

Методика совершенствования виброакустического комфорта автомобиля при переезде единичных неровностей*

Рахматов Р.И., Бокарев А.И., Мартынов Е.Н.

ФГУП «НАМИ»

г. Москва, Российская Федерация

rakhmatjon.rakhmatov@nami.ru, bokarev@bmsu.ru, evgeniy.martynov@nami.ru

Аннотация. Нарастающая тенденция повышения требований потребителя к комфорту и вибронегативности автомобиля побуждает автопроизводителей совершенствовать устоявшиеся методы оценки и обеспечения виброакустического комфорта автомобиля. Практика использования методов математического моделирования находит свое активное применение для направления поиска решений проблем комфорта автомобиля. В данной статье затрагивается направление совершенствования виброакустического комфорта автомобиля, достигаемое за счет уменьшения локальных динамических усилий и остаточных колебаний в точках крепления модулей подвесок к кузову при движении автомобиля по единичным неровностям. Процедура улучшения виброакустического комфорта при движении автомобиля по единичным неровностям является тонким и трудоемким процессом, который не описывается в явном виде в известных литературных источниках. В связи с этим актуальность данного труда заключается в описании разработки и применении методики улучшения виброакустического комфорта при движении автомобиля по единичным неровностям, которая позволяет определить необходимую процедуру подбора гидравлических свойств опор подвески автомобиля и критерии оценки эффективности работы опор на этапе исследования методами математического моделирования.

Ключевые слова: виброакустический комфорт автомобиля, комфорт автомобиля, единичная неровность, гидравлическая опора, шум, вибрация, жесткость, многозвенное моделирование, звуковое давление.

ВВЕДЕНИЕ

На сегодняшний день совершенствование виброакустического комфорта автомобиля является одной из наиболее актуальных инженерных задач, поскольку наблюдается тенденция повышения требований потребителя к комфорту и вибронегативности автомобиля. Данная тенденция связана в основном с использованием альтернативных источников энергии частично или полностью взамен традиционным двигателям внутреннего сгорания в зависимости от схем энергетических установок автомобиля. В связи с этим на данном фоне организовано около 50 законодательных норм, регламентирующих требования к виброакустическим характеристикам автотранспортных средств. В соответствии со стандартном SAE J670_200801 [1] термин виброакустика характеризуется следующими свойствами:

1. Шум (Noise) – это неприятный или неожиданный звук, создаваемый вибрирующим объектом, воспринимаемым слуховым органом человека.

2. Вибрация (Vibration) – это нежелательные повторяющиеся колебания / движения объекта, воспринятые человеком тактильно (в точках контакта водителя и пассажиров с автотранспортным средством - рулевая колонка, пол, сидения и другие точки).

3. Жесткость (Harshness) – это агрессивное ощущение работы подвески или отсутствие обратной связи на единичное воздействие, воспринятое человеком тактильно и слуховым органом.

Внутренний шум и вибрация автомобиля, воспринимаемые водителем и пассажирами, напрямую зависят от:

- глобальной динамической жесткости силового каркаса автомобиля (низшие изгибные и крутильные резонансы);
- локальных динамических жесткостей точек установки;
- силовых источников (как основных, так и второстепенных);
- субъективного восприятия шума (СВШ) человеком.

В свою очередь, определение жесткости в контексте виброакустики автомобиля содержит в себе понятия структурной жесткости конструкции и жесткости, характеризующейся субъективным восприятием шума. Изучением связи между объективными физическими характеристиками звуков и их слуховым восприятием человеком занимается психоакустика [2], которая позволила выявить субъективные качества звуков, определить меры для их оценки, получить экспертные оценки качеств, предложить модели слухового восприятия таких качеств, как:

1. Громкость (Loudness);
2. Резкость (Sharpness);
3. Хриплость (Roughness);
4. Временные флуктуации (Fluctuation strength);
5. Тональность (Tonality).

На основании оценок этих качеств получают характеристики психоакустического раздражающего шума (Psychoacoustic annoyance), и проводят оптимизацию с целью улучшению качеств как внутреннего, так и внешнего шума автотранспортного средства.

В связи с вышеизложенным определение виброакустического комфорта можно охарактеризовать как свойство автомобиля сохранять на регламентируемых требованиями уровнях в заданный срок службы совокупности жесткостных, вибрационных и акустических параметров. Определение виброакустического комфорта показывает, что данное свойство автомобиля опирается на ожидания потребителя.

* Статья публикуется по рекомендации программного комитета Всероссийской научно-технической конференции "Пром-Инжиниринг", <https://icie-rus.org>

Ожидания потребителя при этом опираются на оценку автомобилей конкурентов. К факторам, влияющим на виброакустический комфорт, могут относиться недостаточный компромисс свойств устойчивости, управляемости и плавности хода, неудачная конструкция шин автомобиля, неоптимальное демпфирование в системе рулевого управления и подвеске, низкая точность изготовления и сборки деталей, неоптимальная жесткость отдельных элементов, недостаточные свойства шумоизоляции и многие другие факторы. В данной статье затрагивается направление совершенствования виброакустического комфорта, достигаемое за счет уменьшения локальных динамических усилий и остаточных колебаний в точках крепления модулей подвесок к кузову при движении автомобиля по единичным неровностям. Практика использования методов математического моделирования находит свое активное применение для данного направления исследования на этапах поиска решений проблем комфорта. Улучшение виброакустического комфорта при движении автомобиля по единичным неровностям является тонким и трудоемким процессом, который, как правило, проводится после достижения необходимого результата при движении автомобиля по неровным дорогам в компромиссе с эксплуатационными свойствами управляемости и устойчивости, опираясь на цели проекта. В ряде случаев высокие размахи амплитуды колебаний при переезде неровностей, а также продолжительные остаточные колебания не удается устранить традиционными техническими решениями, связанными в основном с обеспечением оптимальных свойств резинометаллических изоляторов (сайлентблоков и опор) и шин, поэтому для эффективного решения проблем комфорта инженеры-исследователи прибегают к применению гидравлических упруго-демпфирующих компонентов, которые настраиваются на проблемную частоту колебаний и позволяют достигнуть эффективного результата снижения как размаха амплитуды колебаний, так и остаточных колебаний на месте водителя и пассажиров. В направлении исследования улучшения виброакустического комфорта особый вклад внесли такие ученые и исследователи как Т. Ushijima, К. Takano и Н. Kojima [3], R. Singh, G. Kim, и V. Ravindra [4], R. Singh [5], V. Bijwe [6], D. Margolis и R. Wilson [7], A. Hage and A. Szatkowski [8], Н. Sugimura, Y. Donoue, M. Takei и Н. Yamaoka [9], S. Uhlar [10], M. Herrmann, J. Kralicek, W. Stein, F. и Gauterin [11] и многие другие исследователи. На данный момент в явном виде отсутствуют какие-либо методики или стандарты, определяющие последовательность определения свойств гидравлических опор для применения в подвеске автомобиля. В связи с этим целью данной работы является разработка и практическое применение методики улучшения виброакустического комфорта при движении автомобиля по единичным неровностям, которая позволит определить необходимую процедуру подбора гидравлических свойств опор и критерии оценки эффективности работы опор на этапе исследования методами математического моделирования.

ХАРАКТЕРИСТИКА ПРОБЛЕМЫ

При движении автомобиля по единичным неровностям водитель и пассажиры транспортного средства получают нежелательные вибрации от первичных источников воз-

буждения – неподдресоренных частей подвески. В контексте повышения виброакустических свойств автомобиля главными направлениями передачи вибрации являются продольная ось X и вертикальная ось Z автомобиля, поэтому при проектировании изоляторов (сайлентблоков и опор) важно обеспечить их низкую жесткость с учетом соблюдения условия работы на штатных режимах эксплуатации автомобиля в линейных зонах деформации. При этом для оси Y автомобиля характеристики изоляторов стремятся сделать оптимально жесткими с учетом обеспечения правильной эластокинматики из соображения обеспечения желаемой управляемости и устойчивости [12, 13]. При переезде единичных неровностей наибольшие вибрации и остаточные низкочастотные колебания поддресоренных частей автомобиля возникают в продольном направлении оси X автомобиля, при этом максимальные амплитуды колебаний соответствуют пикам амплитуд собственных частот колебаний неподдресоренных масс в продольном направлении оси X автомобиля, которые лежат в диапазоне 15...25 [Гц]. Кроме того, негативный эффект на продольные колебания на салазках сидений могут оказывать неоптимальные характеристики опор силового агрегата, которые могут приводить к весьма неожиданному результату при наличии специфичных модальных форм, характеризующиеся противофазными колебаниями по отношению к поддресоренной массе автомобиля, что приводит к усилению вибрации на салазках сидений. Для решения проблем колебаний силового агрегата также разрабатываются гидравлические опоры, однако процедура их разработки является отдельной специфической задачей, которая проводится не аналогично рассматриваемой в данной статье. Поэтому описываемый труд направлен на улучшение виброакустического комфорта за счет оптимизации изоляторов подвесок. Как показывает практика и математическое моделирование, традиционными резинометаллическими изоляторами не удается добиться эффективного результата, наилучшим решением снижения размахов амплитуд колебаний и остаточных колебаний ускорения на салазках сидений является замена традиционных резиновых изоляторов на резино-гидравлические, которые могут быть предусмотрены как в передней, так в задней подвеске. Выбор изоляторов, которые требуется оптимизировать, определяется на базе локального анализа нагруженности: определяются изоляторы, которые в соответствии с кинематической схемой подвески, воспринимают и передают значительное усилие при переезде автомобилем единичных неровностей.

