

УДК: 629.017:629.018

OECD: 629.017:629.018

Улучшение виброакустических характеристик транспортно-технологических средств посредством комплексных исследований колебаний силового агрегата при структурных и воздушных передачах

Рахматов Р.И.^{1*}, Надарейшвили Г.Г.², Галевко В.В.³¹ К.т.н., главный специалист, ² Д.т.н., заместитель Генерального директора по науке, ^{1,2} ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ», Москва, РФ³ К.т.н., заведующий кафедрой «Математика», ФГАОУ ВО «Московский политехнический университет», Москва, РФ

Аннотация

В статье приводится подход к улучшению виброакустических характеристик транспортно-технологических средств посредством комплексных исследований колебаний силового агрегата с целью уменьшения передачи колебаний и шума от силового агрегата. В рамках работы определены оптимальные места расположения опор силового агрегата. Проведены экспериментальные исследования динамических характеристик опор силового агрегата на стенде и на автотранспортном средстве. Разработаны требования к характеристикам опор силового агрегата. Исследованы и определены «громкие» излучающие поверхности силового агрегата. Проведено ускорение численного моделирования за счет сокращения числа степеней свободы вследствие расчетно-экспериментального редуцирования расчетной модели силового агрегата. Проведена валидация расчетной модели по критерию частотного отклика. Разработаны технические решения, направленные на улучшения виброакустических характеристик силового агрегата.

Ключевые слова: транспортно-технологические средства, структурные пути передачи колебаний, воздушные пути передачи шума, конечно-элементное моделирование, экспериментальные исследования, сокращение времени счета, валидация, улучшение виброакустических характеристик.

Improvement of vibroacoustic characteristics of transportation-technological vehicles by means of complex researches of powertrain vibrations at structural and air transmissions

Rakhmatov R.I.^{1*}, Nadareishvili G.G.², Galevko V.V.³¹ Ph.D, Chief specialist, ² DSc, Deputy General director for science, ^{1,2} FSUE «NAMI», Moscow, Russia³ Ph.D, Head of Mathematics Department, Federal State Educational Institution of Higher Professional Education 'Moscow Polytechnic University', Moscow, Russia

Abstract

The paper presents an approach to improving the vibroacoustic characteristics of transportation-technological vehicles by means of comprehensive studies of powertrain vibrations in order to reduce the transmission of vibrations and noise from the powertrain. Within the framework of the work the optimal locations of the power unit supports are determined. Experimental researches of dynamic characteristics of the powertrain support on the stand and on the motor vehicle are carried out. Requirements to the characteristics of powertrain supports are developed. The "loud" radiating surfaces of the power unit have been investigated and determined. Acceleration of numerical modeling due to the reduction of the number of degrees of freedom

*E-mail: rakhmatov.rakhmatdzhon@gmail.com (Рахматов Р.И.)

due to the computational and experimental reduction of the powertrain computational model was carried out. Validation of the computational model by the criterion of frequency response is carried out. Technical solutions aimed at improving the vibroacoustic characteristics of the power unit have been developed.

Keywords: transport and technological vehicles, structural vibration transmission paths, airborne noise transmission paths, finite element modeling, experimental research, reduction of counting time, validation, improvement of vibroacoustic characteristics.

Введение

Одним из основных источников шума и вибрации автотранспортного средства (АТС) является силовой агрегат (СА). Соответственно, улучшения виброакустических (ВА) характеристик АТС можно эффективно достичь уменьшением передачи структурного и воздушного шума от СА.

СА является сложным источником шума и вибраций вследствие силового взаимодействия в кинематических парах и осуществления газодинамических процессов, сопровождающих работу СА. Значительное влияние на возникновение вибрации и шума СА оказывают неуравновешенные силы и моменты инерции, воздействующих на СА, как абсолютно твердое тело, закрепленное упругодемпфирующими и/или жесткими связями с кузовом. Также известно, что общий шум СА, зависит от интенсивности акустического излучения вибрирующими наружными поверхностями. Анализ работ [1-10] показывает о необходимости развития методов исследования и разработки способов уменьшения шума от вибрирующих наружных поверхностей СА, на основе расчетно-экспериментальных исследований с использованием численного моделирования (ЧМ). Важные исследования колебаний СА были проведены под руководством Тольского В.Е. Следует отметить разработку пространственной модели колебания СА АТС [11], которая была создана на основе теории связанных колебаний, метода расчета колебаний СА, возникающих от воздействия дорожных неровностей [12], исследования колебаний СА АТС [13], исследования и разработки требований к подвеске СА [14]. Ранее исследования и последующие конструкторские разработки с целью улучшения ВА характеристик СА проводились на основе теоретических и экспериментальных исследований без применения ЧМ, поэтому не могут быть использованы на стадии технического проектирования (ТП). Характеристики подвеса СА оказывают непосредственное влияние и на плавность хода АТС, которая зависит от форм твердотельных колебаний (ТК) СА и их возбуждения от внешних и внутренних силовых источников, а также от нагруженности опор инерционными и реактивными силовыми факторами. Если рассматривать СА как абсолютно жесткое тело, подвешенное на упругих опорах, то он имеет 6 форм ТК (в соответствии с числом степеней свободы тела, не имеющего кинематических ограничений). Каждая твердотельная форма колебаний может быть описана частотой и распределением кинетических энергий колебаний вдоль и вокруг осей глобальной системы координат АТС. На формы ТК оказывают влияние выбор схемы подвеса СА, координат установки опор и упругодемпфирующих характеристик опор. Обычно рассматриваются следующие схемы подвеса СА: «маятниковая» схема на двух опорах с реактивной тягой, где опоры размещаются на оси крена от действия реактивного момента или рядом с ней, а реактивная тяга – перпендикулярно оси, проходящей через опоры; «полумаятниковая» схема на трёх опорах, где одна из опор размещается на оси крена от действия реактивного момента или рядом с ней; четырёхопорная схема [15-17] (рисунок 1).

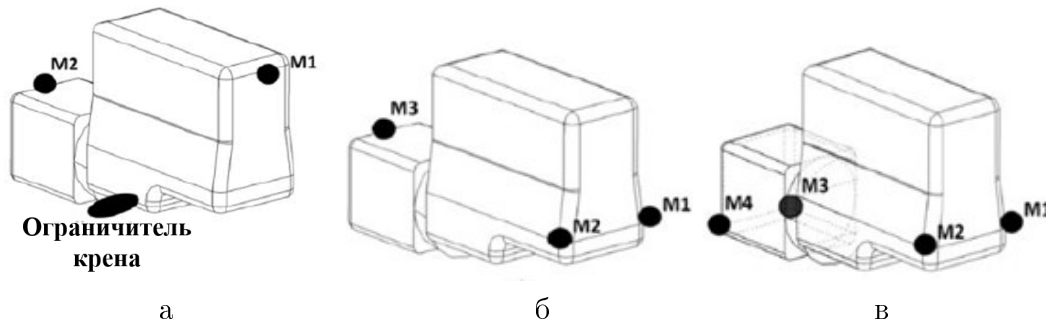


Рис. 1. Варианты схем подвеса СА: а – маятниковая, б – полумаятниковая и в – четырехопорная

Источниками возбуждения твердотельных форм колебаний являются, в частности, колебания неподрессоренной массы при движении по неровной дороге (внешний источник) и колебания, вызванные неравномерностью работы двигателя на разных режимах (внутренний источник). То есть, необходимо выбрать такую схему подвеса СА, координаты опор и упругодемпфирующие характеристики опор, чтобы избежать возбуждения со стороны внешних и внутренних источников. При этом, твердотельные формы не должны попадать в диапазон колебаний неподрессоренной массы и других агрегатов; форма вращения вокруг оси коленчатого вала (форма крена для двигателя с продольным расположением коленчатого вала, и форма клевка для двигателя с поперечным расположением коленчатого вала) должна иметь частоту не выше первой оборотной частоты холостого хода двигателя; доля кинетической энергии по основному направлению перемещения должна составлять не менее 85%, минимальная разница частот форм не менее 2-3 Гц (условие контролируемости форм колебаний).

С другой стороны, для обеспечения лучшей фильтрации вибронгрузок, исходящих от СА, необходимо обеспечить равномерное нагружение опор в статическом и квазистатических режимах, минимальную жёсткость опор при допустимых величинах их деформации и минимальную локальную динамическую жёсткость несущей системы, при которой достигается перепад виброускорений на величину не менее 20 дБ. В некоторых случаях выполнение требований по твёрдотельным формам колебаний СА и по нагруженности опор затруднительно в силу противоречий по выбору координат опор и упругодемпфирующих характеристик.

Процедура определения оптимальных характеристик подвеса СА предполагает следующие операции:

1. Определение начальных значений координат опор: опоры следует размещать на уровне оси крена СА от действия реактивного момента, распределение нормальных реакций в опорах должно быть равномерным, статическая реакция опор по второстепенным направлениям (продольному и поперечному) должна отсутствовать, начальная статическая жёсткость опор определяется из условия деформации опор на 5 мм под действием двух масс СА;

2. Проведение модального анализа СА и анализа чувствительности форм колебаний к изменениям координат и жёсткости опор, по результатам которых корректируются значения координат опор и назначаются предварительные значения жёсткости опор по осям с учётом предполагаемого форм-фактора опор и выбора основных рабочих направлений; критериями выбора координат и жёсткости опор являются цели

на модальную карту СА, обозначенные выше; при выполнении модального анализа опорам назначаются следующие динамические характеристики: динамический фактор (отношение динамической жёсткости к статической) равен 1,5, угол потерь равен 10° .

3. Проверочный расчёт статического нагружения опор СА и расчёт квазистатического нагружения силами инерции и реактивным моментом. В штатных режимах допускается деформация опор до 5 мм (конец линейной зоны), в экстремальных (ударных) режимах – до 10 мм, при этом опоры работают в нелинейной зоне, где формируется нелинейная часть характеристик жёсткости, а также при необходимости вносятся изменения в характеристику линейной жёсткости.

4. Этапы 2 и 3 повторяются в целях проверки результатов, полученных на предыдущем шаге.

Как было ранее отмечено, СА является основным источником колебаний, пути распространения которых приведены на рисунке 2 [18, 19].



Рис. 2. Схема путей распространения колебаний от СА

Соответственно, для улучшения ВА характеристик СА, необходимо определить оптимальные места расположения опор СА, разработать требования к характеристикам опор СА, исследовать ВА характеристики излучающих поверхностей СА, разработать технические решения, позволяющие уменьшить акустическое излучение, как излучающих поверхностей СА, так и панелей кузова АТС.

1. Определение оптимальных мест расположения и разработка требований к характеристикам опор силового агрегата

Определение оптимальных мест расположения и разработка требований к характеристикам опор СА основывается на:

- определении оптимальных мест расположения опор СА на основе расчетных исследований с учетом точек возбуждения;
- определении оптимальных мест расположения опор СА и их упругодемпфирующих характеристик на основе квазистатического и модального анализа;
- экспериментальном исследовании динамических характеристик опор СА;
- экспериментальном исследовании перемещений СА относительно кузова;
- разработке требований к характеристикам опор СА.

Определение мест расположения опор СА выполнено на разработанной и валидированной КЭМ СА [20]. Наиболее очевидный путь выбора мест расположения

опор СА основывается на изучении «вычетов точек возбуждения» (Driving Point Residues - DPR). Исходя из модальных параметров, вычет определяется выражением АЧХ реакции.

Как правило, оптимальными местами расположения опор СА для максимально возможного количества мод являются степени свободы с минимальными значениями «вычетов точек возбуждения» (DPR). На основе исследований Кийентзи и Ричердсона [21] DPR для каждой формы колебания определяется формулой:

$$\{DPR_i\} = \{\Phi_i\} \otimes \{\Phi_i\} \cdot \omega_i, \quad (1)$$

где $\{DPR_i\}$ – точка положения вибратора в векторной величине для i -ой формы колебаний, $\{\Phi_i\}$ – собственные вектора для форм i и ω_i угловая частота формы i .

На рисунке 3а показан результат расчета минимального значения DPR, на основе которого определены оптимальные места расположения опор на СА (рисунке 3б (точки 1-4)).

