

ОТЗЫВ

официального оппонента

на диссертацию Полякова Юрия Анатольевича

«Динамический анализ комплексных виброзащитных систем транспортных средств», представленную на соискание учёной степени доктора технических наук по специальности

01.02.06 – Динамика, прочность машин, приборов и аппаратуры (технические науки)

Актуальность темы. В диссертационной работе Полякова Ю.А. рассмотрена весьма актуальная проблема, заключающаяся в расширении возможностей оценки и прогнозирования виброн нагруженности конструкций современных транспортных средств, а также рационализации параметров элементов виброзащитных систем в период проектирования. Результаты получены на базе динамического анализа параметров многосвязных виброзащитных систем, основанного на рассмотрении комплексного пространственного взаимодействия элементов виброзащитных систем, объектов виброзащиты и несущих конструкций транспортных средств, с учётом детализации элементов виброзащитных систем и совершаемых ими больших перемещений в составе нелинейных динамических моделей транспортных средств при случайных и импульсных дорожных воздействиях. Необходимость учёта комплексного характера сложного динамического взаимодействия элементов систем виброзащиты, объектов виброзащиты и несущих конструкций транспортных средств, перемещающихся по дорогам с твёрдым покрытием, обуславливает актуальность разработки новых методов формирования динамических моделей виброзащитных систем транспортных средств и расчёта пространственных колебаний их конструкций при импульсных и случайных дорожных воздействиях.

Защищаемая диссертантом работа состоит из введения, 8 глав, общих выводов, а списка литературы из 359 наименований. Работа представлена на 478 страницах.

Во введении обосновывается тема диссертации и кратко описывается структура работы. Приведены актуальность темы выполненной работы, сформулированы её цель, основные задачи, научная новизна, обоснованы теоретическая и практическая значимость, указаны предмет и объекты исследования. Основным содержанием работы является динамический анализ и прогнозирование виброн нагруженности транспортных средств, выбор рациональных параметров виброзащитных систем на этапе проектирования.

В первой главе приводится обзор исследований посвященных разработке динамических моделей транспортных средств и тела человека. На основе анализа исследований динамики систем тел, а также виброн нагруженности транспортных средств указаны основные задачи и цели диссертационной работы.

Во второй главе подробно описан процесс формирования пространственных многозвенных динамических моделей транспортных средств. Модель состоит из абсолютно твердых и упругих тел, соединенных геометрическими связями, упругими и демпфирующим элементами. Движение абсолютно твердого тела описываются классическими дифференциальными уравнениями движения с использованием углов Эйлера. Для описания движения упругого тела используется метод расчёта, предполагающий рассмотрение упругих колебаний конечно-элементной модели совместно с большими перемещениями подвижного жёсткого каркаса упругого тела, включённого в состав динамической модели транспортного средства. Для тела со свободными границами методом конечных элементов определяются собственные частоты и формы колебаний, после чего уравнения движения системы записываются в главных координатах. Снижение размерности системы производится учётом ограниченного числа форм колебаний. При этом отбрасывается как несущественный отклик системы, относящийся к высшим собственным частотам и формам колебаний.

Движение механической системы описывается с помощью уравнений Лагранжа первого рода. В качестве примера рассмотрены системы из двух абсолютно твердых и двух упругих тел, соединенных сферическим шарниром. Также рассмотрена расчетная схема передней подвески кабины транспортного средства, где задний конец продольного рычага подвески кабины соединен с кронштейном кабины посредством цилиндрического и сферического шарниров.

Также в данной главе подробно рассмотрено моделирование упругих свойств кинематических пар. Описан процесс численного интегрирования полученной системы уравнений. Предотвращение возможной численной неустойчивости решения происходит посредством добавки стабилизирующих усилий к правым частям уравнений движения.

В третьей главе рассматриваются динамические модели элементов систем виброзащиты транспортных средств. В частности моделируются динамические гистерезисные характеристики рессорных подвесок. Рессора представляется в виде звеньев, соединённых шарнирами с упругими и фрикционными характеристиками, выбранными из условия эквивалентности вертикальной жёсткости рессоры с учётом сил трения, при этом учитывается нелинейность гистерезисных динамических характеристик. В предложенной модели учитывается поворот опорной площадки рессоры в продольной плоскости транспортного средства под действием скручивающего момента при разгоне и торможении, что позволяет ещё на этапе проектирования выявить S-образный продольный изгиб рессоры и подобрать рациональный вариант установки продольных реактивных штанг. Аналогично рессорной подвеске проведено моделирование гистерезисных нелинейных характеристик в новых моделях рычажно-пружинных подвесок.