Объектом исследования является легковой автомобиль категории М1 согласно ГОСТ Р 52051-2003 [14]. Основные параметры исследуемого автомобиля представлены в табл. 1.

Таблица 1

Наименование параметра	Передняя подвеска	Задняя подвеска
Полная масса автомобиля, [кг]	4025	
Распределение массы автомобиля между осями, [%]	47,8	52,2
Высота центра масс, [мм]	661	
Вертикальная жёсткость подвески, приведённая к центру колеса, [Н/мм]	37,3	43,9
Угловая жёсткость подвески, приведённая к центру колеса, [Нм/град]	1835,6	1260,7

В ходе испытаний по оценке ездового комфорта проектируемого автомобиля в соответствии с потребительскими замечаниями заявлено о недостаточном виброакустическом комфорте при движении автомобиля по единичным неровностям. Негативные эффекты субъективно и объективно характеризуются как вибрация на салазках сидений после последовательного преодоления автомобилем единичной неровности передними и задними колесами. Негативные эффекты ощущаются как на месте водителя, так и на месте пассажиров. При этом исследуемый автомобиль имеет традиционные резинометаллические изоляторы (сайлент-блоки) в передней и задней подвесках, характеристики которых были определены как оптимальные с точки зрения эластокинематических свойств подвесок, управляемости, устойчивости, нагруженности и обеспечения требуемой фильтрующей способности. Для обеспечения возможного поиска проблем проведена работа по валидации математической модели автомобиля в сборе для получения близкого результата поведения автомобиля при преодолении различного типа неровностей. На рисунке 1 представлены результаты валидации продольного поведения автомобиля при переезде автомобилем выступающей симметричной неровности 50x500 [мм] типа «лежачий полицейский», геометрия неровности соответствует ГОСТ Р 52605-2006 [15].

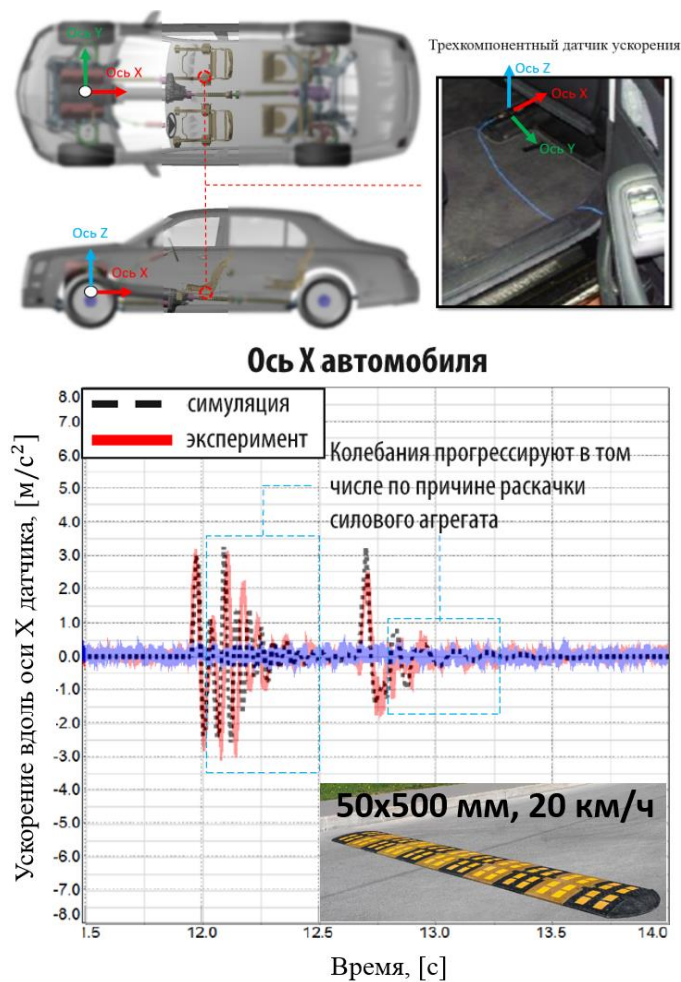


Рис. 1. Результаты валидационного исследования продольной динамики автомобиля при переезде автомобиля выступающей неровности 50x500 [мм] типа «лежачий полицейский»

Результаты показывают, что имеют место продолжительные остаточные колебания поддресоренных частей автомобиля как после переезда неровности передними колесами, так и после переезда неровности задними колесами, с которыми не удастся справиться традиционными резино-металлическими изоляторами подвесок. В ходе анализа также выяснилось, что остаточные колебания прогрессируют не только по причине возбуждения неподдресоренных масс в продольном направлении, но и по причине колебания силового агрегата, который имеет низкочастотную собственную форму колебаний 7 [Гц] в продольном направлении, однако степень влияния силового агрегата оказалась относительно незначительна. Валидация математической модели реализована с целью отработки и поиска возможных решений устранения проблем виброакустического комфорта в виртуальной области.

ОПИСАНИЕ И ОСОБЕННОСТИ РАЗРАБОТАННОЙ МЕТОДИКИ

Как отмечено в предыдущем разделе разработанная методика затрагивает метод улучшения виброакустического комфорта за счет оптимизации свойств изоляторов подвески, связанной с разработкой гидравлических опор. Следует подчеркнуть, что характеристики изоляторов силового агрегата, несомненно, оказывают влияние на виброакустический комфорт при переезде автомобилем единичных неровностей, однако мероприятия, связанные с оптимизацией опор силового агрегата, являются отдельной специфической задачей, которая решается не аналогично. [3-12,16] Последовательность определения гидравлических свойств опор подвески определяется этапами, которые раскрываются в этом разделе.

Этап 1 - Определяется общая идеология назначения основных параметров гидравлических свойств опор.

В литературе [16] достаточно полно освещен опыт моделирования и прогнозирования гидравлических свойств опор, поэтому в качестве базовых принимаются следующие предположения о назначаемых характеристиках для проведения оптимизационного моделирования:

- пик угла потерь (углом потерь является величина фазового сдвига реакции опоры при ее возмущении, характеризует величину демпфирования) должен соответствовать частоте продольных колебаний колес;
- пиковая величина угла потерь на амплитуде колебаний 0.1 [мм] должна лежать в диапазоне 35°-60°;
- максимальный угол наклона характеристики динамической жесткости приходится на значение частоты для пика угла потерь;
- динамический фактор на амплитуде колебаний 0.1 [мм] (динамический фактором является величина отношения динамической жесткости к статической):

1.0...1.1 на частоте ниже 7 Гц;

1.5...1.8 на частоте пика угла потерь;

2.0...4.0 на частоте выше частоты пика угла потерь;

- динамический фактор для резиновых частей опоры составляет 1.3...1.5, а угол потерь лежит в диапазоне 4°-10° в зависимости от твердости резины;
- статические характеристики опоры во всех направлениях характеризуются линейными и нелинейными частями на основании анализа нагруженности опоры (на штатных режимах эксплуатации автомобиля опора должна работать в линейных зонах деформации).

На рис. 2 представлена поясняющая иллюстрация, определяющая идеологию назначения гидравлических свойств опор.