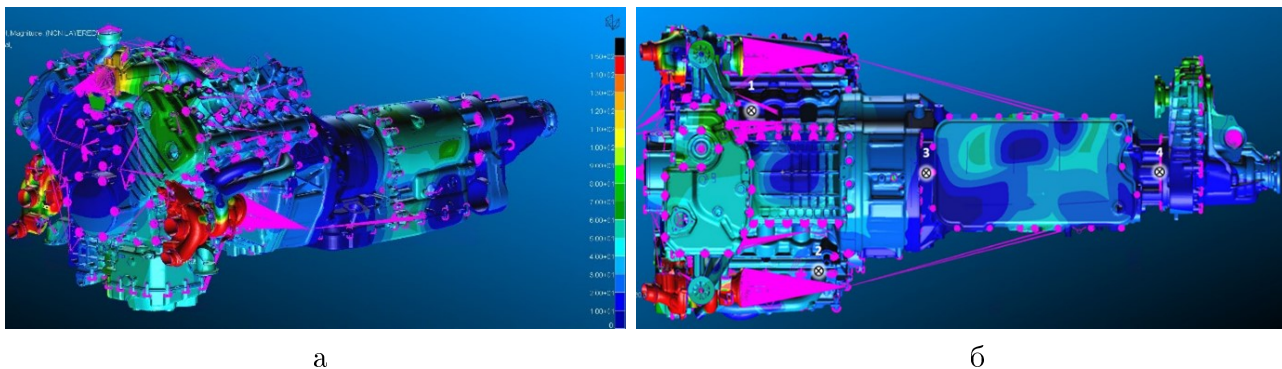


Рис. 3. Результат расчета минимального значения DPR (а) и оптимальные положения опор СА (б)

Для оценки эффективности идентификации оптимальных мест расположения опор, проведены расчетные исследования функций частотного отклика. Точки возбуждения располагались в посадочных местах: коренных подшипниках коленчатого вала, подшипниках ротора электродвигателя, подшипниках валов автоматической коробки передач (АКП) и подшипниках раздаточной коробки. Точки отклика располагались в старых местах установки опор и оптимальных местах установки опор, определенных по результатам расчетов DPR. Результаты расчётных исследований в сравнении по среднеквадратичным значениям виброперемещений (среднеквадратичные значения выбраны по причине минимизации количества иллюстрируемых графиков, позволяющих хорошо воспринимать приведенную информацию) приведены на рисунке 4.

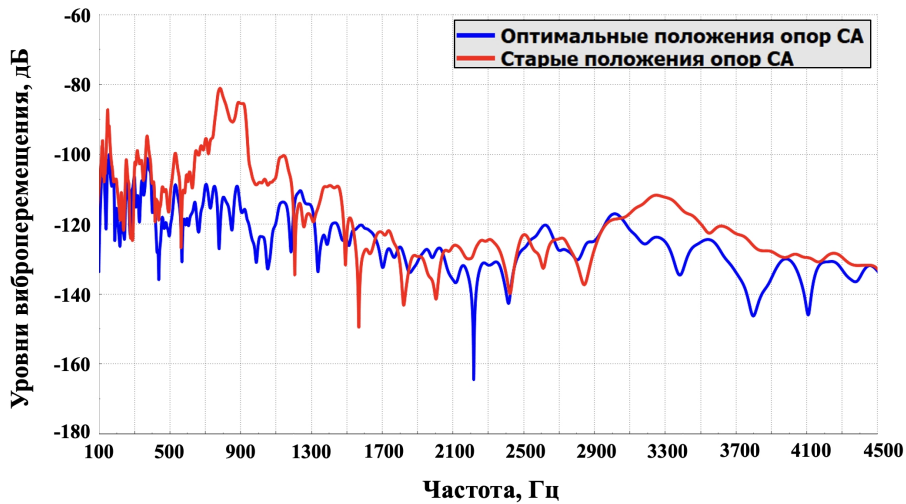


Рис. 4. Сравнительный график уровней виброперемещения старых и оптимальных положений опор СА

Анализ результатов расчетных исследований показывает, что при установке опор в оптимальные положения, определенных по результатам расчетов, наблюдается снижение амплитуд виброперемещений почти во всем частотном диапазоне, особенно в диапазоне частот 100-1190 Гц. Небольшие увеличения амплитуд связаны с локальными формами колебаний в местах установки опор.

Таким образом, определены оптимальные места установки опор СА. Так как колебательная энергия от СА передается посредством упругодемпфирующих связей. Далее исследуются упругие характеристики опор СА.

Проведены экспериментальные исследования резинометаллических опор СА, образец которых приведен на рисунке 5 (а). Квазистатическое и динамическое нагружения осуществлялись для опоры в радиальных направлениях по осям Z и Y, схема нагружения приведена на рисунке 5 (б).

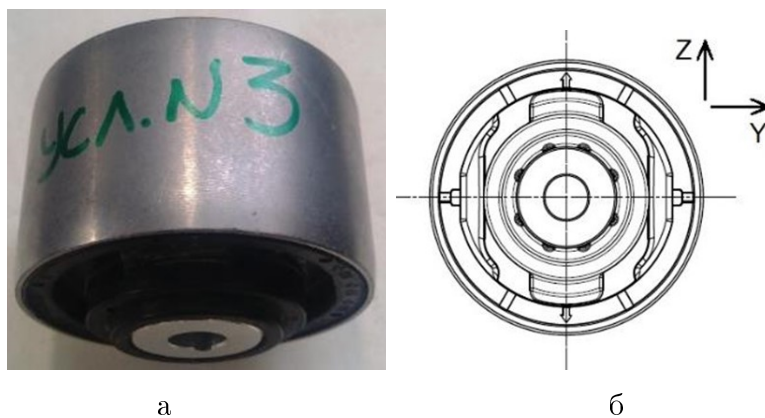


Рис. 5. Опора СА: а – внешний вид и б – схема нагружения

Определение зависимости усилия от величины деформации опор СА при перемещении штока гидравлического цилиндра стенда осуществлялось со скоростью 0,1 мм/с. Амплитуда нагружения опоры СА: -3000...+7000 Н (по оси Z), -5000...+5000

(по оси Y) для образцов. Ограниченный диапазон амплитуды обусловлен возможностями максимальных перемещений подвижной части опор из-за конструктивных особенностей крепежной оснастки.

Определение параметров АЧХ посредством программно-управляемого перемещения штока гидравлического цилиндра стенда по гармоническому закону пошагово на каждой частоте из требуемого диапазона (по осям Z и Y):

- по перемещению $\pm 0,1$ мм, $\pm 0,25$ мм, $\pm 0,5$ мм, $\pm 1,0$ мм, $\pm 1,5$ мм в частотном диапазоне 1... 50 Гц с шагом 2 Гц и в частотном диапазоне 10... 700 Гц с шагом 10 Гц;
- по силе ± 10 Н, ± 50 Н, ± 100 Н, ± 500 Н, ± 1000 Н, ± 1500 Н в частотном диапазоне 1-50 Гц с шагом 2 Гц.

Опоры СА устанавливались на стенде эластомеров MTS с использованием специализированной оснастки (рисунок 6).

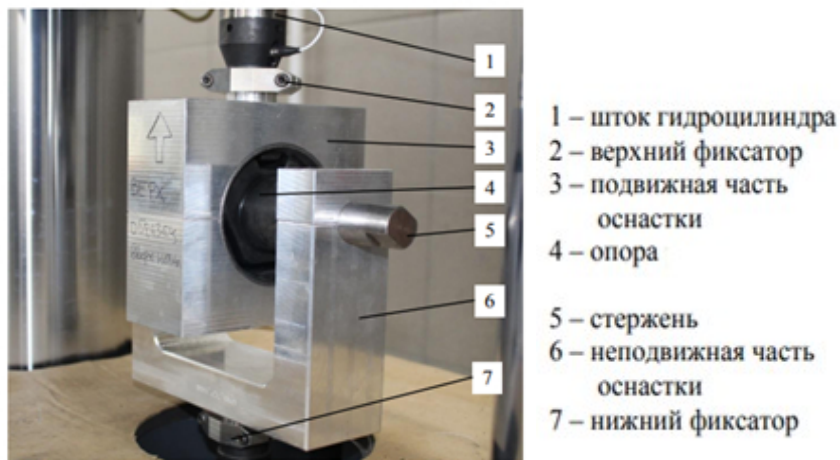
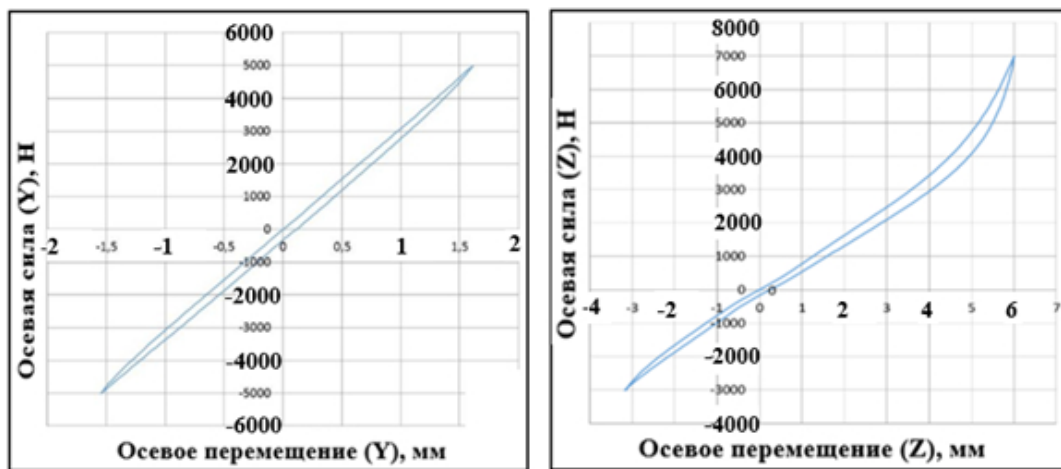


Рис. 6. Установка опоры СА на стенде

Упругие характеристики опоры СА при квазистатическом нагружении представлены в виде графиков зависимостей величины деформации от возникающего при этом усилия (рисунок 7).



а

б

Рис. 7. Опора СА: а – нагружение по оси Y и б – нагружение по оси Z

При нагружении по оси Z расчетная жесткость составила - 695,07 Н/мм, энергия на входе - 12203,55 Н-мм, восстановленная энергия - 9149,4 Н-мм и энергия потерь 3054,15 Н-мм. Результаты оценки показателей динамической жесткости (Н/мм) и фазы (град) опоры СА в виде функции от частоты возмущения при постоянной амплитуде перемещения $\pm 0,1$ мм, при нагружении по оси Z (преднагрузка 2000 Н) представлены на рисунке 8 (а и б).

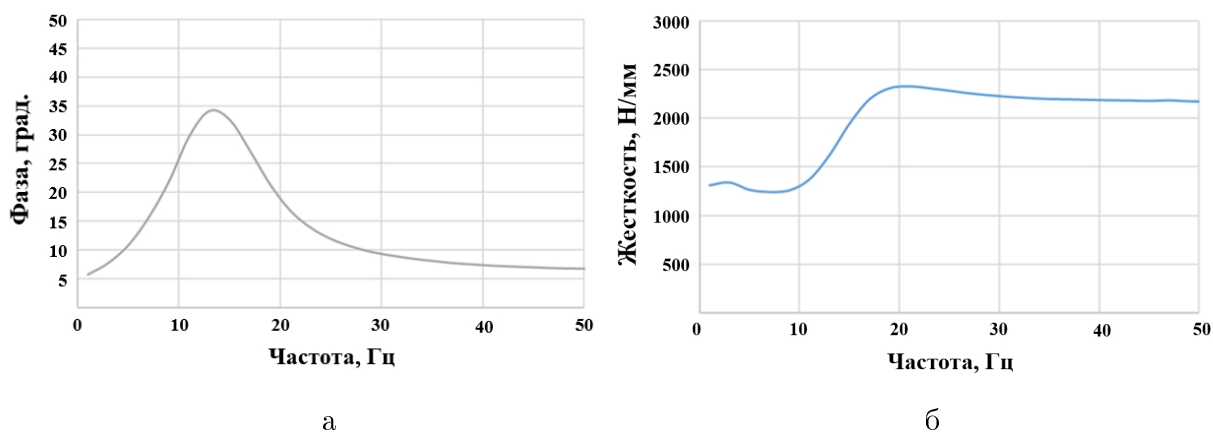


Рис. 8. Результат динамических исследований опоры СА: а – фаза и б – динамическая жесткость

Таким образом, определены упругие характеристик опор СА, а для определения фильтрующих характеристик опор (уменьшение уровня виброускорений), проведены экспериментальные исследования на АТС. Положения акселерометров на СА (а) и на поперечине кузова (б) приведены на рисунке 9.

