивных элементов с использованием 3-х компонентного сканирующего лазерного виброметра PSV-400-3D ф. «Polytec» (Германия). В качестве объектов испытаний для примера были использованы образцы катколлекторов, которые являются динамически- и термо-нагруженными компонентами системы выпуска отработавших газов ДВС легкового автомобиля. Разработанная методика обеспечивает наглядную идентификацию источников и механизмов генерирования деформационных колебаний твердыми структурами их корпусных элементов (структурного шума).

научный руководитель
к.т.н., доцент

_____ М.И. Фесина

д.т.н., профессор кафедры автоматических систем энергетических установок СГАУ

_____ А.Н. Крючков

ответственный исполнитель
соискатель

_____ И.В. Малкин

к.т.н., доцент кафедры автоматических систем энергетических установок СГАУ

_____ Г.М. Макарьянц

ТОЛЬЯТТИНСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ

МИНОБРНАУКИ РОССИИ
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования
«Тольяттинский государственный университет» (ТГУ)

ОКПО 55914968
ОГРН 1036300997567
ИНН 6320013673
КПП 632401001

ул. Белорусская, 14, г.Тольятти, Самарской обл., 445667, ГСП
Телефон (8482) 54-64-24
Факс (8482) 53-95-22
E-mail: office@tltsu.ru
http://www.tltsu.ru

22.10.2013 № 4868
на № _____ от _____

УТВЕРЖДАЮ:

Ректор ФГБОУ ВПО
«Тольяттинский государственный университет»
доктор физико-математических наук, профессор

_____ М.М. Криштал
«____» _____ 2013 г.

АКТ

внедрения результатов кандидатской диссертационной работы
Малкина Ильи Владимировича

Настоящий акт внедрения составлен о том, что результаты диссертационной работы «Разработка технических средств снижения шумовых излучений системы газообмена двигателя легкового автомобиля», представленной на соискание ученой степени кандидата технических наук, используются в учебном процессе Автомеханического института Тольяттинского государственного университета.

Результаты диссертационной работы внедрены в виде расчетных программ для ЭВМ:

- Silencer_A_exe (программа для 1D акустического моделирования элементов - труба_1D с потоком и без потока, участок канала, заполненный ЗПМ, акустическое сопротивление, акустический тройник, акустическая крышка, источник колебательного объёмного расхода, виртуальные датчики давления и объёмной колебательной скорости),
- ITL_exe, TL_exe (программы для 3D моделирования и оценки эффективности глушителя шума в системе шумоглушения, например, системах впуска и выпуска ДВС),
- Test_rig_ii_exe (программа для расчёта передаточной функции по колебательному объёмному расходу от монополя через систему связанных прямоугольных 3D-объёмов в окружающую среду. Определяет эффекты установки в 3D-объёмы перфорированных перегородок, звукопоглощающих пористых панелей, акустических резонаторов и пр.),
- Y21_exe, Z21_exe (виртуальные акустические испытательные стенды для оценки эффективности конструктивных мероприятий в цилиндрических 3D-трубах - установку сопротивлений, резонаторов, малых перфорированных рассеивателей).

Указанные программы выполнены с непосредственным участием соискателя в научно-исследовательской работе «Расчетное моделирование акустических полей в ограниченных объемах шумозаглушающих устройств типа моторных отсеков транспортных средств, расширительных и резонансных камер глушителей систем газообмена ДВС, систем вентиляции и кондиционирования» в рамках федеральной целевой программы «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России» на 2009–2013 годы ГК №02.740.11.5122 шифр «2010-1.5-507-001-006» от 09.03.2010, и используются в практических занятиях по дисциплине «Промышленная акустика».

Научный руководитель
к.т.н., доцент
_____ М.И. Фесина

Ответственный исполнитель
Соискатель
_____ И.В. Малкин

Зав. кафедрой
«Управление промышленной и экологической безопасностью»
Автомеханического института,
д.п.н., профессор
_____ Л.Н. Горина

АВТОВАЗ
ОТКРЫТОЕ АКЦИОНЕРНОЕ ОБЩЕСТВО

ВИЦЕ-ПРЕЗИДЕНТ
ПО ТЕХНИЧЕСКОМУ РАЗВИТИЮ

ОГРН 1026301983113
ИНН 6320002223

Заставная, 2, Тольятти
Самарская область, 445043
Телефон (8482) 73-89-87
Телетайп 290 222 ТОПАЗ
Телекс 214 147 TLT RU
Телефакс (8482) 73-91-29