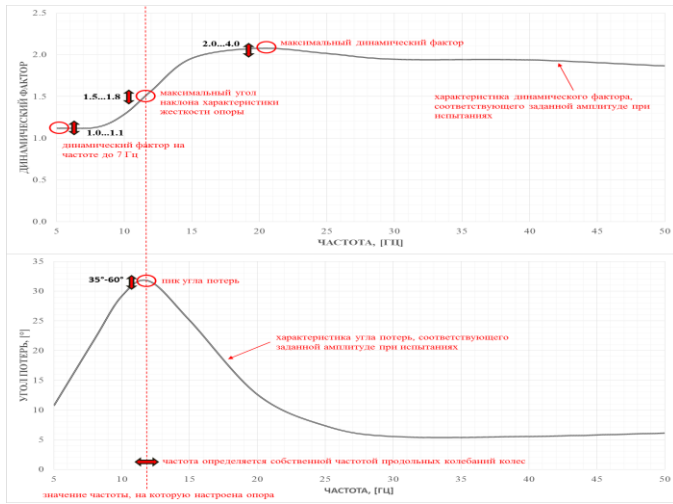


Рис. 2. Идеология назначения гидравлических свойств опор

Этап 2 – Разрабатывается математическая модель автомобиля в сборе.

В соответствии с литературой [17] математическую модель следует представлять, как описание автомобиля в виде нелинейной механической системы, состоящей из наборов тел с кинематическими и силовыми связями, характеризующих подсистемы автомобиля, а также описание математического взаимодействия автомобиля с окружающей средой. Для решения задач исследования виброакустического комфорта к математической модели предъявляются следующие типовые требования:

- звенья направляющего аппарата подвесок, силовой структуры подвески и кузова требуется задавать телами с линейными свойствами податливости;
- характеристики упругих и демпфирующих компонентов подвесок настраиваются в соответствии со спецификацией автомобиля, учитываются все основные источники демпфирования, жесткости всех упругих элементов вместе с их нелинейными характеристиками;
- учитываются массо-инерционные и геометрические параметры компонентов передней и задней подвесок, рулевого управления, кузова, систем ходовой части, вращающихся частей трансмиссии, колес и шин;
- характеристики силового агрегата и элементов трансмиссии следует задавать с учетом кинематических и силовых связей между звеньями, поскольку учет крутильных колебаний силового агрегата и трансмиссии является важным фактором при исследовании виброакустического комфорта;
- в математической модели требуется учитывать характеристику усилителя рулевого управления и упругого элемента (торсион);
- в зависимости от постановки задачи в математической модели в ряде случаев требуется учитывать алгоритмы управления демпфированием и упругими характеристиками при наличии активных или адаптивных систем;

- модели сайлентблоков требуется задавать частотно-зависимыми (удовлетворительными результатами обладает модель Пфедфера [18]), которые способны учитывать гистерезис при низкочастотном воздействии до 5 [Гц] и передаточную функцию усилия от воздействия при частотах более 5 [Гц];

- математическую модель шины требуется задавать частотно-зависимой, поведение которой наиболее близко к физической, учитывающей собственные частоты, демпфирование и характеристику пятна контакта (например, математические модели F-Tire или MF-Swift);

- математические модели гидравлических опор могут быть реализованы на базе имеющихся средств в среде имитационного моделирования. Например, рассматривая наиболее востребованную среду многозвенного моделирования в области автомобилестроения ADAMS/Car, встроенные в программный продукт инструменты позволяют построить нелинейную модель гидравлической опоры, которая позволяет получить удовлетворительный результат. На рис. 3 представлена схема математической модели гидравлической опоры.

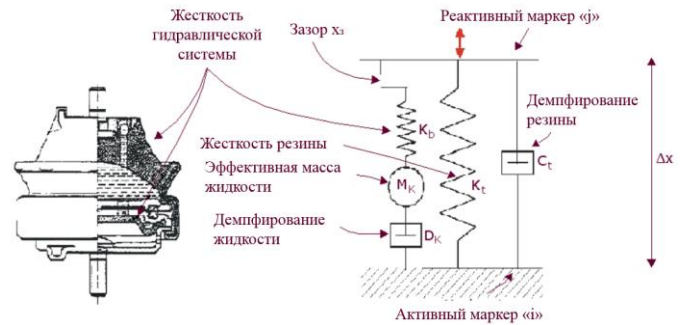


Рис. 3. Математическая модель гидравлической опоры [19]: M_k – эффективная масса жидкости, [кг]; Δx – деформация опоры (перемещение маркера «j» относительно маркера «i» вдоль оси опоры), [мм]; $\dot{\Delta x}$ – скорость деформации опоры, [мм/с]; x_1 – перемещение массы жидкости M_k , [мм]; v_1 – скорость перемещения массы жидкости M_k , [мм/с]; k_{quad} – коэффициент снижения жесткости в гидравлической системе, [1/мм²]; k_b – линейная жесткость гидравлической системы, [Н/мм]; D_k – демпфирование жидкости, [Н · с/мм]; $D_{k,quad}$ – квадратичное демпфирование жидкости, [Н · с²/мм²]; k_t – жесткость резины, [Н/мм]; C_t – демпфирование резины, [Н · с/мм]

Согласно технической документации к ADAMS/Car [19] математическая модель представляет собой систему дифференциальных уравнений (1).

$$\begin{aligned} \dot{v}_1 &= -1/M_k \cdot (v_1 \cdot C + F_{coupl}) \\ \dot{x}_1 &= v_1 \end{aligned} \quad (1)$$

$$F_{hydro} = -k_t \cdot \Delta x - c_t \cdot \dot{\Delta x} + F_{coupl}$$

где \dot{v}_1 – ускорение жидкости [мм/с²]; M_k – масса жидкости, [кг]; v_1 – скорость массы жидкости, [мм/с]; C – нелинейное демпфирование жидкости, [Н · с/мм]; F_{coupl} – сила гидравлической системы, [Н]; \dot{x}_1 – скорость жидкости, [мм/с]; F_{hydro} – суммарная сила гидравлической опоры, [Н]; k_t – жесткость резины, [Н/мм]; c_t – демпфирование резины, [Н · с/мм]; $\dot{\Delta x}$ – скорость деформации опоры, [мм/с].

Нелинейное демпфирование жидкости «С» определяется по формуле

$$C = D_k + D_{k_quad} \cdot |v1| \quad (2)$$

где D_k - демпфирование жидкости, [Н · с/мм]; D_{k_quad} – параметр квадратичного демпфирования жидкости, [Н · с²/мм²].

Сила гидравлической системы « F_{coupl} » определяется по формуле

$$F_{coupl} = (-\overline{\Delta x}) \cdot k_b \cdot q, \quad (3)$$

где $\overline{\Delta x}$ – перемещение в гидравлической системе, [мм]; k_b – линейная жесткость гидравлической системы, [Н/мм]; q – параметр нелинейной жесткости гидравлической системы, [-].

Перемещение в гидравлической системе определяется на основании условий (4), на которые влияет наличие зазора x_3 в гидравлической системе (см. ри. 3).

$$\overline{\Delta x} = \begin{cases} \Delta x + x_3, & \Delta x + x_3 - x1 < 0 \\ \Delta x - x_3, & \Delta x - x_3 - x1 > 0 \\ \Delta x, & x_3 = 0 \end{cases} \quad (4)$$

Параметр нелинейной жесткости гидравлической системы определяется на основании условий:

$$q = \begin{cases} 1 + k_{quad} \cdot \Delta x \cdot \Delta x, & k_{quad} < 0 \\ 1, & k_{quad} = 0 \\ 1/(1 + k_{quad} \cdot \Delta x \cdot \Delta x), & k_{quad} > 0 \end{cases} \quad (5)$$

где k_{quad} - коэффициент снижения жесткости в гидравлической системе, [1/мм²].

Следует отметить, что данная модель показывает удовлетворительные результаты в частотном диапазоне до 100 [Гц]. Для идентификации параметров математической модели гидравлической опоры применяется встроенный в ADAMS/Car инструмент «Isolator-Parameter Identification» (идентификатор параметров изолирующих компонентов), который позволяет идентифицировать параметры однонаправленных нелинейных моделей опор, зависящих от частоты и амплитуды с помощью встроенного алгоритма поиска параметров. Качество и точность модели зависит от исходных данных, диапазон частот входных данных должен начинаться ниже первой собственной частоты гидроопоры, характеристики, импортируемые для разных амплитуд, должны быть согласованы по частотным значениям [19].

Этап 3 – Проводится модальный анализ автомобиля в сборе.