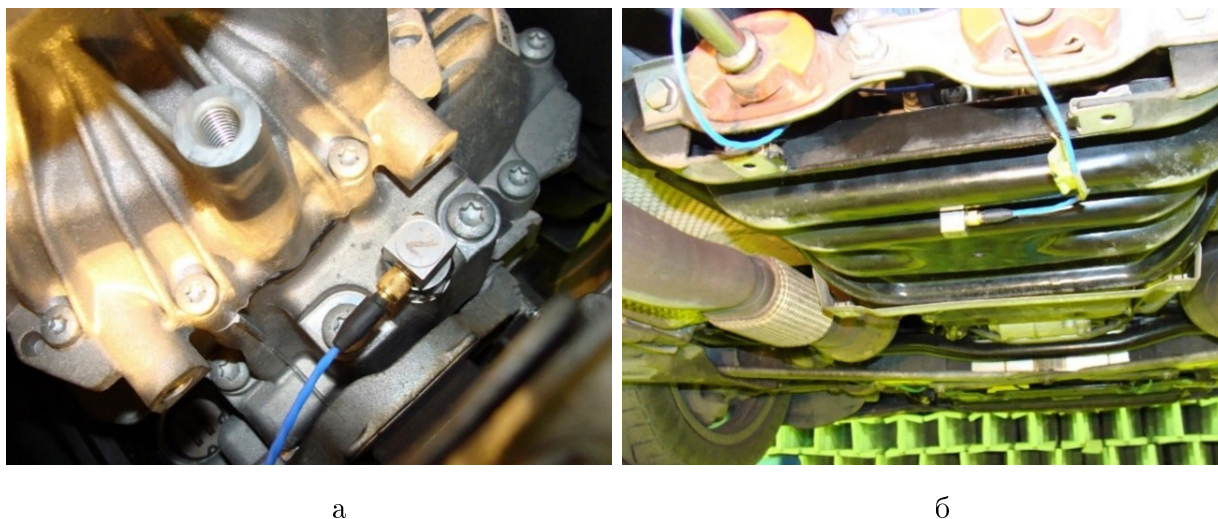


Рис. 9. Положение 3-х компонентных акселерометров на СА (а) и на поперечине кузова (б)

Экспериментальные исследования проводились на режимах АТС:

- холостой ход;
- медленный и быстрый разгон;
- 2-7 передачи: быстрый и медленный разгон, торможение двигателем и педалью тормоза;

– 7 передача: разгон до 200 км/ч и максимальная частота вращения коленчатого вала (КВ) (2 - 7 передач);

– запуск и остановка ДВС (на холодном и при рабочей температуре).

В качестве примера на рисунке 10 приводятся результаты экспериментальных исследований имеющие максимальные амплитуды виброускорений, режим испытаний: на холостом ходу с последующим медленным разгоном.

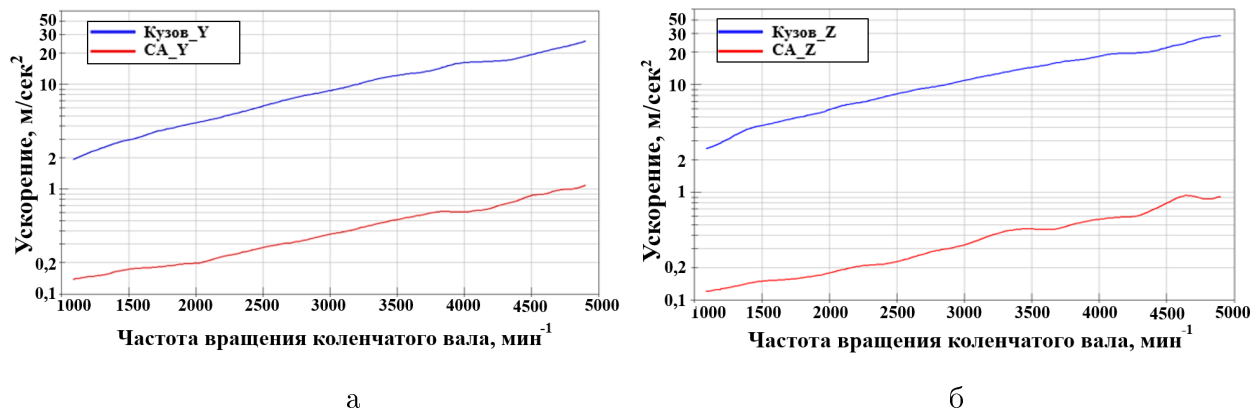


Рис. 10. Результаты экспериментальных исследований: по поперечному направлению (а) и вертикальному направлению (б)

Зафиксировано уменьшение амплитуд виброускорений в 10 дБ на всех режимах при экспериментальных исследованиях автомобиля-аналога, следовательно, опора СА должна уменьшать амплитуды виброускорений на 10 дБ во всех трех направлениях и на всех режимах, соответственно во всем частотном диапазоне.

Помимо уменьшения амплитуд виброускорений, очевидно, что необходимо ограничить пространственное перемещение СА во избежание соприкосновения с кузовом АТС при эксплуатации. Для этих целей проведены измерения максимальных амплитуд перемещений СА. Для этого СА устанавливаются датчик перемещения. Пример установки датчика перемещений на реактивной тяге приведен на рисунке 11.

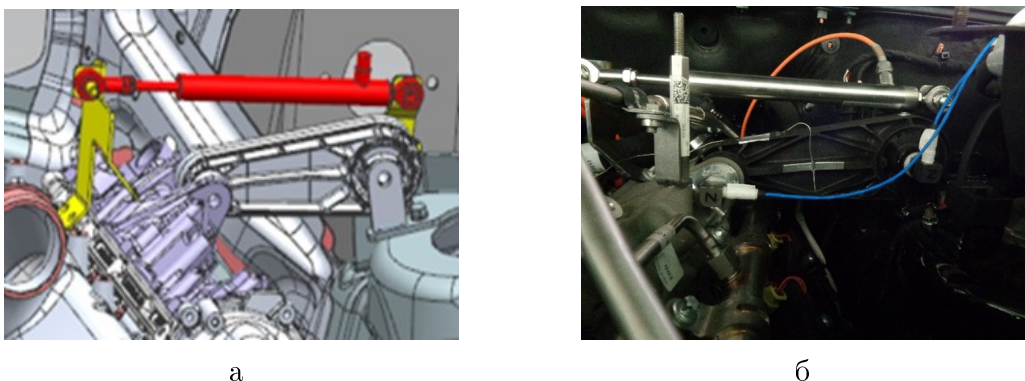


Рис. 11. Положение датчика перемещения №1: а – в трехмерной модели и б – на АТС

Режим испытаний: запуск и остановка ДВС (холодного и при рабочей температуре); переключение передач на месте; ускорение с места (селектор АКП в положении D, дроссельная заслонка открыта на 30%, 50% и 100%; селектор режима АКП в положении R, дроссельная заслонка открыта на 30%, 50% и 100%); ускорение с 1 по 5 передачи, дроссельная заслонка открыта на 30%, 50% и 100%; селектор режима

АКП в положении D (интенсивное торможение и экстренное торможение); селектор режима АКП в положении на 2-5 передаче: дроссельная заслонка открыта на 30%, 50% и 100%; торможение двигателем; езда по дороге типа «бельгийская мостовая» селектор режима АКП в положении на 2-5 передаче: дроссельная заслонка открыта на 30%, 50% и 100%; езда по булыжной дороге ровного мощения селектор режима АКП в положении на 2-5 передаче: дроссельная заслонка открыта на 30%, 50% и 100%; раскачивание на скорости 60 км/ч; движение по кругу влево/вправо со скоростью 55 км/ч; разгон и сброс педали акселерометра: селектор АКП на 1-3 передаче. Результат измерений, а именно максимальные амплитуды перемещений, приведены на рисунке 12.

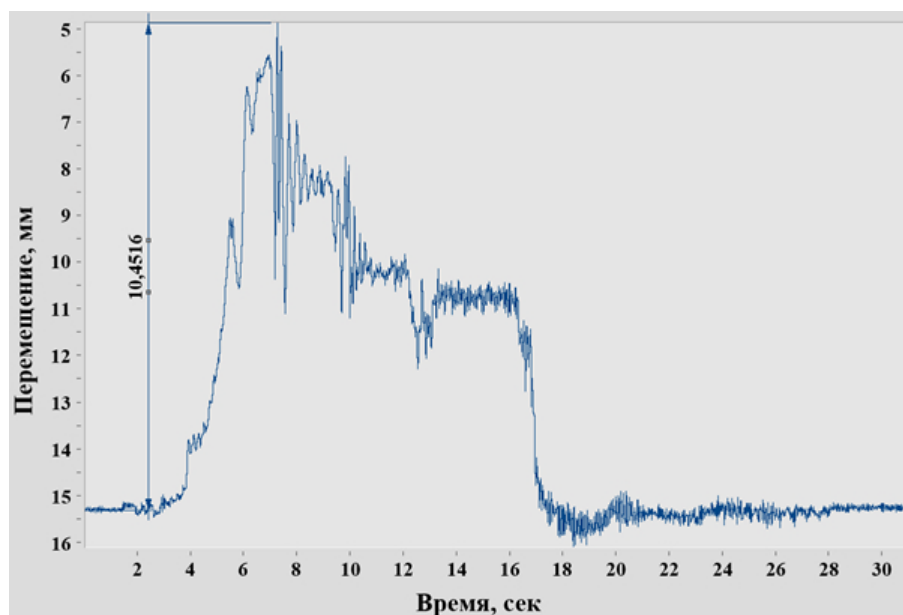


Рис. 12. Перемещение СА относительно кузова, измеренное датчиком перемещения

Максимальное перемещение по поперечному направлению, зафиксированное на датчике № 1, 10,451 мм при ускорении на передачах от 1 до 5 передачи при открытии 100% дроссельной заслонки и характеризует поперечное перемещение в реактивной тяге СА. Измеренные в ходе испытаний максимальные перемещения СА составляют менее 10 мм по всем направлениям.

На основе исследований упругих характеристик опор, фильтрующих характеристик опор и перемещений относительно кузова разрабатываются технические требования к опорам СА.

2. Исследование виброакустических характеристик излучающих поверхностей СА

Улучшение ВА характеристик такого сложного источника, как СА, возможно при условии уменьшения акустического излучения более громких источников шума, так как даже полная ликвидация менее громкого источника не приводит к уменьшению общего уровня шума. В связи с этим проведены экспериментальные исследования СА в заглушенной камере с целью идентификации наиболее громких источников на трех режимах работы СА (максимальная нагрузка, средняя нагрузка и без нагрузки). На рисунке 13 показан СА в заглушенной камере на динамометрическом стенде.

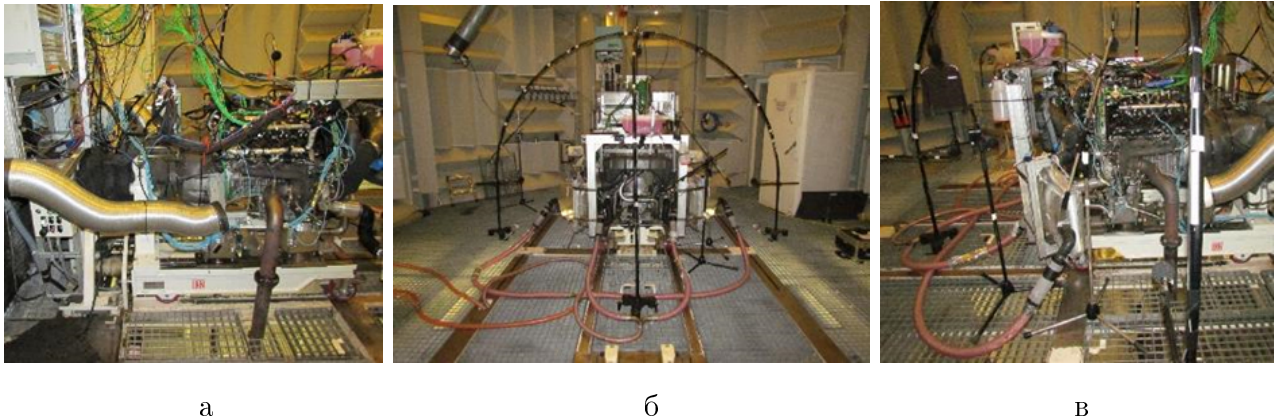


Рис. 13. СА, установленный на динамометрическом стенде в заглушенной камере: а – вид справа, б – вид спереди, в – вид слева

Экспериментальные исследования проводились согласно стандарту SAE J1074. На рисунке 14 приведены положения микрофонов (а) и результаты измерений звукового давления по средним значениям по микрофонам при нагрузках на двигатель 100-500 Нм с шагом 100 Нм (б).

