

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего образования
«Московский политехнический университет»
(Московский Политех)

На правах рукописи

Поляков Юрий Анатольевич

**ДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ КОМПЛЕКСНЫХ
ВИБРОЗАЩИТНЫХ СИСТЕМ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ**

Специальность:

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

Диссертация

на соискание учёной степени
доктора технических наук

Научный консультант:
доктор технических наук,
старший научный сотрудник
Карцов Сергей Константинович

Москва – 2019

СОДЕРЖАНИЕ

Введение	7
Глава 1. Анализ исследований в области динамики систем тел и вибронагруженности конструкций транспортных средств	25
1.1. Особенности динамических моделей, применяемых для анализа вибронагруженности двухосных транспортных средств	28
1.2. Динамические модели многоопорных транспортных средств и автопоездов.....	73
1.3. Динамические модели тела человека.....	89
Выводы по главе	99
Глава 2. Особенности построения пространственных динамических моделей транспортных средств на основе дифференциальных уравнений больших перемещений тел	104
2.1. Постановка задачи.....	104
2.2. Запись уравнений перемещений механической системы на базе уравнений Лагранжа 1-го рода.....	106
2.3. Составление уравнений перемещений свободного твёрдого тела	107
2.4. Формирование уравнений перемещений конечно-элементной модели упругого тела.....	110
2.5. Получение уравнений перемещений механической системы.....	118
2.6. Формирование усилий от упругих и демпфирующих соединительных элементов.....	119
2.7. Описание кинематических пар с помощью уравнений связей.....	121
2.8. Особенности численного интегрирования системы уравнений перемещений механической системы.....	126
2.9. Моделирование упругих свойств кинематических пар	129
Выводы по главе	130
Глава 3. Особенности моделирования динамических характеристик типовых элементов систем виброзащиты транспортных средств	132
3.1. Формирование динамических нелинейных характеристик листовых рессор и особенности их включения в пространственные модели транспортных средств	132

3.2. Особенности моделирования динамических характеристик пружинных подвесок.....	142
3.3. Формирование динамических характеристик пневматических элементов подвесок.....	145
3.4. Построение динамических характеристик пневмогидравлических элементов подвесок.....	148
3.5. Формирование характеристик амортизаторов в составе подвесок транспортных средств	157
3.6. Включение стабилизаторов подвесок в динамическую модель транспортного средства	160
3.7. Моделирование характеристик виброизоляторов силового агрегата, кабины и кузова транспортных средств	161
3.8. Построение характеристик ограничителей хода (буферов) подвесок транспортных средств	166
3.9. Моделирование поглощающих способностей шин.....	168
3.10. Моделирование сглаживающей способности, обеспечиваемой колесом с шиной.....	174
Выводы по главе.....	185
Глава 4. Динамический анализ первичных виброзащитных систем автомобиля-фургона с цельнометаллическим кузовом.....	188
4.1. Динамическая модель автомобиля-фургона как пространственная механическая система твёрдых и упругих тел, соединённых нелинейными связями	188
4.2. Экспериментальное получение показателей вибронагруженности. Проверка соответствия построенной модели автомобиля-фургона реальному объекту по итогам дорожных исследований.....	197
4.3. Влияние уровня внешнего воздействия со стороны дороги на вибронагруженность автомобиля-фургона.....	210
4.4. Воздействие величины подрессоренной массы на вибронагруженность автомобиля-фургона.....	215
4.5. Оценка жесткостных параметров рессорных подвесок	218
4.6. Динамический анализ установки передних малолистовых рессор	230
4.7. Динамический анализ установки задних малолистовых рессор...	242

4.8. Определение коэффициентов сопротивления амортизаторов в подвесках с малолистовыми рессорами	251
Выводы по главе	274
Глава 5. Динамический анализ первичных виброзащитных систем грузовых автомобилей и транспортных машин повышенной проходимости	276
5.1. Динамическая модель грузового автомобиля с уточнённым представлением независимых рычажно-пружинных подвесок.....	276
5.2. Формирование вертикальных и продольно-угловых статических характеристик рычажно-пружинных подвесок с применением пространственной модели грузового автомобиля	280
5.3. Оценка виброн нагруженности грузового автомобиля с уточнённым представлением независимых рычажно-пружинных подвесок.....	289
5.4. Динамическая модель транспортной машины повышенной проходимости с уточнённым представлением независимых рычажно-пружинных подвесок.....	293
5.5. Особенности построения статических характеристик независимых рычажно-пружинных подвесок с применением пространственной модели транспортной машины повышенной проходимости	296
5.6. Построение кинематических характеристик рычажно-пружинных подвесок при разгоне транспортной машины повышенной проходимости.....	302
5.7. Динамическая модель транспортной машины повышенной проходимости с уточнённым представлением рессорных подвесок	304
5.8 Особенности построения статических характеристик рессорных подвесок с применением пространственной модели транспортной машины повышенной проходимости	308
5.9. Построение кинематических характеристик рессорных подвесок при разгоне транспортной машины повышенной проходимости.....	313
Выводы по главе	317
Глава 6. Динамический анализ первичной виброзащитной системы транспортной машины с пневмогидравлическими подвесками	319
6.1. Особенности динамической модели транспортной машины с уточнённым представлением пневмогидравлических подвесок.....	319

6.2. Оценка соответствия динамической модели транспортной машины с уточнённым представлением пневмогидравлических подвесок реальному объекту по результатам дорожных испытаний.....	325
6.3. Оценка влияния коэффициентов демпфирования пневмогидравлического элемента подвески на вибронагруженность транспортной машины.....	334
6.4. Воздействие зарядного объёма пневмогидравлического элемента на характер вибронагруженности транспортной машины.....	337
6.5. Влияние жёсткости сайлент-блоков рычагов пневмогидравлических подвесок на вибронагруженность транспортной машины.....	339
Выводы по главе.....	340
Глава 7. Динамический анализ вторичных систем виброзащиты транспортных средств.....	342
7.1. Основные варианты компоновки подвесок кабин грузовых транспортных средств.....	342
7.2. Особенности динамической модели грузового автомобиля с уточнением представления элементов передней и задней подвесок кабины.....	347
7.3. Включение подвесок кабины над двигателем в динамическую модель грузового автомобиля.....	351
7.4. Варианты установки передней части кабины на раме грузового автомобиля с позиций её вибронагруженности.....	355
7.5. Воздействие угловой жёсткости стабилизатора, включённого в переднюю подвеску кабины грузового автомобиля.....	356
7.6. Воздействие жёсткости шарниров крепления рычагов, входящих в переднюю подвеску кабины грузового автомобиля.....	360
7.7. Воздействие упругих форм колебаний рамы и подсистемы «кабина – цельнометаллический фургон» на характер вибронагруженности автомобиля-фургона.....	366
7.8. Оценка вариантов установки подсистемы «кабина – фургон» на опорах-виброизоляторах.....	370
7.9. Определение рациональных жесткостей сайлент-блоков рычагов подвесок и опор-виброизоляторов кузова транспортной машины повышенной проходимости.....	373

Выводы по главе	377
Глава 8. Динамический анализ виброзащитных свойств подсистем «человек – сиденье»	379
8.1. Постановка задачи выбора динамической модели «человек – сиденье».....	379
8.2. Конструктивные особенности виброзащитных систем «человек – сиденье».....	382
8.3. Новая динамическая модель подсистемы «водитель – поддрессоренное сиденье».....	388
8.4. Воздействие сухого трения в подвеске сиденья на вибронагруженность сиденья водителя автомобиля-фургона.....	399
8.5. Воздействие коэффициентов демпфирования амортизатора, установленного в составе подвески сиденья, на вибронагруженность сиденья водителя автомобиля-фургона.....	406
8.6. Воздействие сухого трения в подушке сиденья на вибронагруженность сиденья водителя автомобиля-фургона.....	413
8.7. Определение рациональной жёсткости подушки сиденья при оценке вибронагруженности сиденья водителя автомобиля-фургона.....	421
8.8. Особенности выбора рациональных параметров амортизатора подвески сиденья водителя грузового автомобиля с передней рессорной и задней пневматической подвесками при импульсном дорожном возбуждении.....	427
8.9. Определение рациональных параметров амортизатора подвески сиденья водителя грузового автомобиля с передней рессорной и задней пневматической подвесками при случайном дорожном воздействии.....	434
Выводы по главе	438
Общие выводы по диссертационной работе	441
Литература	445

Введение

Актуальность темы исследования.

Комплексный характер сложного динамического взаимодействия элементов систем виброзащиты, объектов виброзащиты и несущих конструкций транспортных средств, перемещающихся по дорогам с твёрдым покрытием, обуславливает необходимость разработки новых методов формирования динамических моделей виброзащитных систем транспортных средств и расчёта пространственных колебаний их конструкций при импульсных и случайных дорожных воздействиях.

При этом весьма актуальной задачей для сложных виброзащитных систем, характеризующихся значительными относительными перемещениями их элементов при движении по дорогам плохого качества и единичным неровностям, представляется отказ от предположения о малых перемещениях тел, обычно применявшемся при проведении соответствующих расчётов, и их осуществление на базе дифференциальных уравнений больших перемещений тел, без допущения о малости углов их поворота, то есть с точным описанием угловой ориентации тел.

Указанный подход открывает возможности более точного учёта пространственного характера колебаний, многозвенности структуры расчётной системы, динамических жёсткостей и динамических коэффициентов демпфирования элементов виброзащитных систем, геометрических нелинейностей, связанных с кинематическими особенностями элементов конструкции; соответствующих нелинейностей характеристик упругодемпфирующих элементов, импульсных и случайных дорожных возмущений, а также добавления моделей специфичных взаимодействий, в частности, качения колёс с эластичными шинами.

На базе дифференциальных уравнений больших перемещений тел удалось рассмотреть ряд задач в области динамического анализа вибронегруженности конструкций транспортных средств, указанных далее в п. 2 теоретической значимости результатов данной работы, полноценное решение которых ранее, на этапе проектирования, было весьма затруднительно и осуществлялось лишь в процессе анализа результатов дорогостоящих дорожных испытаний опытных образцов и экспериментальной доводки их конструкций.

Современные транспортные средства оснащены достаточно сложными, многозвенными системами виброзащиты всех уровней. Поэтому представляет

интерес проведение работ по формированию динамических моделей кабин и подсистем «человек – подрессоренное сиденье» при их включении в пространственные динамические модели транспортных средств, по выбору рациональных жесткостных параметров виброизоляторов кузова, по проектированию и совершенствованию подвесок кабин и виброзащитных свойств сидений с учётом свойств их реальных конструкций: геометрических особенностей, связанных с кинематикой элементов направляющего аппарата, особенностей скоростных характеристик амортизаторов в составе подвесок кабины и сиденья, гистерезисных характеристик упругости подвесок кабины, подвески и подушки сиденья, а также особенностей представления тела человека в составе колебательной подсистемы «человек – сиденье», включённой в расчётную динамическую модель транспортного средства.

Всё изложенное выше обуславливает актуальность диссертационной работы в сфере исследований в области проектирования и дальнейшего совершенствования систем виброзащиты транспортных средств на современном этапе.

Степень разработанности темы исследования.

В теорию и практику изучения случайных колебаний сложных механических систем, вопросов структурной и статистической динамики существенный вклад внесли Р.Ф. Ганиев, В.В. Болотин, К.В. Фролов, М.Ф. Диментберг, В.В. Величенко, Б.П. Макаров, В.П. Макеев, А.А. Силаев, А.А. Хачатуров, В.А. Светлицкий, К. Бате и Е. Вилсон, Д. Бендат и А. Пирсол, Дж. Виттенбург, С. Кренделл, О.А. BauChau, J. Baumgarte, Е. Bayo, М.А. Dokainish, А. Jennings, А.А. Shabana, R. Schwerin и ряд других исследователей.

Вопросам анализа влияния параметров виброзащитных систем на вибронагруженность конструкций транспортных средств, определению их параметров как сложных колебательных систем на основе моделирования динамики уделяли внимание Я.С. Агейкин, В.Я. Анилович, В.Л. Афанасьев, А.А. Баранов, Л.В. Барахтанов, И.Б. Барский, Ю.Б. Беленький, Н.Ф. Бочаров, В.Б. Борисевич, С.В. Борисов, В.С. Васильев, С.Л. Витковский, С.М. Воеводенко, П.М. Волков, Н.С. Вольская, З.А. Годжаев, С.А. Гончаров, А.С. Горобцов, А.М. Горелик, Г.Г. Гридасов, А.И. Гришкевич, Н.В. Гусаков, А.Д. Дербаремдикер, Г.В. Зимелёв, А.А. Енаев, В.П. Жигарёв, М.М. Жилейкин, С.С. Журавлёв, Е.А. Камцев, С.К. Карцов, В.И. Кольцов, А.Д. Конев, Г.О. Котиев, В.Н. Кравец, П.Ф. Кузнецов, Р.П. Кушвид, А.С. Литвинов, П.П. Лукин, Е.Д. Львов,

М.В. Ляшенко, В.В. Мазур, А.А. Мельников, Р.А. Мусарский, В.В. Новиков, Б.Н. Нюнин, И.Г. Пархиловский, А.С. Парсамян, Я.М. Певзнер, М.Д. Перминов, В.Ф. Платонов, А.Е. Плетнёв, А.А. Полунгян, О.К. Прутчиков, Р.В. Ротенберг, И.М. Рябов, С.П. Рыков, В.А. Савельев, Е.Б. Сарач, В.В. Селифонов, В.В. Серебряков, А.А. Силаев, И.С. Степанов, В.Е. Тольский, И.Н. Успенский, Б.С. Фалькевич, Я.Е. Фаробин, Р.И. Фурунжиев, А.А. Хачатуров, В.Б. Цимбалин, И.С. Цитович, Е.А. Чудаков, Ю.С. Щетинин, Н.Н. Яценко, М.М. Elmadany, A. Elliot, W. Kortüm, M. Mitschke, N. Orlandea, J. Reimpel, A.O. Radke, R.R. Ryan, C. Robinson, M.W. Sayers, G. Schade, R.S. Sharp, P.S. Fancher и др. В области оценки и моделирования колебаний силовых агрегатов значительный вклад внесли работы В.Е. Тольского, Г.В. Латышева, Л.В. Корчемного, Л.М. Минкина, Ю.В. Дементьева, В.Я. Аниловича, А.Е. Емельянова и др.

В сфере динамического анализа и выработки направлений совершенствования систем виброзащиты человека – оператора, изучения биомеханических свойств тела человека известны работы К.В. Фролова, Г.Я. Пановко, Р.В. Ротенберга, А.В. Синёва, В.С. Соловьёва, Б.А. Потёмкина, С.А. Гончарова, К.К. Глухарёва, А.В. Градецкого, А.Д. Дербаремдикера, С.В. Елисеева, В.П. Жигарёва, А.В. Макарычева, В.Н. Сиренко, В.И. Шишкина, Х. Гирке, Д. Дикмана, R. Lee, F. Pradko, P.-E. Voileau, M.J. Griffin, T.D. Le, A.G. Mayton, V. Sapinski, A. Wisner и др.

Расчётам напряжённо-деформированного состояния конструкций транспортных средств посвятили свои работы В.П. Агапов, В.Н. Белокуров, Ф.Р. Геккер, Д.Б. Гельфгат, И.В. Демьянушко, С.С. Дмитриченко, В.П. Жигарёв, М.Н. Закс, А.А. Захаров, В.Н. Зузов, С.К. Карцов, В.А. Ошноков, В.Б. Проскуряков, О.А. Русанов, А.И. Ставицкий, Б.М. Школьников, Н.Н. Яценко и др. Наличие высокопроизводительного программного обеспечения позволяет осуществлять учёт деформируемости несущих систем путём моделирования упругих частей конструкций транспортных средств на базе метода конечных элементов, теоретическая разработка которого отражена в значительном количестве публикаций, среди которых наибольший вклад внесли работы R.W. Clough, О. Зенкевича, К. Бате, Е. Вилсона, Л. Сегерлинда, Р. Галлагера.

Вопросам моделирования сглаживающей и поглощающей способности шин, проблемам учёта упругодемпфирующих характеристик шин в составе ди-

намических моделей транспортных средств посвятили свои труды И.В. Балабин, В.Л. Бидерман, Э.И. Григолюк, Ю.А. Ечеистов, Е.В. Кленников, В.И. Кнороз, П.И. Митянин, В.А. Петрушов, С.П. Рыков, Э.И. Толстопятенко, Н.Н. Яценко и др.

Изучение состояния вопроса показало, что по-прежнему сохраняется потребность создания пространственных динамических моделей транспортных средств, отражающих комплексный характер сложного динамического взаимодействия объектов виброзащиты, несущих конструкций и элементов систем виброзащиты всех уровней, включая колёса с пневматическими шинами, подвески транспортного средства, виброизоляторы кузова и силового агрегата, подвески кабины и сиденья.

Рассмотрение моделей, используемых для динамического анализа вибронагруженности транспортных средств, сопоставление значительного количества расчётных и экспериментальных результатов позволяет сделать вывод о целесообразности применения нелинейных пространственных моделей транспортных средств, что способствует воспроизведению процессов, происходящих при перемещении по дорогам со случайным и импульсным дорожным воздействием. В связи с несимметричностью случайного воздействия следует предусмотреть подачу отдельных временных реализаций дорожного микропрофиля на колёса левого и правого бортов транспортного средства.

При наличии упруго-податливых рамы и (или) цельнометаллического, в том числе фургонного, кузова возникает потребность учёта деформируемости конструкций соответствующих несущих систем. Поэтому необходима разработка методов расчёта на базе дифференциальных уравнений больших перемещений тел, обеспечивающих включение в пространственную нелинейную динамическую модель транспортного средства конечно-элементной модели несущей системы.

В процессе моделирования поглощающих способностей шин, подвесок транспортных средств, подвесок кабин, подвесок и подушек сидений целесообразно предусмотреть учёт динамических жёсткостей и коэффициентов демпфирования указанных элементов в зависимости от величины петли гистерезиса и амплитуды внешнего случайного или импульсного воздействия, а также от особенностей кинематики направляющих устройств подвесок транспортного средства, кабины и сиденья.

Представленные в рассмотренных работах модели не позволяли осуществить полноценный анализ параметров элементов подвесок кабины, что отрицательно сказывалось на результатах динамического анализа вибронгруженности не только конструкции кабины и сиденья водителя, но и всего транспортного средства, в особенности, его передней части. Крепление кабины в составе пространственной модели машины или не учитывали вообще, или моделировали с помощью линейных пружин с параллельным включением линейных демпферов или без них, не принимая во внимание особенностей направляющего аппарата, расположения амортизаторов, наличия стабилизатора в составе подвески кабины, влияния упругодемпфирующих свойств деталей крепления элементов подвески кабины.

В традиционных моделях «человек – сиденье», включаемых в качестве подсистем в динамическую модель транспортного средства, не принимались во внимание геометрические особенности направляющего аппарата подвески сиденья, гистерезисные свойства и динамические жёсткости подвески, подушки и спинки сиденья, изменения коэффициентов демпфирования амортизатора подвески в процессе её работы.

Наличие экспериментально наблюдаемого второго максимума передаточной функции подвески сиденья и всего сиденья в целом, находящегося в наиболее чувствительном для человека диапазоне 4 – 8 Гц, обуславливает необходимость уточнения упругодемпфирующих связей тела человека, находящегося на сиденье. В связи с трудностью включения модели подсистемы «человек – сиденье» в пространственную модель транспортного средства, для этих целей применялась традиционная двухмассовая схема с линейными упругодемпфирующими связями или осуществлялась подача входного воздействия непосредственно на само сиденье, без учёта сложного характера взаимодействия подсистемы «человек – сиденье» с остальными элементами конструкции транспортного средства.

Цель диссертационной работы – расширение возможностей динамического анализа и прогнозирования вибронгруженности конструкций транспортных средств, а также выбор рациональных параметров виброзащитных систем на этапах их проектирования и дальнейшего совершенствования.

Основные задачи диссертационной работы.

1. Разработать методы формирования комплексных динамических моделей виброзащитных систем транспортных средств, кабин, подсистем «человек – поддресоренное сиденье» на базе дифференциальных уравнений больших перемещений тел. Разработать метод расчёта, в котором упругие колебания конечно-элементной модели рассматриваются совместно с большими перемещениями подвижного жёсткого каркаса упругого тела в составе динамической модели транспортного средства.

2. Сформировать пространственные многозвенные динамические модели виброзащитных систем (подвесок транспортных средств, подвесок кабин, систем виброизоляции кузовов и силовых агрегатов, подсистем «человек – поддресоренное сиденье»). Сформировать пространственные динамические модели ряда транспортных средств, перемещающихся по дорогам с твёрдым покрытием, с учётом специфики конструкций несущих систем и тщательной проработкой особенностей элементов виброзащитных систем всех уровней.

3. Создать программы математического моделирования и динамического анализа виброзащитных систем транспортных средств.

4. Провести сопоставление расчётных динамических характеристик, полученных с помощью построенных динамических моделей транспортных средств с детализацией элементов виброзащитных систем, и результатов дорожных испытаний.

5. Выполнить динамический анализ параметров виброзащитных систем ряда транспортных средств и выработать рекомендации по выбору рациональных параметров и совершенствованию конструкций виброзащитных систем.

Объекты исследования – разработанные системы виброзащиты современных транспортных средств:

1) независимые пневмогидравлические подвески транспортной машины повышенной проходимости ГАЗ-29651;

2) независимые пружинные подвески перспективного грузового автомобиля;

3) независимые пружинные и рессорные подвески перспективных транспортных машин повышенной проходимости;

4) рессорные подвески автомобиля-фургона ЗиЛ-5301СС с цельнометаллическим кузовом;

5) система виброзащиты кабины грузового автомобиля с передней рессорной и задней пневматической подвесками, с уточнённым представлением элементов передней и задней подвесок кабины;

6) системы виброзащиты сидений водителей автомобиля-фургона ЗиЛ-5301СС и грузового автомобиля с передней рессорной и задней пневматической подвесками.

Предмет исследования – изучение закономерностей влияния параметров виброзащитных систем на виброн нагруженность транспортных средств.

Место диссертационной работы. Решена актуальная научно-техническая проблема, имеющая важное хозяйственное значение и связанная с расширением возможностей прогнозирования виброн нагруженности конструкций транспортных средств, а также выбором рациональных параметров виброзащитных систем на этапах проектирования, по результатам 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.

Научная новизна диссертационной работы заключается в следующем.

1. Предложено системное представление о комплексном характере пространственных колебаний транспортных средств при случайных и импульсных внешних воздействиях, с учётом динамического взаимодействия элементов виброзащитных систем, объектов виброзащиты и несущих конструкций.

2. Предложен и программно реализован новый метод формирования комплексных динамических моделей виброзащитных систем транспортных средств. В отличие от известных методов, в состав динамической модели включаются элементы виброзащитных систем с учётом специфики их геометрических параметров и установки в составе транспортного средства, тщательной проработки особенностей направляющего аппарата и креплений к объектам виброзащиты и элементам несущих систем (раме, кабине или каркасу цельнометаллического фургона). Это позволило впервые, на основе дифференциальных уравнений больших перемещений тел, то есть с точным описанием угловой ориентации тел, без допущения о малости углов их поворота:

– осуществить подробный спектральный анализ влияния параметров элементов виброзащитных систем на вибронагруженность транспортного средства, при перемещении по случайным дорожным неровностям, а также анализ временных реализаций вертикальных ускорений и вертикальных относительных ходов подвески при импульсном дорожном воздействии, с учётом особенностей взаимного динамического воздействия элементов подвесок, несущих конструкций, неподрессоренных и поддрессоренных масс;

– на стадии проектирования, имея лишь статические характеристики элементов виброзащитных систем и шин, обеспечивать формирование их динамических характеристик, при которых жёсткость адаптационно изменяется в зависимости от амплитуды внешнего возмущения и величины петли гистерезиса;

– учитывать нелинейности характеристик упругих и демпфирующих элементов, обеспечиваемые кинематикой элементов направляющего аппарата подвесок транспортного средства, кабины и сиденья;

– учитывать влияние деталей крепления упругих, демпфирующих и направляющих элементов подвесок (в частности, сайлент-блоков, шарниров и т. д.), а также опор-виброизоляторов кузова и силового агрегата на изменение характера вибронагруженности конструкции транспортного средства, проявляющихся на частотах свыше 10 Гц, что позволяет ещё на стадии проектирования предотвратить появление характерных спектральных пиков, в несколько раз превышающих общий уровень спектра и подобрать рациональные упругодемпфирующие характеристики указанных элементов;

– исследовать воздействие упругих форм колебаний рамы и подсистемы «кабина – цельнометаллический фургон» на характер вибронагруженности транспортного средства с учётом комплексного характера их взаимодействия с неподрессоренными массами и другими подсистемами, проявляющееся на частотах свыше 10 Гц;

– ещё на этапе проектирования зафиксировать возможность появления S-образного продольного изгиба рессор при разгоне и торможении транспортного средства и, в целях его предотвращения, подобрать рациональные геометрические параметры продольных реактивных штанг и координаты мест их установки;

– построить и при необходимости скорректировать кинематические характеристики подвесок при разгоне и торможении транспортного средства, прове-

рив обеспечение допускаемых углов продольно-углового крена подрессоренных масс.

3. Предложен и программно реализован новый метод формирования динамических моделей кабин при их включении в пространственные динамические модели транспортных средств. В отличие от известных, при которых крепление кабины к раме или не учитывали вообще, или моделировали 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 упруго-демпфирующих свойств деталей крепления элементов подвески кабины. Это дало возможность впервые, на стадии проектирования:

- оценить влияние наличия упругого крепления передней части кабины по сравнению с вариантом её жёсткого крепления, в особенности, наблюдаемое на частотах свыше 10 Гц;

- исследовать воздействие угловой жёсткости стабилизатора и жесткостных параметров шарниров рычагов подвески кабины на вибронегруженность конструкции самой кабины и сиденья водителя, заметно проявляющееся на частотах свыше 7 Гц.

4. Предложен и программно реализован новый метод формирования динамических моделей подсистем «человек – подрессоренное сиденье», который, в отличие от известных, позволяет учитывать:

- взаимодействие в составе пространственной модели транспортного средства подрессоренных масс человека, сиденья и элементов направляющего аппарата подвески сиденья, с учётом динамического изменения жёсткостей подвески, подушки и спинки сиденья в зависимости от величины сухого трения и амплитуды дорожного воздействия; нелинейностей характеристик демпфирования подвески, подушки и спинки сиденья; включения ограничительных буферов подушки и подвески сиденья;

- уточнение представления упругодемпфирующих связей в модели тела человека, расположенного на сиденье, позволившее сформировать экспериментально подтверждённый второй максимум графика модуля передаточной функции подрессоренного сиденья, соответствующий собственным колебаниям внутренних органов человека и расположенный в диапазоне 6...8 Гц; увеличить

в 2 раза, максимально приблизив к экспериментальным данным, ординату второго резонансного максимума и сформировать соответствующий межрезонансный пик графика спектральной плотности вертикальных ускорений на подушке сиденья и его остове.

Это дало возможность ещё на этапе проектирования проанализировать влияние параметров подвески и подушки сиденья, принимая во внимание сложный характер взаимодействия подсистемы «человек – поддресоренное сиденье» с остальными элементами пространственной динамической модели транспортного средства.