Модальный анализ автомобиля в сборе требуется для определения собственных частот колебаний неподрессоренных масс в продольном направлении оси X автомобиля. Жесткие требования к математической модели, описанные в предыдущем этапе, назначаются из соображений, чтобы минимизировать ошибку при определении собственных форм колебаний и приблизить поведение модели к поведению исследуемого объекта. Определенные значения собственных частот колебаний передних и задних колес в продольном направлении оси X автомобиля используются как ссылочные при назначении частот настройки передней и задней гидравлических опор подвесок соответственно [20].

Этап 4 – Проводится квазистатический анализ нагружения типовыми режимами модулей подвески в сборе.

Данный этап требуется для идентификации опор, которые требуется оптимизировать, заменив на гидравлические.

Определяются опоры, которые с учетом кинематической схемы подвески и влияния силовых связей на эластокинматику, воспринимают и передают значительное усилие при переезде автомобилем единичных неровностей. Кроме того, данный этап служит для правильной идентификации статических линейных и нелинейных характеристик опор. Как правило на штатных режимах работы автомобиля опоры должны работать в линейной зоне. Режимы штатной и нештатной эксплуатации автомобиля определяются на базе книги нагрузочных режимов проекта. [13]

Этап 5 – Назначаются предполагаемые характеристики гидравлических свойств опор и строятся математические модели опор с использованием описательной части предыдущих этапов.

Назначение наборов характеристик для исследования проводится на базе описательной части этапа 1 (см. рис. 2). На данном этапе определяется максимальное количество итераций и комбинаций расчета, которые должны быть рассмотрены в обязательном порядке. Как правило, комбинации и вариации характеристик для расчета назначаются непосредственно исследователем и результат эффективности зависит от компетенции исследователя. Как показывает практика, применение оптимизаторов для подобного рода задач является трудоемким и сомнительным мероприятием, поскольку рассматривается серьезная многокритериальная задача, в которой важен учет нелинейных зависимостей.

Этап 6 – Определяется программа виртуальных испытаний и критерии для оценки эффективности гидравлических свойств опор.

Рекомендуемая программа виртуальных испытаний представлена в табл. 2.

Таблица 2.

№	Наименование режима	Описание
1	«Переезд через неровность лежащий полицейский» 	<u>Описание неровности:</u> Симметричная неровность, длина хорды 50x500 [мм], высота 50 [мм], геометрия соответствует ГОСТ 52605-2006 «Искусственные неровности». <u>Режимы:</u> - переезд на скоростях 10,20,30, 40 50 [км/ч].
2	«Выступающая симметричная единичная неровность» 	<u>Описание неровности:</u> Выступающая симметричная по левому и правому бортам автомобиля неровность прямоугольного сечения 20x40 [мм]. <u>Режимы:</u> - переезд на скорости 10,20,30, 40 50 [км/ч].

Для пояснения критериев оценки эффективности опор представлен вспомогательный рис. 4, который иллюстрирует основы теории оценки затухающих механических колебаний [21].

Таким образом в качестве критериев выступают следующие показатели:

1 – сумма размахов амплитуд нагрузок опор передней подвески при проезде неровности передними колесами;

2 – сумма размахов амплитуд нагрузок опор задней подвески при проезде неровности задними колесами;

3 – размах амплитуды ускорения на салазке сидения водителя и переднего пассажира при проезде неровности передними колесами;

4 – размах амплитуды ускорения на салазке сидения пассажиров заднего дивана при проезде неровности задними колесами;

5 – логарифмический декремент затухания ускорения на салазке сидения водителя и переднего пассажира при проезде неровности передними колесами, определяется по общей формуле (6) с использованием иллюстрации значимых амплитуд на рис. 4

$$\beta = \ln \left(\frac{|A_2|}{|A_4|} \right) = \beta \cdot T, \quad (6)$$

где A_2 и A_4 – вторая и четвертая амплитуды в соответствии с иллюстрацией на рисунке 4; β – коэффициент затухания, [1/с]; T – период колебаний, [с].

6 – логарифмический декремент затухания ускорения на салазке сидения пассажиров заднего дивана при проезде неровности задними колесами, определяется по общей формуле (6) с использованием иллюстрации значимых амплитуд на рисунке 4.

7 – верхнее значение амплитуды первого колебания ускорения n на салазке сидения водителя и переднего пассажира при проезде неровности передними колесами;

8 – верхнее значение амплитуды первого колебания ускорения на салазке сидения пассажиров заднего дивана при проезде неровности задними колесами;

7 – нижнее значение амплитуды первого колебания ускорения n на салазке сидения водителя и переднего пассажира при проезде неровности передними колесами;

8 – нижнее значение амплитуды первого колебания ускорения на салазке сидения пассажиров заднего дивана при проезде неровности задними колесами.

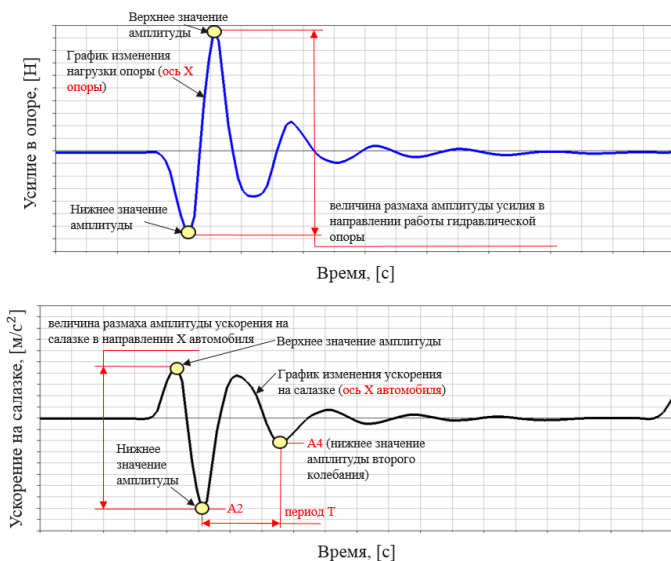


Рис. 4. Критерии оценки эффективности работы опор

Объемный перечень критериев оценки связан с неодинаковым влиянием характеристик разрабатываемых опор подвесок на вибрацию передней и задней частей автомобиля. Как правило, критерии, определяемые при пееезде автомобиля передними колесами, акцентируются

на оценку опор передней подвески, а критерии, определяемые при пееезде автомобиля задними колесами, акцентируются на оценку опор задней подвески. Как показала практика, обозначенный перечень критериев является необходимым и достаточный для однозначного выбора наилучшего варианта характеристик опоры с учетом комбинационного влияния.

Этап 7 – Проводится итерационный поиск оптимальных характеристик из назначенных на предыдущем этапе.

Процесс начинается с оценки номинальных характеристик в сторону их оптимального изменения непосредственно исследователем, по мере накопления знаний о специфике работы опор варианты характеристик могут видоизменяться для достижения наилучшего результата, также, как и количество вариантов могут исключаться и добавляться для более приближенного поиска. Использование оптимизационных программ для подобного рода задач является трудоемким мероприятием, поэтому эффективность итерационного анализа зависит от компетенции исследователя. Тем не менее, назначенный обширный перечень критериев оценок позволяет уверенно анализировать чувствительность модели на изменение свойств опор. В процессе итерационных расчетов по мере накопления знаний о специфике работы опор количество итераций и комбинаций может быть обоснованно пересмотрено в сторону уменьшения или наоборот увеличения.

Этап 8 – Проводится оценка влияния найденных оптимальных характеристик гидравлических опор на эластокинематические свойства подвесок автомобиля: сравнение результатов моделирования оптимизированного варианта опор с гидравлическими свойствами относительно исходного варианта опор с резиновыми свойствами, а также сравнение с целевыми значениями проекта.

Опираясь на литературные источники [22-23], рекомендуемая программа оценки влияния найденных гидравлических свойств опор на эластокинематические характеристики подвесок представлена в табл. 3.

Этап 9 – Проводится оценка влияния найденных оптимальных характеристик гидравлических опор на свойства устойчивости и управляемости автомобиля: сравнение результатов моделирования оптимизированного варианта опор с гидравлическими свойствами относительно исходного варианта опор с резиновыми свойствами, а также сравнение с целевыми значениями проекта.