В этой же главе представлены новые модели пневматической и пневмогидравлической подвески, виброизоляторов кузова и силового агрегата.

В динамическую модель транспортного средства также включается колесо с пневматической шиной, учитываются её поглощающая и сглаживающая

способности. На основании наилучшей аппроксимации с экспериментальными характеристиками вертикальной (радиальной) упругости выбрана эллиптическая модель поглощающей способности шины Н.Н. Яценко. Эта модель существенно дополнена автором диссертации способностью учёта переменной динамической радиальной жёсткости, а также непостоянной динамической эквивалентной жёсткости шины в зависимости от ширины гистерезисной петли и амплитуды цикловых колебаний аналогично тому, как это сделано для рессорной подвески. На основе анализа способов учёта сглаживающей способности шины выбрана модель С.П. Рыкова, учитывающая переменность длины пятна контакта шины с дорогой за счёт наличия звена переменного сглаживания, осуществляющего переменное осреднение внешнего дорожного воздействия, и наличия обратной связи колебательной системы к соответствующему звену сглаживания, выражающему зависимость между длиной пятна контакта и вертикальным прогибом шины.

Последующие (четвёртая, пятая и шестая) главы посвящены обсуждению результатов динамического анализа первичных виброзащитных систем транспортных средств.

В четвертой главе построена пространственная динамическая многотельная модель автомобиля-фургона ЗиЛ-5301СС в виде механической системы, включающей абсолютно твёрдые и упругие тела, соединённые друг с другом нелинейными элементами, моделирующими многозвенные рессоры, шины, виброизоляторы, стабилизаторы и амортизаторы. Построены графики спектральных плотностей вертикальных ускорений, полученные расчётным и экспериментальным путем. Испытания проводились на автополигоне НИЦИАМТ для различных дорожных покрытий и скоростей движения. Подробно исследовано влияние жёсткости задней рессоры на динамические характеристики автомобиля, предложены рациональные значения жесткостных параметров задней рессоры. Приведен подробный анализ использования в данной конструкции малолистовых рессор.

В пятой главе исследуется динамическая модель перспективного грузового автомобиля с независимыми рычажно-пружинными подвесками. С помощью построенной модели удалось ещё на этапе проектирования скорректировать геометрические параметры рычагов передней подвески, предотвращая чрезмерный износ шин в процессе дальнейшей эксплуатации. Здесь же созданы новые динамические модели перспективных транспортных машин повышенной проходимости с детализацией расчётных схем рессорных и рычажно-пружинных подвесок.

В шестой главе выполнен динамический анализ первичной виброзащитной системы транспортной машины повышенной проходимости ГАЗ-29651 с пневмогидравлической подвеской.

Седьмая глава посвящена динамическому анализу вторичных систем виброзащиты. Предложен новый метод формирования динамических моделей кабин при их включении в пространственные динамические модели транспортных средств. Ранее крепление кабины к раме или не учитывалось вообще, или моделировалось с помощью линейных пружин с параллельным

включением линейных демпферов или без них. Предложенный метод позволяет принимать во внимание геометрические особенности направляющего аппарата, расположения амортизаторов и упругих элементов, наличие стабилизатора в составе подвески кабины с учётом упругодемпфирующих свойств деталей крепления элементов подвески кабины. Подробно рассмотрено влияние на вибронагруженность транспортного средства параметров подвески кабины, а также виброизоляторов кузова.

В этой же главе проведено сравнение результатов исследования для твердотельных моделей рамы, кабины и кузова и моделей этих же элементов в виде упругих тел. Результаты полученные для упругих моделей намного лучше соответствуют результатам эксперимента полученным для движения по ровному булыжнику со скоростью 45 км/час. Отметим, что при таких уровнях возбуждения вполне достаточно было бы ограничиться малыми колебаниями жесткого каркаса рамы, кабины и кузова.