5. Предложен метод расчёта, в котором упругие колебания конечно-элементной модели рассматриваются совместно с большими перемещениями подвижного жёсткого каркаса упругого тела в составе пространственной динамической модели транспортного средства. Это позволило учесть влияние упругих форм колебаний подсистемы «кабина – цельнометаллический фургон» и рамы на вибронагруженность транспортного средства, принимая во внимание комплексный характер их взаимодействия с элементами виброзащитных систем и подсистемами, входящими в состав динамической модели транспортного средства.

6. Построены и отлажены новые пространственные динамические модели 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, при необходимости, деформируемости несущих систем (рам, кузовов, кабин), а также поглощающей и сглаживающей способностей шин, позволившие реализовать разработанные методы и получить новые результаты по вибронагруженности конструкций, подтверждённые экспериментальными испытаниями. Детальная проработка в моделях элементов систем виброзащиты позволила, имея лишь статические характеристики этих элементов, полученные в ходе стендовых испытаний, достоверно прогнозировать вибронагруженность конструкции транспортного средства на этапе проектирования, ещё до создания опытных образцов.

7. Созданы новые пространственные многозвенные динамические модели виброзащитных систем (подвесок транспортных средств, кабин, сидений водителя; систем виброизоляции кузова и силового агрегата) на базе дифференци-

альных уравнений больших перемещений тел, с учётом нелинейностей гистерезисных динамических характеристик, с применением подробной детализации геометрических особенностей направляющих аппаратов подвесок, обеспечивающей уточнение кинематики, а также с учётом жесткостных и демпфирующих свойств шарнирных соединений.

8. С помощью сформированных пространственных динамических моделей получены и проанализированы новые результаты по оценке вибронагруженности и выбору рациональных параметров виброзащитных систем ряда транспортных средств при перемещении по случайным и импульсным дорожным неровностям, на основе которых выработаны рекомендации по их проектированию и дальнейшему совершенствованию.

Основные положения диссертации, выносимые на защиту

1. Методы формирования комплексных динамических моделей виброзащитных систем, кабин, подсистем «человек – поддрессоренное сиденье» при их включении в пространственные динамические модели транспортных средств. Метод расчёта, в котором упругие колебания конечно-элементной модели рассматриваются совместно с большими перемещениями подвижного жёсткого каркаса упругого тела в составе динамической модели транспортного средства.

2. Новые пространственные динамические модели 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, при необходимости, деформируемости несущих систем (рам, кузовов, кабин), а также поглощающей и сглаживающей способностей шин.

3. Новые пространственные многозвенные динамические модели виброзащитных систем (подвесок транспортных средств, кабин; систем виброизоляции кузова и силового агрегата) на базе дифференциальных уравнений больших перемещений тел; с учётом нелинейностей гистерезисных динамических характеристик, с применением подробной детализации геометрических особенностей направляющих аппаратов подвесок, а также с учётом жесткостных и демпфирующих свойств шарнирных соединений.

4. Новые динамические модели подсистем «человек – поддрессоренное сиденье» с детализацией представления направляющих аппаратов подвесок сидений; с учётом динамических жёсткостей подвески, подушки и спинки сиденья в

зависимости от величины сухого трения и амплитуды дорожного воздействия; с уточнением упругодемпфирующих связей в модели тела человека, расположенного на сиденье.

5. Новые результаты по оценке виброн нагруженности и выбору рациональных параметров виброзащитных систем ряда транспортных средств при перемещении по случайным и импульсным дорожным неровностям, на основе которых выработаны рекомендации по их проектированию и дальнейшему совершенствованию.

Теоретическая значимость результатов работы

1. Показано, что применение нелинейных пространственных моделей транспортных средств с детализацией представления элементов систем виброзащиты, с учётом комплексного характера пространственного динамического взаимодействия элементов виброзащитных систем всех уровней, объектов виброзащиты и несущих конструкций при случайном и импульсном внешних воздействиях, обеспечило появление новых возможностей для динамического анализа влияния параметров элементов виброзащитных систем на виброн нагруженность транспортных средств.

2. С помощью компьютерного математического моделирования на базе дифференциальных уравнений больших перемещений тел удалось рассмотреть ряд задач, полноценное решение которых ранее, на этапе проектирования, было весьма затруднительно и осуществлялось лишь в процессе анализа результатов дорожных испытаний опытных образцов и экспериментальной доводки их конструкций, что отражалось на существенном повышении стоимости работ:

– благодаря детализации особенностей направляющего аппарата подвесок транспортного средства, кабины и сиденья в сочетании с применением дифференциальных уравнений больших перемещений тел, удалось подробно проанализировать виброн нагруженность транспортных средств при перемещении по участкам с высоким уровнем случайного внешнего воздействия, а также при переезде импульсных неровностей, в условиях значительных линейных и угловых относительных перемещений элементов виброзащитных систем;

– выполнен динамический анализ влияния на виброн нагруженность транспортных средств параметров элементов систем виброзащиты с учётом их динамических жёсткостей, взаимного динамического воздействия элементов подве-

сок, несущих конструкций, неподрессоренных и поддрессоренных масс, а также особенностей конструкций направляющих аппаратов подвесок;

– включение новых динамических моделей подсистемы «водитель – поддрессоренное сиденье» позволило на более высоком уровне подойти к вопросу оценки и динамического анализа виброн нагруженности рабочих мест водителей, проанализировав влияние параметров подвески и подушки сиденья с учётом сложного характера взаимодействия подсистемы «человек – сиденье» с остальными элементами пространственной динамической модели транспортного средства;

– сделана проверка появления S-образного продольного изгиба рессор при разгоне и торможении с помощью новой многозвенной модели рессоры, с учётом особенностей её установки и деталей крепления, что позволило ещё на этапе проектирования предпринять меры по его устранению путём выбора рациональных геометрических параметров продольных реактивных штанг и координат мест их установки;

– получены и проанализированы кинематические характеристики подвесок при разгоне и торможении транспортного средства, в целях обеспечения допускаемых углов продольно-углового крена поддрессоренных масс;

– детальная проработка модели виброзащитной системы кабины с уточнённым представлением её элементов и их включение в состав пространственной динамической модели грузового автомобиля позволила осуществить подробный динамический анализ параметров подвески кабины;

– выполнена оценка влияния жесткостных параметров сайлент-блоков рычагов подвесок, а также опор-виброизоляторов кузова, на характер виброн нагруженности конструкции транспортного средства;

– исследовано влияние сухого и вязкого трения в соответствующих элементах виброзащитных систем с нелинейными упругодемпфирующими характеристиками;

– осуществлены построение и анализ нелинейных гистерезисных статических характеристик вертикальной и поперечно-угловой упругостей подвесок, приведённых к колесу, то есть с учётом геометрических нелинейностей, обеспечиваемых направляющим аппаратом, и влияния особенностей установки упругого элемента, амортизатора и стабилизатора, деталей крепления и включения

ограничителей ходов на жёсткость подвески, а также радиальной и боковой податливостей шин.

Практическая значимость результатов работы

1. Разработанные методы, а также полученные результаты и выводы в области исследования и проектирования виброзащитных систем использованы в процессе создания конструкций многоуровневых систем виброзащиты (подвесок автомобилей, кабин и сидений) ряда транспортных средств.

2. Определены возможности и целесообразность использования разработанных динамических моделей при проектировании и рационализации параметров виброзащитных систем для машиностроительных предприятий: ООО «Волгоградская машиностроительная компания «ВгТЗ» (г. Волгоград), ФГБНУ «Федеральный научный агроинженерный центр ВИМ» (г. Москва), ООО «ОКБ «АНТ» (г. Набережные Челны), ОАО «Военно-инженерный центр» группы «ГАЗ» (г. Нижний Новгород), компания «Shinjeong Development Corporation» (г. Ульсан, Южная Корея), АМО «ЗиЛ» (г. Москва).

3. Созданы программы математического моделирования и динамического анализа виброзащитных систем, позволившие осуществить адаптацию программной системы ФРУНД к расчётам динамических моделей транспортных средств с учётом больших перемещений тел.

4. Представлены рекомендации по рациональному проектированию и дальнейшему совершенствованию элементов виброзащитных систем транспортных средств, кабин, подсистем «человек – поддресоренное сиденье».

5. Новые результаты и методические разработки по исследованию и проектированию виброзащитных систем применены в учебном процессе для аспирантов и студентов Московского политехнического университета, Московского автомобильно-дорожного государственного технического университета, Московского государственного индустриального университета, Национального исследовательского технологического университета «МИСиС».

Реализация результатов работы

На основе результатов расчётных и экспериментальных исследований виброзащитных систем осуществлены следующие мероприятия.

1. По итогам выбора рациональных характеристик вертикальной упругости и демпфирования спроектированы и изготовлены пневмогидравлические подвески транспортной машины повышенной проходимости ГАЗ-29651.

2. На основе рассчитанных жесткостных параметров спроектированы и изготовлены передние и задние малолистовые рессоры для автомобиля-фургона ЗиЛ-5301СС, а также грузовых автомобилей ЗиЛ-5301, ЗиЛ-4362 и их модификаций. Даны рекомендации по выбору рациональных характеристик амортизаторов в связи с их установкой в составе подвесок с малолистовыми рессорами.

3. Для автомобиля-фургона ЗиЛ-5301СС спроектирована и изготовлена задняя девятилистовая рессора с более рациональными жесткостными параметрами, чем серийная одиннадцатилстовая рессора.

4. По результатам исследования воздействия угловой жёсткости стабилизатора и жесткостных параметров шарниров рычагов подвески кабины на вибронегруженность конструкции самой кабины и сиденья водителя, спроектированы подвески кабины грузового автомобиля с передней рессорной и задней пневматической подвесками.

5. Осуществлён выбор рациональных параметров характеристики амортизатора подвески сиденья грузового автомобиля с передней рессорной и задней пневматической подвесками с учётом его движения по случайным и импульсным дорожным неровностям. Предложены два варианта его регулировки в зависимости от дорожных условий.

6. Предложены рекомендации по совершенствованию характеристик подвески и подушки сиденья водителя автомобиля-фургона ЗиЛ-5301СС.

7. Предложены рациональные значения вертикальной и поперечно-угловой жёсткостей подвесок перспективного грузового автомобиля с пружинными подвесками, а также перспективных транспортных машин повышенной проходимости с рессорными и независимыми пружинными подвесками.

8. По кинематическим характеристикам подвесок при разгоне и торможении перспективных транспортных машин повышенной проходимости с рессорными и независимыми пружинными подвесками выполнена проверка обеспечения подвесками допускаемых углов продольно-углового крена подрессоренных масс.

9. Для модификации транспортной машины повышенной проходимости с рессорными подвесками выявлена возможность возникновения S-образного продольного изгиба задних рессор, в целях устранения которого предложены рациональные геометрические параметры продольных реактивных штанг и координаты мест их установки.

10. Осуществлён выбор рациональных жёсткостей сайлент-блоков рычагов пневмогидравлических подвесок транспортной машины повышенной проходимости ГАЗ-29651; сайлент-блоков рычагов пружинных подвесок перспективной транспортной машины повышенной проходимости.

11. Предложен рациональный вариант расположения виброизоляторов кузова и их жесткостных параметров для перспективной транспортной машины повышенной проходимости с пружинными подвесками, а также для автомобиля-фургона ЗиЛ-5301СС.

Методы исследований. Применены методы динамического анализа пространственных механических систем, численные методы решения систем дифференциальных уравнений, методы математической статистики, метод конечных элементов, методы теории транспортных машин, экспериментальные методы исследования вибронагруженности транспортных средств и элементов виброзащитных систем.

Достоверность и обоснованность представленных научных положений, рекомендаций и выводов, а также созданных динамических пространственных моделей виброзащитных систем и транспортных средств обеспечена строгим математическим обоснованием разработанных методов и базируется на применении в ходе расчётов экспериментальных характеристик ряда элементов систем виброзащиты, а также на сопоставлении результатов расчётов с экспериментальными данными по вибронагруженности конструкций транспортных средств, полученными при непосредственном участии автора.

Апробация работы

Основные положения диссертационной работы представлены в докладах:

– международного семинара «Advanced technologies in material science, mechanical and automation engineering» – MIP: Engineering-2019 (Красноярск, 2019 г.);

– International Conference on Mechanical Engineering, Automation and Control Systems (Томск, 2016 г., Новосибирск, 2018 г.);

– XII Международной научно-технической конференции «Вибрация-2016. Вибрационные технологии, мехатроника и управляемые машины» (Курск, 2016 г.);

– Международной научно-практической конференции «Механика и машиностроение: наука и практика» (Санкт-Петербург, 2018 г.);

- Международной научно-технической конференции «Проблемы исследования и проектирования машин» (Пенза, 2018 г.);
- XXIV, XXV Международных инновационно-ориентированных конференций МИКМУС (Москва, ИМАШ РАН, 2012, 2013 г.);
- 69, 70, 71, 72, 73-й Научно-методических и научно-исследовательских конференций МАДГТУ (МАДИ) (Москва, 2011, 2012, 2013, 2014, 2015 г.);
- I, III Международных научно-практических конференций «Современные проблемы теории машин» (Новокузнецк, 2013, 2015 г.);
- I Международной научно-практической конференции «Автоматизированное проектирование в машиностроении» (Новокузнецк, 2013 г.);
- XI, XII Всероссийских научно-практических конференций с международным участием «Информационные технологии и математическое моделирование» (Анжеро-Судженск, 2012, 2013 г.);
- VIII, IX, XI Международных конференций «Современные проблемы информатизации» (Воронеж, 2003, 2004, 2006 г.);
- VIII Международной научной конференции «Континуальные алгебраические логики, исчисления и нейроинформатика в науке и технике» (Ульяновск, 2004 г.);
- IV Международной научно-технической конференции «Информационные технологии в производственных, социальных и экономических процессах» (Череповец, 2004 г.);
- XVI Международной научно-практической конференции, посвящённой 110-летию Южно-Российского государственного политехнического университета (НПИ) им. М.И. Платова «Компьютерные технологии в науке, производстве, социальных и экономических процессах» (Новочеркасск, 2016 г.);
- XX Международной научно-практической конференции «Актуальные проблемы эксплуатации автотранспортных средств» (Владимир, 2018 г.).

Диссертационная работа докладывалась:

на семинарах лаборатории вибромеханики Института машиноведения им. А.А. Благонравова Российской академии наук (ИМАШ РАН);

на заседаниях кафедр вузов:

– «Динамика, прочность машин и сопротивление материалов», «Наземные транспортные средства» Московского политехнического университета;

– «Сопротивление материалов», «Техническая механика», «Автомобили и двигатели», Московского государственного индустриального университета (МГИУ);

– «Автомобили» Московского автомобильно-дорожного государственного технического университета (МАДИ).

Публикации. Тематика диссертации отражена в 62 опубликованных работах, в числе которых 1 монография, 27 статей в изданиях, входящих в Перечень рецензируемых научных изданий, рекомендуемых ВАК, а также 3 статьи в базах данных Scopus и Web of Science.

Личный вклад соискателя состоит в:

– формировании общей концепции исследований, постановке цели и задач диссертационной работы;

– разработке методов построения и расчёта пространственных динамических моделей виброзащитных систем транспортных средств на основе дифференциальных уравнений больших перемещений тел;

– проектировании и совершенствовании виброзащитных систем, являющихся объектами исследования;

– участии в стендовых и дорожных испытаниях транспортных средств; получении характеристик элементов виброзащитных систем при проведении стендовых испытаний;

– обработке и анализе полученных экспериментальных данных по вибронатурности конструкций ряда транспортных средств;

– построении и отладке новых пространственных динамических моделей ряда транспортных средств, а также новых моделей виброзащитных систем и подсистем «человек – сиденье»;

– получении и анализе новых результатов по оценке вибронатурности ряда транспортных средств, выработке на их основе рекомендаций по выбору рациональных параметров виброзащитных систем, их проектированию и дальнейшему совершенствованию при перемещении транспортных средств по случайным и импульсным дорожным неровностям;

– апробации и реализации результатов исследования; подготовке всех публикаций по выполненной работе.

Структура работы. В состав диссертационной работы вошли введение, 8 глав, общие выводы, а также список литературы.

Глава 1. Анализ исследований в области динамики систем тел и вибронгруженности конструкций транспортных средств

Одной из первых работ, где было представлено систематическое изложение технологии построения моделей механических систем твёрдых тел, включая алгоритмы формирования и решения уравнений перемещений механической системы, являлась монография Виттенбурга [46].

В теорию и практику исследования случайных колебаний сложных механических систем, в изучение вопросов структурной и статистической динамики существенный вклад внесли Р.Ф. Ганиев [53], В.В. Болотин [35, 43], К.В. Фролов [44, 289, 290, 291], М.Ф. Диментберг [86, 87], В.В. Величенко [41], Б.П. Макаров [149], А.А. Силаев [269, 270], В.П. Макеев [151], А.А. Хачатуров [296, 297], В.А. Светлицкий [263], К. Бате и Е. Вилсон [23, 314, 315], Д. Бендат и А. Пирсол [29], С. Кренделл [133], О.А. BauChau [316], J. Baumgarte [317], E. Bayo [318, 319, 320], М.А. Dokainish [325], A. Jennings [330, 331, 332], А.А. Shabana [354, 355], R. Schwerin [353] и ряд других исследователей.

Широкие возможности моделирования и динамического анализа транспортных средств как многозвенных, мультикомпонентных, нелинейных механических систем открывает применение современных программных комплексов. Наибольшую известность среди них получили зарубежные ADAMS [326, 338, 348, 356], DADS [324], AUTOSIM [339, 350, 359], а также отечественные ФРУНД [187, 224, 66, 67, 68, 69, 70, 71], «Универсальный механизм» [95, 185, 186], PRADIS [137], Euler [33, 34, 358].

К числу первых работ, в которых на теоретическом уровне была поставлена проблема изучения колебаний конструкций транспортных средств, можно отнести учебники академика Е.А. Чудакова [303], Б.С. Фалькевича [287], Г.В. Зимелёва [112].

Вопросам анализа вибронгруженности конструкций транспортных средств, определению их параметров как сложных колебательных систем на основе современных методов моделирования их динамики уделяли особое внимание Я.С. Агейкин [4, 5], В.Л. Афанасьев [12, 296, 297], В.Я. Анилович [10], Л.В. Барахтанов [21], И.Б. Барский [22], Ю.Б. Беленький [24, 25], Н.Ф. Бочаров [38], В.Б. Борисевич [36], В.С. Васильев [40], С.Л. Витковский [45], С.М. Воеводенко [47], Н.С. Вольская [49, 50], А.С. Горобцов [67, 68],

А.М. Горелик [63, 176], Г.Г. Гридасов [75, 124], А.И. Гришкевич [76, 77], Н.В. Гусаков [78], А.Д. Дербаремдикер [83, 84], А.А. Енаев [93], В.П. Жигарёв [96, 97, 100], М.М. Жилейкин [104, 105, 106], С.С. Журавлёв [107], Е.А. Камцев [115], С.К. Карцов [116, 117, 118], В.И. Кольцов [126], А.Д. Конев [127, 124], Г.О. Котиев [129, 130, 131, 245], В.Н. Кравец [132], П.Ф. Кузнецов [134], А.С. Литвинов [142], Е.Д. Львов [145], М.В. Ляшенко [146, 147], В.В. Мазур [148], А.А. Мельников [153], Р.А. Мусарский [155], В.В. Новиков [157, 158], Б.Н. Нюнин [160, 161], И.Г. Пархиловский [169, 170], О.К. Прутчиков [247, 312], Я.М. Певзнер [124, 173, 177], В.Ф. Платонов [183], А.Е. Плетнёв [184, 124, 178], Р.В. Ротенберг [252, 253], С.П. Рыков [257, 258], Е.Б. Сарач [261, 262], В.В. Селифонов [265, 266, 267], В.В. Серебряков [268], А.А. Силаев [269, 270], И.С. Степанов [278], В.Е. Тольский [281, 282], И.Н. Успенский [286], Р.И. Фурунжиев [292, 293], А.А. Хачатуров [296, 297], В.Б. Цимбалин [299, 300], И.С. Цитович [301], Ю.С. Щетинин [302], Н.Н. Яценко [308, 312, 313], А. Elliot [326], W. Kortüm [333], M. Mitschke [340], P.S. Fancher [329], N. Orlandea [341], J. Reimpel [249, 250, 345], A.O. Radke [344], R.R. Ryan [348], C. Robinson [346, 347], M.W. Sayers [350], G. Schade [352], R.S. Sharp [356] и др. В области оценки и моделирования колебаний силовых агрегатов значительный вклад внесли работы В.Е. Тольского [280, 281], Г.В. Латышева [141, 281], Л.В. Корчемного [281], Л.М. Минкина [281], Ю.В. Дементьева [79], В.Я. Аниловича [10], А.Е. Емельянова [90] и др.

В сфере динамического анализа и выработки направлений совершенствования систем виброзащиты человека – оператора, изучения биомеханических свойств тела человека известны работы К.В. Фролова [44, 288, 289, 290], Г.Я. Пановко [163, 164, 165], Р.В. Ротенберга [253, 252], А.В. Синёва [61, 271, 272, 273, 274], В.С. Соловьёва [276], Б.А. Потёмкина [243, 244], С.А. Гончарова [60, 13], К.К. Глухарёва [57], А.Д. Дербаремдикера [81, 85], А.В. Макарычева [150], В.И. Шишкина [305], R. Lee [335], F. Pradko [342], P.-E. Voileau [321], M. J. Griffin [328], T.D. Le [334], A.G. Mayton [337], B. Sapinski [349], A. Wisner [357] и др.

Расчётам напряжённо-деформированного состояния конструкций транспортных средств посвятили свои работы В.П. Агапов [1, 2], В.Н. Белокуров [26, 27, 28], Д.Б. Гельфгат [54, 55], И.В. Демьянушко [80], В.П. Жигарёв [98, 99, 100, 101], М.Н. Закс [108], А.А. Захаров [109, 110], В.Н. Зузов [113, 114],

С.К. Карцов [116], В.А. Ошноков [55], В.Б. Проскуряков [246], О.А. Русанов [255, 256], А.И. Ставицкий [277], Б.М. Школьников [306], Н.Н. Яценко [308, 311].

Наличие высокопроизводительного программного обеспечения позволяет при наличии упруго-податливых несущих систем осуществлять учёт их деформируемости путём моделирования упругих частей конструкций транспортных средств на базе метода конечных элементов. Впервые термин «конечный элемент» появился в статье Клаффа [322], посвящённой решению плоской задачи упругости. Теоретическая разработка метода конечных элементов отражена в значительном количестве публикаций, среди которых наибольший вклад внесли работы В.П. Агапова [1], О. Зенкевича [111], К. Бате и Е. Вилсона [23, 314, 315], Л. Сегерлинда [264], Р. Галлагера [52] и др.

Вопросам моделирования сглаживающей и поглощающей способности шин, проблемам адекватного учёта упругодемпфирующих характеристик шин в составе динамических моделей транспортных средств посвятили свои труды И.В. Балабин [15, 16], В.Л. Бидерман [31, 32], Э.И. Григолюк [72, 73], Ю.А. Ечеистов [94], Е.В. Кленников [121, 122], В.И. Кнороз [122, 123], П.И. Митянин [154], С.П. Рыков [257, 258], В.А. Петрушов [182], Н.Н. Яценко [309, 312] и др.

1.1. Особенности динамических моделей, применяемых для анализа вибронагруженности двухосных транспортных средств

В первом приближении нагрузка, приходящаяся на соответствующую подвеску, учитывается в виде массы, совершающей вертикальные колебания на пружине, жёсткость которой соответствует жёсткости подвески. Вследствие своей простоты, одномассовая модель достаточно удобна для детального изучения, а потому применяется в соответствующих исследованиях вплоть до нынешнего времени [54, 112, 142, 266, 267, 279, 287].

Например, в работе [54] продемонстрированы различные варианты одномассовых расчётных схем. Рассматриваются варианты с наличием и отсутствием демпфирующего элемента подвески, а также с учётом и без учёта упругих свойств шин. Причём, внешнее дорожное воздействие во внимание не принимается. Проведённый анализ показал, что расчёты по подобным упрощённым схемам дают возможность определения лишь низшей частоты, при которой незначительно воздействие неподрессоренной массы, а демпфирующим эффектом амортизатора можно пренебречь [296, 312].

При применении одномассовой системы следует иметь в виду следующие допущения [312]. Неподрессоренные массы транспортного средства составляют порядка 12 – 20 % от массы поддрессоренных элементов конструкции. Причём, жёсткость шин в 5 – 10 раз превышает жёсткость подвески. Таким образом, собственная частота колебаний поддрессоренных масс существенно ниже, чем неподрессоренных. Следовательно, влияние неподрессоренных частей мало при тех частотах, когда наблюдаются значительные перемещения кузова, и вполне допустимо в первом приближении им пренебречь. Поэтому можно рассматривать колебания поддрессоренной массы, установленной на две соединённые последовательно пружины с различными жёсткостями, первая из которых учитывает упругие свойства шины, а вторая – подвески [287]. Их обычно заменяют одним упругим элементом эквивалентной жёсткости [266, 267, 287].

1. При исследовании в первом приближении не только вертикальных, но и продольно-угловых колебаний поддрессоренной массы транспортного средства, применяют одномассовую модель с установкой поддрессоренной массы одновременно на две пружины, позволяющие моделировать упругости передней и задней подвесок. Причём, для упрощения и большей наглядности анализируют-

ся свободные незатухающие колебания механической системы с двумя степенями свободы [112, 142, 266, 287, 312]. При этом, как правило, не принимают во внимание сопротивления колебаниям, оказываемые амортизаторами, а также появляющиеся вследствие трения в упругих элементах и элементах направляющих устройств подвесок [287].

Многие исследователи [142, 170, 252, 266, 301] при рассмотрении одномассовых моделей, помимо вышеописанных факторов, вводят и внешнее кинематическое воздействие от случайного дорожного микропрофиля, которое задаётся с помощью временной функции изменения ординаты микропрофиля. Таким образом, удаётся в первом приближении анализировать вынужденные колебания.

Конструкции некоторых транспортных машин и шасси специального назначения предполагают применение безрессорной подвески (при установке широкопрофильных шин большого диаметра с низким давлением воздуха в них). Колебательная система, эквивалентная безрессорной подвеске, при слабой взаимозависимости колебаний задней и передней части надколёсной массы, что характерно для большинства подобных конструкций, представляется в виде соответствующей массы, установленной на пружине с параллельно включённым демпфером [309]. При этом жёсткость пружины соответствует суммарной жёсткости шин передних или задних колёс, а демпфер учитывает силы неупругого сопротивления в соответствующих шинах. Что касается названной выше массы, то имеется в виду масса, приведённая к оси соответствующих колёс. При этом, как правило, осуществляется расчёт как свободных колебаний системы, так и вынужденных, определяемых случайной функцией изменения ординат дорожного микропрофиля.