Рекомендуемая программа оценки влияния найденных гидравлических свойств опор на эксплуатационные свойства устойчивости и управляемости автомобиля следующая:

- движение в повороте постоянного радиуса 100 [м] до сноса или заноса автомобиля в соответствии со стандартом «Steady-State Circular Test» DIN 4138 [24];
- движение по прямой со скоростью 100 км/ч, угол поворота рулевого колеса задается синусоидой с переменной частотой изменения 0.01 – 3 [Гц], угол поворота рулевого колеса подбирается для бокового ускорения 0,3g при частоте угла поворота рулевого колеса 0.01 [Гц] в соответствии со стандартом «Frequency Response» DIN ISO 7401 [25];
- смена полосы движения, процедура определяется в соответствии с ГОСТ 31507-2012 [26];
- измерение усилия на рулевом колесе в соответствии с правилами 79 ЕЭК ООН [27].

Таблица 3

№	Наименование режима	Критерии оценки
1	Параллельный вертикальный ход колес в пределах полных рабочих ходов сжатия и отбоя (в случае передней подвески усилитель рулевого управления должен быть активным, тормозные механизмы не активны)	- угол схождения, развала, продольного и поперечного угла наклона виртуальной оси поворота колеса в конструктивном положении; - изменения угла схождения от хода колеса [°/м]; - изменения угла развала от хода колеса [°/м]; - изменения продольного и поперечного угла наклона виртуальной оси поворота колеса от хода колеса [°/м]; - положение виртуальной оси поворота колеса в сечении центра колеса и в плоскости дороги; - изменение колесной базы и колеи; - передаточные числа амортизаторной стойки и пружины; - высота центра крена подвески; - оценивается нелинейность всех характеристик в рабочем диапазоне хода колес.
2	Симметричное приложение тормозных усилий в зафиксированном конструктивном положении подвески (в случае передней подвески усилитель рулевого управления должен быть активным, тормозные механизмы активны, величины тормозных усилий рекомендуется задавать равными весу, приходящегося на половину подвески)	- изменение схождения в зависимости от тормозного усилия для положительной и отрицательной тормозных усилиях [°/кН]; - изменение развала в зависимости от тормозного усилия для положительной и отрицательной тормозных усилиях [°/кН]; - оценивается нелинейность всех характеристик в заданном диапазоне тормозных усилий.
3	Симметричное приложение тяговых усилий в зафиксированном конструктивном положении подвески (в случае передней подвески усилитель рулевого управления должен быть активным, тормозные механизмы не активны, величины тяговых усилий рекомендуется задавать равными весу, приходящегося на половину подвески)	- изменение схождения в зависимости от тягового усилия для положительного и отрицательного тягового усилия [°/кН]; - изменение развала в зависимости от тягового усилия для положительного и отрицательного тягового усилия [°/кН]; - оценивается нелинейность всех характеристик в заданном диапазоне тяговых усилий.
4	Симметричное приложение боковых усилий в зафиксированном конструктивном положении подвески с смещением пятна контакта (в случае передней подвески усилитель рулевого управления должен быть активным, тормозные механизмы не активны, величины боковых усилий рекомендуется задавать равными весу, приходящегося на половину подвески)	- изменение схождения в зависимости от бокового усилия для положительного и отрицательного бокового усилия [°/кН]; - изменение развала в зависимости от бокового усилия для положительного и отрицательного бокового усилия [°/кН]; - оценивается нелинейность всех характеристик в заданном диапазоне боковых усилий.
5	Поворот рулевого колеса в зафиксированном конструктивном положении подвески (только для передней подвески, усилитель рулевого управления должен быть активным, тормозные механизмы не активны, задается полный диапазон амплитуды угла поворота рулевого колеса)	- изменение угла развала в зависимости от угла поворота рулевого колеса [°/°]; - изменение продольного угла наклона виртуальной оси поворота колеса [°/°]; - оцениваются характеристики углов внутреннего и внешнего колес, определяется передаточное число от управляемых колес к рулевому колесу; - оценивается нелинейность всех характеристик в заданном диапазоне изменения амплитуды угла поворота рулевого колеса.

Этап 10 – Проводится оценка влияния найденных оптимальных характеристик гидравлических опор на свойства ездового комфорта автомобиля.

Рекомендуемая программа оценки влияния найденных гидравлических свойств опор на свойства ездового комфорта автомобиля представлена в табл. 4, режимы и дороги назначены на базе литературных источников [28-29] с учетом возможности реализации программы испытаний на автотополитоне НИЦИАМТ «НАМИ» в России.

Опираясь на литературные источники [12, 30, 31], для оценки ездового комфорта при движении автомобиля по специальным типам дорог проводится следующее:

А) Графический визуальный анализ вибрационного перепада в частотной области от 5 [Гц] до 100 [Гц] по критерию соответствия целевым вибрационным перепадам. При этом оценка вибрационного перепада между спектром выходного сигнала P_{1i} и спектром входного сигнала P_{0i} [dB] для частотного диапазона от 5 до 100 [Гц] в направлении осей автомобиля X, Y, Z будет рассчитываться по общей формуле (7) отдельно для каждого направления оси автомобиля

$$V_i = 20 \cdot \lg \frac{P_{0i}}{P_{1i}} \quad (7)$$

где P_{0i} – виброускорение на i-ой частоте на кулаке подвески P₀ (входной сигнал, неподдрессоренная часть), на которую поступает сигнал возбуждения, [м/с²]; P_{1i} – виброускорение на i-ой частоте на салазке сидения P₁ (выходной сигнал, поддрессоренная часть), на которую передается передаваемый сигнал возбуждения, [м/с²].

Результатом является график вибрационного перепада, для оценки результата на график накладывается целевое значение вибрационного перепада – на рис. 5 представлен пример вибрационного перепада между салазками сидения и кулаком подвески для направления оси X автомобиля.



Рис. 5. Иллюстрация примера анализа вибрационного перепада между поддрессоренными и неподдрессоренными частями подвески для направления оси X автомобиля

Таблица 4

№	Наименование режима	Описание
1	«Шумосоздающая дорога»	<p>Описание дороги: Общая протяженность 0,75 [км]. Ширина: 5 [м]. Дорожное покрытие: из гранитного брусчатого камня, ровного мощения, на песчано-цементном основании. Назначение: для испытаний по выявлению источников шума, возникающего при движении транспортных средств, и определению характеристик шумов.</p> <p>Режим: Равномерное движение со скоростью 40 [км/ч].</p>
2	«Динамометрическая дорога»	<p>Описание дороги: Общая протяженность 5,4 [км]. Ширина: 10 [м]. Дорожное покрытие: песчаный асфальтобетон на цементбетонном основании. Назначение: для испытаний на топливную экономичность, тягово-скоростные и тормозные свойства всех типов транспортных средств.</p> <p>Режим: - равномерное движение со скоростью 90 [км/ч].</p>
3	«Переезд через неровность лежащий полицейский»	<p>Описание неровности: Симметричная неровность, длина хорды 50x500 [мм], высота 50 [мм], геометрия соответствует ГОСТ 52605-2006 «Искусственные неровности».</p> <p>Режимы: - переезд на скорости 30 [км/ч].</p>
4	«Выступающая симметричная единичная неровность»	<p>Описание неровности: Выступающая симметричная по левому и правому бортам автомобиля неровность прямоугольного сечения 20x40 [мм].</p> <p>Режим: - переезд на скорости 30 [км/ч].</p>

Б) Оценка среднего вибрационного перепада между спектром выходного сигнала P_{1i} и спектром входного сигнала P_{0i} в [дБ] для частотного диапазона от 5 до 30 [Гц] в направлении осей автомобиля X, Y, Z по общей формуле

$$B_{5...30} [Гц] = (\sum_{i=5...30}^{n} 20 \cdot \lg \frac{P_{0i}}{P_{1i}}) / n. \quad (8)$$

Г) Оценка среднего виброперепада между спектром выходного сигнала P_{1i} и спектром входного сигнала P_{0i} в [дБ] для частотного диапазона от 30 до 100 [Гц] в направлении осей автомобиля X, Y, Z по общей формуле

$$B_{30...100} [Гц] = (\sum_{i=30...100}^{n} 20 \cdot \lg \frac{P_{0i}}{P_{1i}}) / n. \quad (9)$$

Д) Расчет [%] снижения общего уровня вибрации между выходным сигналом OL_{1j} и входным сигналом OL_{0j} за временную историю в направлении осей автомобиля X, Y, Z по формуле

$$OL_{\% \text{снижения}} = (\sum_{j=0}^n \frac{OL_{0j} - OL_{1j}}{OL_{0j}}) / n \cdot 100\%. \quad (10)$$

Е) Расчет среднего общего уровня вибрации для выходного сигнала OL_{1j} (поддресоренные детали) за временную историю в направлении осей автомобиля X, Y, Z по формуле

$$OL_{1_среднее} = \sum_{j=0}^n OL_{1j} / n. \quad (11)$$

Для оценки ездового комфорта при движении автомобиля по дорогам типа «единичная неровность» проводится сравнительный амплитудный анализ вибрации в соответствии с поясняющей иллюстрацией, представленной на рис. 6.