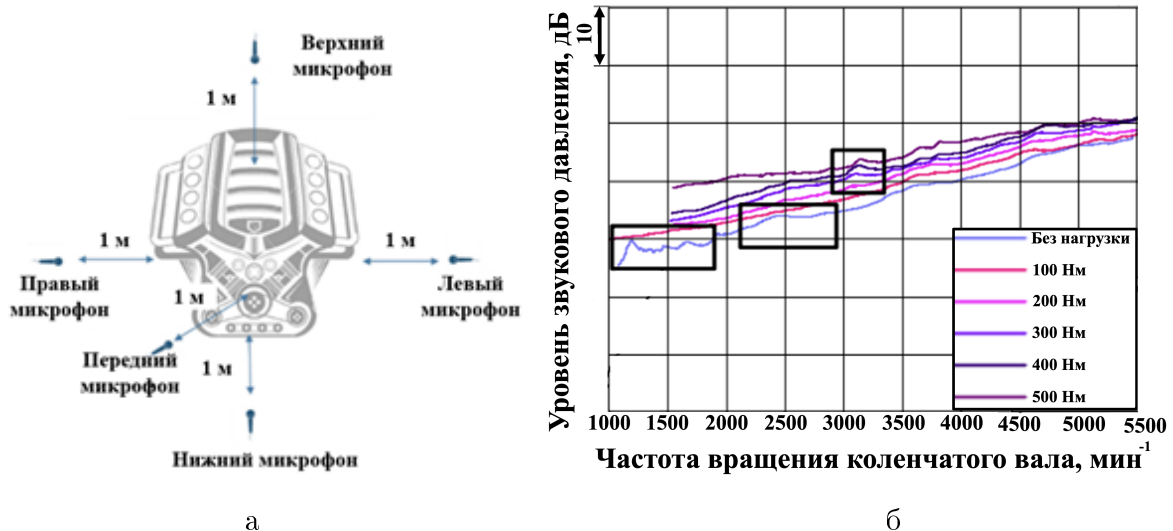


Рис. 14. Положения микрофонов при экспериментальных исследованиях согласно SAE J1074 (а) и результаты экспериментальных исследований (б)

При повышении нагрузки и увеличении оборотов коленчатого вала наблюдается линейное увеличение уровней звукового давления, помимо выделенных черных прямоугольников (выделены для визуализации). Нелинейность (всплески звуковых давлений) колебаний (без нагрузки) в выделенном прямоугольнике с центром 1500 мин⁻¹ обусловлена люфтом соединения с валом тормозного механизма динамометрического стенда. Для анализа второго пика (выделенный черный прямоугольник с центром 2500 мин⁻¹) на рисунке 15 приведены результаты отдельных микрофонов с общим уровнем и 4-ой моторной гармоникой.

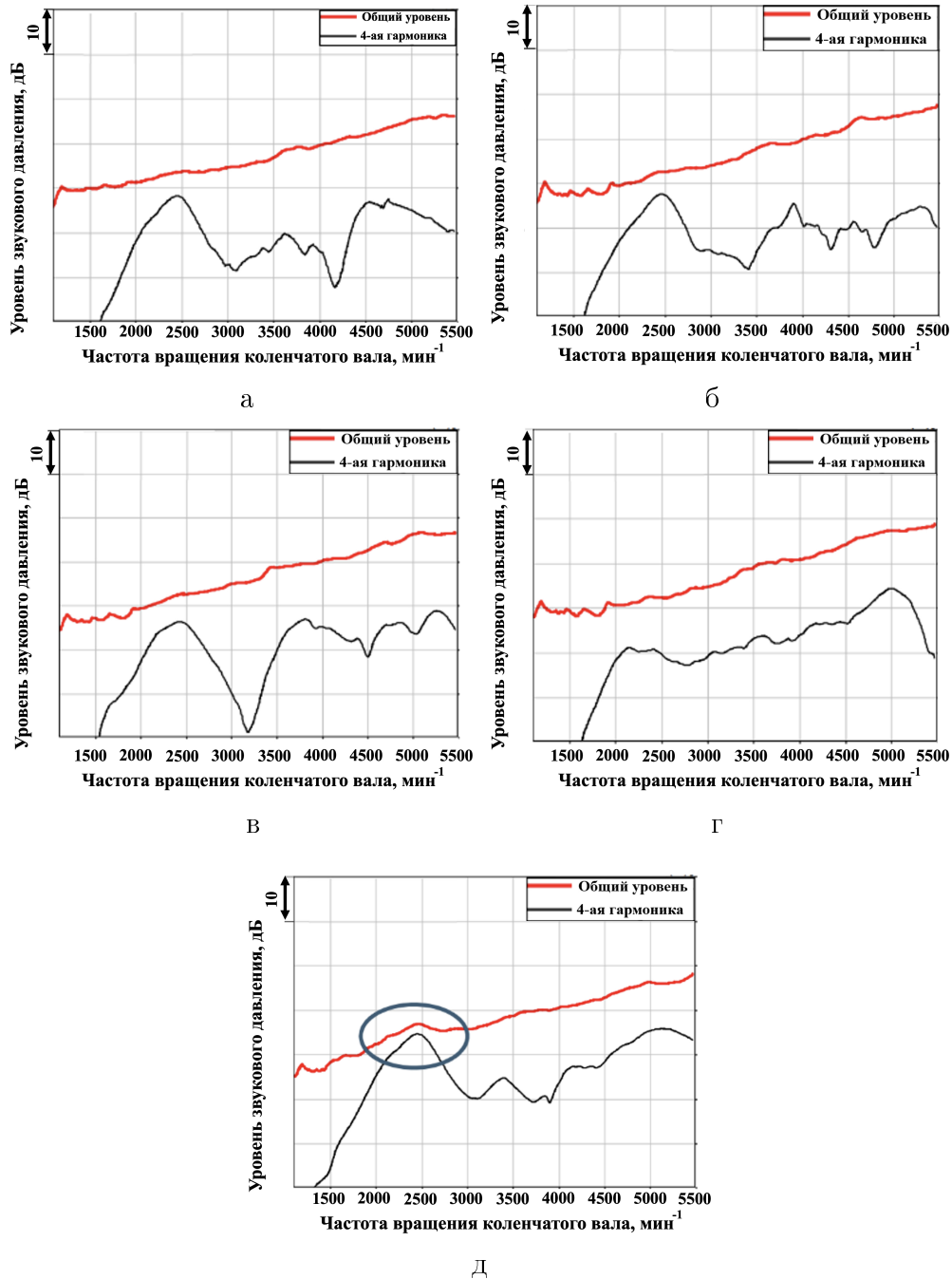


Рис. 15. Уровни звукового давления, измеренные микрофоном: а – левым, б – правым, в – верхним, г – нижним, д – передним

Анализ звуковых давлений показывает, что пик, обнаруженный во втором выделенном прямоугольнике (рисунок 14б), формируется передней частью ДВС (излучение передней крышки ДВС), в связи с чем на рисунке 16 приводятся результаты экспериментальных исследований.

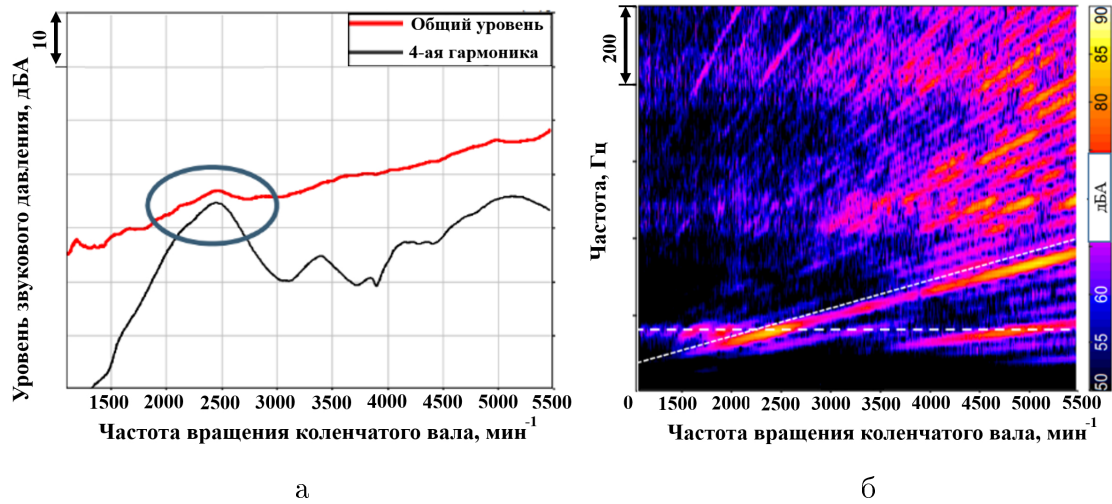


Рис. 16. Уровень звукового давления, измеренное передним микрофоном: (а) – график звуковых давлений от оборотов коленчатого вала, (б) – водопадный график

Микрофон, расположенный в передней части ДВС, зафиксировал максимальные амплитуды звуковых давлений, соответствующие 2400 мин^{-1} , вызванные резонансной частотой 155 Гц , соответствующей 4-ой моторной гармонике. При нагрузке 400 Нм зафиксировано увеличение амплитуд звуковых давлений (третий выделенный прямоугольник) нижним микрофоном, в связи с чем на рисунке 17 приведены результаты экспериментальных исследований.

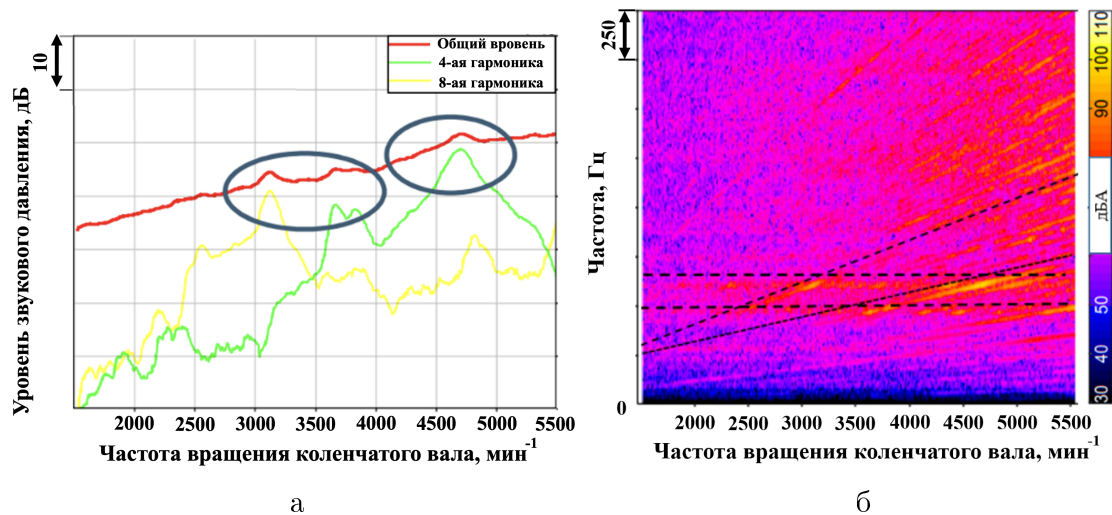


Рис. 17. Уровень звукового давления, измеренное нижним микрофоном: (а) – график звуковых давлений от оборотов коленчатого вала, (б) – водопадный график

Анализ графиков показывает, что микрофон, расположенный в нижней части ДВС, зафиксировал максимальные амплитуды звуковых давлений, соответствующие оборотам 3090 , 3640 и 3810 мин^{-1} и вызванные широкополосной резонансной частотой $480\text{-}610 \text{ Гц}$ (излучение масляного поддона двигателя). Также проведены исследования уровней виброускорений излучающих поверхностей ДВС. На рисунке 18 приводится положение акселерометра (а) и замеренные уровни виброускорений на корпусе масляного поддона ДВС (б) относительно g ($g = 9,81 \text{ м/с}^2$). Режимы испытаний: без нагрузки, крутящий момент 200 Нм и крутящий момент 600 Нм . На рисунке 18(б) приводится

размах (двойная амплитуда) виброускорений в частотном диапазоне до 2500 Гц по всем трем направлениям.

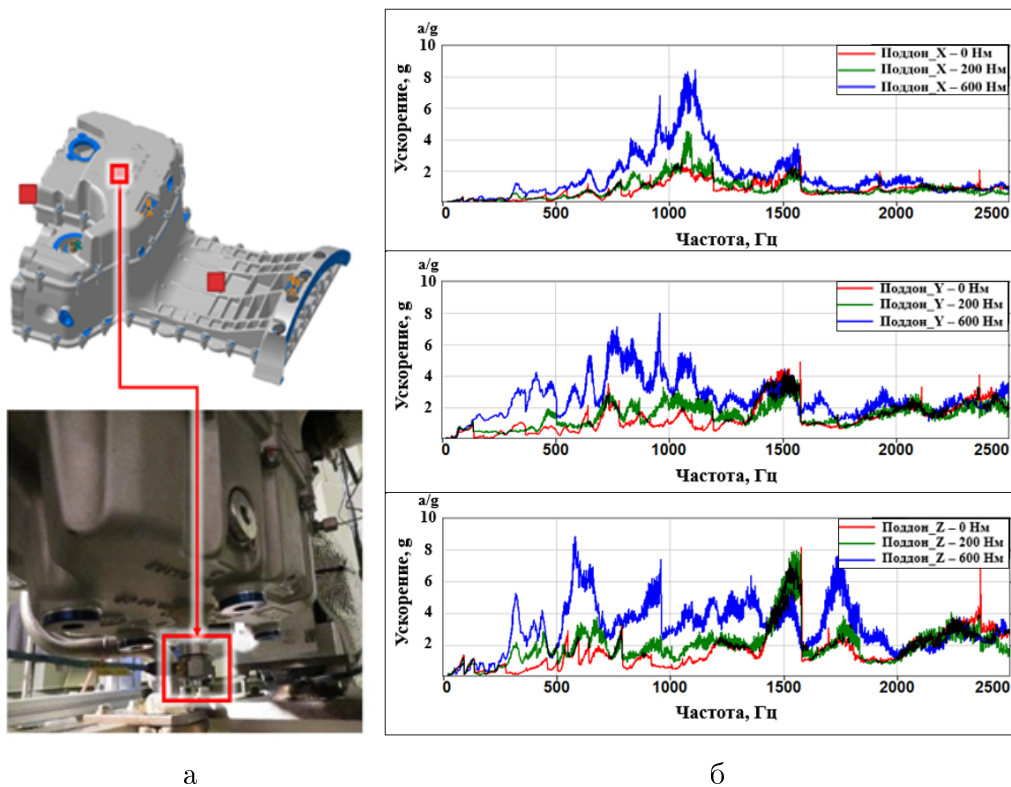


Рис. 18. Положение акселерометра (а) и виброускорения на корпусе масляного поддона (б)

При увеличении нагрузки наблюдается увеличение амплитуд виброускорений. По вертикальному направлению (Z) максимальная амплитуда приходится на частоту 570 Гц.