Повышения точности результатов расчётов удаётся добиться путём применения двухмассовых моделей, учитывающих наряду с подрессоренной и неподрессоренные массы, действующие на переднюю и заднюю оси транспортного средства [142, 170, 266, 275, 309]. Упругие и демпфирующие характеристики подвески в такой схеме учитываются установкой соответствующих пружин и демпферов. Возможно добавление внешнего дорожного воздействия [142, 170]. Кроме того, в работе [83] предлагается принимать во внимание сухое трение между листами рессоры. При зависимой задней подвеске к неподрессоренным относят массы колёс, ведущего моста и $0,75$ массы листовых рессор, а при независимой – массы колёс, тормозных механизмов, поворотных цапф, вертикаль-

ных стоек, половину масс направляющих рычагов, 25 – 30 % масс упругих элементов [286].

Витковский С.Л. [45] разработал метод нахождения четырёх постоянных параметров двухмассовой модели (коэффициентов жёсткости и демпфирования) на основе применения преобразования Лапласа при обработке экспериментальных кривых свободных затухающих колебаний.

Беленький Ю.Б. [24] установил наличие оптимального соотношения между подрессоренной и неподрессоренной массами, по достижению которого последующие уменьшения неподрессоренной массы вызывают увеличение ускорений и перемещений подрессоренной массы. С помощью замеров с применением механических аналогий осуществлено построение амплитудно-частотных характеристик для ряда грузовых и легковых транспортных средств.

Камцев Е.А. [115] при исследовании вибронагруженности автомобилей МАЗ-500 и МАЗ-503Б для получения амплитудно-частотных характеристик вертикальных колебаний передней подвески дополняет двухмассовую схему третьей массой, эквивалентной сиденью с человеком и подсоединяемой к подрессоренной массе с помощью пружины и демпфера, имитирующих подвеску сиденья. Что касается модели задней подвески, то она представляется в двухмассовом виде.

Двухмассовую колебательную систему с успехом применяют для анализа воздействия упругих свойств креплений амортизаторов [74, 296, 259]. Причём, включение жёсткостей втулок осуществляется путём добавления в модель дополнительной пружины, которая соединяет шток амортизатора с подрессоренной массой. Применение резиновых втулок обуславливает некоторое повышение вибронагруженности, но способствует возрастанию стабильности контакта колёс с поверхностью дороги. Это получается из-за уменьшения частотного диапазона, при котором наблюдается отрыв колёс, и перемещения этого диапазона в область более высоких частот возбуждения [296].

Однако, как отмечает Савельев В.А., на основании анализа амплитудно-частотных характеристик перемещений подрессоренных масс для легкового автомобиля среднего класса и внешнего кинематического возмущения синусоидальной формы, «при уменьшении жёсткости упругого крепления амортизатора на довольно широких участках области изменения частот воздействий наблюдается снижение амплитуд перемещений подрессоренной массы» [259]. «Степень

влияния снижения жёсткости элементов упругого крепления амортизатора ... существенно зависит от демпфирующих характеристик амортизатора и шины. С ростом величин коэффициентов сопротивления амортизатора и вязкого трения в шине значительно уменьшаются амплитуды перемещений подрессоренной массы в зоне высокочастотного резонанса» [259].

Рассмотрение вышеописанных моделей осуществлялось с допущением о равенстве единице коэффициента распределения подрессоренных масс в продольной плоскости транспортного средства. Тогда пренебрежимо мала инерционная взаимосвязь вертикальных колебаний, совершаемых задней и передней частями подрессоренной массы, поэтому её допустимо не принимать во внимание [19, 275, 310].

Тем не менее, В.П. Жигарёвым [96] обнаружено большое влияние корреляции колебаний передней и задней подвесок на продольно-угловые колебания даже при коэффициенте распределения подрессоренных масс, равном единице. «Вследствие этого, оценка среднеквадратичных значений угловых ускорений кузова по формулам, не учитывающим корреляцию вертикальных ускорений передней и задней подрессоренных масс, даёт значительную погрешность» [96]. Кроме того, было показано, что требование равенства статических прогибов передней и задней подвесок с точки зрения уменьшения продольно-угловых колебаний подрессоренных масс транспортного средства не является оптимальным. Предпочтительнее предусмотреть более мягкой переднюю подвеску [96].

И.Г. Пархиловский [169] также отмечает, что даже равенство единице коэффициента распределения подрессоренных масс не свидетельствует об отсутствии статистической связи между обобщёнными координатами, определяющими колебания кузова. Её наличие следует учитывать во всех случаях определения вероятностных характеристик вертикальных ускорений точек, находящихся внутри колёсной базы.

По данным статистического анализа колебаний, подтверждается существенное влияние изменений положения динамического равновесия подрессоренной массы на вибронагруженность транспортного средства с нелинейными подвесками. Указанные изменения могут быть вызваны воздействием дорожного макропрофиля (дороги, проложенные на существенно пересечённой местности; горные дороги). В подобных примерах рекомендуется воздействие макропрофиля моделировать в виде силы $P(t)$, вертикально приложенной к центру под-

рессоренной массы, которая дополняет внешнее кинематическое возбуждение $q(t)$, описывающее микропрофиль дороги [83]. Помимо этого, такая модель с кинематическим и динамическим возбуждением позволяет осуществить учёт поперечных сил, воздействующих на транспортное средство с мягкими подвесками при реальных условиях эксплуатации, обусловленных, в частности, действием боковых порывов ветра, а также центробежных сил на поворотах [83]. В работах [5, 6] показано, что для оценки параметров колебаний транспортного средства при движении по грунтовой поверхности требуется определять дополнительное сопротивление движению от неровностей грунта и изменение нормальных реакций грунта на колёса.

Для оценки вибронагруженности грузовых, легковых транспортных машин, а также автобусов, в качестве основной применяется трёхмассовая расчётная схема двухосного транспортного средства. С её помощью удаётся выявить главные особенности колебаний подрессоренной массы и установить основные зависимости между параметрами подвесок. К такой схеме можно зачастую свести рассмотрение многих симметричных подвесок многоосных транспортных средств [275]. К тому же, указанная модель отличается своей простотой по сравнению с моделью многоосного транспортного средства, а её анализ и расчёт не связаны с существенными временными затратами у конструктора или ЭВМ.

Львов Е.Д. [145] приводит схему свободных колебаний остова колёсного трактора на рессорах, заменённых двумя пружинами с различными жёсткостями. Однако, далее подрессоренную массу остова он предлагает заменить системой из трёх жёстко связанных между собой масс, две из которых расположены над точками подвеса остова, а третья – в центре его тяжести. Чтобы такая схема в динамическом отношении соответствовала действительной массе подрессоренных частей трактора, необходимо совпадение центра тяжести трёх масс с центром тяжести подрессоренных частей трактора, а также равенство суммы моментов инерции указанных масс моменту инерции подрессоренных частей трактора относительно центра тяжести. Получены формулы для парциальных частот колебаний при колебаниях остова трактора около неподвижно закреплённых передней, а затем – задней точек подвеса. Показано, что частоты свободных колебаний остова, называемые частотами связи, отличаются от парциальных частот. Таким образом, «колебание любой точки остова и, в частности, точки, находящейся над передними и задними рессорами, представляет собой не-

гармоническое колебание, слагающееся из колебаний с низкой и высокой частотами связи» [145].

Барский И.Б. [22] отмечает, что в связи с увеличением базы колёсного трактора по сравнению с гусеничным, колебания передней и задней частей трактора разделяются, и коэффициент распределения подрессоренной массы близок к единице, поэтому в первом приближении применима двухмассовая схема. При транспортировке сельскохозяйственного орудия происходит смещение центра тяжести к задним колёсам, а момент инерции остова возрастает.

Однако, в качестве основной расчётной схемы колёсного трактора применена трёхмассовая схема двухосного транспортного средства, предполагающая наличие упругодемпфирующих связей неподдресоренных масс с дорожной поверхностью и с подрессоренной массой [22]. В случае перемещения трактора с небольшой скоростью колебаниями неподдресоренных масс можно пренебречь и рассматривать колебания подрессоренной массы остова как жёсткого тела на двух опорах с приведёнными коэффициентами жёсткости и демпфирования [22]. Целесообразность применения такой схемы появляется, например, в случаях движения с поднятым плугом, когда коэффициент распределения подрессоренной массы существенно больше единицы, а скорость перемещения трактора небольшая.

Дальнейшего улучшения вибронегруженности колёсного трактора, выполненного по схеме 2х4, можно достигнуть, обеспечив независимость вертикальных и угловых колебаний подрессоренной массы [22], то есть значение коэффициента распределения жесткостей $0,7...1,3$ [312]. Такого эффекта удастся достигнуть подрессориванием переднего моста трактора.

Цимбалин В.Б. [300] в одной из моделей описывает свободные колебания подрессоренных масс на передней и задней подвесках системой из двух дифференциальных уравнений второго порядка. Помимо подрессоренных масс, приведённых к передней и задней осям, каждая из которых устанавливается на опорном основании с помощью пружины и параллельно включённого демпфера, в состав модели, как и Е.Д. Львов [145], он включает третью массу, жёстко связанную с первыми двумя и представляющую собой массу связи, которую можно назвать взаимной массой. Составив характеристическое уравнение, автор определяет частоты собственных колебаний.

Как отмечает Цимбалин В.Б. [300], установка упругого элемента в приводе к амортизатору даёт возможность уменьшения амплитуд колебаний рычага и поршня амортизатора с возрастанием частоты колебаний. До его исследований принималась расчётная схема «с упругим элементом в приводе к амортизатору, включающая только подрессоренную массу, амортизатор и упругие элементы». Автор рассматривает систему, состоящую из подрессоренных и неподрессоренных масс, сопротивлений амортизатора и упругих звеньев. Положение системы определяется координатами подрессоренной и неподрессоренных масс и рычага или поршня амортизатора. В результате появилась возможность оценки влияния упругого элемента в приводе к амортизатору на амплитуды колебаний не только подрессоренной, но и неподрессоренных масс. Помимо этого, такая схема даёт возможность определить величину изменений ходов рычага и поршня амортизатора в зависимости от частоты колебаний.

В случае установки упругого элемента в приводе, сближение вынужденных и собственных частот колебаний системы будет сопровождаться увеличением амплитуд колебаний неподрессоренных и подрессоренной масс. Ввиду этого, появляется вопрос об ограничении амплитуд колебаний колёс при присутствии в приводе к амортизатору упругого элемента. Для его решения возможна установка в системе привода ограничительного буфера, вступающего в действие параллельно с пружиной привода при значительных амплитудах колебаний, или применение пружины, имеющей нелинейную характеристику.

Баранов А.А. [17] с помощью плоской линейной трёхмассовой модели двухосного транспортного средства установил, что распределение среднеквадратичных значений вертикальных ускорений по длине транспортного средства имеет квадратичный характер, и его равномерность, т. е. крутизна параболы, а также склонность транспортного средства к продольно-угловым ускорениям, характеризуются коэффициентами корреляции. Уменьшение последних обуславливает резкое возрастание вертикальных ускорений за пределами колёсной базы и их снижение внутри неё. При этом минимум ускорений сдвинут в сторону более мягкой подвески, и величина этого смещения определяется соотношением между дисперсиями вертикальных ускорений над осями и угловыми ускорениями [20]. Уменьшение коэффициента распределения подрессоренной массы и сближение прогибов подвесок обуславливает возрастание неравномерности распределения вертикальных ускорений вдоль длины транспортного средства,

то есть повышение ускорений на переднем и заднем свесах и их понижение внутри колёсной базы транспортного средства.

Оценка влияния компоновочных параметров на плавность хода заключалась, главным образом, в оценке связи между колебаниями подвесок, проявляемой как через дорожный микропрофиль, так и за счёт связей внутри самой системы при коэффициенте распределения подрессоренной массы, не равном единице [17]. Установлено, что даже при незначительных отклонениях указанного коэффициента от единицы ($\varepsilon = 0,7 \dots 1,15$), следует принимать во внимание влияние связи между колебаниями подвесок [17, 19]. Для продольно-угловых колебаний эта связь имеет принципиальное значение, и её следует учитывать даже при $\varepsilon = 1$.

Равнопрогибные подвески, в общем случае, не являются оптимальными по продольно-угловым ускорениям, и, в особенности, угловым перемещениям. Их наименьшие значения обеспечиваются равнопрогибными подвесками лишь при небольших скоростях, до 25 – 30 км/ч, когда время переезда отдельных неровностей относительно велико [17, 18].

Влияние связи между колебаниями подвесок на вертикальные ускорения оценивалось дифференцированно [17]: а) по дисперсиям и спектрам средних ускорений, то есть без учёта фазового сдвига между возбуждениями подвесок, в сравнении с ускорениями, рассчитанными по АЧХ двухмассовой модели; б) по дисперсиям и спектрам ускорений связи, характеризующим связь через дорожный микропрофиль.

Установлено, что для более жёсткой подвески определяющим оказалось влияние составляющей от связи колебаний подвесок через микропрофиль дороги, а для более мягкой – составляющей, не учитывающей сдвига фаз между возбуждениями подвесок [17]. Что касается суммарного влияния связи, то оно оказалось меньшим для более мягких подвесок, поскольку две указанные составляющие частично компенсируются. С уменьшением демпфирования колебаний проявление связи возрастает за счёт уменьшения фазовых различий между колебаниями подвесок, особенно для относительно более жёстких подвесок [17].

Степанов И.С. [278] отмечает характерную взаимосвязь колебаний на передней и задней подвесках, поскольку «для короткобазного грузового автомобиля коэффициент распределения подрессоренных масс значительно меньше единицы» [278]. Для построения модели ЗиЛ-ММЗ-555, оснащённого само-

свальным кузовом, использована трёхмассовая плоская расчётная схема, обладающая четырьмя степенями свободы, в которой учтены сухое межлистовое трение в рессорах, нелинейности скоростных характеристик амортизаторов, нелинейные упругие характеристики подвесок и шин, возможность отрыва колёс от поверхности дороги [278]. Нелинейность упругой характеристики задней подвески определялась величиной динамического зазора до включения дополнительной рессоры. В качестве показателей вибронагруженности служили среднеквадратичные величины вертикальных ускорений подрессоренной части автомобиля над осями колёс и в кабине, под сиденьем, а также динамические прогибы подвесок [278]. Помимо этого, определяли величину продольно-угловых ускорений подрессоренной массы, а также вероятность отрыва колёс от дорожной поверхности. Испытания проводились на участке булыжного шоссе среднего качества. Рассматривались несколько вариантов передних и задних рессор. «Опытная передняя рессора отличалась меньшей толщиной листов и устанавливалась с пустотелым резиновым буфером сжатия, который обеспечивал прогрессивность упругой характеристики» [278].

Понижение жёсткости передней рессоры на 33 % влечёт за собой уменьшение вертикальных ускорений на 10 – 15 % для точки, расположенной на полу кабины, над передней осью. Нижняя граница этого диапазона относится к порожнему автомобилю, а верхняя получается при его номинальной загрузке. При этом режим работы передних рессор практически не изменяется [278].

При снижении жёсткости задних рессор вначале наблюдается заметное снижение вертикальных ускорений, а затем оно замедляется. При дальнейшем уменьшении жёсткости и увеличении статического прогиба задней рессоры свыше 100 мм (при постоянной величине сухого трения в подвеске) уменьшения вертикальных ускорений над задней подвеской не происходит, а в кабине они даже увеличиваются. Повышение момента инерции подрессоренных масс путём загрузки до номинальной грузоподъёмности привело к двукратному уменьшению продольно-угловых ускорений [278].

Уменьшение динамического зазора до включения подрессорника влечёт за собой возрастание вертикальных ускорений над задним мостом по закону, близкому к линейному [278]. Поскольку опытные варианты основных задних рессор отличались меньшей жёсткостью, а опытный подрессорник, напротив, был бо-

лее жёстким, чем серийный, влияние изменения динамического зазора выражалось более отчётливо.

При смягчении основных задних рессор динамические прогибы задней подвески без амортизаторов возрастают «вначале незначительно, а затем всё более интенсивно» [278].

Установка амортизаторов в составе задней подвески обуславливала некоторое снижение вертикальных ускорений кузова над подвеской порожнего грузовика и уменьшение динамических прогибов на 50 – 70 % [278]. Причём, с убыванием жёсткости подвески влияние амортизаторов уменьшается.

Показано, что вероятность отрыва колёс от дорожной поверхности «определяется колебаниями моста на шинах, а не колебаниями подрессоренных масс на подвеске» [278]. С уменьшением жёсткости задней подвески эта вероятность возрастает «по закону, близкому к линейному, и довольно интенсивно». «Установка в подвеску амортизаторов резко снижает эту вероятность» [278].

Мельников А.А. [153] с помощью трёхмассовой плоской расчётной схемы выполнил теоретическое исследование неустановившихся колебаний с учётом кусочно-линейных характеристик амортизаторов и непостоянных жёсткостей пневматических упругих элементов опытного грузового автомобиля на базе ГАЗ-51.

При неустановившихся колебаниях, когда время переезда неровности совпадает с периодом собственных колебаний соответствующего моста, при постоянных коэффициентах сопротивления амортизаторов и обычных параметрах затухания через подвеску передаются большие силы, способствующие увеличению перемещений кузова к моменту съезда колёс с неровности. В процессе анализа неустановившихся колебаний с кусочно-линейными характеристиками амортизаторов установлено, что мягкая подвеска, обеспечивающая аperiodический характер свободного движения кузова, с ограниченным максимальным усилием сопротивления амортизаторов, способствует снижению динамических воздействий на раму, уменьшению относительных перемещений кузова и скоростей этих перемещений при передвижении колёс по неровности. Причём, максимальное усилие сопротивления амортизатора, соответствующее переходу на клапанный режим его работы, не должно превышать 20 – 30 % от веса подрессоренной массы [153].

Гридасов Г.Г. [75] выполнил экспериментальные исследования амплитудно-частотных характеристик вертикальных ускорений, а также относительных перемещений колёс и кузова на созданном вибрационном стенде. Установлено существенное влияние колебаний силового агрегата на его подвеске, а также людей на сиденьях легковых транспортных машин, на колебания поддрессоренных и неподдрессоренных масс. Показана возможность динамической связи между колебаниями передней и задней подвесок даже при коэффициенте распределения поддрессоренных масс, равном единице, поскольку поддрессоренные массы являются сложными колебательными системами. В свою очередь, различие параметров левой и правой подвесок служит причиной появления «связи вертикальных и поперечно-угловых колебаний поддрессоренных и неподдрессоренных масс» [75]. Отмечено различие амплитудно-частотных характеристик при росте и снижении внешней частоты возбуждения. Однако, подробного динамического анализа характеристик при варьировании параметрами элементов подвесок не проводилось.

В итоге теоретических и экспериментальных исследований колебаний поддрессоренных масс для подвески с сухим трением при одновременном воздействии двух собственных частот колебаний поддрессоренных и неподдрессоренных масс выявлено, что «вследствие вибрационной линеаризации сила сопротивления колебаниям поддрессоренных масс становится пропорциональной их скорости» [75]. Удалось получить выражения для коэффициента пропорциональности.

Рассмотрение колебаний в продольной плоскости осуществлялось с помощью плоской трёхмассовой линейной модели двухосного транспортного средства, учитывающей присутствие неподдрессоренных масс, а также наличие возможной динамической взаимосвязи колебаний поддрессоренной массы, совершаемых на задних и передних подвесах. «Исследования показали существенное различие в характере влияния параметров подвески на оценочные показатели (ускорения, относительные перемещения, динамические реакции) для различных типов автомобилей и необходимость более дифференцированного подхода при предварительном выборе величин параметров» [75].

Анализ поперечных колебаний выполнялся на основе одномассовой модели неразрезного несимметричного моста с двумя степенями свободы. Установлено, что при рассмотрении колебаний транспортного средства с несимметрич-

ной подвеской, «особенно в высокочастотной области, необходим переход от плоской динамической модели к пространственной» [75]. В целях уменьшения динамических нагрузок на элементы ходовой части, а также уровня поперечно-угловых ускорений, целесообразно обеспечить симметричность конструкции подвески.

Исследование экспериментальных динамических характеристик дало возможность оценки влияния сухого трения на относительное демпфирование в подвеске с амортизаторами «с учётом амплитуды вынужденных колебаний подпрессоренной массы» [75]. «Относительное трение в подвеске легковых автомобилей малого и среднего классов должно быть не более 0,05 – 0,07, а для автомобилей высшего класса – не более 0,04» [75].

В работе [312] Яценко Н.Н. и Прутчиков О.К. справедливо отмечают, что исследование всех возможных перемещений подпрессоренной массы транспортного средства, то есть подёргивания, пошатывания, подпрыгивания, покачивания, галопирования и рыскания, не обязательно при выполнении расчётов по вертикальной вибронагруженности в первом приближении. Вследствие существенной боковой жёсткости шин и наличия неупругой в поперечном направлении связи мостов с подпрессоренной рамой при прямолинейном движении транспортного средства пошатывание, рыскание и покачивание невелики. Подёргивания подпрессоренной массы появляются, в основном, при резком торможении или разгоне. Если же транспортное средство перемещается с установившейся скоростью, то подёргивания не ощущаются, поскольку силы инерции подпрессоренной массы, направленные вдоль оси x , значительно превышают горизонтальные составляющие реакций дороги, появляющиеся в процессе наезда колёс на неровности дороги.

Вследствие того, что у грузовых машин со стандартной компоновкой расположение подпрессоренной массы отличается своей симметричностью по отношению к продольной плоскости, мысленно проведённой через горизонтальную ось x и центр тяжести транспортного средства, поперечные колебания обычно не обуславливают иных колебательных перемещений, а поэтому их следует рассматривать отдельно [312].

Расчёты, проведённые В.П. Жигарёвым [96], показали, что продольно-угловые колебания кузова транспортного средства могут получиться настолько значительными, что линейные ускорения, им соответствующие, по своему

влиянию на вибронагруженность получают соизмеримыми с вертикальными ускорениями.

Что касается тракторов, то обычно также рассматривают лишь вертикальные и продольно-угловые колебания остова трактора в плоскости, совпадающей с плоскостью продольной симметрии колёсной или гусеничной машины (Барский И.Б., Анилович В.Я., Кутьков Г.М. [22]). Поперечно-угловые колебания обычно меньше продольно-угловых и вертикальных. К тому же, все рекомендации, связанные с уменьшением колебаний в продольной плоскости, обычно влекут за собой уменьшение колебаний в поперечной плоскости.

Как видим, при построении динамической системы, эквивалентной колёсной машине и учитывающей только основные колебательные движения, определяющие характер вертикальной вибронагруженности, достаточно учитывать в ней лишь вертикальные и продольно-угловые колебания.

В работе Гончарова С.А. [60] оценивается влияние на вибронагруженность продольно-поступательных ускорений, возникающих при перемещении транспортного средства в установившемся режиме движения, при котором флуктуация скорости невелика (не более 3 – 5 %), а математическое ожидание постоянно и равно средней скорости движения. В плоской линейной модели колебаний транспортного средства подрессоренная масса связана с каждой из подрессоренных масс переднего и заднего мостов с помощью пружины, демпфера и элементов, имитирующих сухое трение в рессорах; шины учитываются в виде параллельного соединения пружины и демпфера. Дифференциальные уравнения составляются в пренебрежении моментами вращающихся масс дифференциала и главной передачи; считается, что угловая жёсткость рессор на скручивание в продольной плоскости бесконечно велика, но вводится приведённая к ведущим колёсам эквивалентная жёсткость всей трансмиссии от вала двигателя до колёс, а также приведённый момент инерции всех вращающихся масс двигателя.

Результаты исследования, основанные на анализе среднеквадратичных значений вертикальных и продольных ускорений, показали, что расчётную схему автомобиля можно упростить и рассматривать вертикальные колебания без учёта влияния на них продольно-поступательных колебаний. Однако, неучёт влияния вертикальных колебаний на продольно-поступательные приводит к существенному уменьшению среднеквадратичных значений продольно-

поступательных ускорений [60]. Следовательно, при расчёте продольных ускорений транспортного средства следует учитывать в дифференциальных уравнениях колебаний наличие инерционной связи между вертикальными и продольными колебаниями.

Жигарёв В.П. [96] установил, что с достаточной точностью закон распределения относительных деформаций и скоростей относительных деформаций рессор, вертикальных и угловых ускорений кузова, может приниматься нормальным. Пробои подвесок оказывают малое влияние на распределение указанных параметров. Закон распределения относительных деформаций шин иногда существенно отличается от нормального из-за отрыва колёс от дороги. Но если вероятность отрыва не превосходит 2,5 %, то указанный закон также можно считать нормальным.

Как отмечается в работе [297], если жёсткость установки рассматриваемого агрегата на раме достаточно мала, а парциальные частоты его колебаний на собственной подвеске располагаются в интервале 0,7 – 22,4 Гц, то следует учитывать соответствующий резонанс, моделируя упругое прикрепление массы такого агрегата к раме. Продемонстрирована расчётная система, учитывающая упругодемпфирующие свойства опор двигателя и кабины. Подробный анализ колебаний силовых агрегатов транспортных машин осуществлён в монографии [281].

Тольский В.Е. [280] отмечает, что к основным факторам, определяющим вибрации силового агрегата, следует отнести «опрокидывающий момент, неуравновешенные силы инерции и моменты от сил инерции вращающихся и возвратно-поступательно движущихся масс двигателя», а также внешнее кинематическое воздействие от дорожной поверхности.

Сформулированы требования при проектировании подвески силового агрегата, которая «должна уменьшать связанность колебаний силового агрегата»; обеспечивать надёжность его работы под действием указанных возмущающих факторов, обусловленных работой двигателя; «воспринимать должным образом вес силового агрегата; ограничивать смещения силового агрегата при резонансе и при действии сил, возникающих во время движения автомобиля; уменьшать динамические нагрузки и вибрации, которые передаются от силового агрегата на шасси автомобиля» [280].

При расположении резиновых опор, обладающих одинаковыми динамическими характеристиками, «в плоскости, проходящей через центр тяжести силового агрегата, и на одинаковых расстояниях от центра тяжести, центр жёсткости подвески совпадает с центром тяжести силового агрегата, и его колебания будут несвязанными» [280]. Тогда силовой агрегат рассматривают как тело с одной степенью свободы, что значительно упрощает расчёт частот собственных колебаний и параметров подвески. Однако, такая подвеска, «как правило, недостижима из-за конструктивных затруднений» [280].

Поскольку у большинства силовых агрегатов удаётся обеспечить симметричность расположения опор относительно продольной плоскости XOZ , предлагается рассматривать «две группы трёхсвязных колебаний: в плоскости XOZ (симметричная группа) и перпендикулярно этой плоскости (асимметричная группа)» [280]. При теоретических расчётах собственных частот таких колебаний рама транспортного средства принималась за жёсткое основание, а затухание в подвеске не учитывалось. Уменьшить связанность колебаний силового агрегата можно путём рационализации расположения опор, их жёсткостей, а также посредством подбора направлений осей упругости опор.

Опоры силового агрегата должны иметь малую жёсткость «при действии возмущающих факторов двигателя (опрокидывающего момента, неуравновешенных сил и моментов) для уменьшения вибраций, передаваемых на шасси автомобиля» [280]. Передаваемая на шасси транспортного средства «сила становится меньше возмущающей силы при отношении частот больше $\sqrt{2}$ » [280]. Наряду с этим, подвеска должна обладать достаточной жёсткостью «при воздействии на силовой агрегат возмущающих факторов», проявляющихся при передвижении транспортного средства («продольных сил инерции, максимального реактивного момента, толчков от дороги») [280]. В результате приходится искать компромиссное решение по жёсткости опор.