Рис. 6. Пример иллюстрации определения размахов амплитуды для оценки режимов движения автомобиля по единичным неровностям

Этап 11 - Проводится оценка влияния найденных оптимальных характеристик гидравлических опор на звуковое давление в салоне автомобиля: сравнение результатов моделирования оптимизированного варианта опор с гидравлическими свойствами относительно исходного варианта опор с резиновыми свойствами, а также сравнение с целевыми значениями проекта.

Для расчета внутреннего шума разрабатывается конечно-элементная модель (КЭМ) оббитого кузова (trim body). Узлы и агрегаты, находящиеся в подкапотном пространстве и в багажнике автотранспортного средства следует моделировать упрощенно, в виде сосредоточенных масс. В качестве примера для исследуемого автомобиля суммарно КЭМ оббитого кузова состоит из 8455421 элементов и 5892065 узлов, схематично показанных на рис. 7.

Расчеты рекомендуется проводить в программном обеспечении MSC Nastran, тип решения Sol 111 (Modal frequency response), граничные условия назначаются по результатам предыдущих этапов моделирования автомобиля при проезде через единичные неровности. Исходными данными служат спектры нагрузок, возникающие в направляющем аппарате подвески, в точках крепления силового агрегата и трансмиссии автомобиля к кузову, в рассматриваемом объекте исследования – суммарно 32 точки.

Для динамических задач, к которым относятся определение внутреннего шума автотранспортного средства, используется дифференциальное уравнение движения под действием гармонических сил [32], определяемое формулой

$$[M]\{\ddot{u}(t)\} + [B]\{\dot{u}(t)\} + [K]\{u(t)\} = \{F(\omega)\}e^{i\omega t}, \quad (12)$$

где $[M]$ – матрица масс; $[B]$ – матрица демпфирования; $[K]$ – матрица жесткости; $\{\ddot{u}(t)\}$ – вектор-столбец узловых ускорений; $\{\dot{u}(t)\}$ – вектор-столбец узловых скоростей; $\{u(t)\}$ – вектор-столбец узловых перемещений; $\{P(\omega)\}$ – внешняя гармоническая сила.

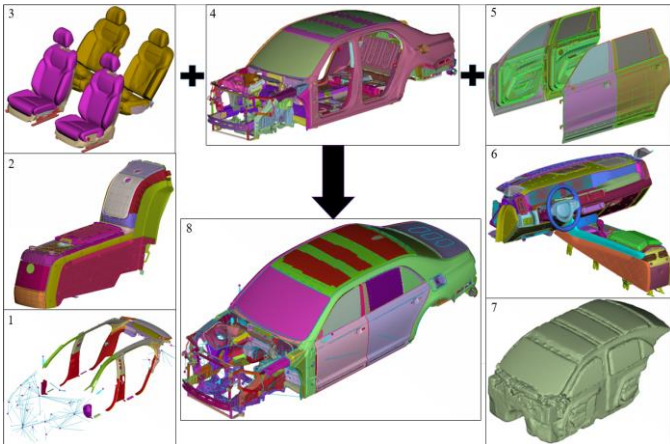


Рис. 7. КЭМ оббитого кузова (8), состоящая из: 1 – обивка кузова с сосредоточенными массами; 2 – задняя консоль; 3 – сиденья; 4 – белого кузова; 5 – боковые двери; 6 – панель приборов с передней консолью; 7 – внутренний акустический объем

Звуковое давление определяется в контрольных точках №2 и 5 (микрофоны) расположенной у правого уха водителя (рис. 8, а) и левого уха заднего пассажира (рис. 8, б).

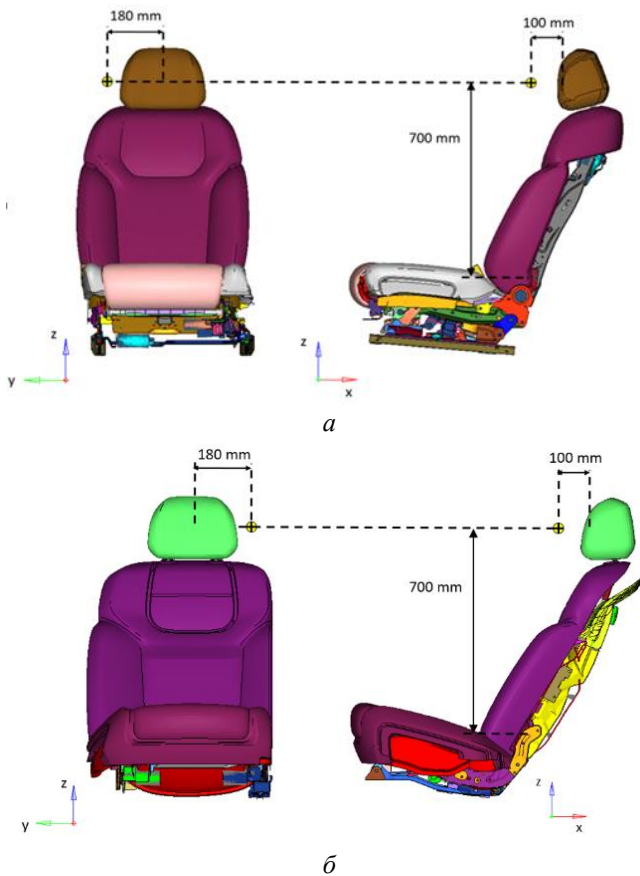


Рис. 8. Положение микрофонов в КЭМ: а – правое ухо водителя; б – левое ухо заднего пассажира

РЕЗУЛЬТАТЫ ПРИМЕНЕНИЯ МЕТОДИКИ

Использование разработанной методики для решения описанной проблемы виброакустического комфорта при переезде автомобилем единичных неровностей в среде математического моделирования на валидированной модели автомобиля является результатами применения методики. В качестве наиболее значимой части результатов на рисунке 9 представлены опоры, которые определены для замены на гидравлические отдельно для передней и отдельно для задней подвесок исследуемого автомобиля, красными стрелками выделены направления действия гидравлических свойств.

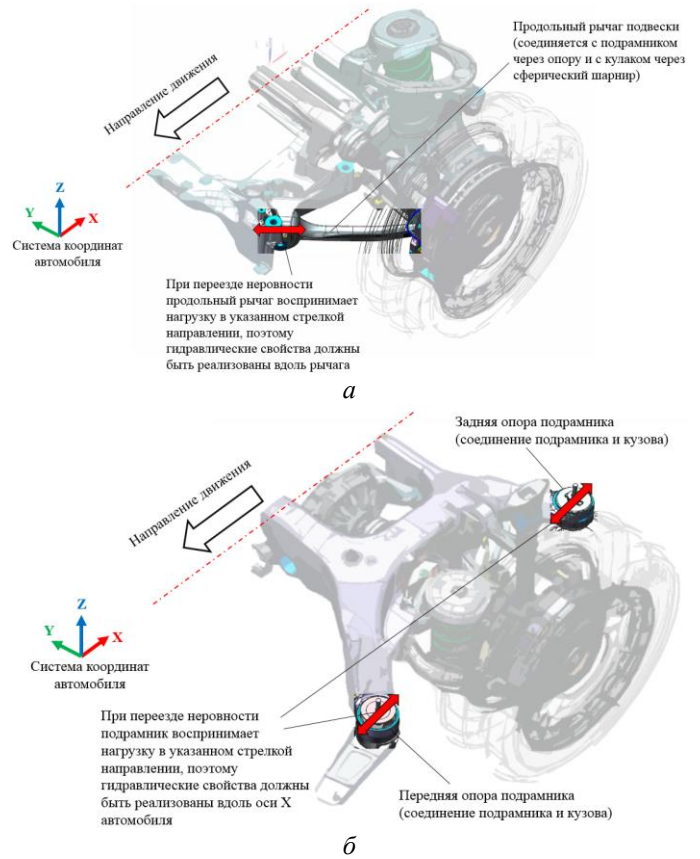


Рис. 9. Предложение по оптимизации опор в исследуемом автомобиле для улучшения виброакустического комфорта: а – передняя подвеска; б – задняя подвеска

В ходе итерационного подбора оптимальных характеристик успешного определены свойства каждой из опор как гидравлических частей, так и резиновых. В качестве примера на рис. 10 представлены динамические характеристики гидравлических частей передней опоры подрамника задней подвески.