ДИРЕКЦИЯ ПО ИССЛЕДОВАНИЯМ
И РАЗРАБОТКАМ

№

На № от

УТВЕРЖДАЮ:

Начальник управления функциональных свойств автомобиля
службы директора по перспективным разработкам ОАО «АВТОВАЗ»

_____ А.Н. Миронов
«___» _____ 2013 г.

АКТ

внедрения результатов кандидатской диссертационной работы
Малкина Ильи Владимировича

Настоящий акт внедрения составлен о том, что результаты диссертационной работы «Разработка технических средств снижения шумовых излучений системы газообмена двигателя легкового автомобиля», представленной на соискание ученой степени кандидата технических наук, используются в технологических процессах виброакустических исследований и доводки серийных и перспективных моделей автомобилей LADA в научно-техническом центре ОАО «АВТОВАЗ» в виде устройства для позиционирования измерительной аппаратуры и измерения звукового излучения от локальных источников на транспортных средствах, что подтверждается актом об использовании полезной модели №49989. Разработанная с участием автора диссертационной работы И.В. Малкина, эффективная с точки зрения показателей шумозаглушения газодинамичекой и структурной составляющей система впуска двигателя внутреннего сгорания внедрена в производстве серийных и модернизированных моделей автомобилей LADA семейств ВАЗ-1118 «Калина», ВАЗ-2190 «Гранта» и ВАЗ-2170 «Приора», что подтверждается актом об использовании полезной модели №54104.

РАЗРАБОТЧИКИ

Научный руководитель,
к.т.н., доцент

_____ М.И. Фесина

Ответственный исполнитель,
соискатель

_____ И.В. Малкин

от ОАО «АВТОВАЗ»

Начальник отдела акустического и вибрационного комфорта

_____ Д.А. Иванов

Заместитель начальника отдела - начальник бюро акустического и вибрационного комфорта

_____ В.В. Ломакин

ОАО "АВТОВАЗ"
Дирекция по техническому развитию

АКТ
об использовании полезной модели

г. Тольятти " 15 " декабря 2005 г.

Патент на полезную модель № 49989

Заявка № 2004138681/22 с приоритетом от 28.12. 2004 года.

Название полезной модели: Устройство для позиционирования измерительной аппаратуры и измерения звукового излучения от локальных источников на транспортных средствах.

Патентообладатель: ОАО "АВТОВАЗ"

Полезная модель использована с 20.12.2004г. в ОАО "АВТОВАЗ", в Управлении специальных испытаний ДТР АО "АВТОВАЗ", в составе комплекса измерительной аппаратуры, используемого в технологических процессах исследований звукового излучения легковых автомобилей в корпусе 3/3 "Акустический комплекс ДТР" на динамическом стенде с беговыми барабанами.

Начальник управления специальных испытаний ДТР А.В. Агафонов

Начальник отдела исследований шума и виброкомфорта УСИ М.И. Фесина

Начальник патентно-лицензионного отдела А.П. Голиков

Начальник бюро ДВСиЭА ПЛО А.В. Соколов

ОАО "АВТОВАЗ"
Дирекция по техническому развитию

АКТ
об использовании полезной модели

г. Тольятти " 06 " августа 2007 г.

Патент на полезную модель № 54104
Заявка № 2005132915/22 с приоритетом от 25.10. 2005 года.

Название полезной модели: Система впуска двигателя внутреннего сгорания
Патентообладатель: ОАО "АВТОВАЗ"

Полезная модель использована с 12.07.2006г. в ОАО "АВТОВАЗ", в производстве СКП "Калина", корпус 26, цех 45-5, в полном соответствии с основным пунктом 1 формулы патента на полезную модель. Применяется на автомобилях семейства "Калина" - 11184, 11194, а так же в качестве запасных частей. Планируется использование в составе автомобилей семейства 2170 "Приора". Изготовление осуществляется в соответствии с чертежами 11184-1109010СБ, 11184-1109011СБ, 11184-1109012СБ, окончательное извещение 9570 от 23.03.2006 г., извещение на спецификацию 901 от 12.07.06 г.

Начальник управления
проектирования двигателей В.А. Мешков

Начальник отдела
систем двигателей УПД Ю.Н. Шепилов

Начальник патентно-лицензионного
отдела ДКУи Р УРИ А.П. Голиков

Начальник бюро ДВС и ЭА ПЛО А.В. Соколов