В восьмой главе предложен новый метод формирования динамических моделей подсистем «человек – подрессоренное сиденье». В модель транспортного средства включены подрессоренные массы человека, сиденья и элементов направляющего аппарата подвески сиденья. Учитывается динамическое изменение жёсткости подвески, подушки и спинки сиденья в зависимости от величины сухого трения и амплитуды дорожного воздействия, нелинейность характеристик демпфирования, включение ограничительных буферов подушки и подвески сиденья.

Проводится уточнение представления упругодемпфирующих связей в модели тела человека, расположенного на сиденье, позволившее сформировать экспериментально подтверждённый второй максимум графика модуля передаточной функции подрессоренного сиденья, увеличить в 2 раза, максимально приблизив к экспериментальным данным, ординату второго резонансного максимума и сформировать соответствующий пик спектра вертикальных ускорений на подушке сиденья и его остова.

Основным достоинством диссертации Полякова Ю.А., на мой взгляд, является ее практическая направленность. Автором разработаны методы формирования комплексных динамических моделей виброзащитных систем, кабин, подсистем «человек – подрессоренное сиденье» при их включении в пространственные динамические модели транспортных средств. Построены новые динамические модели целого ряда транспортных средств, перемещающихся по дорогам с твёрдым покрытием, с учётом специфики конструкций несущих систем и тщательной проработкой особенностей элементов виброзащитных систем всех уровней, с учётом деформации несущих систем (рам, кузовов, кабин), а также поглощающей и сглаживающей способностей шин. Осуществлено решение ряда задач, подробно на этапе проектирования не рассматривавшихся, а решавшихся, в основном, в ходе расчётно-экспериментальной доводки виброзащитных систем опытных образцов, что существенно повышало стоимость проводимых мероприятий.

Высокая степень обоснованности научных положений, выводов и рекомендаций, сформулированных в диссертации, их достоверность

обеспечены строгим математическим обоснованием разработанных методов и базируются на применении в ходе расчётов экспериментальных характеристик ряда элементов систем виброзащиты, а также на сопоставлении результатов расчётов с экспериментальными данными по виброн нагруженности конструкций транспортных средств, полученными при непосредственном участии автора.

По содержанию диссертации имеются следующие замечания.

1. Дифференциальные уравнения движения механической системы автор называет дифференциальными уравнениями больших перемещений тел. В первую очередь это уравнения движения, после чего уже можно уточнять, что рассматриваются большие перемещения тел, входящих в систему.

2. Во второй главе диссертации выводятся уравнения движения системы твердых и упругих тел. В качестве примера рассматривается система двух твердых тел соединенных сферическим шарниром, эту связь автор называет кинематической. На самом деле это геометрическая связь, уравнение которой представляется как равенство радиус-векторов двух точек, соответствующих сферическому шарниру и принадлежащих разным телам. После двукратного дифференцирования по времени получается дифференциальное уравнение, которое в диссертации называется уравнением связи.

3. В диссертации рассматриваются малые упругие колебания конечно-элементной модели совместно с большими перемещениями подвижного жёсткого каркаса упругого тела в составе динамической модели транспортного средства. При этом угловое ускорение жесткого каркаса, входящее в исходные уравнения (2.4.1) и уравнения движения в главных координатах (2.4.25) определяется формулой (2.4.5). По этой формуле проекция углового ускорения на ось координат определяется как отношение проекции момента внешних сил на эту ось к моменту инерции тела относительно этой же оси. Однако формула (2.4.5) справедлива только для малых значений угловой скорости, что следует из уравнений движения абсолютно твердого тела в подвижной системе координат, приведенной в диссертации под номером (2.3.1).

К сожалению, автор практически пропустил в тексте диссертации приведение системы уравнений (2.4.25) к форме Коши. Поэтому о том, что интегрирование происходит совместно с кинематическими уравнениями Эйлера приходится догадываться и уточнять у автора отдельно.

Таким образом результаты, относящихся к большим угловым перемещениям жесткого каркаса, требуют дополнительного уточнения.

4. При описании движения упругого тела автор вводит матрицу демпфирования как сумму двух матриц, одна из которых пропорциональна матрице масс, а вторая – матрице жесткости. То есть используются модели внешнего и внутреннего трения. При переходе к главным координатам для этих моделей должны появиться два коэффициента трения, один из которых не зависит от собственной частоты, а второй пропорционален ее квадрату. В формуле (2.4.18) записано слагаемое пропорциональное первой степени частоты, то есть в диссертационной работе рассматривается некая иная модель трения, не соответствующая заявленной.