Таким образом, определены не только «громкие» излучающие поверхности (передняя крышка и масляный поддон ДВС), но и их спектральный состав виброускорения. Для уменьшения акустической энергии «громких» излучающих поверхностей СА разработаны модели, позволяющие также сократить время численного моделирования (ЧМ). Сокращение времени ЧМ основано на уменьшении количества степеней свободы валидированной модели СА за счет моделирования присоединенной локальной динамической жесткости (ЛДЖ) к точкам крепления излучающей поверхности, определенных по результатам экспериментальных исследований. Пример исследования ЛДЖ центральной точки крепления передней крышки ДВС на СА приведен на рисунке 19а. Результаты экспериментальных исследований ЛДЖ, задавались как граничные условия для последующих расчетно-экспериментальных исследований и улучшения ВА характеристик передней крышки ДВС. Далее проводился расчет частот и форм собственных колебаний, результаты расчета, в частности вторая форма колебаний, имеющая большие площади колебаний, приведена на рисунке 19б.

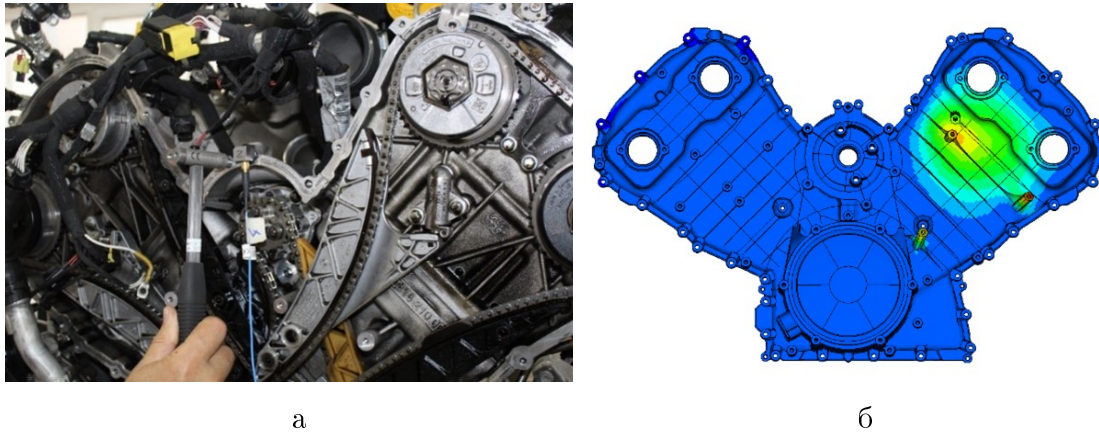


Рис. 19. Экспериментальные исследования ЛДЖ (а) и результат расчета (б)

Так как валидированная модель СА изменена, то проведена валидация расчетной модели по критерию достоверности функций частотного отклика (ФЧО), характеризующему корреляцию модели на уровне ФЧО. В связи с чем дополнительно были установлены трехкомпонентные акселерометры на передней крышке ДВС, показанной на рисунке 20, и проведены экспериментальные исследования согласно предыдущему пункту.

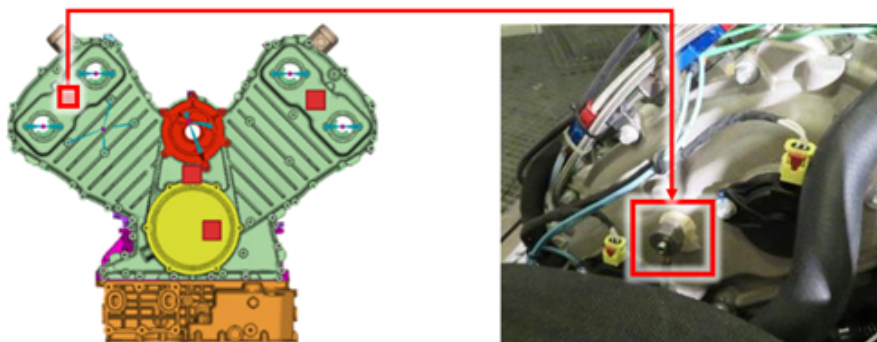


Рис. 20. Положение акселерометра на корпусе передней крышки двигателя

На рисунке 21 приводятся результаты экспериментальных исследований: размах виброускорений в частотном диапазоне до 2500 Гц по направлению X - продольное (а), по направлению Y - поперечное (б) и по направлению Z - вертикальное (в).

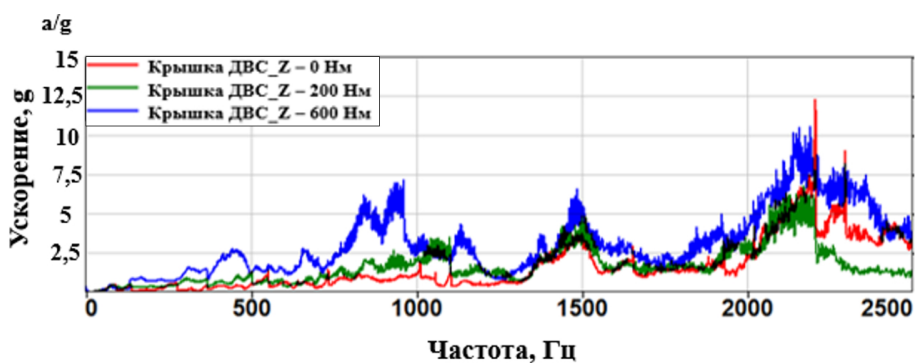
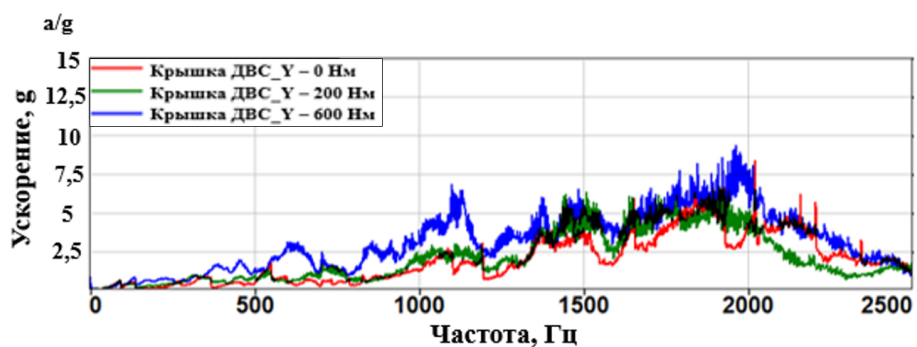
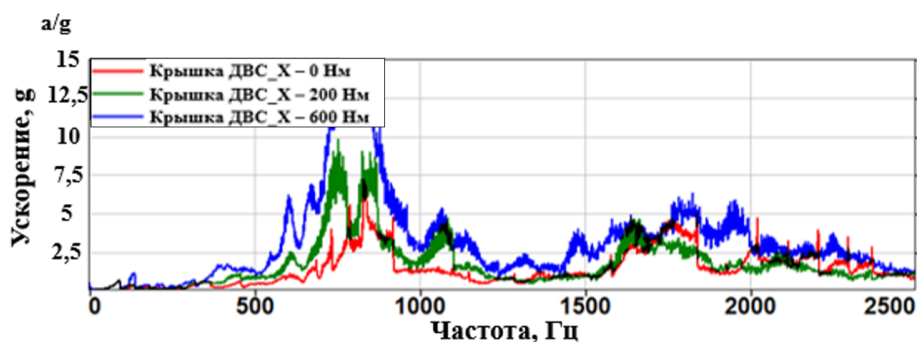


Рис. 21. Результаты экспериментальных исследований уровней виброускорений крышки двигателя по трем направлениям при разных нагрузках

Так как силы, приходящие в точки крепления излучающей поверхности при экспериментальных исследованиях, не известны, то при расчётных исследованиях прикладывалась единичная сила в зависимом узле RBE2 элемента согласно рисунку 22.

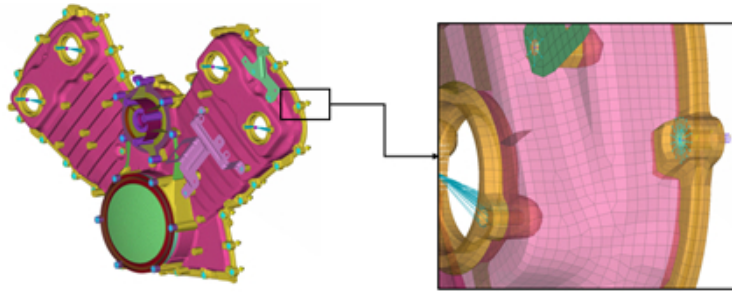


Рис. 22. КЭМ и граничные условия для расчета АЧХ крышки ДВС

Положение узла отклика корпуса крышки ДВС соответствует положению акселерометра. Валидация расчетной модели выполнена с использованием параметрической оптимизации. Целевая функция: минимизация расхождения пиков АЧХ. Проектная переменная: модуль упругости, плотность, жесткость RBUSH элемента. В процессе оптимизации рассмотрены более 270 вариантов. На рисунке 23 приводятся результаты приведения расчетной модели в соответствии с результатами экспериментальных данных по критерию совпадению пиков АЧХ в частотном диапазоне до 2500 Гц по направлению X.

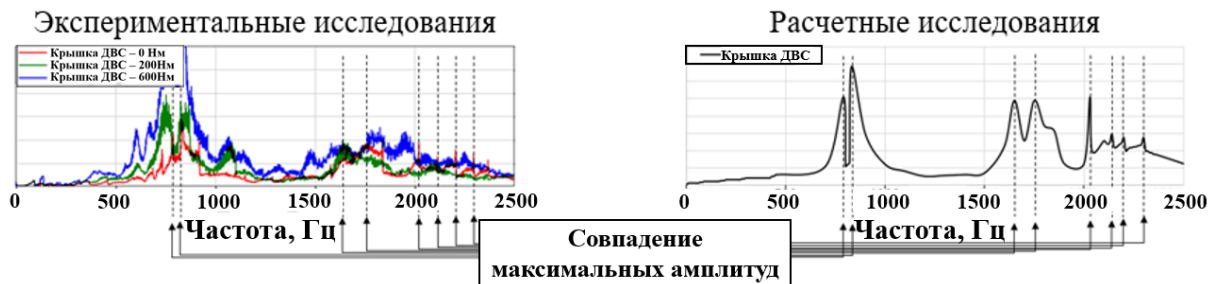


Рис. 23. Сравнение результатов расчетных и экспериментальных исследований по критерию совпадения АЧХ

Зафиксировано совпадение частот максимальных амплитуд (пиков) виброускорений как расчетных, так и экспериментальных исследований в режиме без нагрузки. При нагрузках 200 Нм и 600 Нм наблюдается смещение максимальных амплитуд, связанное, прежде всего, с влиянием установленных на переднюю крышку ДВС навесных механизмов, жгутов, датчиков и др. Для приведения расчетной модели в соответствие с результатами экспериментальных исследований на высоких значениях нагрузок необходимо моделировать эти элементы. Следует отметить, что благодаря уменьшению размерности КЭМ удалось сократить время счета с 26867,854 секунды до 2149,428 секунды, т.е. 12,5 раз. Иллюстрация файла, сгенерированного программой MSC Nastran с временными затратами на счет приведены на рисунке 24.