Установлено, что «частота изменения опрокидывающего момента у рядного шестицилиндрового двигателя, имеющего равномерное чередование рабочих ходов, в 2 раза больше, чем у V-образного шестицилиндрового двигателя» с неравномерным их чередованием [280]. Поэтому «при одной и той же подвеске резонансные обороты у двигателя ЯМЗ-236 будут в 2 раза больше, чем у рядного шестицилиндрового двигателя» [280]. Чтобы резонанс наступал при одних и

тех же угловых скоростях коленчатого вала, для рассматриваемых силовых агрегатов следует выбрать разные подвески.

При малых оборотах двигателя «общий уровень вибраций силового агрегата ... обычно определяется интенсивностью основной гармоники опрокидывающего момента двигателя» [280]. При повышении скорости транспортного средства «силовой агрегат совершает низкочастотные колебания», определяемые неровностями дороги. Исходя из этого, отношение частоты основной гармоники при минимально-устойчивом числе оборотов холостого хода к частоте собственных колебаний силового агрегата должно быть, как правило, не менее 2,0...2,5 для грузовых и не менее 3 для легковых автомобилей [280].

«При движении автомобиля на прямой передаче, при накате или буксировании автомобиля амплитуды смещений силового агрегата мало отличаются между собой. Величины наибольших колебательных смещений носят случайный характер и определяются толчками, которые воспринимаются силовым агрегатом от дороги при движении автомобиля» [280].

Латышев Г.В. рассматривает определение частот и форм собственных колебаний, а также амплитуд вынужденных колебаний силового агрегата «под действием сил давления газов и сил инерции движущихся масс кривошипно-шатунного механизма двигателя» [141]. Силовой агрегат представляет собой твёрдое тело, обладающее шестью степенями свободы. Раму транспортного средства принимали абсолютно жёсткой, упругие характеристики опор – линейными. Каждая из опор моделируется пружинами, установленными в направлениях главных осей упругости опоры. Кроме того, введено демпфирование в опорах, «пропорциональное первой степени скорости перемещения силового агрегата» [141].

Рассматривались «малые колебания силового агрегата относительно положения его статического равновесия» [141] на примере ЯМЗ-236. Для описания вынужденных колебаний составлено дифференциальное уравнение второго порядка в матричной форме.

Наряду с В.Е. Тольским, Г.В. Латышев замечает, что «колебания силового агрегата в вертикальном направлении при малых числах оборотов двигателя определяются, главным образом, действием основной гармоники опрокидывающего момента» [141]. «При этом наибольшие колебания наблюдаются на боковых опорах силового агрегата в вертикальном направлении» [141]. При повы-

шении «числа оборотов двигателя амплитуда смещения силового агрегата резко уменьшается» [141].

Поперечные колебания силового агрегата при малых числах оборотов двигателя определяются величиной опрокидывающего момента, при средних оборотах – совместным действием опрокидывающего момента и момента от сил инерции второго порядка, а при больших оборотах – неуравновешенным моментом от сил инерции второго порядка [141].

При расчёте колебаний силового агрегата от дорожного воздействия передняя (задняя) часть транспортного средства представлялась в виде трёхмассовой модели с тремя степенями свободы, состоящей из силового агрегата, подпрессоренной и неподпрессоренной масс, связанных друг с другом посредством упругих и демпфирующих элементов. Считалось, что колебания задней и передней частей транспортного средства независимы друг от друга, движение рассматриваемой системы происходит лишь в вертикальном направлении, скорость движения транспортного средства постоянна, «силы упругости пропорциональны деформациям упругих элементов», «силы сопротивления пропорциональны первой степени скорости смещения колёс» [141].

Установлено, что «при изменении жёсткости подвески силового агрегата наибольшие амплитуды возникают при совпадении частоты собственных колебаний силового агрегата на подвеске с частотой неподпрессоренных масс» транспортного средства [141]. Следовательно, в целях уменьшения колебаний целесообразно разделить названные частоты. При возрастании демпфирования в подвеске силового агрегата происходит снижение колебаний силового агрегата и рамы. С увеличением скорости перемещения транспортного средства, а также с ухудшением дорожного покрытия «спектральная плотность колебаний силового агрегата возрастает, в основном, в частотном диапазоне 8 – 12 Гц» [141].

Резкое трогание транспортной машины с места и интенсивный разгон обуславливают действие на силовой агрегат неперiodических сил, вызывающих его значительные колебания. При этом отмечено восприятие силовым агрегатом значительного реактивного момента [141]. Для снижения перемещений в подвеске силового агрегата следует использовать опоры с нелинейной жёсткостью, резко возрастающей при значительных нагрузках. Указанного эффекта удаётся достигнуть «без ухудшения виброизоляции подвески от сил давления газов и сил инерции» [141].

Дементьев Ю.В. [79] рассматривает четырёхмассовую плоскую эквивалентную модель колебаний, в которой силовой агрегат моделируется в виде массы, установленной на стержне, передний и задний концы которого с помощью пружин, имитирующих опоры силового агрегата, крепятся к длинному стержню, на котором установлена масса кузова. Последний стержень с помощью пружин передней и задней подвесок подсоединяется к передним и задним неподрессоренным массам, а те, в свою очередь, контактируют с дорогой посредством пружин, моделирующих шины. Рассмотрев взаимовлияние силового агрегата и транспортной машины на собственные частоты колебаний друг друга, автор делает вывод об его незначительности, что позволяет ему рассматривать в конкретных задачах упрощённые колебательные модели транспортной машины с жёстко закреплённым силовым агрегатом, а также модель силового агрегата на подвеске, установленной на жёстком основании.

Далее исследовались связанные колебания на пространственной модели с шестью степенями свободы для силового агрегата, установленного на жёстком основании. Жёсткости упругих опор раскладывались по направлениям главных осей упругости опор, которые в общем случае не совпадают с направлениями осей координат, принятых в расчётной схеме. Получены собственные частоты колебаний и относительные перемещения на этих частотах. Отмечено, что собственная частота неподрессоренных масс может попасть в диапазон собственных частот силового агрегата и оказывать существенное влияние на его резонансные перемещения. Сделан вывод о желательности некоторого уменьшения жёсткостей опор силового агрегата с тем, чтобы вывести диапазон собственных частот колебаний силового агрегата ниже возможного диапазона частот возбуждения от двигателя и собственной частоты колебаний неподрессоренных масс. Однако, чтобы перемещения силового агрегата при этом не выходили за допустимые пределы, в зоне больших перемещений надо иметь повышенную жёсткость опор. Таким образом, упругая характеристика опор должна быть кусочно-линейной с уменьшенной жёсткостью в зоне небольших перемещений и увеличенной – в области максимальных перемещений [79].

Изгибные колебания силового агрегата переднеприводного автомобиля исследовались с помощью плоской модели, в которой учитывались массы: двигателя и сцепления; картера сцепления; главной передачи с учётом масс карданных шарниров и половины масс полуосей; коробки передач. Указанные массы

устанавливались на стержень, концы которого опирались на жёсткое основание с помощью пружин, имитирующих опоры силового агрегата. Повлиять на резонансные частоты можно двумя способами: изменением масс и моментов инерции деталей, совершающих колебания, а также изменением жёсткостей деталей и элементов соединений между ними. Наиболее перспективно сочетание повышения жёсткости стыка картера сцепления с блоком двигателя и снижения (в пределах возможного) массы коробки передач [79].

Емельянов А.Е. [90] разработал динамическую модель колебаний силового агрегата в виде «крутильно-линейной системы». В первом варианте модели отсутствует учёт «крутильных колебаний в трансмиссии и реактивной связи коробки передач и мостов» [90]. Второй вариант предполагает включение в состав модели «крутильной системы, представленной массами, совершающими колебания от положения равновесия вокруг своих осей вращения» с учётом «моментов инерции вращающихся частей двигателя, коробки передач», элементов трансмиссии, передних и задних колёс, а также «автомобиля в виде маховика, кинетическая энергия которого эквивалентна кинетической энергии движущегося автомобиля» [90]. Такая модель учитывает крутильные колебания в трансмиссии, а также реактивную связь коробки передач и крутильных колебаний в трансмиссии. В третьем варианте динамической модели предлагается дополнительно принимать во внимание реактивные моменты на переднем и заднем мостах. Во всех случаях «реактивный момент вокруг продольной оси силового агрегата не учитывался», поскольку осуществлялось рассмотрение установившейся работы двигателя, когда указанный момент можно считать незначительным [90].

По результатам расчётов сделан вывод о целесообразности применения первого варианта модели, вследствие незначительности влияния реактивных звеньев и крутильных колебаний в трансмиссии на собственные частоты колебаний силового агрегата, поскольку приведённые моменты инерции и жёсткости элементов трансмиссии значительно меньше приведённых инерционных характеристик и жёсткостей опор силового агрегата.

При проектировании и доводке опор силового агрегата по критериям вибронегативности необходим учёт реактивной связи между коробкой передач и крутильными колебаниями в трансмиссии, что предполагает применение второго варианта модели [90].

Анилович В.Я. [10] отмечает, что одна из особенностей виброизоляции силового агрегата трактора заключается в наличии значительных стационарных случайных колебаний рамы. Следовательно, для обеспечения рациональной виброизоляции следует достигнуть минимума суммарного усилия, передающегося на раму и обусловленного, с одной стороны, неуравновешенными силами инерции двигателя, а с другой стороны, колебаниями рамы трактора. Однако, в случаях установки высокооборотных двигателей частотный диапазон между собственной частотой системы поддрессоривания остова трактора и частотой возбуждения колебаний со стороны двигателя может оказаться достаточно большим. Тогда выбор характеристик подвески силового агрегата может осуществляться посредством независимого выполнения условий минимума усилий, обусловленных неуравновешенными силами инерции двигателя, и вызванных колебаниями остова трактора в процессе его перемещения по опорной поверхности.

Другая особенность виброизоляции тракторов заключается в том, что вследствие подвижности рамы, смещения силового агрегата относительно остова трактора могут значительно превышать вибрации силового агрегата неподвижного трактора. В связи с недопустимостью больших относительных перемещений силового агрегата, обусловленной требованиями к системам охлаждения и смазки двигателя, в системе виброизоляции тракторного двигателя следует предусмотреть ограничительные упоры.

Как отмечает В.Я. Анилович, ещё одной особенностью является необходимость учёта в подобных расчётах массы и жёсткости рамы трактора [10]. Вследствие недостаточной жёсткости рамы, можно получить сниженную собственную частоту колебаний силового агрегата на подвеске, и появление резонанса рамы.

Гусаков Н.В. [78] предлагает две дополняющие друг друга плоские расчётные схемы. Первая из них описывает колебания в продольной плоскости автомобиля и представляется состоящей из пяти масс, расположенных в центрах тяжести силового агрегата, карданного вала, переднего и заднего карданных шарниров, заднего моста, с учётом моментов инерции этих масс относительно поперечных осей. Изгибная жёсткость силового агрегата моделируется стержнем, установленным на пружинах, учитывающих вертикальные жёсткости передних и задней опор силового агрегата. Масса силового агрегата устанавлива-

ется на этом стержне. Задний конец стержня шарнирно соединён с карданным валом со своей изгибной жёсткостью, а тот, в свою очередь, шарнирно прикрепляется к массе, представляющей собой задний мост. Сверху к нему подсоединена пружина с вертикальной жёсткостью подвески ведущего моста, а снизу – пружина, имитирующая радиальную жёсткость шин задних ведущих колёс. В расчётной схеме учтены «демпфирующие свойства элементов исследуемой конструкции и жёсткости кузова в местах его связи с балкой передней подвески, поперечиной задней опоры силового агрегата, рессорами и амортизаторами» [78]. В качестве возмущающих нагрузок приняты: «вертикальная составляющая неуравновешенных сил инерции двигателя»; центробежные силы, обусловленные дисбалансами вращающихся масс двигателя, переднего и заднего концов карданного вала, дисбалансом ведущих колёс; «переменная сила, являющаяся следствием пульсации крутящего момента в трансмиссии» [78].

Учитывать зависимость вибрационного возбуждения кузова от опрокидывающего момента двигателя удаётся с помощью дополнительной расчётной схемы. Ввиду высокой крутильной жёсткости силового агрегата, а также восприятия действия указанного момента в основном его передними опорами, принята плоская одномассовая расчётная схема, моделирующая установку силового агрегата в поперечной плоскости [78].

Выявлено, что при перемещении по ровной гладкой дороге на динамическую нагруженность передней части кузова существенное влияние оказывает неравномерность опрокидывающего момента двигателя (на малых его оборотах) и неуравновешенность сил инерции (на больших его оборотах). Улучшения виброизоляции передней части кузова возможно достигнуть посредством уменьшения жесткостей опор двигателя. В задней части кузова вибрационное возбуждение определяется динамическими нагрузками, появляющимися за счёт дисбаланса и погрешностей формы колёс ведущего моста [78].

Воздействие крутильных колебаний трансмиссии в наибольшей степени проявляется в задней части кузова при малых скоростях перемещения автомобиля. При его движении с высокими скоростями значительное увеличение вибрации кузова происходит за счёт резонансных изгибных колебаний [78].

В целях предупреждения резонансного состояния задней опоры силового агрегата рекомендовано значительное ужесточение соответствующей поперечи-

ны, а также повышение жёсткости прокладок между поперечиной и кронштейнами кузова [78].

В борьбе с крутильными колебаниями в трансмиссии наиболее перспективны «использование трёхшарнирной карданной передачи с промежуточной опорой карданных валов и использование карданной передачи с демпферными устройствами, встраиваемыми в опоры карданного вала» [78]. Последний способ более предпочтителен, поскольку не требует наличия промежуточной опоры, через которую происходит передача дополнительных динамических нагрузок на кузов. Предложена методика подбора параметров демпфера с резиновым упругодемпфирующим элементом.

В.В. Серебряков [268] осуществил аналитическое исследование трансмиссии автомобиля классической компоновки, представленной плоской пятимассовой линейной динамической системой, учитывающей массы двигателя, коробки передач, карданного вала, переднего карданного шарнира и заднего карданного шарнира вместе с задним мостом, соединяемые между собой стержнями с соответствующими жёсткостями. Жёсткости опор силового агрегата и рессор задней подвески моделируются пружинами. Получены собственные частоты и формы изгибных колебаний.

Выполнена оценка влияния жёсткости системы картеров (картер сцепления – картер коробки передач – удлинитель) на появление наиболее опасной резонансной частоты. Показано, что ужесточение картерной системы в пределах возможного (до двух раз) оказывает существенное влияние на колебания силового агрегата [268]. Увеличивая жёсткость вышеуказанной системы картеров, удаётся значительно повысить резонансные частоты колебаний. Однако, повышение жёсткости может сопровождаться возрастанием массы соответствующих агрегатов, поэтому экспериментальные резонансные частоты трансмиссии с ужесточёнными картерными деталями могут оказаться ниже полученных расчётным путём. Помимо этого, следует иметь в виду, что с повышением жёсткости картерных деталей на резонансные частоты начинают влиять значения жёсткостей стыков [268].

Систему дифференциальных уравнений, содержащую описание колебаний линейной пространственной модели транспортного средства, можно рассматривать в виде совокупности двух независимых систем [40]. Одна из них служит

для описания колебаний в продольной, а другая – в поперечной плоскости транспортного средства.

В целях обнаружения возможности независимого представления в указанных плоскостях колебаний нелинейной пространственной модели было проведено изучение взаимосвязи соответствующих колебаний. Причём, для оценки связанности применяли «функции взаимной спектральной плотности» [40]. В качестве объектов исследования выступали автомобили ЗиЛ-130 и Москвич-408. По результатам анализа установлено, что для рассмотренных режимов движения динамическую систему вполне допустимо приближённо представлять состоящей, во-первых, из системы с четырьмя степенями свободы для описания колебаний в вертикальной продольной плоскости, и, во-вторых, из системы с тремя степенями свободы, в которой за обобщённые координаты приняты угол поперечного крена кузова и два угла наклона мостов. «Следует отметить, что такое разделение колебаний автомобиля должно быть дополнительно проверено для других режимов движения (например, когда имеется большое число пробоев подвески и отрывов колёс от дороги) и для более ярко выраженных нелинейностей подвески» [40].

С целью дальнейшего упрощения рассмотрения колебаний в поперечной плоскости предлагалось подавать внешние дорожные воздействия «на передние и задние колёса по каждому следу автомобиля без сдвига во времени» [40], что обеспечит одинаковые углы наклона обоих мостов. В свою очередь, получить плоскую модель вертикальных колебаний можно, подавая «одинаковые воздействия по левому и правому следам» колёсной машины [40].

Выбор линейных моделей ограничен целым рядом допущений [296, 142, 275, 297, 312]. Например, предполагается, что дорожный микропрофиль под колёсами правого и левого бортов идентичен, что позволяет заменять оба колеса каждого моста одним колесом [18]. Поскольку реальное случайное дорожное воздействие не является симметричным, возникает потребность рассмотрения нелинейной пространственной динамической модели [296, 68, 116, 297]. Это влечёт за собой отказ от допущения о симметричности транспортного средства по отношению к продольной плоскости, мысленно проведённой через его центр тяжести [296].

В диссертации Кольцова В.И. отмечается, что «в ряде практически важных случаев, когда по условию задачи подвеска должна реагировать только на

пройденный профиль дороги, оказывается, что наилучшая или близкая к наилучшей подвеска может быть построена только на одних пассивных элементах (пружинах и амортизаторах)» [126]. «Если профиль дороги является гауссовским процессом, то наилучшая в смысле средних квадратов прогибов подвеска оказывается линейной» [126]. Однако, «если вместо ограничения среднеквадратичных прогибов, ограничить вероятности превышения допустимых прогибов (а это представляется более разумным), то наилучшая подвеска оказывается нелинейной при любом критерии комфортабельности» [126]. При одинаковых вероятностях превышения допустимых прогибов нелинейная подвеска может обеспечить меньшее значение среднеквадратичного ускорения кузова по сравнению с наилучшей линейной подвеской. Но «при одинаковых среднеквадратичных прогибах наименьшее значение среднеквадратичного ускорения кузова обеспечивает линейная подвеска» [126].

Если эластичные шины имеют малый коэффициент вязкого трения, и отсутствуют специальные динамические гасители колебаний колёс, то ограничение прогибов шины (вероятности отрыва шины от дороги), как правило, приводит к худшей плавности хода, чем ограничение прогибов упругого элемента подвески. При выполнении таких условий «подвеской, близкой к наилучшей, оказывается обычная рессорная подвеска с параллельным соединением пружины и амортизатора» в составе модели [126].

Плетнёв А.Е. [184] осуществил экспериментальное исследование вибровоздействий на перевозимые грузы, выполненное на примере трёх базовых моделей бортовых транспортных машин с грузоподъёмностями 4; 5,5; 7,5 т. Замеры виброускорений проводились для двух весовых состояний – с номинальной нагрузкой и без груза, в различных точках.

«Анализ экспериментальных кривых распределения виброускорений показал, что в большинстве случаев движения автомобилей по дорогам с хорошим и удовлетворительным качеством покрытия закон распределения виброускорений с высокой вероятностью можно признать нормальным» [184]. Отклонения от нормального закона, превышающие допустимые, были лишь при наличии существенных нелинейностей упругой характеристики подвески – при пробоях подвески, а также при движении с частичной загрузкой (20 – 30 % от номинальной), когда прогибы задней подвески происходили относительно точки, соответствующей включению дополнительной рессоры.

Вначале были проанализированы среднеквадратичные значения экспериментально полученных вертикальных ускорений.

«В общем диапазоне частот 0 – 100 Гц дисперсия виброускорений распределена так, что на полосы частот 5 – 15 Гц и 15 – 100 Гц приходится по 15 – 25 % всей дисперсии, а на полосу 0 – 5 Гц – 60 – 70 % всей дисперсии» [184]. Существует нелинейная зависимость среднеквадратичных ускорений от выбора точки замера по длине транспортного средства. Причём, «положение минимума среднеквадратичных ускорений зависит от нагрузки: при номинальной нагрузке минимум находится примерно посередине базы, а с уменьшением нагрузки смещается вперёд, в сторону более мягкой подвески» [184]. Наибольшие ускорения наблюдаются у заднего борта грузовой платформы. Рост скорости движения с 20 – 30 км/ч до 40 – 60 км/ч сопровождается возрастанием виброускорений в 1,5 – 2,5 раза.

Отмечается, что при рассмотрении задачи расчёта колебаний перевозимых объектов недостаточно оценки только среднеквадратичных величин вибродинамических воздействий. Эту задачу наиболее полноценно удастся решить путём спектрального анализа виброускорений характерных точек конструкции транспортного средства в принятых условиях движения [184].

Для обычных условий движения спектры вертикальных виброускорений подрессоренной части «имеют два максимума на частотах, близких к низкой и высокой парциальным собственным частотам колебаний автомобиля» [184]. При перемещении по ровным дорогам порожнего транспортного средства с небольшой скоростью спектр имеет лишь один максимум на частотах около 5 Гц. «В данных условиях подвеска заблокирована сухим трением, и колебания всего автомобиля происходят на шинах» [184]. С повышением скорости движения и повышением интенсивности возбуждения подвеска разблокируется, и на спектре становятся заметны два характерных пика. «Распределение спектров вертикальных ускорений по длине автомобиля хорошо согласуется с данными, полученными при анализе аналогичного распределения среднеквадратичных величин» [184]. Изменение весового состояния транспортного средства наиболее сильно влияет на вид спектра вблизи центра грузовой платформы и задней оси. Для центра грузовой платформы спектр имеет первый максимум на 1,7 – 2,0 Гц при движении с грузом и 2,5 – 4 Гц – без него.

При перемещении по неровным дорогам, кроме вертикальных, на груз воздействуют и горизонтальные линейные ускорения, составляющие, в среднем, 25 – 50 % от вертикальных [184]. «По частотному составу они отличаются от вертикальных отсутствием низкочастотного максимума спектра (1,6 – 2,5 Гц) и наличием дополнительных подъёмов в спектре на частотах 6 – 8 Гц и 11 – 13 Гц» [184]. Причём, на частотах свыше 15 Гц рассматриваемые спектры не имели резких подъёмов, а их ординаты были сравнительно невелики [184].

По результатам спектрального анализа «вертикальных виброускорений центра грузовой платформы определена зона между огибающими всех наблюдавшихся спектров (нормированных по дисперсии)» [184]. «Осреднённые нормированные спектры виброускорений центра грузовой платформы гружёного и порожнего автомобиля дают возможность достаточно верно оценить частотный состав виброускорений в различных условиях» [184, 178], задавшись определённой величиной среднеквадратичного ускорения.

Оценочный расчёт вибровоздействий на перевозимый груз выполнялся с помощью двухмассовой модели, имитировавшей заднюю подвеску гружёных и порожних автомобилей при движении по булыжным дорогам [184]. Характеристики шин и рессор задавались линейными, но учитывалось наличие сухого и вязкого трения в подвеске, сглаживающая способность шин при постоянной длине пятна контакта и отрыв колеса от дороги.

В дополнении к сказанному, следует обратить внимание на то, что «для снижения динамических воздействий на подрессоренную массу автомобиля весьма важно обеспечить уменьшение межлистовых сил трения, соответствующих максимумам деформаций рессоры в конце хода сжатия и начале хода отбоя» (Савельев В.А. [259]). Для задней подвески грузового транспортного средства этого эффекта удаётся достигнуть установкой правого и левого полых резиновых буферов ходов сжатия вместо стального листового подрессорника. При перемещении негружёной или частично загруженной транспортной машины динамические воздействия на подрессоренную массу в значительной степени определяются «нагрузкой на подвеску, соответствующей включению в работу дополнительного упругого элемента» [259].

Певзнер Я.М. и Тихонов А.А. [180, 181] осуществили работы по обследованию микропрофилей основных типов автомобильных дорог. После статистической обработки результатов обмера дорожных неровностей получены корре-

ляционные функции микропрофилей, которые аппроксимировались, как правило, двумя слагаемыми, одно из которых является экспонентой, а второе – произведением экспоненты на косинус. В некоторых случаях удовлетворительная аппроксимация достигалась только одним из этих слагаемых. При помощи преобразования Фурье получены соответствующие расчётные уравнения спектральных плотностей воздействия микропрофиля дорог.

Певзнер Я.М. в работе [181] рассматривает подвеску транспортного средства с учётом неподрессоренных масс и упругости шин. Проанализировав графики изменения среднеквадратичных ускорений кузова, а также относительных перемещений кузова и колёс, удалось установить, что «разница спектрального состава различных участков дорог одного и того же типа существенно не сказывается на конечных результатах расчёта» [181]. В связи с этим, для расчётов следует применять некоторые осреднённые выражения корреляционных функций для данного типа дорог. Для оценки вибронагруженности предложено, наряду со среднеквадратичными значениями ускорений, ввести критерий повторяемости пробоев в подвеске.

По данным Агеева М.Д. и Агеевой Н.Д. [4], корреляционную функцию продольного микропрофиля допустимо аппроксимировать произведением экспоненты на косинус.

Ведемейер Е.А. [42] использовал для обмеров ватерпас, а также пятиметровую рейку. Характерные неровности обследованных им дорог имели длину 1,1 м, 3,3 м, 9,5 м.

Цимбалин В.Б. [300] предложил осуществлять обмер микропрофиля с помощью балансирной тележки. Такой способ хотя и сокращает время обмера, но имеет недостаток, связанный с ограниченностью колёсной базы тележки и невозможностью обмера неровностей большой длины с достаточной точностью.

Афанасьев В.Л., Хачатуров А.А. [12] предлагают использовать специально сконструированную тележку, буксируемую транспортной машиной. Наряду с высокой производительностью, такой метод, по мнению авторов, обеспечивает и хорошую точность.

Как отмечает Пархиловский И.Г. [169], поскольку дорожные неровности расположены непрерывно, а изменение их параметров осуществляется случайным образом, то, предполагая однородность покрытия и степени его изнашивания, дорожную поверхность допустимо рассматривать как стационарную, эрго-

дическую, имеющую нормальную плотность распределения случайную функцию двух независимых переменных (длины и ширины дорожного полотна). Тогда в качестве исчерпывающей вероятностной характеристики следует использовать двумерную корреляционную функцию.

В связи с тем, что в процессе расчётов рассматривают колебания подрессоренной и неподрессоренных масс транспортного средства в продольной и поперечной плоскостях, в целях упрощения следует осуществлять определение именно тех вероятностных характеристик, которые обуславливают появление этих колебаний. Поэтому допустимо описание дорожной поверхности с использованием двух случайных функций – ординаты среднего сечения и угла наклона поперечного сечения. Указанные функции можно считать некоррелированными. Тогда статистическое описание поверхности дороги сводится к определению двух одномерных корреляционных функций [169].

В работе [172] Пархиловский И.Г. определил вероятностные характеристики дорожных поверхностей посредством обмера дорожных неровностей в двух параллельных сечениях, расположенных на расстоянии колёсной колеи, то есть под колёсами правого и левого бортов транспортной машины. В обоих сечениях одного и того же дорожного участка корреляционные функции микропрофиля мало различались между собой и аппроксимировались одной функцией.