На рис. 11 представлены результаты, доказывающие эффективность предлагаемых гидравлических опор с точки зрения ездового комфорта. Следует отметить, что комплексная оценка свойств эластокинматики, управляемости и устойчивости показала незначительные изменения, которые не приводят к ухудшению поведения автомобиля, таким образом в данном случае за счет использования гидравлических опор можно добиться улучшения виброакустического комфорта автомобиля без ухудшения свойств управляемости и устойчивости автомобиля.

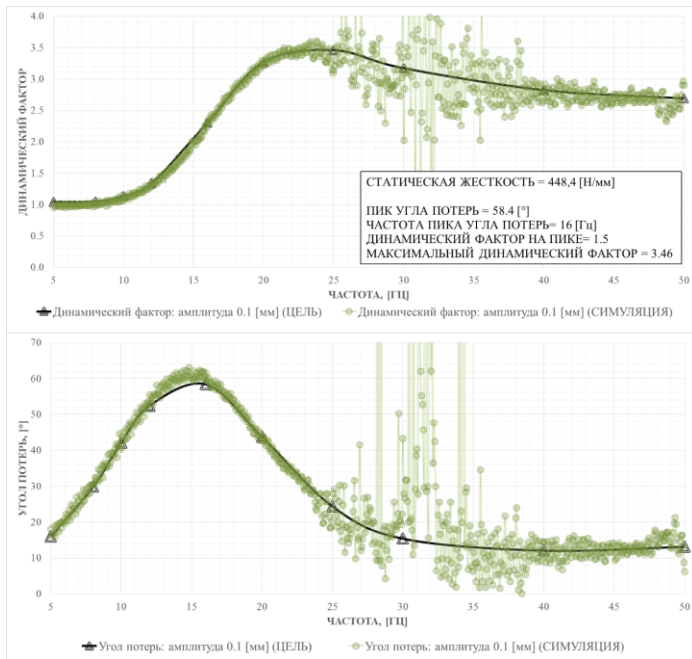


Рис. 10. Динамические характеристики передней гидравлической опоры заднего подрамника

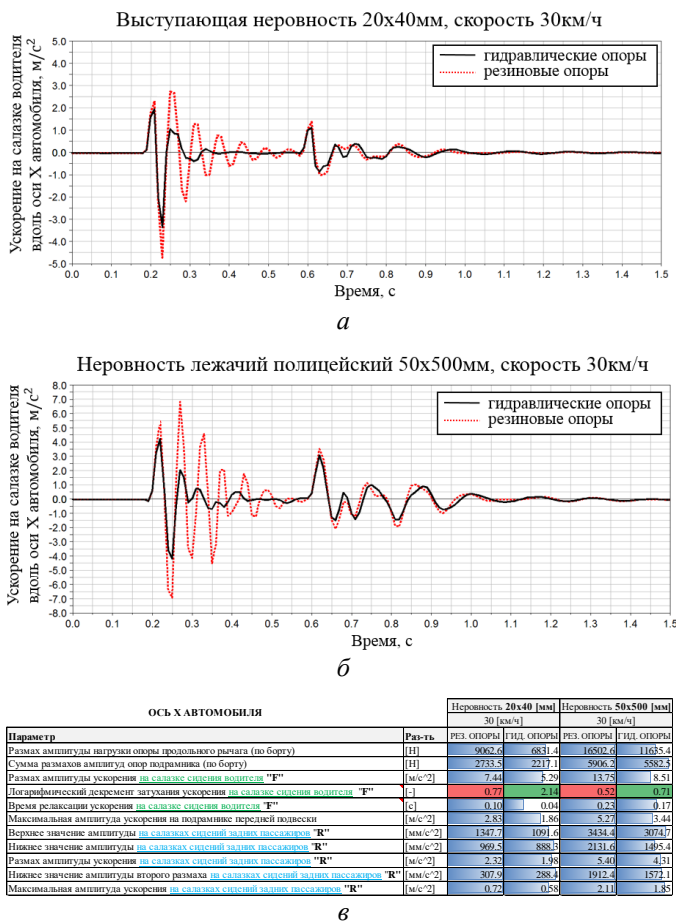


Рис. 11. Результаты сравнительного моделирования: а – ускорение на салазке водителя в направлении оси X автомобиля для режима переезда неровности типа 20x40 мм; б – ускорение на салазке водителя в направлении оси X автомобиля для режима переезда неровности типа 20x40 мм; в – результаты расчета оценочных критериев

На рис. 11 визуально видно изменение размахов амплитуд и остаточных колебаний в положительную сторону. Анализ чувствительности влияния отдельных гидравлических опор на эксплуатационные характеристики автомобиля показывает следующее:

- гидравлические опоры в продольных рычагах передней подвески позволяют снизить размахи амплитуды ускорения на салазках до 10%;
- при дополнительном учете гидравлических опор заднего подрамника положительный эффект снижения размаха амплитуды ускорения на салазках достигает 30%;
- отмечается также, что для наибольшего эффекта требуются гидравлические опоры подрамника как передние, так и задние, отдельная реализация либо передних, либо задних гидравлических опор практически не дает положительного результата.

В результате учета гидравлических свойств опор при движении автомобиля по единичным неровностям снижаются нагрузки в точках крепления кузова.

В качестве примера для оценки эффективности гидравлических опор на рис. 12 приведены сравнительные результаты звуковых давлений, измеренных у правого уха водителя при проезде по единичным неровностям.

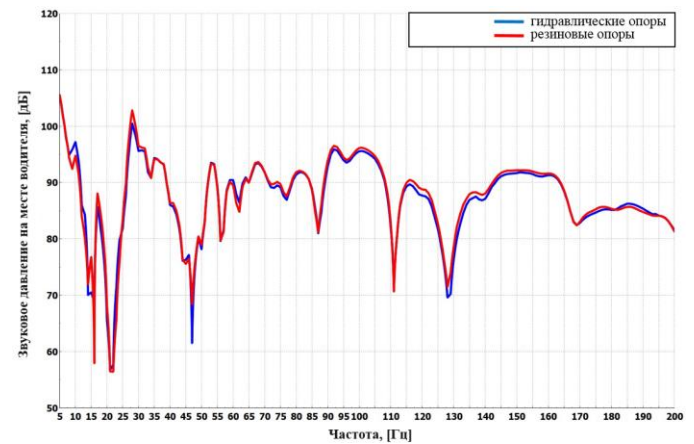


Рис. 12. Результаты сравнительного моделирования звукового давления, измеренного у правого уха водителя

Зафиксировано снижение амплитуд звуковых давлений измеренное у правого уха водителя по всему частотному диапазону до 8 дБ, свидетельствующее об эффективности работы гидравлических опор.

Также, для оценки эффективности гидравлических опор на рис. 13 приведены сравнительные результаты звуковых давлений, измеренных у левого уха заднего пассажира при проезде по единичным неровностям.

Зафиксировано снижение амплитуд звуковых давлений измеренное у левого уха заднего пассажира почти по всему частотному диапазону до 5 дБ, свидетельствующее об эффективности работы гидравлических опор.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1) Разработана и отработана на валидированной модели методика улучшения виброакустического комфорта при движении автомобиля по единичным неровностям, определяющая необходимую процедуру подбора гидравлических свойств опор подвесок автомобиля и критерии оценки эффективности работы опор на этапе исследования методами математического моделирования.

2) В рамках практического применения методики эффективности разработанных гидравлических опор с использованием валидированных моделей подтверждается следующими результатами:

- положительный эффект снижения размаха амплитуды ускорения на салазках достигает 30%;
- гидравлические свойства опор не оказывают влияния на эксплуатационные свойства управляемости и устойчивости автомобиля;
- звуковое давление в салоне автомобиля снижено от 5 [дБ] до 8 [дБ] в частотном диапазоне от 5 до 200 Гц.