155	Real:	26867.854 seconds (7:27:47.854)	155	Real:	2149.428 seconds (0:35:49.428)
156	User:	147013.515 seconds (40:50:13.515)	156	User:	147477.546 seconds (40:57:57.546)
157	Sys:	7080.625 seconds (1:58:00.625)	157	Sys:	7041.421 seconds (1:57:21.421)
158	=====		158	=====	

а

б

Рис. 24. Сравнение времени счета, на основе сгенерированного в MSC Nastran файла: а – до уменьшения размерности КЭМ и б – после уменьшения размерности КЭМ

Так как излучение колебательной энергии напрямую зависит от модальных характеристик колебательной системы, далее анализировались модальные характеристики передней крышки ДВС. Исследования модальных характеристик передней крышки двигателя основывается на расчете модальной эффективной массы. Модальная эффективная масса – это мера количества массы, которая участвует в каждой форме. Фактор участия рассчитывается согласно:

$$\Gamma = \{\Phi_{\text{гибк}}\}^T [M] \Phi_{\text{тт}} \{\Phi_{\text{тт}}\}, \quad (2)$$

где $\{\Phi_{\text{гибк}}\}$ – набор гибких форм колебаний;

$\{\Phi_{\text{тт}}\}$ – набор твердотельных форм колебаний.

Факторы участия лучше интерпретируются путем расчета модальной эффективной массы (MEM), которая рассчитывается:

$$MEM = \Gamma \otimes \Gamma, \quad (3)$$

где \otimes указывает почленное умножение.

Более удобный способ просмотра модальной эффективной массы MEM - это процент (MEM%), который рассчитывается по формуле:

$$MEM = \frac{[\Gamma_i \otimes \Gamma_i]}{\left[\{\Phi_{\text{тт}}\}^T [M] \Phi_{\text{тт}} \{\Phi_{\text{тт}}\} \right]_i} \times 100, \quad (4)$$

где i соответствует каждой степени свободы: Tx, Ty, Tz, Rx, Ry или Rz.

На рисунке 25 приведена гистограмма результатов расчетов модальной эффективной массы передней крышки ДВС. А в таблице 1 приведена таблица модальной эффективной массы первых 20 форм колебаний передней крышки ДВС построенная согласно гистограмме.

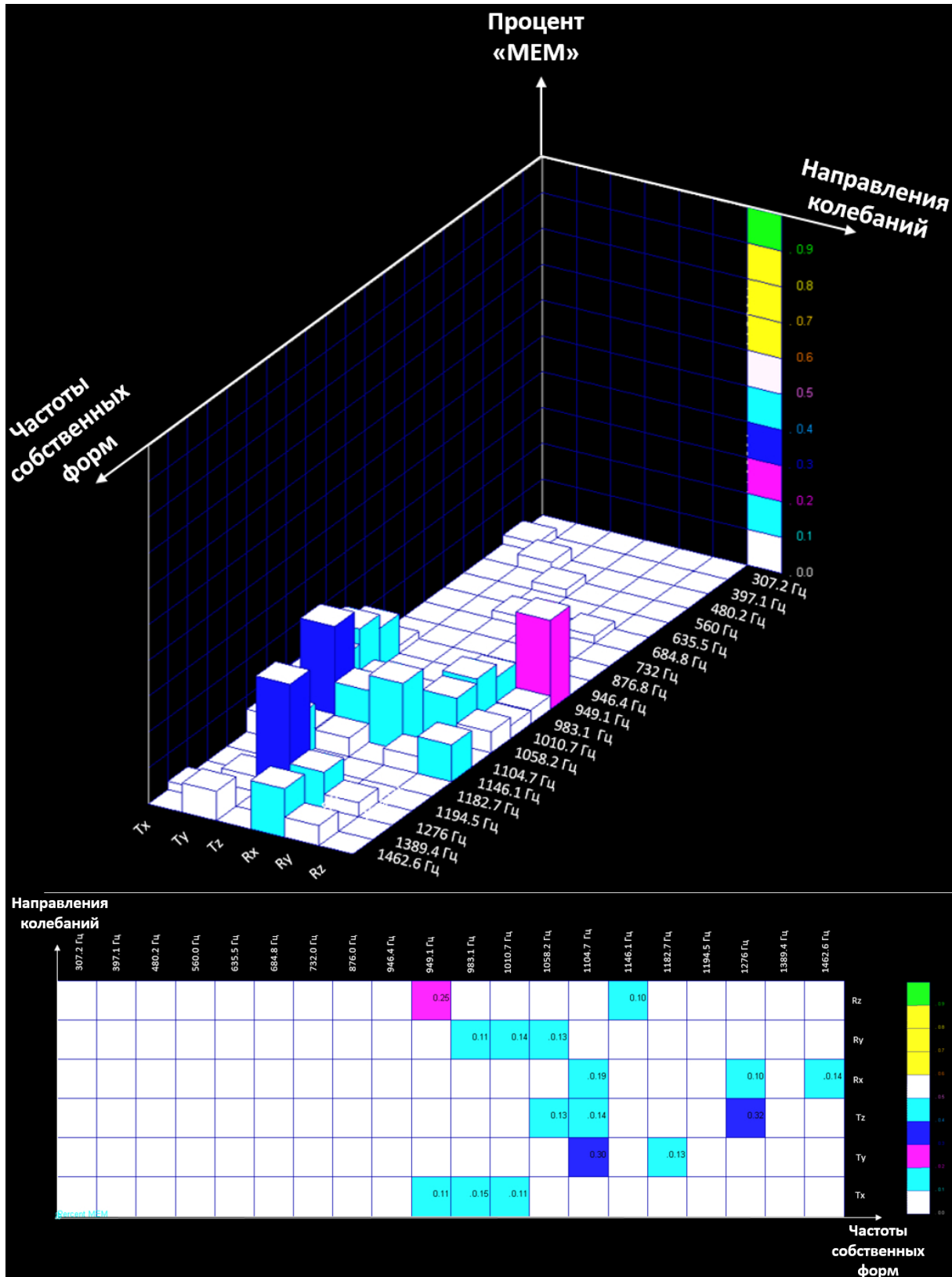


Рис. 25. Гистограмма модальной эффективной массы передней крышки ДВС

Таблица 1

Модальная эффективная масса первых 20 форм колебаний

Форма колебаний	Частота, Гц	Tx	Ty	Tz	Rx	Ry	Rz
1	307,2	0,284	0,037	0,006	0,001	0,001	0,059
2	397,1	2,469	0,054	0,431	0	1,284	0,166
3	480,2	0,353	3,511	0,187	1,322	0,337	0,229
4	560	0,699	0,478	2,251	0,276	0,098	0,057
5	635,5	0,04	0,124	0,013	0	0,002	0
6	684,8	1,779	1,145	2,282	0,131	2,077	0,336
7	732	0,238	0,141	0,419	0,007	0,028	0,125
8	876,8	0,031	0,156	0,509	0,021	0,002	0,043
9	946,4	2,1	1,669	1,933	0,003	0,32	1,403
10	949,1	10,979	1,071	1,964	1,478	3,116	24,907
11	983,1	14,868	1,332	0,975	1,383	10,653	3,787
12	1010,7	10,529	2,036	0,379	1,191	14,242	3,588
13	1058,2	9,701	0,971	12,69	0,17	12,92	5,841
14	1104,7	0,013	30,003	14,448	18,719	0,24	0
15	1146,1	6,271	5,53	5,192	1,802	4,702	10,297
16	1182,7	0,318	12,541	1,576	1,132	0,666	0,106
17	1194,5	0,187	0,442	1,421	1,186	0,292	0,524
18	1276	0,711	4,231	32,334	10,103	3,9	0,868
19	1389,4	2,323	0,34	0,559	1,415	0,475	0,087
20	1462,6	0,625	8,187	0,002	13,546	5,575	0,631
Суммарно		64,519	74	79,57	53,885	60,927	53,055

Максимальные значения модальной эффективной массы не превышают 0,32, соответственно, колебания конструкции передней крышки ДВС происходят как в системе с распределенными параметрами. При увеличении частоты данная тенденция увеличивается. В связи с этим для комплексного анализа с целью улучшения ВА характеристик передней крышки ДВС необходимо конструкцию передней крышки ДВС разделить на отдельные наружные поверхности (зоны), имеющие границы резкого изменения формы, жесткостных и массовых характеристик. На рисунке 26 приводится передняя крышка двигателя с выделенными 3 зонами.

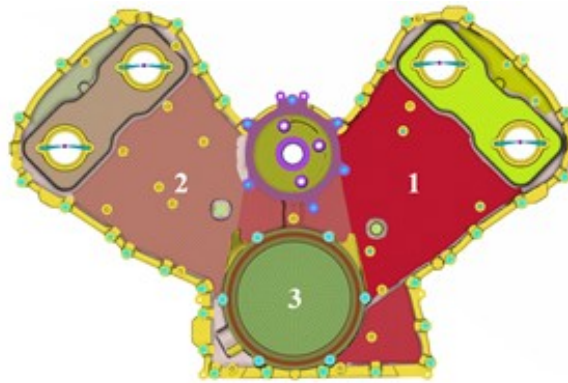


Рис. 26. Общий вид КЭМ для оптимизационных работ с выделенными поверхностями

Соответственно, звуковая мощность, излучаемая отдельной наружной поверхностью, определяется из выражения:

$$W(f) = \sigma(f) \cdot \rho \cdot c \cdot S \cdot \tilde{V}^2(f), \quad (5)$$

где $\sigma(f)$ – коэффициент излучения источника;

$(\rho \cdot c)$ – акустическое сопротивление среды;

S – площадь излучателя;

$\tilde{V}^2(f)$ – квадрат среднего значения виброскорости излучающей поверхности.

Из выражения следует, что для уменьшения акустического излучения от отдельной наружной поверхности необходимо уменьшить значения квадрата виброскорости в рассматриваемом частотном диапазоне.

В этой связи проведена топографическая оптимизация [22], в качестве объекта оптимизации используется модифицированная передняя крышка ДВС (удалены все ребра жесткости исходной модели, тем самым уменьшился вес передней крышки на 23%). Целевой функцией является уменьшение значения виброскорости поверхности № 1 (рисунок 28) в диапазоне частот 5-5000 Гц. Следует отметить, что диапазон исследований выбран 5-5000 Гц в связи с наличием высоких амплитуд звуковых давлений, измеренных передним микрофоном. Результаты топографической оптимизации, а именно положения, глубина и форма выштамповок на поверхности № 1, приведены на рисунке 27. Для исследования влияния внесенных изменений в конструкцию проведены расчётные исследования АЧХ виброскорости (мм/сек) на поверхности № 1 в контрольных точках, приведенных на рисунках 28-30.

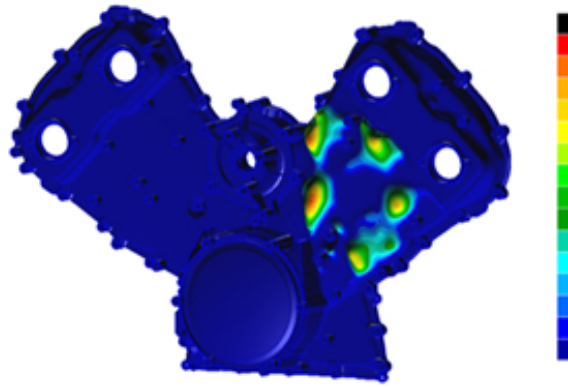


Рис. 27. Оптимизированная поверхность № 1

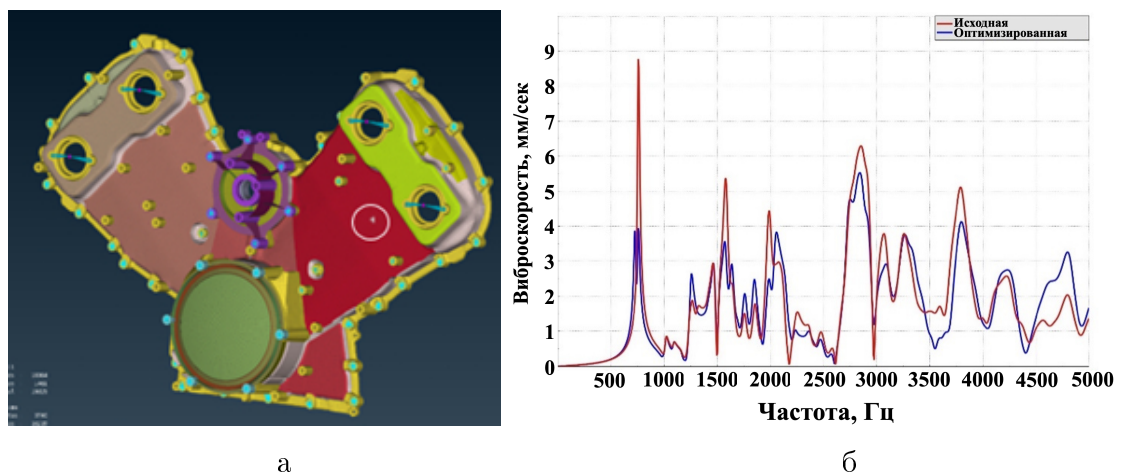


Рис. 28. Положение узла отклика (а) и АЧХ виброскорости данного узла (б)