Кроме того, Пархиловским И.Г. [169] предложен метод определения статистических характеристик микропрофиля по результатам их воздействия на транспортное средство, без обмера сечений, то есть с помощью решения обратной задачи. Расчёты проводились в предположении равенства единице коэффициента распределения подрессоренных масс и линейности упругих и демпфирующих характеристик подвески.

Между характеристиками колебательной системы, воздействия и дисперсией случайного процесса, вызванного в колебательной системе этим воздействием, существует определённая связь. Если определить амплитудно-частотные характеристики по заданным параметрам динамической системы и использовать кривую изменения дисперсии случайного процесса, полученную по экспериментальным результатам, то можно определить характеристики воздействия – спектральную плотность и корреляционную функцию [169, 172]. Для этого следует задаться близкой к действительной функцией корреляции дорожного мик-

ропрофиля с неопределёнными коэффициентами, определить по ней спектральную плотность воздействия и после подстановки в выражение дисперсии процесса и соответствующих преобразований подобрать числовые значения этих коэффициентов. При этом автор предлагает использовать для изношенных дорог, независимо от типа покрытия, корреляционную функцию в виде произведения экспоненты на косинус. Параметры функции корреляции определяются типом дороги и степенью её износа. Описанный способ применим только в тех случаях, когда заранее известен вид корреляционной функции дорожного микропрофиля.

При определении вероятностных характеристик дорожного участка, имеющего ограниченную длину, его микропрофиль рассматривают в виде стационарной случайной функции. Однако, в этом случае приходится ограничивать наибольшую длину волны, которую можно точно учесть в спектральной плотности дорожного микропрофиля. Учитываемая длина волны определяется частотой самой низкой составляющей в исследуемом процессе и скоростью транспортного средства [169].

Путём применения уравнения Фоккера – Планка – Колмогорова в частных производных удалось доказать, что «для известных законов изменения упругой характеристики подвески плотность распределения процесса относительных вертикальных колебаний кузова и колёс близка к нормальной» [169].

Силаев А.А., рассматривая микропрофили дорог как стационарные случайные функции, а подвеску транспортного средства как линейную динамическую систему, разработал основные положения спектральной теории подрессоривания [269]. Анализируя свойства передаточных функций линейной динамической системы, Силаев А.А. показал, что при помощи функционального преобразования Лапласа можно определить как установившиеся, так и переходные процессы в этой системе при любом воздействии. Представляя подвеску транспортного средства в виде линейной разомкнутой системы автоматического регулирования, находящейся под воздействием стационарного случайного возмущения, автор излагает методику определения энергетических спектров и среднеквадратичных значений параметров вибронагруженности по энергетическому спектру воздействия [269]. В качестве примера рассматривается многоопорная транспортная машина с линейными характеристиками рессор и амортизаторов. Неподрессоренные массы, упругость и демпфирование шин не учитываются.

Необходимость расчёта современных критериев оценки вибронгруженности, базирующихся на анализе спектральных характеристик колебательных процессов, обуславливает необходимость уточнения динамических моделей транспортных средств. «При выборе структуры динамической модели автомобиля решающее значение с точки зрения достоверности результатов имеют три проблемы: учёт количества числа степеней свободы; влияние нелинейности колебательных характеристик автомобиля; способность упругого колеса сглаживать неровности микропрофиля дороги» [184].

В работе В.Н. Кравца [132] рассматривается шестимассовая пространственная модель легкового автомобиля, базирующаяся на использовании уравнений малых движений тел. В расчётной схеме учитываются подрессоренная масса, а также неподрессоренные массы, приходящиеся на каждое из четырёх колёс. Шины и подвески заменены параллельно соединёнными элементами с постоянными эквивалентными жесткостью и демпфированием, без детализации направляющего аппарата. Сглаживающие и поглощающие свойства шины не учитываются, а её контакт с дорожной поверхностью считается точечным. В целях уточнения расчётов динамическая радиальная жёсткость и коэффициент демпфирования шины при различных колебательных режимах определялись отдельно, в стендовых и дорожных условиях, на специально разработанных устройствах. Подсистема «человек – подрессоренное сиденье» моделируется в виде одной массы, установленной с помощью параллельно соединённых пружины и демпфера на подрессоренной массе.

Автор рассматривает случаи перемещения легкового автомобиля по асфальтобетонному и цементобетонному покрытиям, считая микропрофиль, подаваемый на колёса левого и правого борта, одинаковым [132]. Что касается рассмотрения вертикальной динамической реакции на соответствующем колесе при движении по дорогам с указанным покрытием, то здесь В.Н. Кравец использует плоскую двухмассовую расчётную схему, моделирующую переднюю или заднюю подвеску неполноприводного легкового автомобиля [132]. При этом пришлось пренебречь взаимосвязью колебаний подрессоренной массы автотранспортного средства на задних и передних подвесках, считая, что коэффициент распределения подрессоренной массы близок к единице.

И.С. Цитович, В.Б. Альгин [301] предлагают дополнить плоскую трёхмассовую колебательную систему двухосной транспортной машины учётом воз-

действия трансмиссии. Маховую массу картера ведущего моста, на которую воздействует реактивный момент, появляющийся в процессе преобразования крутящего момента главной передачей, через упругое звено, учитывающее возможность скручивания рессор, связывают с подрессоренной массой. Посредством этой связи подрессоренной массе передаётся реактивный момент, вызывающий её поворот. Кроме того, на подрессоренную массу оказывают воздействие ещё два момента от упругих звеньев, имитирующих податливость передней и задней подвесок в продольном направлении. В модели использована схема двигателя с разнесёнными маховыми массами. Одна из них представляет собой маховые массы, расположенные вблизи периферии колеса, а другая – маховые массы, находящиеся вблизи оси колеса, соединённые с неподдресоренной массой пружиной, имитирующей горизонтальную податливость шин. Между этими элементами предлагается установить звено, моделирующее податливость шин на кручение. Получается довольно сложная система, при составлении дифференциальных уравнений для которой авторы делают ряд допущений. Этим авторы и ограничиваются, не приводя результатов расчётов и динамического анализа.

Енаев А.А. [93] в качестве расчётной схемы принимает за основу распространённую плоскую трёхмассовую модель колебаний транспортного средства, отличающуюся приложением в точках контакта колёс с дорожной поверхностью тормозных усилий на всех колёсах, вызывающих появление силы инерции, приложенной к центру тяжести. Затормаживание колёс происходит в момент начала процесса торможения, то есть осуществляется мгновенно. Что касается коэффициента сцепления шин с дорожной поверхностью, то предполагается, что скорость перемещения на него не влияет, «и его изменчивость полностью оценивается статистической характеристикой выборочного значения на пути торможения» [93]. Осуществляется рассмотрение только вертикальных колебаний транспортного средства на колёсах, не вращающихся после начала процесса торможения. Тангенциальную жёсткость каждой из шин в кинематических связях колёс с опорной поверхностью рассматривали только в связи с изменением радиальной жёсткости. Воздействие дорожных неровностей на колёса левого и правого бортов считается симметричным, то есть представлена плоская колебательная система. Причём, все силы и моменты, появляющиеся в подвеске вследствие приложения касательных тормозных усилий в точках контакта колёс с до-

рожной поверхностью, считаются «уравновешенными реакциями направляющего устройства, обеспечивающего только одну степень свободы для относительного вертикального перемещения моста и подрессоренной массы» [93]. Характеристики упругих и демпфирующих усилий принимаются линейными.

А.Д. Дербаремдикеру [82] с учётом сухого трения в подвеске удалось определить оптимальную прогрессивную характеристику амортизатора, имеющую квадратичный вид при докритических скоростях колебаний кузова колёсной машины. В случае превышения критической скорости колебаний следует обеспечить ограничение демпфирующего усилия, если это не влечёт за собой уменьшения затухания колебаний неподрессоренных масс и снижения безопасности передвижения.

Установлена роль коэффициентов сопротивления амортизатора на клапанном режиме его работы в гашении колебаний неподрессоренной массы, что во многом определяет безотрывный характер качения колеса и сказывается на безопасности движения. Чем меньше названный коэффициент, тем меньше коэффициент затухания при возрастании скорости транспортного средства. Этим обусловлена необходимость построения характеристики затухания не только подрессоренной, но и неподрессоренной массы, в особенности, когда последняя значительна, например, в случае задних ведущих мостов транспортной машины [82].

Показано, что для неподрессоренной массы затухание колебаний «должно быть аperiodическим или близким к нему» [82], что обуславливает наличие ограничений при выборе несимметричности характеристики амортизатора.

А.Д. Дербаремдикером теоретически проанализированы рабочие процессы для телескопического амортизатора «на основе предположения об установившемся изотермическом движении жидкости в элементах дросселирующей системы» [82]. Кроме того, установлены основные закономерности рабочих процессов для неустановившихся режимов.

В работе Фурунжиева Р.И. [292] осуществлено сравнение установки амортизатора с кусочно-линейной и квадратичной характеристиками с помощью двухмассовой модели, учитывающей нелинейность характеристик системы с параметрами передней подвески автомобиля МАЗ-500 с полной загрузкой. Сопоставление производилось для трёх случаев равенства энергий: 1) рассеиваемых при совершении свободных колебаний; 2) рассеиваемых во время переезда

через препятствие; 3) затрачиваемых на колебания. Сначала проводились вычисления для амортизатора с кусочно-линейной характеристикой. Далее, путём последовательного подбора коэффициента при квадратичной характеристике, последовательно удовлетворялось каждое из трёх указанных условий.

Установлено, что для рассмотренных колебательных параметров, относящихся к тяжёлым транспортным машинам, применение амортизатора с кусочно-линейной характеристикой позволяет достигнуть несколько меньших ускорений подрессоренной массы при больших деформациях рессор (в пределах динамического хода подвески). Поскольку на выбор характеристики амортизатора по энергетическим соотношениям влияют высота и частота неровностей, форма характеристики упругого элемента, характеристики шины и сухое трение в рессорах, целесообразность той или иной характеристики амортизатора необходимо уточнять для каждого конкретного случая по приведённой в работе методике. Для тяжёлых автомобилей МАЗ следует увеличивать сопротивление амортизаторов на ходах сжатия, вплоть до применения симметричной по наклону на начальном участке характеристики. При составлении алгоритма синтеза характеристики амортизатора выведена аналитическая зависимость текущего значения ускорения подрессоренной массы от максимально допускаемого с учётом включения ограничительных клапанов и частоты изменения ускорений [292]. Такой синтез выполнялся на двухмассовой модели, учитывавшей нелинейности характеристик упругих элементов и шин при наличии сухого трения [292]. В частности, приведены результаты синтеза при установке амортизатора в подвеске с упругими элементами, обладающими кусочно-линейной и нелинейной (в случае пневмогидравлического элемента) характеристиками для случаев периодически повторяющихся и единичных воздействий.

Конев А.Д. [127], применив трёхмассовую модель с учётом нелинейностей характеристик амортизаторов и возможности отрыва колёс от поверхности дороги, пришёл к следующим выводам.

При анализе среднеквадратичных ускорений стационарных случайных колебаний оказалось, что «нелинейность и несимметричность характеристики амортизатора не оказывают существенного влияния на ускорения подрессоренной массы и показатели стабильности контакта колёс с дорогой» [127]. Причём, нелинейность исследовалась на симметричной характеристике, имеющей перегибы вследствие открытия разгрузочных клапанов.

Относительные перемещения кузова и колёс более подвержены влиянию формы характеристики амортизатора, особенно в случаях значительной несимметричности характеристики амортизатора, когда коэффициенты сопротивления на ходах сжатия и отбоя различались более, чем в 2 раза. Для амортизатора одностороннего действия указанные перемещения возрастали на 20 – 30 % по сравнению с вариантами стандартной и симметричной характеристик [127].

На оценочные показатели системы поддрессоривания существенное влияние оказывает «усреднённый коэффициент сопротивления амортизатора» [127], который в случае нелинейной характеристики представляет собой переменную величину, зависящую от условий внешнего возбуждения.

В случаях переезда отдельных больших неровностей нелинейности характеристики амортизатора, обусловленные открытием разгрузочных клапанов, дают возможность уменьшения максимальных ускорений поддрессоренных масс без значительного увеличения длительности затухающих колебаний [127].

При движении в обычных дорожных условиях и отсутствии регулируемого упругого элемента отсутствует необходимость регулировки амортизатора «в зависимости от скорости движения, качества дороги и величины перевозимой нагрузки» [127]. Регулировка, определяемая скоростью движения, целесообразна для высокоскоростных транспортных средств, когда первостепенную роль играют требования безопасности движения [127]. Для вариантов значительного изменения загрузки транспортного средства, при наличии у него регулируемой по жёсткости (в частности, пневматической) подвески, следует выполнять соответствующую регулировку амортизатора. Наибольшую эффективность обеспечит регулировка амортизаторов «по абсолютной скорости колебаний поддрессоренной массы» [127].

Мусарский Р.А. [155] вводит понятие динамической характеристики гидравлического амортизатора. Как показали результаты стендовых испытаний, функционирование двухтрубного амортизатора удобно описывать нелинейной вязко-упругой моделью Фойгта – Кельвина, а однотрубного амортизатора – моделью Пойтинга – Томсона. Наличие динамической упругости, присущей гидравлическим амортизаторам, влечёт за собой повышение суммарной упругости подвески, а следовательно, к возрастанию вибронегативности. В случае линейной демпфирующей характеристики подвески каждой скорости движения транспортного средства соответствует свой коэффициент демпфирования амор-

тизатора, который обеспечивает минимум дисперсии вертикальных ускорений кузова. По мнению Мусарского Р.А., в целом несимметричность характеристики амортизатора не играет решающей роли как в переходном режиме, так и в режиме установившихся колебаний [155].

Ю.Б. Беленький [24] проводил теоретические исследования телескопических амортизаторов различных типов. Были получены зависимости диаметров поршня и штока для различных соотношений демпфирующих усилий при совершении ходов сжатия и отбоя.

Пархиловским И.Г. [169] осуществлён вывод аналитических зависимостей, позволивших по известным параметрам транспортного средства и вероятностным характеристикам дорожного микропрофиля вычислять вероятностные характеристики нагрузочного режима амортизатора, под которым предложено понимать среднюю энергию, поглощаемую амортизатором в единицу времени. Доказана эквивалентность нагрузочного и термодинамического режимов работы амортизатора при установившемся движении транспортного средства в естественных дорожных условиях. Установлена эквивалентность двух амортизаторов с различными нелинейными характеристиками при условии рассеяния одного и того же количества энергии в единицу времени. Следует заметить, что расчёты выполнялись на модели с двумя степенями свободы.

Воеводенко С.М. [47] экспериментально установил, что в случае гармонического внешнего воздействия частота деформации на упругие и диссипативные свойства рессор влияния не оказывает. Однако, при уменьшении амплитуды деформаций жёсткость многолистовой рессоры, а также коэффициент диссипации, под которым понимается отношение диссипативной силы к амплитуде деформаций, существенно увеличиваются. Упругие и диссипативные характеристики рессор существенно зависят от уровня (среднеквадратичного значения) случайного воздействия. Чем ровнее дорога, тем меньше уровень деформаций, и тем выше эквивалентная жёсткость. Кроме того, с уменьшением скоростей деформаций существенно возрастает эквивалентный коэффициент неупругого сопротивления. При одинаковых номинальных жёсткостях, определённых по средней линии внешней характеристики, жёсткости малолистовых рессор «при амплитуде деформаций 2...5 мм в 2,5 – 5 раз меньше, чем многолистовых» [47]. На основе сопоставления экспериментальных петель гистерезиса упругих характеристик с расчётными было предложено аппроксимировать кривые полу-

цикла суммой двух экспонент с соответствующими весовыми коэффициентами. Приведён расчётно-эмпирический способ определения параметров экспонент [47].

В монографии И.Г. Пархиловского [170] представлены методики расчёта общих размеров и размеров отдельных листов рессоры; определения статической стрелы прогиба рессоры; нахождения стрелы выгиба коренного листа собранной рессоры по радиусам листов в свободном состоянии; вычисления длин отдельных листов рессоры; расчёта радиусов кривизны листов в свободном состоянии; оценки изменения кривизны листов при дробеструйной обработке; проектирования листов однолистных рессор и ряд других вопросов.

В работах Ю.Б. Беленького [24, 25] получены теоретические зависимости для расчёта параметров упругого элемента пневмогидравлической подвески телескопического типа с противодавлением и без него. Предложена методика графо-аналитического определения частоты собственных колебаний подвесок телескопического типа как с учётом сопротивления амортизатора, так и без его учёта [25]. Для нелинейной пневмогидравлической подвески без противодавления и при его наличии получены формулы для определения периода колебаний [24].

В работах Я.М. Певзнера [173, 174], касающихся нелинейных подвесок, рассмотрены расчёты характеристик пневмогидравлических подвесок телескопического типа, а также пневматических – баллонного и диафрагменного типов. Проанализированы характеристики упругих элементов с точки зрения изменения частоты собственных колебаний, в зависимости от величины статической нагрузки. Указывается, что в отличие от подвесок с линейной характеристикой, у которых частота собственных колебаний с увеличением нагрузки уменьшается, для пневмогидравлических подвесок наблюдается обратное явление: с повышением статической нагрузки на упругий элемент частота собственных колебаний подвески возрастает. Для пневмогидравлических подвесок без противодавления с постоянным весовым количеством газа это возрастание пропорционально корню квадратному из соотношения нагрузок на упругий элемент. Для подвесок с противодавлением с постоянным весовым количеством газа в обеих полостях изменение частоты собственных колебаний при изменении нагрузки зависит от параметров зарядки цилиндров подвески. Например, можно подобрать характеристику подвески, обеспечивающую постоянную частоту для неко-

того диапазона изменений нагрузки. Известны также работы Я.М. Певзнера по подбору оптимального соотношения жёсткостей для комбинированной подвески, состоящей из пневматического упругого элемента и листовой рессоры [175].

В диссертации Журавлёва С.С. [107] на основании теоретических расчётов, проведённых для одномассовой системы без учёта амортизатора в случае абсолютно жёстких шин, показано, что для сохранения постоянства частоты собственных колебаний пневмогидравлической подвески с противодавлением для одинаковых амплитуд при любой статической нагрузке, необходимо и достаточно обеспечение: 1) постоянства соотношения давлений газа в рабочей полости и полости противодавления; 2) постоянства отношения приведённых столбов газа в этих полостях; 3) неизменности величины приведённого столба газа в рабочей полости. Для пневмогидравлических подвесок без противодавления условием постоянства частоты собственных колебаний является постоянство приведённой высоты столба газа в рабочей полости цилиндра подвески.

Дальнейший теоретический анализ показал, что как для подвесок с противодавлением, так и без него, учёт жёсткости шин уменьшает частоту собственных колебаний подрессоренной массы. Поэтому для обеспечения постоянства частоты собственных колебаний подрессоренной массы с учётом жёсткостей подвески и шин необходимо к указанным выше условиям постоянства частоты для одномассовой колебательной системы добавить необходимость сохранения постоянным статического прогиба шин. Показано, что при проектировании системы подрессоривания большегрузных транспортных машин (в частности, БелАЗ-549), жёсткость подвески следует выбирать с учётом статической характеристики шин [107].

Обращает на себя внимание необходимость учёта податливости рамных конструкций [297]. Конечно, в основном это применимо к расчёту вибронагруженности длиннобазных автотранспортных средств. Тем не менее, у автомобилей с нормальной и даже достаточно короткой колёсной базой, обладающих рамной конструкцией несущей системы, её упругие свойства неизбежно отражаются на колебаниях, что неизбежно влияет на оценку вибронагруженности [297].

Во-первых, оказывает влияние податливость на кручение несущей системы [297], поскольку её крутильная жёсткость может быть даже соизмерима с

поперечно-угловой жёсткостью подвесок транспортного средства [308]. В частности, в различных сечениях несущей системы транспортного средства может наблюдаться различие поперечно-угловых ускорений в несколько раз [18, 296].

В свою очередь, на оценку вибронагруженности может оказывать влияние и изгибная жёсткость несущей системы [36]. Например, в работе уральских учёных Кузнецова П.Ф. и Найдёнова И.А. [134] было экспериментально установлено, что повышение изгибной жёсткости рамы автомобиля Урал-377 обеспечивает двукратное снижение угловых колебаний кабины, а также её продольных ускорений. Кузнецов В.П. [135] по результатам экспериментального определения для Урал-4320 собственных частот колебаний рамы при изгибе установил, что собственные частоты первого тона изгибных колебаний рамы с грузом и без груза близки к собственным частотам неподрессоренных масс. В работе [282] указано, что определяющее влияние на вертикальную вибронагруженность оказывают лишь первая и вторая формы изгибных колебаний рамной конструкции транспортной машины, а также колебания передней части кабины.

Обычно оценка вертикальной вибронагруженности выполняется по колебаниям в ограниченном частотном диапазоне от 0,7 до 22,4 Гц. Поэтому предполагается применение или дискретной модели транспортного средства, представляющей собой систему сосредоточенных масс, связанных друг с другом посредством упругих и демпфирующих элементов, или модели, обладающей распределёнными параметрами и учитывающей только собственные формы колебаний, частоты которых находятся в названном интервале [297].

К настоящему времени осуществлена достаточно подробная разработка дискретных моделей колебаний транспортных средств, где поддрессоренные и неподрессоренные массы представлены в виде твёрдых тел [296, 252, 312].

Одной из первых работ, где была продемонстрирована модель транспортного средства, несущая система которого обладает податливостью на кручение, является статья Н.Н. Яценко, П.И. Митянина, Л.А. Жогова [311]. Для учёта крутильной жёсткости рамы поддрессоренные части в ней рассматривались в виде двух масс, расположенных над подвесками и связанных между собой упруго-демпфирующими элементами, учитывающими упругость и трение в несущей системе транспортного средства [311].

Однако, в такой модели удаётся приближённо учитывать только основную (первую) форму крутильных колебаний упругой рамы, что неприемлемо при

уточнённой оценке вибронегруженности [100]. В связи с этим, в работе В.Б. Проскуракова [246] указанная расчётная система была модернизирована так, что подрессоренная масса была разделена на определённое число масс, жёстко связанных при изгибе и соединённых упруго при кручении.

Уже появился целый ряд исследований, в которых представлены различные динамические модели транспортных средств с учётом податливости конструкций несущих систем на изгиб и кручение [99, 100, 101, 297]. Так, например, в работе [297] предлагается несущую систему грузовой машины представить в виде упругого стержня, обладающего переменными величинами погонной массы и жёсткости, распределёнными в соответствии с их распределением у несущей системы.

В статье [101] рассматривается пространственная модель двухосного транспортного средства с представлением несущей системы в виде балки, для которой жёсткость на кручение и момент инерции относительно продольной оси распределены по двум участкам, в пределах которых погонный момент инерции и жёсткость постоянны. Сечения балки при поперечно-угловых колебаниях остаются в своей плоскости. При этом восстанавливающие моменты пропорциональны углам поворота. Колебания считаются малыми; влиянием на них поперечных реакций на колёсах пренебрегают. Считается, что по отношению к своей продольной плоскости транспортное средство полностью симметрично. К левому и правому концам стержня жёстко крепятся поперечины, к которым шарнирно подсоединены параллельно включённые пружина и демпфер, моделирующие соответствующие элементы подвески. Предусмотрено также нижнее шарнирное крепление элементов подвесок к поперечно расположенным жёстким балкам переднего и заднего мостов. Для каждого из колёс учитывается упругость шины в виде пружины, крепящейся к балке моста. Сделанные допущения позволяют рассматривать поперечно-угловые колебания и колебания в продольной плоскости независимо. Парсамяном А.С. [168] показано, что при расчётах по такой модели следует учитывать не менее трёх тонов упругих колебаний.

Борисевич В.Б. [36] рассматривает плоскую модель транспортного средства с несущей системой в виде свободного стержня, состоящего из n участков, на каждом из которых погонная масса и жёсткость постоянны. Инерцией поворота сечений стержня и деформацией сдвига пренебрегает. Упругие деформации

считаются малыми и подчиняются закону Гука. К несущей системе жёстко прикреплены сосредоточенные массы, соответствующие установленным на раме узлам и агрегатам. Колебания системы считаются малыми, контакт шин с дорогой – точечным. Силовой агрегат и кабина установлены на стержне с помощью опор, моделируемых в виде параллельно включённых пружины и демпфера.

Расчёт собственных частот и форм колебаний осуществлялся для автомобиля ЗиЛ-130 с полной массой. Рассматривались системы с 8, 9, 10, 11, 12 и 13 степенями свободы. Система с 8 степенями свободы представляла собой дискретную модель, в которой несущая система, силовой агрегат, кабина, мосты представлены в виде твёрдых тел. В системе с 9 степенями свободы предусматривался учёт только первого тона изгибных колебаний, совершаемых упругой несущей системой и так далее. Система с 13 степенями свободы позволила принимать во внимание пять тонов изгибных колебаний, совершаемых упругой несущей системой [36].

Было установлено, что для расчёта тех частот собственных колебаний, значения которых не превосходят 30 Гц, достаточен учёт не менее первых двух тонов упругих изгибных колебаний несущей системы. Кроме того, существенно влияние упругих колебаний несущей системы на колебания агрегатов автомобиля, установленных на раме, «если парциальные частоты их колебаний достаточно велики и близки к собственным частотам низших тонов упругих изгибных колебаний несущей системы автомобиля» [36].

Названные модели обеспечивают получение достаточно достоверных результатов при расчётах вибронагруженности конструкций с учётом изгибных и крутильных колебаний рам хребтового типа, а также при наличии несущих корпусов. Повысить точность получаемых результатов с учётом кручения рам лестничного типа удастся при использовании в расчётах экспериментальных жесткостных параметров при кручении несущей системы [98].

В связи с вышесказанным, появляется потребность построения такой модели транспортного средства с рамой лестничного типа, применение которой обеспечило бы получение уточнённых оценок общей и местной нагруженностей несущей системы, без использования экспериментальных данных по жесткостным параметрам при кручении рам, лишь на основе конструктивных параметров несущей системы. В этих целях несущую систему в работе [98] рекомендуется представить уже не в виде одного упругого стержня, а заменить эквивалентной

системой стержней. В такой расчётной схеме лонжероны и поперечины рамы моделируются тонкостенными стержнями, работающими согласно теории В.З. Власова, в соответствии с которой, как инерцией поворота, так и деформациями сдвига в процессе изгиба стержней можно пренебречь, а во время стеснённого кручения отсутствуют изменения формы поперечных сечений стержней, а также деформации сдвига их срединных плоскостей [277].

Обращает на себя внимание то обстоятельство, что моделирование динамического поведения несущей системы представляет собой весьма сложную задачу [297]. Даже отдельно рассматриваемая рама транспортного средства является статически неопределимой упругой системой, расчёт которой связан с учётом ряда особенностей и рассматривается в работах [26, 27, 38, 55, 108, 246]. Дополнительные сложности обуславливает необходимость установки на раму различных агрегатов. Вопросы статического расчёта кузовов автотранспортных средств нашли отражение в работах [56, 306].