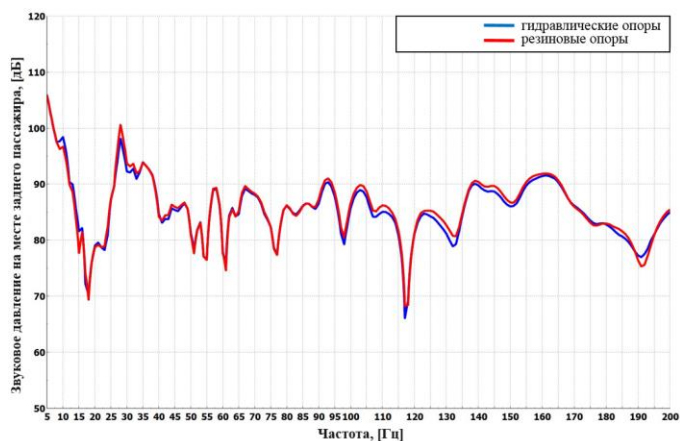


Рис. 13. Результаты сравнительного моделирования звукового давления, измеренного у левого уха заднего правого пассажира

ЛИТЕРАТУРА

1. https://www.sae.org/standards/content/j670_200801/ (дата обращения 01.03.2024).
2. Римская-Корсакова Л.К. Психоакустика в интересах снижения раздражающего действия автомобильного шума / Л.К. Римская-Корсакова, П.А. Пятаков, С.О. Шуляпов // Труды конференции «Защита от повышенного шума и вибраций», 2021.
3. Ushijima T. High performance hydraulic mount for improving vehicle noise and vibration / T. Ushijima, K. Takano, H. Kojima // SAE Technical Paper Series 880073, 1988.
4. Singh R. Linear analysis of automotive hydro-mechanical mount with emphasis on decoupler characteristics / R. Singh, G. Kim, V. Ravindra // Journal of Sound and Vibration. – 1992. – Vol. 158(2). – P. 219-243.
5. Kim G. Study of Passive and Adaptive Hydraulic Mounts. PhD thesis. – Ohio State University, 1992.
6. Bijwe V. NVH Refinement of Passenger Vehicle for In-Cab Boom Noise Using Experimental Operational Deflection Shape and Full Vehicle Acoustic Sensitivity Simulations / V. Bijwe, M. Raut, S. Suryawanshi, S. Naidu, U. Titave, G. Winney. – USA: SAE. Warrendale, 2011.
7. Margolis D., Wilson R. Modeling, simulation and physical understanding of hydromounts: Master's thesis. – University of California, 1997.
8. Hage A. Improving Low Frequency Torsional Vibration NVH Performance through Analysis and Test / A. Hage, A. Szatkowski // SAE. – 2007. – 2007-01-2242.
9. Sugimura H. Prediction of Low Frequency Vibration Caused by Power Train Using Multi-Body Dynamics / H. Sugimura, Y. Donoue, M. Takei, H. Yamaoka // SAE International by Univ of Nottingham. – 2018.
10. Uhlar S. Simulating and Optimizing the Dynamic Chassis Forces of the Audi E-Tron // SAE Technical Paper. – 2020. – 2020-01-1521.
11. Herrmann M. Describing Road Booming Noise with a Hybrid Simulation Model Using a Time Segmentation of the Excitation Load Approach / M. Herrmann, J. Kralicek, W. Stein, F. Gauterin // Vehicles. – 2021. – No.3. – P. 469-479. – DOI: 10.3390/vehicles3030028.
12. Pang J. Noise and Vibration Control in Automotive Bodies. – Wiley, 2018.
13. Heising B. Chassis Handbook. Fundamentals, Driving Dynamics, Components, Mechatronics, Perspectives / B. Heising, M. Ersoy. – Springer, 2011. – 615.
14. ГОСТ Р 52051-2003 Механические транспортные средства и прицепы. Классификация и определения. – Введ. 2004-01-01. – М.: Стандартинформ, 2008. – 12 с.
15. ГОСТ Р 52605-2006. Технические средства организации дорожного движения. Искусственные неровности. Общие технические требования. Правила применения. – М.: Стандартинформ, 2007. – 10 с.
16. Geisberger A.A. Hydraulic Engine Mount Modeling Parameter Identification and Experimental Validation: Master's thesis. – Waterloo, Ontario, 2000.
17. Blundell M. The Multibody System Approach to Vehicle Dynamics / M. Blundell, D. Harty. – Oх.: Elsevier, 2015. – 756 p.
18. Scheiblegger Ch. New Nonlinear Bushing Model for Ride Comfort and Handling Simulation: Focusing on Linearization and the Implementation into MBS Environment / Ch. Scheiblegger, J. Lin, H. Karrer // Proc. of the FISITA 2012 World Automotive Congress, 2013, Vol. 10: Chassis Systems and Integration Technology.
19. Техническая документация ADAMS/Car Ride, раздел Hydromount-Parameter Identification Tool. – URL: <http://www.mscsoftware.ru/products/adams>
20. Scheiblegger C. Modeling Hydro Mounts in Vehicles for Durability Load Analyses, Ride Comfort and Vehicle Dynamics Simulation / Christian Scheiblegger, Nantu Roy, Peter Pfeffer, Andrew Hillis // Conference paper of AVEC 2016.
21. Бидерман В.Л. Теория механических колебаний: Учеб. для вузов. – М.: Высш. Школа, 1980. – 408 с.
22. Cai Zhanglin. Review of the Characteristics of Suspension System K & C // Shanghai Automotive. – 2009. – No. 8. – P. 12-22.
23. Jing L. Study on kinematic and compliance test of suspension / Lixin Jing, Liguang Wu, Xuepeng Li, Yu Zhang / IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering. – 2017. – 012186. – DOI: 10.1088/1757-899X/231/1/012186.
24. DIN 4138 Steady-State Circular Test.
25. DIN ISO 7401 Frequency Response Test.
26. ГОСТ 31507-2012 Управляемость и устойчивость.
27. Правила 79 ЕЭК ООН в отношении рулевого управления.
28. Безверхий С.Ф. Основы технологии полигонных испытаний и сертификация автомобилей / С. Ф. Безверхий, Н. Н. Яценко. – М.: Изд-во стандартов, 1996. – 566 с.

29. Кушвид Р.П. Испытания автомобиля: Учеб. – М., 2011.
30. Tongue B.H. Principles of Vibration. - New York: Oxford University Press Inc., 1996.

31. Wovk V. Machinery Vibration, Measurement and Analysis. – USA: Mac Graw Hill Inc., 1991.
32. Dynamic Analysis User’s Guide. - MSC Nastran, 2021.

DOI: 10.24892/RIJIE/20240408

Methodology for Improving the Vibroacoustic Comfort of a Car when Driving Over Single Uneven Surfaces

Rakhmatov R.I., Bokarev A.I., Martynov E.N.

State Scientific Center of the Russian Federation FSUE “NAMI”
Moscow, Russian Federation

rakhmatjon.rakhmatov@nami.ru, bokarev@bmstu.ru, evgeniy.martynov@nami.ru

Abstract. The growing trend of increasing consumer requirements for comfort and vibration loading of the car encourages automakers to improve the established methods of assessing and ensuring vibroacoustic comfort of the car. The practice of using mathematical modeling methods finds its active application in the direction of searching for solutions to the problems of car comfort. This article touches upon the direction of improving the vibroacoustic comfort of the car, achieved by reducing local dynamic forces and residual vibrations at the points of attachment of suspension modules to the body when the car is moving on single irregularities. The procedure for improving vibroacoustic comfort when the car is moving on single irregularities is a delicate and labor-intensive process that is not described explicitly in known

literary sources. In this regard, the relevance of this work lies in the description of the development and application of a method for improving vibroacoustic comfort when driving a car over single uneven surfaces, which allows one to determine the necessary procedure for selecting the hydraulic properties of the car suspension supports and the criteria for assessing the effectiveness of the supports at the stage of research using mathematical modeling methods.

Keywords: vibroacoustic comfort of a car, comfort of a car, single unevenness, hydraulic support, noise, vibration, rigidity, multi-link modeling, sound pressure.

Библиографическое описание статьи

Рахматов Р.И. Методика совершенствования виброакустического комфорта автомобиля при переезде единичных неровностей / Р.И. Рахматов, А.И. Бокарев, Е.Н. Мартынов // Машиностроение: сетевой электронный научный журнал. – 2024. – Т.11, №4. – С. 46-57. DOI: 10.24892/RIJIE/20240408

Reference to article

Rakhmatov R.I., Bokarev A.I., Martynov E.N. Methodology for improving the vibroacoustic comfort of a car when driving over single uneven surfaces, *Russian Internet Journal of Industrial Engineering*, 2024, vol.11, no.4, pp. 46-57. DOI: 10.24892/RIJIE/20240408