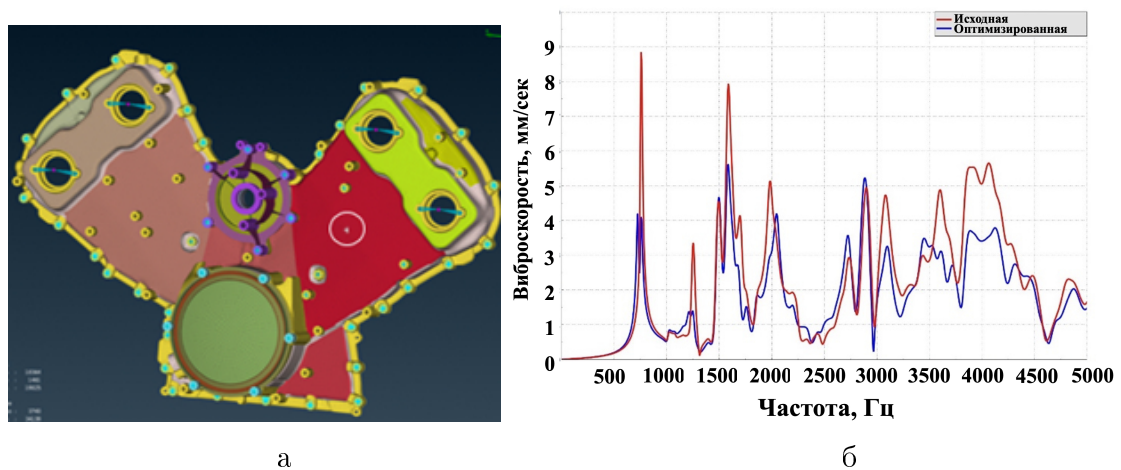


Рис. 29. Положение узла отклика (а) и АЧХ виброскорости данного узла (б)

Анализ рисунков 28 и 29 свидетельствует о снижении амплитуд виброскорости в частотных диапазонах: 5-1000 Гц до 2,5 раз, 1000-3000 Гц до 2 раз и 3000-5000 Гц до 1,5 раза. С целью оценки разработанной конструкции поверхности № 1 на рисунке 32 приведены узлы отклика для поверхности 1 и АЧХ среднеквадратичных значений (СКЗ) приведенных узлов.

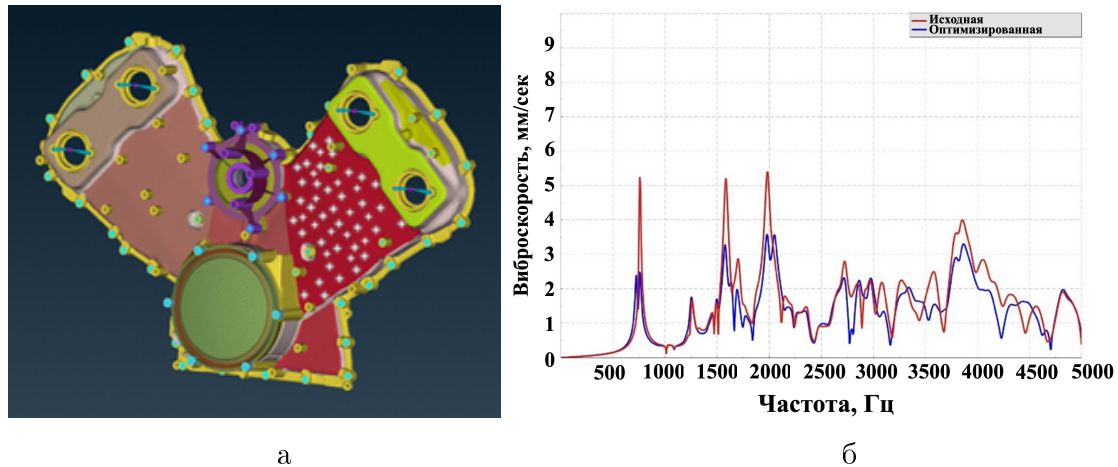


Рис. 30. Положение узлов отклика (а) и АЧХ СКЗ виброскорости данных узлов (б)

На графике (рисунке 30б) приведены АЧХ среднеквадратичные значения рассматриваемых узлов отклика (рисунке 30а), свидетельствующие о снижении амплитуд виброскорости до 2,5 раза во всем частотном диапазоне. Соответственно уменьшено излучение акустической мощности поверхности СА до 6,3 раз.

Улучшение виброакустических характеристик автотранспортных средств посредством достижения необходимых уровней колебательной энергии СА зачастую невозможно выполнить по причине излучения высокоамплитудной акустической энергии. Поэтому проведены исследования ВА характеристик щитка моторного отсека, и по результатам исследований разработаны технические решения, позволяющие улучшить ВА характеристики автотранспортных средств. Тем самым уменьшается передача колебательной энергии от СА.

Исследование ВА характеристик щитка моторного отсека основывается на определении потерь звукопередачи через панель щитка моторного отсека (щиток передка). Щиток передка устанавливается между излучающей (реверберационной) и приемной (безэховой) камерами, объединяющими соединительным окном. На рисунке 31 приводится схема исследования характеристик щитка передка.

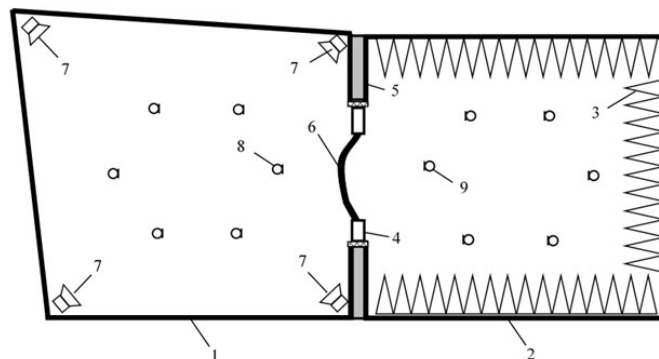


Рис. 31. Схема сообщающихся акустических камер при измерении потерь звукопередачи панели щитка передка: 1 – излучающая камера (реверберационная), 2 – приемная камера (безэховая), 3 – звукопоглощающие элементы, 4 – монтажная рама, 5 – шумоизолирующий модуль соединительного окна, 6 – исследуемый образец панели щитка передка, 7 – громкоговорители, 8, 9 – измерительные микрофоны

Потери звукопередачи определялись путем расчета на основе следующей зависимости, экспериментальных исследований [23]:

$$TL = L_1 - L_2 + 10 \log \frac{ST}{0.16V}, \quad (6)$$

где: L_1 и L_2 – средние уровни звукового давления в излучающей и приемной камерах, дБ;

S – площадь проекции поверхности щитка передка, m^2 ;

T – время реверберации, с;

V – объем приемной камеры, m^3 .

А для расчетного исследования классическая формула расчета ПП:

$$TL = 10 \log_{10} \left(\frac{W_{\text{падающая}}}{W_{\text{прошедшая}}} \right), \quad (7)$$

где $W_{\text{падающая}}$ – акустическая мощность приходящей к исследуемой панели (измеряется со стороны реверберационного излучения);

$W_{\text{прошедшая}}$ – акустическая мощность излучающей поверхности исследуемой панели.

Для исследования и улучшения виброакустических характеристик щитка моторного отсека разработаны две модели, приведенные на рисунке 32. Расчетная модель и граничные условия для исследования ВА характеристик щитка моторного отсека приведены на рисунке 33.

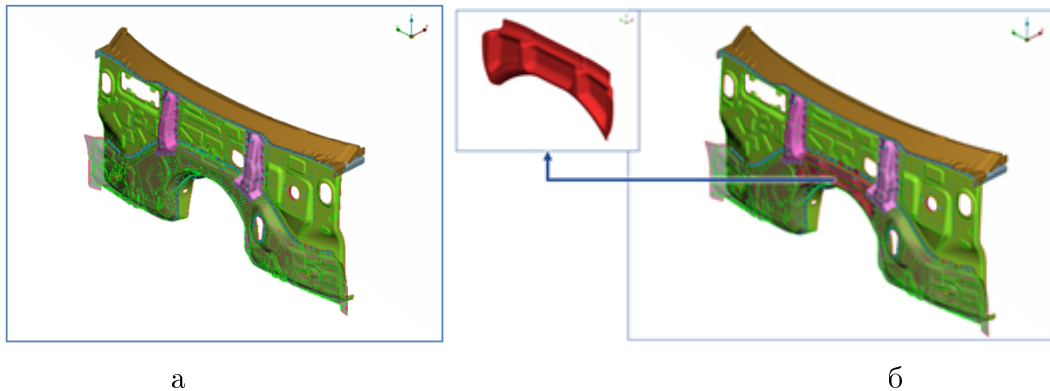


Рис. 32. Щиток моторного отсека (а) с усилителем (б)

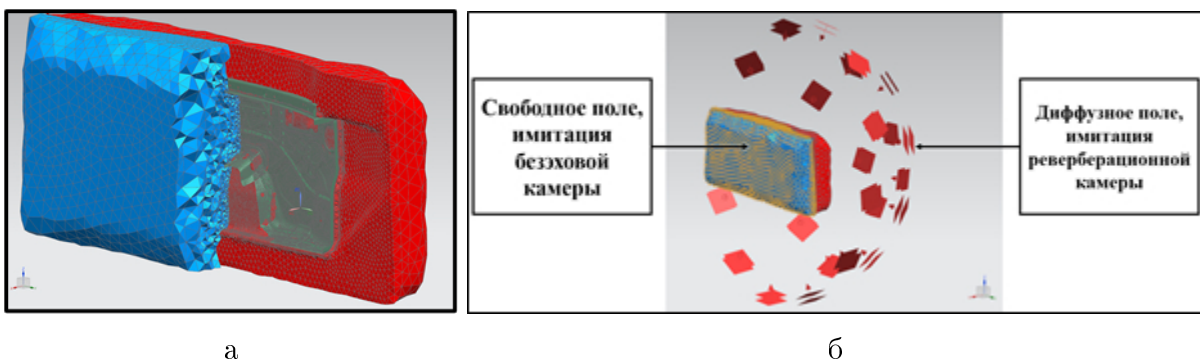


Рис. 33. Расчетная модель (а) и граничные условия (б)

Усилитель щитка моторного отсека разработан и установлен с учетом компоновочных ограничений со стороны моторного отсека. Результаты расчётных

исследований потерь передач (ПП) двух конструкций щитка моторного отсека приведены на рисунке 34.

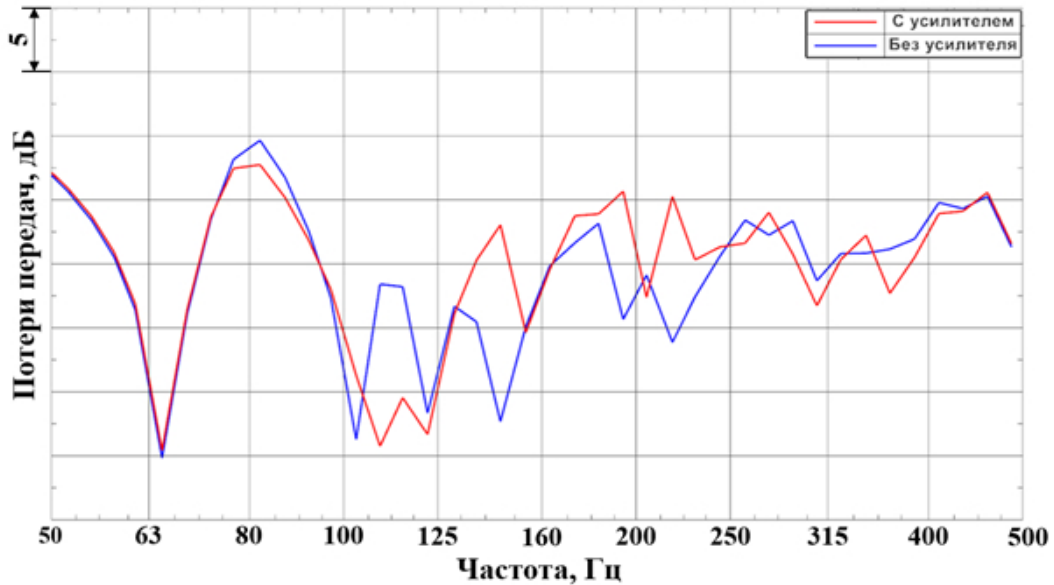


Рис. 34. Результат расчётных исследований ПП двух конструкций щитка моторного отсека

Зафиксировано увеличение амплитуд ПП до 20 дБ в диапазоне частот 92-104 Гц, 130-249 Гц, 255-285 Гц, 325-348 Гц при установке усилителя щитка моторного отсека. Для улучшения ВА характеристик в диапазоне частот, отмеченных выше, рекомендуется использовать усилитель щитка моторного отсека.