Следует иметь в виду, что крутильная жёсткость несущей системы грузовика (под которой в работе [308] понимается рама вместе с установленными на ней агрегатами) на 30 – 50 % превышает жёсткость отдельно рассматриваемой рамы [308]. Поэтому нельзя не принимать во внимание этого фактора.

Наиболее эффективный подход к рассмотрению задачи анализа динамического поведения конструкции транспортного средства связан с реализацией метода конечных элементов [23, 52, 111, 264, 314, 322]. Применительно к прочностным расчётам несущих конструкций транспортных средств метод конечных элементов был подробно разработан в трудах В.П. Агапова [2, 3], В.Н. Зузова [113, 114], С.К. Карцова [116], О.А. Русанова [196, 197] и др.

Существенного повышения точности получаемых результатов удаётся достигнуть путём включения конечно-элементных моделей несущих систем в пространственные нелинейные динамические модели транспортных средств. Общая методика построения конечно-элементных моделей рамных конструкций [51] предусматривает представление рамы в виде совокупности крупных фрагментов – частей рассматриваемой конструкции. В общем случае, в пределах таких фрагментов применяются различные модели напряжённо-деформированного состояния. Например, при моделировании напряжённо-деформированного состояния пролётов балок пользуются соотношениями теории тонкостенных стержней [98, 277], в областях расположения узловых соеди-

нений, а также вблизи вырезов, применяют различные теории пластин и оболочек, а при наличии закреплённых на раме кронштейнах следует применять соотношения трёхмерной теории упругости.

Таким образом, для рассматриваемого фрагмента несущей системы можно составить несколько конечно-элементных моделей в зависимости от целей расчёта и требуемой точности. Для формирования основных расчётных моделей рам грузовых машин применяют стержневые, а также комбинированные (оболочечно-стержневые) конечно-элементные модели [51]. В стержневых конечно-элементных моделях раму представляют в виде системы стержневых конечных элементов, соединяемых друг с другом в точечных узлах. Применение же комбинированных конечно-элементных моделей предполагает моделирование отдельных элементов рамной конструкции оболочечными элементами (например, места соединения лонжерона и поперечнины рамы). В свою очередь, пролёты балок, как правило, аппроксимируются конечными элементами в виде тонкостенных стержней.

В работе [110] отмечено, что при моделировании несущих систем транспортных средств достаточно широкое применение находят пространственные тонкостенные конечные элементы с открытым профилем. В информации о конечном элементе в виде тонкостенного стержня учитывают тип матрицы жёсткости, основные свойства материала, конфигурацию поперечного сечения стержня, узловые податливости, а также эксцентриситеты в соединениях [109]. С целью моделирования несущих систем применяются основанные на аппроксимациях полей перемещений конечные элементы [111]. Необходимость более полноценного моделирования напряжённо-деформированного состояния (НДС) несущих систем предполагает разработку дискретных моделей со значительным количеством конечных элементов и соответствующих степеней свободы [28].

Для конструкций в виде тонкостенных стержней с открытым профилем их прочность и жёсткость определяются, главным образом, плоским напряжённым состоянием соответствующих конечных элементов [110, 111]. Значительного возрастания эффективности расчёта пространственных систем из тонкостенных стержней удастся достигнуть путём применения конечных элементов, формируемых на основе аппроксимаций полей напряжений.

Как видим, совершенствование метода конечных элементов обеспечило создание сложных конечно-элементных моделей, включающих в себя плоские и

стержневые конечные элементы, не только применительно к транспортному средству в целом [14], но и с целью осуществления расчётов рам, податливых на кручение и изгиб, принимая во внимание теорию В.З. Власова о работе тонкостенных стержней с открытым профилем [98, 277].

В диссертации С.К. Карцова [116] предложено представление транспортного средства как сложной пространственной динамической системы твёрдых и упругих тел, связанных друг с другом упругодемпфирующими связями. Расчёты осуществлялись на основе теории малых колебаний. Благодаря включению в расчётные схемы конечно-элементных моделей, предусмотрен учёт деформируемости рамы и оперения кабины в модели грузового автомобиля ЗиЛ-4331, а также кузовов легковых автомобилей ВАЗ-1111 «Ока», ВАЗ-2124. В качестве выходных параметров рассматривались спектральные плотности, передаточные функции, временные реализации вертикальных ускорений и относительных перемещений. Характеристики колебаний определялись при перемещении транспортных средств как по случайным, так и единичным неровностям. При переезде последних на основании анализа вибрационных характеристик удалось обеспечить ограничения по ходам подвесок. В процессе расчётов учитывались нелинейные гистерезисные характеристики элементов виброзащитных систем, без детализации представления этих элементов в составе динамических моделей и без учёта динамических жёсткостей.

Б.Н. Нюнин [160, 161] провёл теоретические и экспериментальные исследования, позволившие раскрыть вопрос о влиянии характеристик подвески и жесткостных характеристик кузова на уровень инфразвука в салоне легкового автомобиля, а также о рационализации характеристик подвески и кузова. В целях изучения структуры инфразвукового поля, возникающего в салоне, был разработан новый метод, базирующийся на векторно-фазовых методах акустики. В его основе лежит регистрация звукового давления и трёх ортогональных компонент колебательной скорости как четырёх параметров акустического поля, а также вибрационных характеристик в определённых точках конструкции транспортного средства. Благодаря созданному измерительному комплексу, удалось локализовать основные источники инфразвука, выполнить исследования процессов появления и распространения инфразвука и вибраций для легкового автомобиля, а также установить степень связи между инфразвуком в салоне и динамическими силами, оказывающими воздействие на кузов со стороны двигате-

ля и дорожных неровностей. Осуществлена разработка акустической модели кузова в инфразвуковой области частот, позволившая выполнить оценку влияния соответствующих конструктивных мероприятий на уровень инфразвука, а также расчёты уровня инфразвукового давления и величины плотности потока акустической мощности в салоне легкового автомобиля ЗиЛ высшего класса.

В инфразвуковом частотном диапазоне акустическая модель кузова представлена в виде прямоугольного каркаса, совершающего вертикальные колебания. Его верхнее основание моделируется подвешенной на пружинах пластиной; нижнее основание не абсолютно жёсткое, но боковые стенки каркаса являются абсолютно жёсткими. «Общий вид одномерного поля в таком каркасе можно представить в виде суперпозиции двух плоских волн, бегущих навстречу друг другу» [160]. Исходя из величины и направления потока акустической мощности, судят о жесткостных характеристиках каркаса и определяют направление на источник звука в объёме, имеющего размеры, много меньшие длины волны. В предположении, что возбуждение кузова имеет место на частотах, не превышающих первую резонансную частоту крыши, в целях упрощения расчётов колебательных параметров кузова, его модель представлялась как двухмассовая система с сосредоточенными параметрами. Повышая резонансную частоту верхней пластины с 15 до 160 Гц, удалось уменьшить уровень звукового давления в каркасе на 24 Дб при снижении в 1,7 раза потока акустической мощности. Причём, минимальных уровней звукового давления смогли достигнуть при абсолютно жёстких стенках каркаса, когда поток акустической мощности отсутствовал. Кроме того, удалось установить прямо пропорциональную зависимость уровня звукового давления от колебательной скорости нижнего основания и квадратичную зависимость от этого же параметра потока акустической мощности.

Таким образом, первое из мероприятий по снижению уровня инфразвука предполагает ужесточение кузова. Во-вторых, следует выполнить модернизацию подвески в целях уменьшения возбуждения от дорожной поверхности, передаваемого кузову через подвеску. У опытных автомобилей повышенный уровень инфразвука в салоне отмечался по причине совпадения первой резонансной частоты изгибной (двухузловой) формы колебаний кузова и резонансной частоты неподрессоренной массы, приходящейся на переднюю подвеску [160].

Современные требования по вибронегруженности грузовых транспортных средств предполагают необходимость качественного уменьшения уровня вибраций на основных, характерных резонансных пиках подвески – низкочастотном (1 – 3 Гц) и высокочастотном (5 – 10 Гц). Испытания новых транспортных средств специального назначения с независимыми подвесками и пневмогидравлическими упругодемпфирующими элементами показали, что если в низкочастотном диапазоне выполнение норм по вибрациям достигается за счёт рационального выбора уровня демпфирования, то в высокочастотной области уровни колебаний всё-таки превышают нормы.

Одним из направлений решения этой задачи является разработка механизмов корректировки характеристик амортизаторов или использование характеристик специального вида. В диссертации В.В. Новикова теоретически и экспериментально показано наличие «в цикле колебаний подвески зон неэффективной работы амортизатора» [157]. Предложены конструктивные решения клапанов амортизаторов, формирующих характеристику специального вида (зависящего от хода, от скорости и ряд других). Экспериментально, на одноопорном стенде, показан положительный эффект таких характеристик при одночастотном гармоническом воздействии. Тем не менее, при случайном возмущении все перечисленные методы значимого эффекта не дают [159].

Представлена теория внутренних процессов, происходящих в пневмогидравлических элементах, при отсутствии разделителя жидкости и газа [157, 158]. Были разработаны математические модели пневмогидравлических элементов подвесок, отражающие особенности их структуры (в частности, с двумя ступенями жёсткости характеристик упругости и демпфирования), но в связи со значительной сложностью, их не удалось включить в пространственные динамические системы рассматриваемых в диссертации автотранспортных средств.

В пространственной модели перспективного спортивного автомобиля КамАЗ рассмотрена независимая подвеска на одном поперечном рычаге с включением шарнирно закреплённых пружины и соосно расположенного с ней амортизатора. Представлены пространственные твердотельные модели гусеничной машины с пневмогидравлическими подвесками катков, а также автобуса ВЗТМ-32731 с пневмоподвесками [157].

Следует заметить, что осуществлено моделирование систем подрессоривания только первого уровня, без рассмотрения комплексного динамического

взаимодействия виброзащитных систем всех уровней, включая подвеску кабины, подвеску, подушку и спинку сиденья водителя. При выработке предложений по проектированию и рационализации параметров систем поддрессоривания не осуществлялось подробного динамического анализа спектральных и других характеристик колебаний, получаемых с помощью пространственных динамических моделей.

Дальнейшая детализация элементов несущей системы, тщательная проработка особенностей направляющего аппарата, а также установки и крепления упругих и демпфирующих элементов подвески, включение в её состав стабилизатора поперечной устойчивости, учёт упругодемпфирующих характеристик шарнирных соединений, элементов рулевого управления в составе динамической модели транспортного средства позволит осуществить моделирование подвесок с более сложной структурой, принимать во внимание геометрические нелинейности, связанные с кинематическими особенностями элементов конструкции, соответствующие нелинейности характеристик упругодемпфирующих элементов, динамические жёсткости и динамические коэффициенты демпфирования элементов виброзащитных систем.

Таким образом, задача конструирования подвесок транспортных средств, удовлетворяющих нормативным требованиям по вибрациям в обоих диапазонах (низко- и высокочастотном) остаётся актуальной. В этом вопросе существенную роль играет передача колебаний не только через упругодемпфирующий элемент, но и через элементы крепления направляющего аппарата подвески.

1.2. Динамические модели многоопорных транспортных средств и автопоездов

Процесс построения динамических моделей многоосных транспортных машин в принципе не отличается от двухосных транспортных средств. При этом, в целях упрощения расчётов, широко применяются линейные модели, включающие в себя одну поддрессоренную и несколько неподдрессоренных масс, количество которых определяется числом осей или колёс [275]. Как правило, подвески и шины моделируются соответствующими пружинами и демпферами, а в случае применения рессор возможен учёт сухого трения между листами. Как справедливо указано в работе [296], наличие сухого трения, хотя и значительно

меньшей величины, чем в рессоре, характерно для шарниров рычажного направляющего механизма подвески.

О.К. Прутчиков [247] отмечает специфический характер колебаний армейских транспортных машин. К числу недостатков их систем поддрессоривания следует отнести значительный вес неподрессоренных частей, обуславливающий интенсивные высокочастотные колебания поддрессоренной массы; повышенные жёсткости упругих элементов подвесок, провоцирующие увеличение значений собственных частот колебаний поддрессоренной массы до 130 – 180 колебаний в минуту; недостаточно регулируемую жёсткость подвески, приводящую к возрастанию вибронегруженности при эксплуатации с частичной загрузкой и без неё; значительные величины сухого трения рессор, обуславливающие возникновение их частой блокировки, приводящей к интенсивным высокочастотным вибрациям транспортного средства на шинах; невысокую интенсивность демпфирования свободных колебаний вследствие недостаточно мощных амортизаторов.

Поддрессоренная часть транспортной машины подвергается воздействию последовательно чередующихся «вертикальных толчков различной продолжительности, направления, формы и интенсивности» [247]. В результате гармонического анализа параметров этих колебаний было установлено, что «в большинстве случаев колебания поддрессоренной части автомобиля являются результатом сложения трёх составляющих колебаний: низкочастотных (1,5 – 3 Гц), высокочастотных (5 – 10 Гц) и вибрационных (10 – 30 Гц)» [247]. Роль этих составляющих колебаний проявляется в различной степени и определяется как скоростью движения, так и дорожным микропрофилем. Для расчётных исследований использовалась двухмассовая модель, представляющая собой поддрессоренную и неподрессоренную массы, соединённые упругодемпфирующими элементами.

При проведении более детальных расчётов необходимо уделить должное внимание системе вторичной виброзащиты. С этой целью в модели на упругих и демпфирующих элементах целесообразно установить кабину, кузов, силовой агрегат, поддрессоренные груз или перевозимое оборудование.

Податливостью рамы обычно при осуществлении подобных расчётов пренебрегают, так как при рассмотрении многоосного транспортного средства это обуславливает значительное усложнение математического описания расчётной

схемы [275]. В силу этих же причин не принимают во внимание систему вторичной виброзащиты. К тому же, жёсткость виброизоляторов кузова и силового агрегата обычно существенно превышает жёсткость системы виброзащиты, обеспечиваемой подвесками. Что касается специальной системы виброзащиты грузов, то она применяется достаточно редко.

Увеличение числа степеней свободы механической системы осложняет расчёт динамической модели многоосного транспортного средства, затрудняя определение собственных форм и частот колебаний.

Тем не менее, в статье [48] П.М. Волковым приведена теорема, в соответствии которой многоосные транспортные средства, имеющие m степеней свободы, при условии равенства между собой массы неподрессоренных частей и любых межосевых расстояниях, а также в предположении равенства жесткостей соответствующих упругих элементов характеризуются, «по крайней мере, $(m-4)$ равными (кратными) собственными частотами» [48]. Это утверждение справедливо при использовании линейной модели, применяемой при моделировании колебаний, совершаемых поддрессоренной массой в вертикальном и продольно-угловом направлениях.

Следовательно, нахождение частот собственных колебаний механической системы, обладающей многими степенями свободы, в первом приближении удаётся свести к расчёту системы, имеющей четыре степени свободы [48]. Определение четырёх корней составленного характеристического уравнения связано с определенными трудностями. Оставшиеся $(m-4)$ корней одинаковы и рассчитываются достаточно просто.

Иногда, с целью снижения вибронагруженности, конструкционная схема системы первичной виброзащиты предусматривает наличие соединённых друг с другом упругодемпфирующих элементов автотранспортного средства. В таких случаях появляется необходимость рассмотрения соответствующих схем балансирующих, а также выравнивающих подвесок [275].

В отличие от обычной подвески, где на рессоры возложено выполнение функций как упругого, так и направляющего элементов, рессора в составе балансирующей подвески служит направляющим устройством только в поперечной плоскости. Что касается продольного направления, то здесь перемещение неподрессоренных масс ограничивается с помощью реактивных штанг [128].

В частности, для трёхосного транспортного средства в первом приближении можно принять гипотезу о несвязанности колебаний передней и задней частей подрессоренной массы. Это позволяет построить независимые колебательные системы для расчёта передней, а также задней балансирной подвесок.

С учётом конструктивных особенностей, расчётные схемы моделируемых балансирных подвесок могут быть представлены различным образом [77, 279, 297]. Например, в работах [77, 279] показаны три модели. В одной из них упругий элемент устанавливается между подрессоренной массой и жёстким инерционным балансиром, жёстко связывающим две неподрессоренные массы, расположенные по концам балансира. Второй вариант предусматривает шарнирное соединение средней части жёсткого инерционного балансира с подрессоренной массой, а с неподрессоренными – с помощью расположенных по концам балансира упругих элементов, жёсткость каждого из которых равна половине жёсткости рессоры. В третьем случае неподрессоренные массы связываются жёстким безынерционным балансиром, который с помощью упругого элемента подсоединяется к подрессоренной массе. При этом масса балансира рассредоточена между приведёнными неподрессоренными массами, и моменты инерции реальных и расчётных неподрессоренных масс и балансира относительно оси качания одинаковы.

В.Ф. Платонов [183] приводит плоскую трёхмассовую расчётную схему вертикальных и продольно-угловых колебаний полноприводного трёхосного автомобиля, имеющего заднюю балансирную тележку, моделируемую по ранее описанному первому варианту [77, 279], но с учётом установки задних амортизаторов. Подрессоренная масса спереди подсоединена с помощью пружины и демпфера к неподрессоренной массе переднего моста, а сзади – с помощью упругодемпфирующей связи – к балансиру задней тележки. Система вторичного подрессоривания не учитывается. Принято во внимание воздействие упругих восстанавливающих сил от деформирования рессор и шин, а также неупругих усилий от амортизаторов. Ввиду относительной малости трения в элементах подвески по отношению к сопротивлениям амортизаторов, им предлагается в первом приближении пренебречь [252, 313]. Кроме того, не введено демпфирование шин, поскольку предполагается, что для катящегося колеса его величина невелика. Принимается линейный характер изменения усилий в процессе работы рессор и шин.

Силы неупругого сопротивления амортизаторов считаются пропорциональными соответствующим скоростям относительных перемещений. Причём, учтено различие коэффициентов демпфирования на ходах сжатия и отбоя, так как в целях гашения колебаний, при одновременном обеспечении малости динамических нагрузок на колёсах, сопротивление на ходе сжатия целесообразно выбирать более высоким [183]. Отмечено, что наличие чрезмерно больших усилий сопротивлений амортизаторов приводит к появлению значительных динамических нагрузок на ходах сжатия, а на ходах отбоя вызывает зависание колёс. Для полноприводных автомобилей допустимо, если при перемещении по грунтовым дорогам среднеквадратичные вертикальные ускорения не превышают $0,4 - 0,5g$, а максимальные $1,5g$ [183].

В.В. Селифонов [265] обращает внимание на то, что на характер распределения вертикальных, горизонтальных нагрузок и крутящих моментов по мостам задней балансирной тележки существенное влияние оказывают параметры направляющего аппарата её подвески с учётом упругих свойств шин. Наиболее существенным, с точки зрения перегрузок элементов ходовой части, представляется перераспределение вертикальных реакций, поскольку «оно идёт по мере увеличения тяги в одну сторону» [265].

Предложен расчётный метод определения распределения вертикальных реакций и моментов по мостам балансирной тележки, подтверждённый экспериментальными результатами.

Определяющее влияние на величину перераспределения оказывают координаты мгновенных центров поворота мостов, зависящие от геометрических особенностей направляющего аппарата. Равного распределения нагрузок по мостам задней балансирной тележки в случае симметричного направляющего аппарата удаётся добиться только при горизонтальном расположении реактивных штанг. Однако, такая рекомендация не является рациональной для всех вариантов конструкций задней балансирной подвески, поскольку «при определённых обстоятельствах в этом случае могут сильно ухудшиться условия работы карданных приводов мостов задней тележки» [265]. «При заданном отношении координат мгновенного центра поворота максимальное перераспределение вертикальных реакций и крутящих моментов достигается при буксовании ведущих колёс» [265].

Выявлены 2 способа коррекции перераспределения нагрузок по мостам задней тележки трёхосного транспортного средства: 1) установка неравноплечей балансирующей рессоры; 2) «при равноплечей рессоре расположение мгновенных центров поворота мостов по одну сторону от них» [265].

В первом случае «распределение нагрузок по мостам задней тележки получается примерно равным только в узком диапазоне тяговых усилий» [265], и плечи рессоры следует выбирать по среднему значению тягового усилия. Во втором случае «равное распределение нагрузок будет иметь место во всём диапазоне тяговых усилий автомобиля» [265].

В диссертации С.В. Борисова [37] рассмотрена пространственная модель трёхосного ЗиЛ-4334, в которой водитель, кабина, силовой агрегат, а также мосты представляют собой твёрдые тела, а несущая система выполнена в виде стержня, податливого на изгиб в вертикальной плоскости и работающего в условиях свободного кручения. В расчётах принимаются во внимание первые два тона упругих изгибных колебаний и первые шесть тонов упругих крутильных колебаний указанного стержня. В модели учтены поперечные реакции на колёсах, наличие сухого трения в рессорах и кручение рессоры задней тележки. Величина опрокидывающего момента силового агрегата, передаваемого через его опоры на несущий стержень, считалась равной моменту на коленчатом валу. «При разложении функции момента на коленчатом валу в ряд Фурье определялись амплитуды и фазы гармоник опрокидывающего момента» [37]. Проведённые расчёты позволили установить, «что при движении автомобиля в широком диапазоне скоростей по дорожным покрытиям различной ровности колебания двигателя ЗиЛ-645, устанавливаемого на автомобиле ЗиЛ-4334, незначительно влияют на вибронагруженность автомобиля в диапазоне частот 0...25 Гц, и поэтому ими можно пренебречь» [37].

Формирование расчётных динамических моделей автопоездов в составе тягача и одно- или двухосного прицепа, в принципе, не отличается от рассмотренных выше вариантов. При этом особое внимание следует уделить рассмотрению поперечно-угловых колебаний, поскольку в работе [296] отмечено, что перемещение тягача вместе с одноосным прицепом сопряжено с возрастанием на 20 – 30 % значений поперечно-угловых ускорений кузова тягача.

Для автопоезда в составе седельного тягача с полуприцепом обычно требуется расчётная схема, учитывающая наличие седельно-сцепного устройства.

При осуществлении ориентировочных расчётов в первом приближении целесообразно использовать плоские линейные модели автопоездов. В качестве примера в работе [142] Литвинов А.С. и Фаробин Я.Е. приводят шестимассовую колебательную модель двухосного тягача и одноосного полуприцепа. К числу подрессоренных отнесены массы: водителя и пассажиров в кабине; кузова автомобиля-тягача (в том числе массы груза в кузове и рамы с установленным на ней агрегатами); рамы одноосного полуприцепа, включающей в себя массу грузовой платформы полуприцепа и размещённого на ней груза. В состав неподдресоренных вошли массы обоих мостов тягача, а также оси полуприцепа. При моделировании сцепного устройства с помощью соответствующих пружин и демпферов учтены его упругие свойства и трение в вертикальном и продольном направлениях.

В статье [97] представлена плоская модель автопоезда в составе четырёхосного тягача с задней балансирной тележкой и двухосного полуприцепа с задней балансирной тележкой. При этом приведён случай, когда перевозимый груз имеет специальную подвеску в полуприцепе. Она моделируется в виде набора упругих и демпфирующих элементов и не допускает относительных продольных смещений груза. Седельно-сцепное устройство учитывается в виде цилиндрического шарнира, установленного на подрессоренной массе тягача. Тягач и полуприцеп представлены в виде твёрдых тел. Соединение тягача с неподдресоренными массами первого и второго мостов моделируется параллельным соединением элементов в виде пружины, а также демпферов сухого и вязкого трения. Средняя часть балансира задней тележки тягача шарнирно подсоединена к его подрессоренной массе, а концы балансира жёстко связаны с неподдресоренными массами третьего и четвёртого мостов. Аналогичным образом моделируется и подвеска двухосного полуприцепа. Такая модель позволяет исследовать колебания автопоезда при различных способах крепления груза (включая жёсткое крепление в вертикальном направлении), определять перегрузки, действующие на груз, находить скорости движения по дорогам различного качества, допускаемые с точки зрения выполнения условий сохранности груза.

В более сложной пространственной модели автопоезда с двухосным полуприцепом [297] рамные конструкции тягача и полуприцепа представлены в виде стержней, для которых переменные жёсткости, погонные моменты инерции и массы приближённо соответствуют параметрам реальной несущей систе-

мы. Необходимые сосредоточенные массы жёстко крепятся к рамам тягача или полуприцепа. Считается, что в вертикальной плоскости стержни податливы на кручение и изгиб, а в горизонтальной плоскости автопоезда изгиб и продольное сжатие стержней не принимают во внимание. При изгибе не учитывают также деформацию сдвига и инерцию поворота сечений, принимая, что все точки сечения каждого из стержней, расположенные на оси его жёсткости, перемещаются вертикально. Колебания автопоезда принимаются малыми, и влияние боковых реакций не учитывается. Принимаются и другие допущения. Модель седельного сцепного устройства учитывает его работу в вертикальном, продольном направлениях и включена в динамическую модель автопоезда [297].

В.В. Мазур [148] разработал оригинальные конструкции колёс с внутренним подрессориванием для одноосного автомобильного грузового прицепа КЗАП-8140. Выполненные отдельно, ступица и обод соединяются между собой с помощью пяти упругих элементов – дуг с постоянным радиусом и прямоугольным поперечным сечением, с витыми ушками по концам. По сравнению со стандартными колёсами, наблюдается 37-процентное снижение нормальной и более, чем пятикратное, уменьшение крутильной жёсткостей, но угловая жёсткость не меняется [148].

Трёхмассовая расчётная схема колебательной системы отличается представлением неподрессоренной части двумя массами, связанными параллельно включёнными жёсткостью и демпфером колеса с внутренним подрессориванием [148].

Л.В. Барахтанов [21] для исследований колебаний корпуса вездеходных машин предлагает плоскую одномассовую модель с двумя степенями свободы, представляющую собой подрессоренную массу, контактирующую со случайным микропрофилем дороги посредством катков, с учётом жёсткости и амортизатора подвески соответствующего катка. Путём применения к системе уравнений преобразования Лапласа и её решения относительно передаточных функций по вертикальным и продольно-угловым колебаниям удалось получить выражения, необходимые для нахождения этих функций. Построены графики модулей передаточных функций по вертикальным, продольно-угловым и суммарным ускорениям корпуса. Расчёты выполнены для машин пяти типов, с полной массой 2 – 22 т. Наибольшая пропускная способность подвески характерна для частот, близких к собственным.

Повышение массы корпуса сопровождается уменьшением собственных частот, что обуславливает снижение ускорений подрессоренной массы. С возрастанием момента инерции относительно поперечной оси, которая проходит через центр тяжести корпуса, уровень ускорений понижается. Поскольку со снижением жёсткости подвески возрастают её динамические ходы, при изменении жёсткости рекомендуется рассматривать совместно динамический ход и ускорения подрессоренной массы [21].

Комплектация амортизаторами всех катков способствует некоторому уменьшению ускорений корпуса. Однако, приходится делать выбор между конструктивным усложнением, повышением стоимости и возрастанием эксплуатационных скоростей машины.

Корреляционную функцию ускорений можно значительно упростить для практического применения. При оценке ускорений подрессоренной массы, вместо трёх слагаемых, целесообразно использовать: в случае малых скоростей перемещения – составляющие вертикальных и угловых колебаний; на средних скоростях – составляющую только угловых колебаний; при высоких скоростях – составляющую только вертикальных колебаний [21].