5. По второй главе есть также ряд замечаний, которые можно отнести к опечаткам. Так в (2.4.1) в формуле переносных сил инерции пропущено слагаемое соответствующее ускорению центра масс.

6. В диссертации анализируются спектральные характеристики на поперечинах рамы, под опорами силового агрегата, и над ними. При этом силовой агрегат представляется в виде твёрдого тела, установленного на поперечинах рамы с помощью упругодемпфирующих опор с нелинейными гистерезисными характеристиками. Двигатель автомобиля также является источником колебаний, что никак не учитывается во всех результатах расчетов.

7. При построении модели «человек – сиденье» предложена, на мой взгляд, слишком упрощенная двухмассовая модель тела человека на сиденье, включаемая в качестве подсистемы в состав пространственной динамической модели соответствующего транспортного средства. Крайне неудачно приведена расчетная схема «водитель- подрессоренное сиденье» на рис. 8.3.1. Показаны не все связи, наложенные на систему. Например, отсутствуют связи, ограничивающие относительное смещение двух масс в горизонтальном направлении. На самом деле автор рассматривает рассматривает модель тела человека с шестью степенями свободы. Увеличение числа степеней свободы, по сравнению с известной одномассовой моделью, приводит к появлению еще одного резонанса, что и объясняет появление «межрезонансного» максимума.

К диссертации можно высказать ряд частных критических замечаний и пожеланий, сформулированных выше. Однако высказанные замечания не портят общего хорошего впечатления от работы. Впечатляет объем и уровень публикаций, по теме диссертационного исследования имеются 62 печатные работы. В их число вошли 1 монография, 3 статьи, проиндексированные в международных базах Web of Science и Scopus, 27 статей в журналах, входящих в Перечень ВАК. Результаты диссертационного исследования неоднократно представлялись и обсуждались на конференциях международного и всероссийского уровней.

В своём полном виде диссертация была представлена на семинарах лаборатории вибромеханики ИМАШ РАН, а также на заседаниях кафедр ведущих отечественных машиностроительных вузов: «Динамика, прочность машин и сопротивление материалов», «Наземные транспортные средства» Московского политехнического университета; «Сопротивление материалов», «Техническая механика», «Автомобили и двигатели» Московского государственного индустриального университета; «Автомобили» Московского автомобильно-дорожного государственного технического университета.

Текст диссертации написан достаточно ясным языком. Следует отметить высокое качество оформления текстового и графического материала, практически полное отсутствие опечаток.

Автореферат в должной мере отражает содержание диссертации.

Представленная диссертационная работа содержит решение актуальной научно-технической проблемы, имеющей важное хозяйственное значение и связанной с расширением возможностей прогнозирования виброн нагруженности конструкций транспортных средств, а также выбором рациональных

параметров виброзащитных систем на этапах проектирования, по результатам динамического анализа параметров многозвенных виброзащитных систем, основанного на рассмотрении комплексного пространственного взаимодействия элементов виброзащитных систем, объектов виброзащиты и несущих конструкций транспортных средств, с учётом детализации элементов виброзащитных систем и совершаемых ими больших перемещений в составе нелинейных динамических моделей транспортных средств при случайных и импульсных дорожных воздействиях.

Считаю, что диссертация соответствует требованиям п. 9 Положения о присуждении учёных степеней, предъявляемым к докторским диссертациям, а также пунктам 9, 10 Паспорта научной специальности 01.02.06. Поляков Юрий Анатольевич заслуживает присуждения учёной степени доктора технических наук по специальности 01.02.06 – Динамика, прочность машин, приборов и аппаратуры (технические науки).

Официальный оппонент:

Профессор кафедры робототехники, мехатроники, динамики и прочности машин Федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Национальный исследовательский университет «МЭИ», доктор технических наук (01.02.06), доцент



Муницын Александр Иванович
«19» 08 2020 г.

111250, г. Москва, ул. Красноказарменная, д. 14
Тел.: 8-495-362-77-19;
e-mail: MunitsynAI@mpei.ru

Подпись Муницына А.И. заверяю

Начальник Управления по работе с персоналом



Савин Н.Г.