Заключение

1. Проведены исследования, позволяющие комплексно исследовать ВА характеристики СА, не только состоящей из любых типов ДВС, АКП, РКП и ЭМ, но и из любых их комбинаций и отдельно взятого компонента, с целью обеспечения необходимых уровней ВА характеристики на основе разработанных новых моделей СА, учитывающих структурные характеристики, полученные по результатам экспериментальных исследований.

2. С целью сокращения времени ЧМ уменьшена размерность КЭ модели СА, благодаря которому время счета уменьшилось на 12,5 раз. Проведены экспериментальные исследования с целью валидации расчетных моделей. Проведена валидация расчетной модели.

3. Определены оптимальные места расположения опор СА, базирующиеся на вычетах точек возбуждения на основе исследования модальных параметров СА и разработки требований к характеристикам опор СА (уменьшение амплитуд виброускорений на 10 дБ на всех режимах по всем направлениям и максимальные перемещения СА менее 10 мм по осям X и Y и не более 2 мм по оси Z);

4. Проведены экспериментальные исследования согласно стандарту SAE J1074 и определены «громкие» излучающие поверхности. Определены модальные характеристики излучающей поверхности ДВС, поверхность разделена на излучающие зоны. Обеспечение необходимых уровней ВА характеристик осуществляется посредством снижения амплитуд виброскорости излучающих поверхностей топографической оптимизации излучающих

зон. Благодаря оптимизации удалось снизить акустическую мощность поверхности СА до 6,3 раз во всем частотном диапазоне.

5. Зафиксировано увеличение амплитуд ПП до 20 дБ в диапазоне частот 92-104 Гц, 130-249 Гц, 255-285 Гц, 325-348 Гц при установке усилителя щитка моторного отсека. Для улучшения ВА характеристик в диапазоне частот, отмеченных выше, рекомендуется использовать усилитель щитка моторного отсека, позволяющий уменьшить передачу колебательной энергии от СА.

Список литературы

1. Yeola, Y., Kharpude, Y., Kalsule, D., Choudhary, A. et al., "NVH Refinement of Small Commercial Vehicle," SAE Technical Paper 2024-26-0219, 2024, <https://doi.org/10.4271/2024-26-0219>.

2. Sell, H., Löcken, F., Kruse, E., Reinauer, A.: Holistic approach to axle NVH assessment and optimization. In: proceedings of chassis.tech 2021, ATZlive, Springer Nature, Wiesbaden, Germany, 2021.

3. Roth, D., Kruse, E.: Dedicated Powertrain Mounting Systems for Electric Vehicles. In: Automotive NVH Comfort Conference, Le Mans, France (2021).

4. Haruyama, S., Choiron, M.A., and Nurhadiyanto, D., "Optimum Design of Laminated Corrugated Metal Gasket Using Computer Simulation," International Journal of Integrated Engineering 11, no. 5 (2019): 29-34.

5. Singh, A.P., Kumar, V., and Garg, A.K., "Powertrain NVH CAE Predictions with Gasket Consideration," SAE Technical Paper 2023-01-0423, 2023, doi:10.4271/2023-01-0423.

6. Drichel P, Wischmann S, Berroth J et al (2019) Modellierungsmethodik zur multiaxialen Abbildung des höherfrequenten Übertragungsverhaltens von Elastomerlagern in der NVH-Systemsimulation. In: Jacobs G (ed) 2019 – Antriebstechnisches Kolloquium, 1st edn. Books on Demand, Norderstedt.

7. Jaeger M, Drichel P, Schröder M et al (2020) Die Kopplung elektrotechnischer und strukturdynamischer Domänen zu einem NVHSystemmodell eines elektrischen Antriebsstrangs. Elektrotech Inftech 137:258–265. <https://doi.org/10.1007/s00502-020-00802-z>.

8. Jaeger M, Drichel P, Müller-Giebeler M et al (2020) Erweiterung NVH Simulationsmodell: Erweiterung der Simulationsmöglichkeiten für maschinenakustische Untersuchungen an E-Motive-Antrieben im Kontext zur Fahrzeugstruktur, Heft 1370.

9. Jacobs G, Konrad C, Berroth JK et al (2022) Function-oriented model-based product development. In: Krause D, Heyden E (eds) Design methodology for future products. Springer, Cham, pp 243–263.

10. Jagla PK, Jacobs G, Siebrecht J et al (2021) Using SysML to support impact analysis on structural dynamics simulation models. Procedia CIRP 100:91–96. <https://doi.org/10.1016/j.procir.2021.05.015>

11. Тольский В.Е., Латышев Г.В. Корчемный Л.В., Минкин Л.М., Колебания СА автомобиля. М.: Машиностроение, 1976, 264 с.

12. Васильев Б.С. Методы снижения шума двигателей № 4(6) декабрь 2015 ЭЛЕКТРОННЫЙ НАУЧНЫЙ ЖУРНАЛ АВТОМОБИЛЬ • ДОРОГА • ИНФРАСТРУКТУРА, https://www.adi-madi.ru/madi/article/viewFile/188/pdf_121

13. Тольский В.Е., Латышев Г.В. Корчемный Л.В., Минкин Л.М., Колебания СА автомобиля. М.: Машиностроение, 1976, 264 с.

14. Латышев Г.В., Минкин Л.М., Тольский В.Е. Метод расчета колебаний СА автомобиля, возникающих от воздействия дорожных неровностей // Сборник научных трудов НАМИ. М.: 1973г, выпуск 145.

15. Jesper Schwartz. Electric motor installation for improved vehicle noise characteristics. Master Thesis. Lund University, 2014, 84 p.
16. Troth, C., An Alternative Mounting System Concept for Improved NVH for a 3-Cylinder Power Train // Published February 24, 2021 by SAE International in US
17. Cai B., Shangguan W.B., Lü H. An efficient analysis and optimization method for powertrain mounting systems involving interval uncertainty // Proc Instit Mech Eng Part D: J Autom Eng 234(5), 2019:1318–1329
18. Ansys: official site. URL: <https://www.ansys.com/fr-fr/blog/what-is-automotive-nvh> (дата обращения 01.04.2024)
19. Rakhmatov R. Research to improve powertrain noise, vibration and harshness characteristics / Krutolapov V., Galevko V., Gaslov S., Bokarev A., Butuzov D. / AKUSTIKA, VOLUME 41 / November 2021. DOI: 10.36336/akustika202141119.
20. Rakhmatov R.I. Studies of modal characteristics aimed at comprehensive validation of a calculation model by the example of a modern vehicle body / R.I. Rakhmatov, V.V. Tremyasov, A.P. Likeev, I.V. Malkin, A.V. Kazakov, A.O. Kuzmin // Trudy NAMI. 2023;(3):6-32. (In Russ.) <https://doi.org/10.51187/0135-3152-2023-3-6-32>.
21. Kientzy, Donald; Richardson, Mark; and Blakely, Ken, Using Finite Element Data to Set Up Modal Tests // Journal Sound and Vibration, June, 1989, pp 16-23.
22. MSC Nastran 2021 Design Sensitivity and Optimization User's Guide.
23. Фесина, М.И. Автомобильные акустические материалы. Проектирование и исследование низкошумных конструкций автотранспортных средств : монография. В 2 ч. / М.И. Фесина [и др.]. – Тольятти : ТГУ, 2010. – Ч. 1. –304 с.

References

1. Yeola, Y., Kharpude, Y., Kalsule, D., Choudhary, A. et al., "NVH Refinement of Small Commercial Vehicle," SAE Technical Paper 2024-26-0219, 2024, <https://doi.org/10.4271/2024-26-0219>.
2. Sell, H., Löcken, F., Kruse, E., Reinauer, A.: Holistic approach to axle NVH assessment and optimization. In: proceedings of chassis.tech 2021, ATZlive, Springer Nature, Wiesbaden, Germany, 2021.
3. Roth, D., Kruse, E.: Dedicated Powertrain Mounting Systems for Electric Vehicles. In: Automotive NVH Comfort Conference, Le Mans, France (2021).
4. Haruyama, S., Chiron, M.A., and Nurhadiyanto, D., "Optimum Design of Laminated Corrugated Metal Gasket Using Computer Simulation," International Journal of Integrated Engineering 11, no. 5 (2019): 29-34.
5. Singh, A.P., Kumar, V., and Garg, A.K., "Powertrain NVH CAE Predictions with Gasket Consideration," SAE Technical Paper 2023-01-0423, 2023, doi:10.4271/2023-01-0423.
6. Drichel P, Wischmann S, Berroth J et al (2019) Modellierungsmethodik zur multiaxialen Abbildung des höherfrequenten Übertragungsverhaltens von Elastomerlagern in der NVH-Systemsimulation. In: Jacobs G (ed) 2019 – Antriebstechnisches Kolloquium, 1st edn. Books on Demand, Norderstedt.
7. Jaeger M, Drichel P, Schröder M et al (2020) Die Kopplung elektrotechnischer und strukturdynamischer Domänen zu einem NVH-Systemmodell eines elektrischen Antriebsstrangs. Elektrotech Inftech 137:258–265. <https://doi.org/10.1007/s00502-020-00802-z>.
8. Jaeger M, Drichel P, Müller-Giebeler M et al (2020) Erweiterung NVH

Simulationsmodell: Erweiterung der Simulationsmöglichkeiten für maschinenakustische Untersuchungen an E-Motive-Antrieben im Kontext zur Fahrzeugstruktur, Heft 1370.

9. Jacobs G, Konrad C, Berroth JK et al (2022) Function-oriented model-based product development. In: Krause D, Heyden E (eds) Design methodology for future products. Springer, Cham, pp 243–263.

10. Jagla PK, Jacobs G, Siebrecht J et al (2021) Using SysML to support impact analysis on structural dynamics simulation models. *Procedia CIRP* 100:91–96. <https://doi.org/10.1016/j.procir.2021.05.015>

11. Tolsky V.E., Latyshev G.V., Korchemny L.V., Minkin L.M., Car SA vibrations. M.: Mashinostroenie, 1976, 264 p.

12. Vasiliev B.S. Methods to Reduce Engine Noise No. 4(6) December 2015 ELECTRONIC SCIENTIFIC JOURNAL AUTOMOBILE • ROAD • INFRASTRUCTURE, https://www.adi-madi.ru/madi/article/viewFile/188/pdf_121

13. Tolskiy V.E., Latyshev G.V., Korchemny L.V., Minkin L.M., Car SA oscillations. Moscow: Mashinostroenie, 1976, 264 p.

14. Latyshev G.V., Minkin L.M., Tolsky V.E. Calculation method of the car SA vibrations arising from the impact of road irregularities // Collection of scientific papers of NAMI. Moscow: 1973, issue 145.

15. Jesper Schwartz. Electric motor installation for improved vehicle noise characteristics. Master Thesis. Lund University, 2014, 84 p.

16. Troth, C., An Alternative Mounting System Concept for Improved NVH for a 3-Cylinder Power Train // Published February 24, 2021 by SAE International in US

17. Cai B., Shangguan W.B., Lü H. An efficient analysis and optimization method for powertrain mounting systems involving interval uncertainty // *Proc Instit Mech Eng Part D: J Autom Eng* 234(5), 2019:1318–1329

18. Ansys: official site. URL: <https://www.ansys.com/fr-fr/blog/what-is-automotive-nvh> (дата обращения 01.04.2024)

19. Rakhmatov R. Research to improve powertrain noise, vibration and harshness characteristics / Krutolapov V., Galevko V., Gaslov S., Bokarev A., Butuzov D./ *AKUSTIKA*, VOLUME 41 / November 2021. DOI: 10.36336/akustika202141119.

20. Rakhmatov R.I. Studies of modal characteristics aimed at comprehensive validation of a calculation model by the example of a modern vehicle body / R.I. Rakhmatov, V.V. Tremyasov, A.P. Likeev, I.V. Malkin, A.V. Kazakov, A.O. Kuzmin // *Trudy NAMI*. 2023;(3):6-32. (In Russ.) <https://doi.org/10.51187/0135-3152-2023-3-6-32>.

21. Kientzy, Donald; Richardson, Mark; and Blakely, Ken, Using Finite Element Data to Set Up Modal Tests // *Journal Sound and Vibration*, June, 1989, pp 16-23.

22. MSC Nastran 2021 Design Sensitivity and Optimization User's Guide.

23. Fesina, M.I. Automotive acoustic materials. Design and research of low-noise constructions of motor transport vehicles: a monograph. In 2 parts / M.I. Fesina [et al]. - Togliatti : TSU, 2010. - P. 1. -304 pp.