Выбран критерий оценки плавности хода по уровню допускаемых ускорений, за который принято среднеквадратичное значение $0,2g$ [21]. При его превышении водитель снизит скорость, следовательно, подвеска перестанет удовлетворять требованию плавности хода. Целесообразно, чтобы предельная по плавности хода скорость многоопорной машины соответствовала предельной скорости по тяговым показателям.

Далее будет показано, как путём введения соответствующих упрощений в расчётную схему гусеничного трактора свести её к модели многоосного транспортного средства.

В монографии И.Б. Барского, В.Я. Аниловича, Г.М. Кутькова [22] при формировании расчётной системы подвеску гусеничного трактора представляют в виде эквивалентных упругодемпфирующих элементов, установленных между подрессоренным остовом и катками (тележками). Силу сопротивления действительного упругого элемента, а также усилие сопротивления амортизатора приводят к силам сопротивления эквивалентных пружины и демпфера, учитывая таким способом особенности их установки на тракторе.

Существенное влияние на вибронагруженность имеет конструкция опорного механизма гусеничного трактора. Приведены эквивалентные схемы в виде параллельно установленных пружины и демпфера для индивидуальной подвески каждого катка, для подвески элементарной каретки, состоящей из двух катков, а также для подвески двойной каретки (с помощью двух эквивалентных пружин и демпферов). Представлены способы учёта влияния на колебания остова трактора простой, а также двойной кареток. Авторы предлагают «для учёта элементарной каретки одной упругой опоры умножить спектральную плотность воздействия на коэффициент каретки» [22], осуществляя дальнейшее рассмотрение такой опоры как опоры, имеющей индивидуальное подрессоривание катка. Тогда в тех случаях, когда каждая из упругих опор связана с кареткой, а размеры всех кареток равны, предлагается использовать формулы для индивидуальной подвески, предварительно умножив на коэффициент каретки спектральную плотность воздействия. Коэффициент каретки зависит от частоты воздействия, скорости движения, базы каретки. При наличии двойных кареток спектральную плотность воздействия предлагается умножать на коэффициент двойной каретки [22].

Как показали расчёты, осуществлённые Аврамовым В.П. [1], в процессе колебаний происходят натяжения и ослабления ведущего участка гусеничной цепи, который оказывает воздействие на ведущую звёздочку, что вызывает дополнительные закрутки трансмиссии машины. Кроме того, как указывает В.Я. Анилович [10], рассматривая влияние натяжения цепи на приведённую жёсткость упругого подрессоривания, в случае наезда на трапецеидальную пологую неровность, для трактора средней мощности указанная жёсткость повышается на 13 %, а при её расположении между катками снижается на 9 %.

В результате сделан вывод о том, что при относительно пологих неровностях влияние гусеничной цепи допустимо в первом приближении не учитывать, что предполагает рассмотрение трактора как многокатковой (многоосной) машины [10]. К такому же выводу приходят В.А. Савочкин [260] и А.А. Дмитриев [88].

Ещё одним фактором, оказывающим влияние на общую (эквивалентную) жёсткость подрессоривания, является податливость почвы. Сопоставление собственных частот колебаний при жёстком и податливом основаниях в случае мягкой почвы показало уменьшение собственной частоты для трактора Т-74 на

10 %, а для колёсного трактора «Беларусь» – на 12 %. Что касается собственной частоты угловых колебаний, то оно достигает 10 – 15 %. Таким образом, В.Я. Анилович [10] считает нецелесообразным усложнение расчётной схемы в связи с учётом податливости почвы.

Другим важным вопросом является возможность упрощения расчётной схемы машинно-тракторного агрегата, связанная с влиянием прицепной или навесной сельскохозяйственной машины на колебания трактора. В работе [22] его предлагают учитывать посредством приложения главного момента и главного вектора сил взаимодействия трактора с сельскохозяйственной машиной. На практике достаточно для одного класса тракторов определить указанные величины путём тензометрирования, предположив далее, что они в первом приближении останутся постоянными при изменении параметров трактора в некоторых пределах.

В диссертации В.Я. Аниловича [10] выполнялось сопоставление собственных частот колебаний трактора с присоединением сельскохозяйственной машины и при её отсутствии. Решение дифференциальных уравнений пространственных колебаний для посевного (навесного) и жатвенного (прицепного) агрегатов методом А.Н. Крылова показало малое различие рассматриваемых собственных частот. Это даёт возможность учёта влияния сельскохозяйственной машины посредством приложения соответствующих сил рабочих сопротивлений, то есть обеспечивает существенное упрощение расчётной схемы. В дальнейшем анализируется модель с учётом главного вектора и главного момента усилий всех рабочих сопротивлений.

Следует заметить, что при таком способе учёта вклада сельскохозяйственной машины в колебания остова колёсного и гусеничного трактора она рассматривается в рабочем положении. Если же предполагается её установка в транспортном положении, то учёт упругих элементов в навесной системе трактора обуславливает существенное усложнение модели колебаний остова. Тем не менее, следует заметить, что по результатам экспериментов с гусеничными тракторами класса 3,0 тс, удалось установить, что при перемещении как по грунтовой дороге, так и по поверхности поля, практически не ощущалось воздействий колебаний плуга относительно остова на колебания самого остова трактора [22]. Следовательно, с определёнными допущениями, можно включить

массу сельскохозяйственной машины, находящейся в транспортном положении, в состав массы остова трактора.

В процессе перемещения трактора или сельскохозяйственной машины возможно наблюдение явления отрыва колеса или катка от опорной поверхности. Упругие силы в системе, в связи с отрывом, будут нелинейными. Применение метода статистической линеаризации позволяет привести уравнения колебаний к линейным (А.А. Дмитриев [88], В.А. Савочкин [260]). Расчёты, выполненные при среднеквадратичном перемещении остова трактора, равном статической деформации упругих связей, показали восьмипроцентное уменьшение собственной частоты системы. Это даёт возможность ограничиться решением линейной задачи [10].

По результатам расчётов гусеничного трактора класса 3 тс было установлено несущественное влияние колебаний трансмиссии на колебания остова [22]. В модели их можно учитывать с помощью тела, упруго связанного с подрессоренной массой и обладающего моментом инерции масс трансмиссии, приведённым к оси звёздочки.

Как отмечено в работе [22], при оценке плавности хода колёсного трактора существенно влияние радиальных упругостей шин. Этот показатель следует обязательно учитывать при анализе трактора как колебательной системы, поскольку шина иногда служит единственным упругим элементом для колёс заднего моста трактора.

Щетинин Ю.С. [302] разработал плоскую расчётную схему машинно-тракторного агрегата (МТА), в которой неподрессоренные части трактора, представленные в виде сосредоточенных масс, связаны с остовом посредством элементов подвески, а с дорожной поверхностью – упругими шинами. Каждая подвеска моделируется пружиной с параллельно включённым амортизатором. «Принято, что направляющее устройство подвески является частью остова трактора, и поэтому условные пружины поворачиваются вместе с ним» [302]. Что касается колебательной модели шины, то она представляется состоящей из двух пружин (вертикальной и горизонтальной), каждая из которых снабжена параллельно включённым демпфером. Это имитирует учёт упругих и поглощающих свойств шины в соответствующих направлениях. Сглаживающая способность шины в модели не отражена, а её учёт осуществляется путём выбора закона изменения профиля дорожных неровностей. Трансмиссия представля-

лась в виде четырёх сосредоточенных масс, соединённых между собой посредством упругих торсионов и демпферов.

Прицепное орудие представлено сосредоточенной массой, способной совершать перемещения в горизонтальной оси, независимо от остова трактора. Сцепное устройство представлено в виде параллельно включённых пружины и демпфера. «Предполагается, что в процессе движения сцепка всегда занимает горизонтальное положение» [302]. Таким образом, внешними силами, действующими на рассматриваемую систему, выступают не только силы от кинематического воздействия на колёса, но и «силовое воздействие со стороны почвы на рабочие органы орудия» [302].

Было установлено, что «высокая вибронагруженность колёсного трактора в условиях реализации максимальных тяговых усилий является следствием возникновения автоколебательного процесса. В его основе лежит взаимосвязь между вертикальными нагрузками, приходящимися на ведущие колёса трактора, и реализуемой ими касательной силой тяги, обусловленная особенностями взаимодействия буксующего колеса с опорным основанием и несовпадением центра колебаний трактора в продольной плоскости с его центром масс. Автоколебательный процесс при работе полноприводного трактора возможен только в том случае, если центр масс расположен впереди центра упругости по ходу движения» [302].

В работах М.В. Ляшенко [146, 147] осуществлена разработка обобщённой математической модели машинно-тракторного агрегата (МТА). При моделировании тягово-транспортного средства, входящего в состав МТА, реальную систему с распределёнными массами заменяют идеальной, с твёрдыми телами, которые соединяются посредством упруго-диссипативных и безынерционных связей. К твёрдым телам отнесены те, у которых деформации несущих конструкций при эксплуатации на рабочих режимах отличаются на порядок и более от деформаций, которым подвергаются упругие элементы, входящие в состав рассматриваемой системы поддрессоривания тягово-транспортного средства. Указанные тела представляют собой остов гусеничной машины, двигатель, кабину тракториста, массу человека на сиденье, массу навесного орудия в транспортном или рабочем положении, приведённые массы вращающихся трансмиссионных элементов, а также приведённые массы ходовой части и гусеничных движителей по левому и правому бортам. Существенность учёта массы навесного

орудия обусловлена его расположением на значительном расстоянии от центра масс остова. Выполнено представление вектора крюковой нагрузки в виде силы, изменяющей свои величину и направление в пространстве и времени. В целях учёта крутильных колебаний трансмиссии она представлена двумя массами, позволяющими принимать во внимание первые две собственные частоты крутильных колебаний трансмиссии.

Подвеска каждого из катков гусеничного движителя моделируется без учёта направляющего аппарата, в виде параллельного включения пружины, демпфера и элемента, моделирующего сухое трение с соответствующими приведёнными коэффициентами. «Характеристики упругих и диссипативных сил в подвеске остова трактора, приведённые к точкам его подвеса, в подвесках сиденья и навесного орудия, приведённые к их центрам масс, в общем случае нелинейные. Нелинейность обусловлена возможностью отрыва катков от опорной поверхности и пробоя подвески, предварительным сжатием упругих элементов, кинематическими связями катков с подрессоренными массами и другими факторами» [146]. Такие характеристики предлагается задавать в виде кусочно-линейных.

Разработан «метод моделирования взаимодействия гусеничного движителя с почвой», позволяющий осуществить учёт «нормальных упругих, пластических и вязких деформаций почвы, реакций под опорными ветвями гусеничного движителя» на базе расчётов «квазиравновесного состояния гусеничного звена», а также модификации компрессионной характеристики почвы [146].

Задача исследования динамики кабины была выделена в отдельную. Конечно-элементная модель кабины не включалась в динамическую модель гусеничной машины [146]. Вынужденные колебания кабины описывались дифференциальными уравнениями малых перемещений. Возмущающее воздействие на кабину, передаваемое от остова трактора, представлялось сосредоточенными силами, приложенными в соответствующих узлах рассматриваемой конструкции. Формирование возмущающего воздействия осуществлялось с использованием экспериментально полученных спектров вертикальных виброускорений, определённых на лонжеронах рамы, у соответствующих кронштейнов кабины. Что касается виброизоляторов кабины, то они представлялись в виде упругих опор, жёсткости которых различны в направлениях трёх соответствующих осей.

Г.О. Котиевым [129] осуществлено создание математической модели прямолинейного движения военной гусеничной машины по неровностям, учитывающей совместную динамику корпуса машины, вращающейся башни, а также ходовой части. Её особенность заключается в том, что «для решения задач теории поддрессорования скорость машины не принудительно задаётся, а формируется в зависимости от частоты вращения ведущих колёс и условий движения с учётом отрыва катков от опорной поверхности, юза и буксования движителя» [129]. Модель учитывает «неудерживающий и неголономный характер связей, наложенных на машину, что даёт возможность моделировать движение при наличии юза и буксования» [129]. Разработан «метод моделирования микропрофиля трасс на основе корреляционных функций» [129].

При создании модели считалось, что неподдрессоренные массы приводятся к осям катков гусеничного движителя, а поддрессоренные части конструкции – к корпусу машины. Поскольку возможен поворот башни относительно корпуса на значительные углы, была предложена замена силовой связью жёсткой кинематической связи, имеющейся между указанными элементами конструкции, что дало возможность применить в процессе моделирования динамики машины разные системы дифференциальных уравнений для башни и корпуса [129].

Осуществлено приведение к ведущим колесам вращающихся масс силовой установки. Предусмотрен учёт инерционности гусениц во время переносного движения вместе с корпусом машины и относительного движения «в соответствующих инерционных характеристиках корпуса и ведущих колёс» [129]. Что касается опорного основания, то оно считается недеформируемым при кусочно-линейности его продольного профиля. Податливость в направлении, нормальном к грунту, в целях исследования ударных нагрузок, учтена соответствующими характеристиками ведущих и направляющих колёс, а также катков. В характеристике сцепных свойств грунта осуществлён учёт его тангенциальной податливости. Принимаемые допущения дают возможность рассмотрения гусениц в качестве невесомых растяжимых лент [129].

В работах М.М. Жилейкина [104, 105, 106] несущая система многоосной транспортной машины моделировалась длинным стрежнем, обладающим практически бесконечным сопротивлением изгибу и растяжению, но податливым на кручение. В процессе колебаний стержень с распределёнными параметрами с эквивалентной жёсткостью на кручение подвергался нагрузкам от сосредото-

ченных моментов в местах креплений подвесок. Принималось допущение о работе стержня в области упругих деформаций, а контур поперечного сечения считался недеформируемым.

Рассматриваемая машина считалась симметричной «в силовом и геометрическом смыслах относительно вертикальной продольной плоскости, равноудаленной от бортов» [104]. Считалось, что массы подрессоренных элементов транспортной машины приводятся к несущей системе, а неподрессоренных – к колёсным осям. К ведущим колёсам приводятся вращающиеся массы трансмиссии и силовой установки. Опорная поверхность полагалась недеформируемой, а её профиль – кусочно-линейным. Сглаживающие свойства шины моделировались с помощью метода А.А. Хачатурова [296]. Не предусматривался учёт динамической жёсткости шины, которая определяется шириной гистерезисной петли характеристики радиальной упругости шины, а также амплитуды внешних возмущений со стороны дороги.

В модели [104] не учитывались элементы рычажного направляющего аппарата подвесок, особенности установки пневмогидравлических элементов и амортизаторов в составе транспортного средства. Дальнейшая детализация элементов подвески и особенностей несущей системы в составе динамической модели транспортного средства позволит принимать во внимание геометрические нелинейности движения элементов конструкции, различные нелинейности характеристик упругих и демпфирующих элементов, учитывая динамические жёсткости и динамические коэффициенты демпфирования, определяемые особенностями кинематики и изменением дорожного микропрофиля, а также влияние упруго-демпфирующие свойства шарнирных соединений, в частности, сайлент-блоков рычагов подвесок.

В диссертации Е.Б. Сарача [262] выполнена разработка динамической модели прямолинейного движения двухзвенной гусеничной машины «со связанной системой подрессоривания секций» [262] и возможностью управления «углом складывания секций в вертикальной плоскости» [262] в процессе перемещения машины по недеформируемым неровностям. При описании динамики совместного перемещения секций двухзвенной гусеничной машины, жёсткая кинематическая связь между секциями была заменена силовой связью. Это дало возможность использования разных систем дифференциальных уравнений для описания движения секций при моделировании динамики указанной машины.

Рассмотрены возможности включения одноуровневой торсионной подвески катка с телескопическим амортизатором, а также двухуровневой фрактальной подвески.

В целях снижения вибронагруженности с помощью плоской расчётной системы был определён закон управления указанным углом складывания при гармонических внешнем кинематическом воздействии, а также воздействию в узле сочленения. Полученный закон удалось реализовать в разработанной модели двухзвенной гусеничной машины (ДГМ), получив положительные результаты. Было установлено, что «новый закон управления углом складывания секций должен обеспечить движение ДГМ таким образом, чтобы шарнир узла сочленения также перемещался эквидистантно неровностям, то есть огибал их» [262, 130].

1.3. Динамические модели тела человека

Как отмечает А.В. Синёв [272], решение проблемы виброзащиты человека-оператора предполагает реализацию комплексного подхода, предусматривающего исследование физиологических проявлений влияния вибраций, изучение вопросов биомеханики, обуславливающих формирование динамических моделей «человек – сиденье», а также создание способов и средств обеспечения виброзащиты.

Современные транспортные средства оснащены достаточно сложными, многозвенными вторичными системами виброзащиты, среди которых важное место занимают сиденья водителя. Поэтому представляет интерес проведение работ по рационализации виброзащитных свойств сидений с учётом свойств их реальных конструкций: геометрических особенностей, связанных с кинематикой элементов направляющего аппарата, особенностей скоростных характеристик амортизаторов в составе подвесок сидений, с учётом изменения угла наклона амортизатора в процессе работы подвески сиденья, гистерезисных характеристик упругости подвесок, подушек и спинок сиденья, а также особенностей представления тела человека в составе колебательной подсистемы «человек – сиденье», включённой в расчётную динамическую модель транспортного средства [8, 91, 164, 165, 271, 276].

Как было установлено Цимбалиным В.Б. [299], со снижением продолжительности воздействий на транспортное средство отношение амплитуд колебаний пассажиров к перемещениям кузова существенно уменьшается. Это обуславливает повышение роли упругих элементов сидений. Причём, влияние сиденья на амплитуды колебаний наиболее значительно в случае переезда неровностей малой длины, то есть наличия кратковременных воздействий, передаваемых кузову.

В диссертации Жигарёва В.П. [96] указано, что следует различать статические и динамические требования к автомобильному сиденью. Первые связаны с обеспечением удобной посадки человека и выполняются путём подбора геометрии сиденья. Вторые обусловлены необходимостью изоляции человека от вибраций, уменьшения динамических нагрузок и ограничением колебаний привычным для человека частотным составом. Такие требования обеспечиваются подбором упругой и демпфирующей характеристик сиденья [96].

Для оценки вибронагруженности сиденья водителя-оператора целесообразно получение передаточных функций подсистем «человек – сиденье», что позволяет учитывать различия восприятия человеческим организмом колебаний на различных частотах [296].

Динамические модели, а также антропоморфные манекены, используемые для изучения вибронагруженности рабочего места водителя, должны быть эквивалентными телу человека по ряду основных показателей [44]:

- 1) по геометрическим параметрам и формам;
- 2) по распределению масс отдельных частей человеческого тела, включая значения этих масс и соответствующих им моментов инерции, а также расположение центров масс рассматриваемых частей тела;
- 3) по видам соединений отдельных элементов;
- 4) по упругодемпфирующим характеристикам.

На этапе теоретического моделирования и создания манекенов человеческое тело рассматривают в качестве механической системы из твёрдых тел, соединённых упругодемпфирующими связями. Структура механической модели человека во многом определяет результаты моделирования, поэтому её выбирают с учётом экспериментальных данных в виде частотных характеристик, а также антропометрических и биомеханических параметров человеческого тела [44].

Б.А. Потёмкин [243] под механической моделью человека подразумевает механическую систему «с одним выходом и одним входом, динамическая реакция которой совпадает с реакцией исследуемой системы» [243]. Математическую модель можно считать построенной, когда удалось определить функциональную связь между входным и выходным сигналами.

Как отмечает К.В. Фролов [288], система «человек – машина», строго говоря, представляет собой нелинейную, стохастическую, нестационарную систему с переменными во времени параметрами, имеющую сложную нелинейную структуру. В общем случае, биодинамическую модель человека-оператора следует представлять в виде многомассовой нелинейной системы со сложными кинематическими связями. Однако, «если уровень возмущений таков, что колебания не вызывают у человека болезненных ощущений, то можно принимать биомеханическую модель линейной» [96].

В первом приближении водителя-оператора допустимо рассматривать в виде одной сосредоточенной массы, совещающей колебания на упругом основании. В такой расчётной схеме жёсткость основания и затухание колебаний определяются жёсткостью сиденья и демпфированием в нём. Жёсткостью ягодиц и их демпфирующими свойствами обычно пренебрегают [296, 335, 357]. Вибронагруженность сиденья оценивается параметрами движения туловища. Указанная одномассовая модель в наибольшей степени соответствует напряжённой посадке [252]. При этом воздействие человека на сиденье приближается к воздействию лишь одной сосредоточенной массы [252, 296], равной 55 кг при полной массе человека 75 кг [124]. Как отмечает В.П. Жигарёв, «получающиеся при этом значения ускорений и третьих производных перемещений соответствуют колебаниям таза человека» [96].

В диссертации Г.Я. Пановко [163] для тела сидящего человека осуществлялось рассмотрение экспериментальных амплитудно-частотных характеристик, на которых по горизонтальной оси откладывали частоту возбуждения, а вдоль вертикальной оси – коэффициент передачи, под которым понималось отношение виброскорости, измеренной на голове человека к виброскорости платформы специально созданной лабораторной установки. При поступательном и угловом возбуждениях установлено наличие трёх характерных резонансных пиков, проявляющихся в частотных диапазонах 4 – 8 Гц, 13 – 16 Гц, а также 20 – 21 Гц. Каждому уровню возбуждения соответствует определённая резонансная частота.

та, одинаковая для всех координат. Причём, с повышением уровня возбуждения наблюдалось монотонное убывание резонансных значений коэффициентов передачи, а также соответствующих им резонансных частот. Это свидетельствует о наличии нелинейных вязко-упругих свойств человеческого тела.

В качестве модели сидящего человека предлагается плоская двухмассовая расчётная схема [163] с тремя степенями свободы, в которой масса головы может совершать продольно-угловые колебания относительно точки шарнирного соединения с массой туловища, крепящейся к основанию с помощью упруго-демпфирующих связей и совершающей, в свою очередь, вертикальные и продольно-угловые колебания. Коэффициенты жёсткости в системе находились с помощью частотного уравнения по опытным значениям резонансных частот. Затем определяли значения коэффициентов демпфирования. Удалось получить нелинейные зависимости, связывающие коэффициенты жёсткости и демпфирования с относительным уровнем возбуждения. Последний определялся отношением среднеквадратического значения виброскорости на данном уровне возбуждения к виброскорости на низшей границе (пороге) восприятия.

Потёмкин Б.А. [243, 244] указал метод определения передаточных функций системы, позволивший получить более полную информацию о распространении вибраций по телу человека. Удалось установить зависимость динамических характеристик тела человека от позы оператора и степени напряжения его мышц. Осуществлено рассмотрение трёх поз сидящего человека. При посадке человека на платформе, когда его ноги находятся на полу, а мышцы не напряжены, на амплитудно-частотной характеристике обнаружены три резонансные частоты: 3,9 Гц, 11,9 Гц, 35,8 Гц. Для позы сидящего на платформе с поднятыми вверх руками человека установлены две резонансные частоты: 12,7 Гц и 25 Гц, а для человека, сидящего с поднятыми на платформу ногами и обхватившего их своими руками, – только одна резонансная частота 8 Гц. В соответствии с этим, предложено использовать трёх-, двух- или одномассовую модель тела человека. Количество явно выраженных максимумов экспериментальной амплитудно-частотной характеристики соответствует числу собственных частот системы, а, следовательно, числу масс, включаемых в состав модели. Зная число масс, можно выбрать минимальное число пружин и демпферов, связывающих эти массы.

Получены передаточные функции в виде дробно-рациональных функций частоты, устанавливающие связь между сигналами на входе (на платформе) и на

выходе (датчик, закреплённый на голове) [243]. Это позволяет, не проводя сложных экспериментов, по известным характеристикам вибраций сиденья оценивать уровни вибраций, передаваемых телу человека.

Выполнено построение механических моделей человека «в виде цепных линейных систем с сосредоточенными параметрами» [243]. Использован матричный метод синтеза механических моделей тела человека по известным математическим моделям, при котором передаточные функции исследуемой системы выражались через механические импедансы и податливости её отдельных элементов.

Широкие возможности для анализа колебаний подсистемы «человек – сиденье» обеспечивает расчётная схема «грудь – таз», представленная двумя массами: массой груди с добавленными к ней массами головы, плеч, частью массы рук, и массой таза, к которой отнесена часть массы ног, приходящаяся на подушку сиденья [81, 83, 103, 171, 357]. Вторая масса располагается на упругом основании, для которого характеристика демпфирования и жёсткость определяются параметрами сиденья. В свою очередь, первая масса связывается со второй упругими и демпфирующими элементами, параметры которых определяются характеристиками человеческого тела.

Причём, масса и рост человека-оператора оказывают малое воздействие на частоты колебаний в динамической системе «грудь – таз» [357]. Такая двухмассовая модель позволяет учитывать как основную резонансную частоту органов человеческого тела $f = 4,5 - 5,0$ Гц, так и вторую резонансную частоту, определяемую как характеристиками сиденья, так и параметрами тела человека [296].

Так как вестибулярный аппарат, служащий для распознавания направления и скорости движения, расположен в голове человека, то желательно учесть её в динамической модели [252, 253]. Предположив, что при вертикальных перемещениях туловища голова совершает только вертикальные колебания, приходим к трёхмассовой динамической модели, представляющей собой систему «голова – грудь – таз». Учёт передаточной функции системы «голова – грудь» целесообразен лишь при анализе высокочастотных вибраций, поскольку соответствующий резонанс колебаний головы проявляется на частоте $f = 25 - 30$ Гц [81, 335]. Поэтому при анализе колебаний на частотах $f = 0,7 - 22,4$ Гц вполне допустимо приближённо принимать, что характеристики колебаний головы идентичны параметрам колебаний груди [296] и рассматривать двухмассовую

модель, с пренебрежением воздействия колебаний головы на колебания тела человека [96].

Упомянутая ранее трёхмассовая модель «человек – сиденье» не учитывает особенностей соединения головы с туловищем. Однако вертикальные колебания человека, находящегося на сиденье в состоянии естественной посадки, сопровождаются продольно-угловыми перемещениями, совершаемыми головой [252]. Вследствие этого, амплитудно-частотная характеристика подсистемы «голова – грудь» может иметь дополнительную резонансную зону с максимумом на частоте 1,8–2,0 Гц [296]. Следовательно, учитывая особенности кинематики и присоединения к туловищу головы, её модель должна обладать двумя степенями свободы, обеспечиваемыми её прикреплением к массе груди посредством двух параллельно установленных и обладающих различными жёсткостями пружин [296].

Сложности представления человека как колебательной подсистемы обусловлены нелинейностями и появлением отклонений упругодемпфирующих характеристик мышц, связок, суставов [44, 120]. Положение и состояние тела человека оказывают влияние на его характеристики, что подтверждено в процессе испытаний человека на сиденье при трёх способах его посадки: расслабленной («свободной»), напряжённой (неудобной), естественной [44, 252].

В диссертации С.А. Гончарова [60] и статье [13] рассмотрена линейная биодинамическая модель человека, соответствующая естественной посадке. Колебания считаются малыми, сиденье имеет продольную плоскость симметрии. Характеристики всех упругих и демпфирующих элементов приняты линейными.

Расчётная схема обладает пятью степенями свободы. При этом в качестве пяти обобщённых координат приняты: вертикальные перемещения центра масс таза и центра масс груди, горизонтальное смещение груди, углы наклона груди и головы в продольной плоскости симметрии.

Первая масса, то есть масса таза и части нижних конечностей, помещена на упругом основании, коэффициенты жёсткости и демпфирования которого определяются характеристиками сиденья (подвеска сиденья отсутствует). Вторая масса (масса груди, включающая в себя массу плеч и часть массы верхних конечностей) связана с первой двумя вертикальными жёсткостями с параллельным включением для каждой из них соответствующего демпфера. Это жёстко-

сти основных мышц, соединяющих грудь с тазом, а также жёсткость позвоночного столба и коэффициенты демпфирования в них. Помимо этого, перемещение второй массы в горизонтальном и вертикальном направлениях ограничивается элементами, учитывающими горизонтальную и вертикальную жёсткости спинки сиденья и коэффициенты демпфирования спинки в соответствующих направлениях. Что касается третьей массы (массы головы), то она связана со второй не только посредством цилиндрического шарнира, поскольку жёсткость шеи в вертикальном направлении принята бесконечно большой. Кроме того, предусмотрена пружина с параллельно включённым демпфером, имитирующая угловую жёсткость шеи и демпфирование в ней. Как отмечено в [13], указанную биодинамическую модель можно уточнить путём учёта геометрической связи, накладываемой позвоночником на горизонтальное перемещение груди относительно таза.

Возмущением для этой модели «человек – неподрессоренное сиденье» служили вертикальные, продольно-поступательные и угловые колебания кузова линейной модели транспортного средства [60], кратко описанной в п. 1.1. В качестве выходных показателей служили среднеквадратичные значения вертикальных и продольных ускорений. Было замечено, что «параметры подушки существенно влияют на вертикальные ускорения тела человека и угловые ускорения его головы, а параметры спинки сиденья – на продольные ускорения туловища и головы человека, на угловые ускорения туловища и, в меньшей степени, на угловые ускорения головы» [60]. Для уменьшения вертикальных ускорений таза, туловища, головы, угловых и продольных ускорений головы целесообразно уменьшать жёсткость подушки сиденья. Однако, чрезмерное её понижение провоцирует возрастание относительных перемещений человека на сиденье, что затрудняет управление автомобилем. Чтобы они оставались неизменными, целесообразно увеличивать коэффициент трения в подушке сиденья. Однако, «это уменьшает эффект от снижения жёсткости подушки» [60]. Кроме того, когда номинальная жёсткость подушки такова, «что собственная частота колебаний человека на сиденье близка к собственной частоте колебаний поддрессоренных масс, то определённый положительный эффект можно получить и при увеличении жёсткости подушки сиденья в 2 – 2,5 раза» [60].

Следует заметить, что анализ вибронгруженности осуществлялся только по среднеквадратическим значениям вертикальных и угловых ускорений, без динамического анализа спектральных характеристик.

Шишкин В.И. [305] в качестве критериев оценки характеристик взаимодействия водителя и транспортного средства предлагает использовать приведённое с учётом частоты среднеквадратичное ускорение, учитывающее характер частотной чувствительности человека к колебаниям, а также поглощённую мощность колебаний, характеризующую среднее значение энергии, рассеиваемой в единицу времени в демпфирующих структурах тела человека.

Расчётные исследования осуществлялись с помощью плоской нелинейной динамической модели ГАЗ-53А при случайном внешнем воздействии. В состав модели вошли подрессоренная масса (с учётом груза и без него), связанная посредством пружин и демпферов с неподрессоренными массами передней и задней подвесок. Учитывались жёсткость и демпфирование шин, нелинейности ограничительных буферов. Водитель и сиденье включались в указанную модель в виде двухмассовой линейной системы с двумя степенями свободы. Предложен способ расчёта оптимальных параметров сиденья, предполагающий, что входное возмущение описывается спектром вертикальных ускорений подрессоренной массы транспортного средства в месте установки сиденья. Критерий качества системы «водитель – сиденье» основан на минимизации поглощённой телом человека мощности колебаний при наложении определённых ограничений на относительные перемещения сиденья. Показано, что снижение жёсткости сиденья влечёт за собой существенное уменьшение поглощённой в человеке мощности колебаний. Возрастание коэффициента демпфирования сиденья способствует уменьшению относительных перемещений сиденья, но значительно повышает поглощённую мощность колебаний [305].

Макарычев А.В. [150] предложил двухмассовую структуру динамической модели тела человека с сосредоточенными параметрами и склерономными связями. Колебания туловища моделируются поступательными перемещениями массы вдоль ортогональных осей x , y , z . Угловые колебания головы реализуются колебаниями соответствующей массы относительно оси шарнира, установленного на первой массе. Упруго-вязкие свойства грудино-ключично-сосцевидной мышцы, а также мышц шеи имитированы установкой двух спиральных упругодемпфирующих элементов. Вязко-упругие костно-мышечные

связи туловища вдоль вертикальной оси, включая брюшные и ягодичные мышцы, моделируются вертикально установленными пружиной и демпфером. Аналогично, посредством включения параллельных пружин и демпферов в направлениях осей x , y , имитируются мышцы живота и спины.

Учёт нелинейных свойств модели обеспечен введением нелинейностей в упругие связи в виде аналитических функций, отдельно вдоль каждой из координатных осей [305]. Критерием оценки качества моделирования служила близость теоретических и усреднённых экспериментальных точек первого резонансного максимума амплитудно-частотных характеристик для всех трёх случаев вибрационного воздействия – в направлениях осей x , y , z . Однако, судя по представленным графикам, второй резонансный максимум амплитудно-частотной характеристики на теоретических кривых проявляется слабо, то есть с помощью созданной модели описать его не удалось. Кроме того, включения указанной модели «человек – сиденье» в состав динамической модели транспортного средства не осуществлялось.

В работе Ротенберга Р.В. [252] приводится описание более сложных моделей. Например, в одной из таких многомассовых схем имитируются не только массы головы, груди, верхних конечностей, таза, нижних конечностей, но и основных органов, расположенных в брюшной полости. Соответственно, позвоночник представлен в виде пружины, связывающей таз и грудь. Ещё одна расчётная схема представляет собой имитацию водителя, разместившегося на сиденье и опирающегося на рулевое колесо своими руками. Названные массы соединены между собой с помощью пружин и демпферов, моделирующих шею и мышцы поясничной части тела. Упругодемпфирующими элементами, имитирующими мягкие части ягодиц, обычно пренебрегают, особенно при наличии мягкой подушки сиденья [252, 357].

Воздействие случайных колебаний определяется их спектральным составом. В частности, вертикальные колебания сидящего человека обуславливают появление основного резонанса на 4...5 Гц [296], резонансных колебаний рук и плеч на 3 Гц, позвоночника и внутренних органов, расположенных в брюшной полости, – на 4...8 Гц [125], головы – в частотной области 25...30 Гц, а также глазных яблок – при 60...90 Гц [252].

К.К. Глухарёв [57] экспериментально исследовал механические свойства тела человека-оператора под вибрационными воздействиями. Аналитически

описаны нелинейные «реологические зависимости силы от деформации и её скорости в костно-мышечной структуре человека при вибрации». Кроме того, были обобщены результаты экспериментов по определению механизмов биорегуляции человека под вибрационным воздействием.

Представляя тело человека в виде динамической модели, следует иметь в виду, что упругодемпфирующие свойства человеческого тела не остаются постоянными, а непрерывно изменяются во время совершаемых колебаний. Следовательно, тело является нестационарной колебательной системой [44, 253]. Каждому человеку присуща в определённых пределах способность к авторегуляции, то есть к такой перемене своих характеристик, при которой с течением времени колебательное воздействие уменьшается. Такого эффекта удастся достигнуть путём изменения позы при посадке на сиденье, сокращения определённых групп мышц, что обуславливает появление рассогласования собственной и возмущающей частот.

Поскольку человека можно представить в виде динамической модели, то естественно стремление к рассмотрению транспортного средства и человека на сиденье как единой колебательной системы. При этом наиболее простым вариантом представляется используемая в большинстве работ и уже рассмотренная двухмассовая подсистема «человек – сиденье» [83, 85, 103, 171, 357]. Подобные модели обеспечивают возможность расчёта характеристик колебаний, передающихся как водителю, так и пассажиру или даже перевозимому в кузове и установленному на виброизолирующих опорах грузу [85]. Однако, в работе [297] указано, что при проведении ориентировочных расчётов, ввиду малости масс в составе подсистемы «человек – сиденье» по сравнению с величиной подрессоренных масс транспортного средства, вполне допустимо изучение колебаний автотранспортного средства отдельно от колебаний человека на сиденье.

Рассматривая вопрос о влиянии места установки сиденья по длине колёсной базы транспортного средства, следует заметить, что зона наименьших среднеквадратичных вертикальных ускорений точек кузова расположена внутри базы, со смещением в сторону наименее жёсткой (как правило, передней) подвески. Следовательно, конструктивное перемещение кабины в сторону передней оси, а тем более, её перенос за пределы базы, значительно ухудшит виброн нагруженность сидений как самого водителя, так и разместившихся рядом с ним

пассажиров [96]. В подобных случаях требуется обращать особое внимание на определение параметров виброзащитных систем сидений.

Однако, положение зоны комфорта для конкретного человека на сиденье может не совпадать с областью наименьших среднеквадратичных вертикальных ускорений точек кузова транспортного средства, а определяться соотношением между частотой собственных колебаний тела пассажира и частотами собственных колебаний поддресоренных масс. Поэтому правильнее говорить о том, что зона комфорта расположена внутри колёсной базы со смещением «в сторону той подвески, частота колебаний поддресоренных масс для которой больше разнится от собственной частоты колебаний» человека на сиденье [96].

В нынешнее время отечественные и зарубежные исследователи (в основном из таких стран, как США, Великобритания, Франция, Швеция, Германия) выполнили работы по построению динамических моделей человеческого тела, в которых выделяют следующие основные направления [120]:

1) формирование моделей, включая простые биодинамические расчётные схемы человека на сиденье, и вплоть до реализации поведенческих моделей при различных режимах вибровоздействий;

2) сбор и обработка статистических сведений о режимах труда человека-оператора, изменении состояния здоровья и т. д. Это обеспечивает возможность прогнозирования дискомфорта водителей или определения предельно допустимых доз вибрации;

3) изучение различных механизмов воздействий вибраций, при котором должно внимание обращено на определение передаточных функций межпозвоночных поясничных дисков.

Выводы по главе

1. Изучение состояния вопроса показало, что по-прежнему сохраняется потребность создания пространственных динамических моделей транспортных средств, отражающих комплексный характер сложного динамического взаимодействия объектов виброзащиты, несущих конструкций и элементов систем виброзащиты всех уровней, включая колёса с пневматическими шинами, подвески транспортного средства, виброизоляторы кузова и силового агрегата, подвески кабины и сиденья.

2. Рассмотрение моделей, используемых для динамического анализа вибронагруженности транспортных средств, сопоставление значительного количества расчётных и экспериментальных результатов позволяет сделать вывод о целесообразности применения нелинейных пространственных моделей транспортных средств, что способствует воспроизведению процессов, происходящих при перемещении по дорогам со случайным и импульсным дорожным воздействием. В связи с несимметричностью случайного воздействия, следует предусмотреть подачу отдельных временных реализаций дорожного микропрофиля на колёса левого и правого бортов транспортного средства.

3. В процессе моделирования поглощающих способностей шин, подвесок транспортных средств, подвесок кабин, подвесок, подушек и спинок сидений целесообразно предусмотреть учёт динамических жёсткостей и коэффициентов демпфирования в зависимости от величины петли гистерезиса и амплитуды внешнего воздействия, а также от особенностей кинематики направляющих устройств подвесок транспортного средства, подвесок кабины и сиденья.

4. Весьма актуальной задачей для сложных виброзащитных систем, характеризующихся значительными относительными перемещениями их элементов при движении по дорогам плохого качества, представляется осуществление расчётов на базе дифференциальных уравнений больших перемещений тел, то есть с точным описанием угловой ориентации тел, без допущения о малости углов их поворота.

Переход от малых к большим перемещениям тел обусловлен не только необходимостью детализации особенностей элементов виброзащитных систем (подвески транспортного средства, подвески кабины, подвески и подушки сиденья, учёт виброизоляторов кузова и силового агрегата) в составе расчётной схемы транспортного средства.

Это открывает возможности более точного учёта пространственного характера колебаний, многозвенности структуры расчётной схемы, динамических жёсткостей и динамических коэффициентов демпфирования элементов виброзащитных систем, геометрических нелинейностей, связанных с кинематическими особенностями элементов конструкции; соответствующих нелинейностей характеристик упругодемпфирующих элементов, импульсных и случайных дорожных возмущений, а также добавления моделей специфичных взаимодействий, в частности, качения колёс с эластичными шинами.

5. При наличии упруго-податливых рамы и (или) цельнометаллического, в том числе фургонного, кузова возникает потребность учёта деформируемости конструкций соответствующих несущих систем. Поэтому необходима разработка методов расчёта на базе дифференциальных уравнений больших перемещений тел, обеспечивающих включение в пространственную нелинейную динамическую модель транспортного средства конечно-элементной модели несущей системы.

6. Представленные в рассмотренных работах модели не позволяли осуществить полноценный анализ параметров элементов подвесок кабины, что отрицательно сказывалось на результатах динамического анализа вибронагруженности не только конструкции кабины и сиденья водителя, но и всего транспортного средства, в особенности, его передней части. Крепление кабины в составе пространственной модели транспортного средства или не учитывали вообще, или моделировали с помощью линейных пружин с параллельным включением линейных демпферов или без них, не принимая во внимание особенностей направляющего аппарата, расположения амортизаторов, наличия стабилизатора в составе подвески кабины, влияния упругодемпфирующих свойств деталей крепления элементов подвески кабины.

7. В традиционных моделях «человек – сиденье», включаемых в качестве подсистем в пространственную динамическую модель транспортного средства, не принимались во внимание геометрические особенности направляющего аппарата подвески сиденья, гистерезисные свойства и динамические жёсткости характеристик подвески, подушки и спинки сиденья, изменения коэффициентов демпфирования амортизатора подвески в процессе её работы.

Наличие экспериментально наблюдаемого второго максимума передаточной функции подвески сиденья и всего сиденья в целом, находящегося в наиболее чувствительном для человека диапазоне 4 – 8 Гц, обуславливает необходимость уточнения упругодемпфирующих связей тела человека, находящегося на сиденье. В связи с трудностью включения модели подсистемы «человек – сиденье» в пространственную модель транспортного средства для этих целей применялась традиционная двухмассовая схема с линейными упругодемпфирующими связями или осуществлялась подача входного воздействия непосредственно на само сиденье, без учёта сложного характера взаимодействия подсисте-

мы «человек – сиденье» с остальными элементами конструкции транспортного средства.

8. По-прежнему сохраняется актуальность рассмотрения ряда задач, полноценное решение которых ранее на этапе проектирования было весьма затруднительно и осуществлялось лишь в процессе анализа результатов дорожных испытаний опытных образцов и экспериментальной доводки их конструкций, что отражалось на существенном повышении стоимости работ:

- подробный анализ вибронагруженности транспортных средств при движении по участкам со случайным микропрофилем, а также при переезде импульсных неровностей, в условиях значительных линейных и угловых относительных перемещений элементов виброзащитных систем;

- динамический анализ влияния на вибронагруженность транспортного средства параметров элементов систем виброзащиты с учётом их динамических жёсткостей, взаимного динамического воздействия элементов подвесок, особенностей конструкций направляющих аппаратов подвесок;

- оценка и динамический анализ вибронагруженности рабочих мест водителей, влияния параметров подвески и подушки сиденья с учётом сложного характера взаимодействия подсистемы «человек – сиденье» с остальными элементами пространственной динамической модели транспортного средства;

- проверка наличия S-образного продольного изгиба при разгоне и торможении с помощью многозвенной модели рессоры с учётом особенностей её установки и деталей крепления;

- получение и анализ максимально приближенных к реальным кинематических характеристик подвесок при разгоне и торможении транспортного средства в целях обеспечения допускаемых углов продольно-углового крена подвесочных масс;

- подробный динамический анализ параметров подвески кабины с уточнённым представлением её элементов и их включение в состав пространственной динамической модели грузового автомобиля;

- исследование влияния сухого и вязкого трения в соответствующих элементах виброзащитных систем с нелинейными упругодемпфирующими характеристиками;

- построение и анализ нелинейных гистерезисных статических характеристик вертикальной и поперечно-угловой упругостей подвесок, приведённых к

колесу, то есть с учётом геометрических нелинейностей, обеспечиваемых направляющим аппаратом, и влияния особенностей установки упругого элемента, амортизатора и стабилизатора, деталей крепления и включения ограничителей ходов на жёсткость подвески, а также радиальной и боковой податливостей шин.

9. На основе проведённого анализа состояния вопроса по исследованию динамики систем тел и изучению вибронагруженности транспортных средств, с учётом поставленной во введении цели работы, сформулированы приведённые во введении основные задачи и место данной диссертационной работы.

Глава 2. Особенности построения пространственных динамических моделей транспортных средств на основе дифференциальных уравнений больших перемещений тел

2.1. Постановка задачи

Рассмотрен базирующийся на использовании уравнений Лагранжа 1-го рода метод построения дифференциальных уравнений пространственных систем тел, совершающих большие перемещения, без допущения о малости углов их поворота, то есть с точным описанием угловой ориентации тел и с учётом особенностей кинематических связей [187, 224].

В настоящее время в процессе проектирования и дальнейшего совершенствования конструкций транспортных средств начинают находить достаточно широкое применение компьютерные методы исследования динамики многотельных механических систем. Такие методы осуществляются на основе универсальных программных комплексов, реализующих формирование дифференциальных уравнений перемещений, процедуры их численного интегрирования, обработку и графическую визуализацию результатов решения задачи. К числу наиболее известных образцов подобных комплексов можно отнести российские ФРУНД [187, 224, 66, 67, 68, 69, 70, 71], «Универсальный механизм» [95, 185, 186], PRADIS [137], «Эйлер» [33, 34, 358], а также зарубежные AUTOSIM [339, 350, 359], ADAMS [326, 338, 341, 343, 348, 356], DADS [324].

Основные методы механики, применяемые в существующих программных системах моделирования, анализ их достоинств и недостатков приведены в работах [46, 354].

На нынешнем этапе развития рынка автомобильной техники многие производители озабочены необходимостью сокращения сроков выполнения опытно-конструкторских и доводочных работ по новым образцам транспортных средств. В этой связи всё большее значение приобретает применение расчётных схем, базирующихся на уточнении представления уравнений перемещений элементов виброзащитных систем в составе динамической модели транспортного средства. В этих условиях весьма интенсивное развитие получает постановка задач в расширенной трактовке, связанная с отказом от предположения о малых перемещениях тел, что открывает возможности достаточно полного учёта в ди-

намической модели транспортного средства геометрических нелинейностей, связанных с кинематическими особенностями элементов конструкции, динамических жёсткостей и динамических коэффициентов демпфирования элементов виброзащитных систем, соответствующих нелинейностей характеристик упругодемпфирующих элементов, импульсных и случайных дорожных возмущений с помощью дифференциальных уравнений больших перемещений тел, без допущения о малости углов их поворота, то есть с точным описанием угловой ориентации тел.

В современных динамических моделях транспортных средств, используемых на этапах проведения работ по проектированию и совершенствованию виброзащитных систем, следует предусмотреть пространственный характер нелинейных движений элементов, принимать во внимание особенности структуры расчётной системы, многомерные детерминированные и случайные внешние дорожные возмущения, а также добавление моделей специфичных взаимодействий, в частности, качения колеса с эластичной шиной [187, 189].

Модель колебаний конструкции транспортного средства рассматривается как динамическая модель механической системы, подверженной переменному во времени внешнему воздействию. Сложную динамическую модель, расположенную в заданной неподвижной общей системе координат, можно представить как совокупность подсистем – абсолютно твёрдых и упругих тел, соединённых друг с другом посредством упругих и демпфирующих соединительных элементов. Причём, каждую такую подсистему описывают в своей системе обобщённых координат. В частности, абсолютно твёрдое тело характеризуется тремя поступательными и тремя вращательными степенями свободы, а упругое тело – соответствующими степенями свободы конечно-элементной модели или описывается в системе нормальных координат.

Соединительные элементы крепят в определённых точках (узлах) рассматриваемых подсистем и связывают их между собой. Они являются комбинациями, в общем случае, нелинейных упругодемпфирующих связей по заданным направлениям системы координат, связанной с соединительным элементом, и служат для передачи на рассматриваемую подсистему сил и моментов, действующих со стороны других подсистем или со стороны дороги. Кроме того, предусмотрено наличие внешних сил и моментов как функций времени и частоты или в виде постоянных величин, приложенных к подсистемам.

В результате пространственная механическая система представляется состоящей из абсолютно твёрдых и упругих тел, связанных друг с другом и с неподвижным основанием и определённым образом ориентированными в пространстве упругими и демпфирующими соединительными элементами. На тела могут действовать силы и моменты нагрузок, зависящие от времени. Внешние воздействия могут задаваться также кинематическим образом, через соединительные элементы.

2.2. Запись уравнений перемещений механической системы на базе уравнений Лагранжа 1-го рода

В программном комплексе ФРУНД [187, 224, 66, 67, 68, 69, 70, 71] представление дифференциальных уравнений перемещений базируется на применении уравнений Лагранжа 1-го рода, а также абсолютных координат [89]. Возможность применения явных методов интегрирования дифференциальных уравнений с исключением потребности решения нелинейных систем дифференциальных уравнений относительно переменных состояния, обеспечивается представлением уравнений кинематических связей во вторых производных. Такая форма записи по числу дифференцирований уравнений связей получила название дифференциально-алгебраических уравнений индекса два [317, 354]. В работах [136, 320, 351, 353] представлены сходные методы.

Для произвольной механической системы тел уравнения перемещений представляют собой совокупность уравнений, описывающих свободные перемещения твёрдых и упругих тел, а также уравнений связей с помощью соответствующих кинематических пар, с учётом сил и моментов от упругодемпфирующих элементов, соединяющих тела (начальные условия: $\mathbf{q}(0) = \mathbf{q}_0$; $\dot{\mathbf{q}}(0) = \dot{\mathbf{q}}_0$):

$$\begin{cases} \mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{A}^T\boldsymbol{\lambda} = \mathbf{f}(\dot{\mathbf{q}}, \mathbf{q}, t), \\ \mathbf{A}\ddot{\mathbf{q}} = \mathbf{s}(\dot{\mathbf{q}}, \mathbf{q}), \end{cases} \quad (2.2.1)$$

где \mathbf{M} – матрица, включающая в себя матрицы инерции отдельных тел, и представляющая собой матрицу инерции системы;

\mathbf{A} – матрица размерностью $(k \times n)$, где k – число связей, содержащая переменные коэффициенты уравнений кинематических связей;

\mathbf{q} – вектор, включающий обобщённые координаты механической системы и имеющий размерность n ;

λ – вектор, включающий множители Лагранжа, определяющие реакции в соответствующих кинематических парах;

$s(\dot{\mathbf{q}}, \mathbf{q})$ – вектор, содержащий правые части уравнений связей;

$\mathbf{f}(\dot{\mathbf{q}}, \mathbf{q}, t)$ – вектор внешних усилий, состоящий из сил от нагрузок, сил и моментов от упругодемпфирующих элементов, а также гироскопических сил.

Система дифференциальных уравнений второго порядка (2.2.1) является одной из форм записи в механике уравнений Лагранжа 1-го рода.

2.3. Составление уравнений перемещений свободного твёрдого тела

Согласно известной из курса теоретической механики *теореме Шаля*, «любое конечное перемещение твёрдого тела эквивалентно поступательному перемещению вместе с некоторым полюсом с последующим вращением относительно этого полюса» [43]. По *теореме Даламбера – Эйлера*, «любое конечное вращение твёрдого тела относительно неподвижной точки эквивалентно вращению относительно некоторой оси, проходящей через эту точку» [43].

Таким образом, в динамике твёрдого тела его перемещение представляется в виде совокупности поступательного перемещения центра масс и вращений относительно центра масс.

Кинематическое описание конечных вращений обычно осуществляется с помощью *углов Эйлера* (рис. 2.3.1). Возможны различные варианты их введения [59]. Для дальнейших расчётов примем наиболее часто используемый способ определения указанных углов [43, 59, 143, 156, 307].

Рассмотрим три последовательных поворота системы координат x, y, z , жёстко связанной с твёрдым телом. Пусть начальному положению тела соответствует система координат ξ, η, ζ , которая переводится в положение ξ', η', ζ' путём поворота против хода часовой стрелки относительно оси ζ на угол ψ (*угол прецессии*). При этом оси ξ, η, ζ параллельны осям неподвижной системы координат X, Y, Z .

Далее система ξ', η', ζ' поворачивается против хода часовой стрелки на угол θ (*угол нутации*) относительно оси ξ' и занимает новое положение ξ'', η'', ζ'' . Последнее вращение против хода часовой стрелки на угол φ (*угол собственного*

вращения) выполняется относительно оси ζ'' . Этот поворот позволяет определить конечное положение системы координат x, y, z .

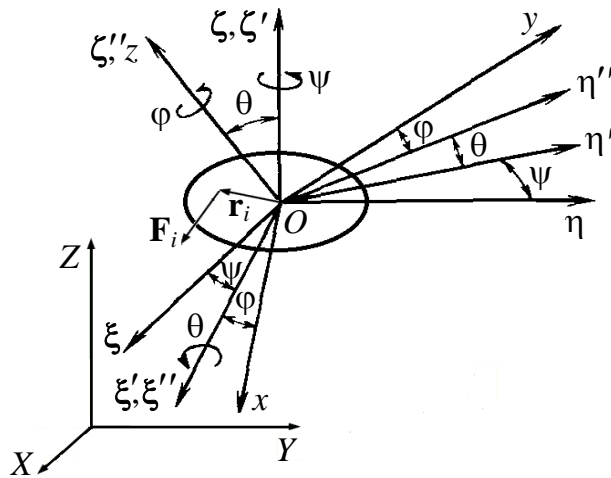


Рис. 2.3.1. Углы Эйлера при описании перемещений свободного твёрдого тела

Таким образом, углы Эйлера ψ, θ, φ полностью определяют угловую ориентацию подвижной системы координат x, y, z , жёстко связанной с твёрдым телом, относительно неподвижной системы координат X, Y, Z .

Результирующая *матрица поворота* получается путём перемножения компонентов матриц трёх описанных поворотов [59]:

$$\mathbf{B} = \mathbf{B}_\varphi \mathbf{B}_\theta \mathbf{B}_\psi =$$

$$= \begin{pmatrix} \cos\varphi & \sin\varphi & 0 \\ -\sin\varphi & \cos\varphi & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos\theta & \sin\theta \\ 0 & -\sin\theta & \cos\theta \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \cos\psi & \sin\psi & 0 \\ -\sin\psi & \cos\psi & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} =$$

$$= \begin{pmatrix} \cos\psi \cos\theta - \cos\theta \sin\varphi \sin\psi & \cos\psi \sin\varphi + \cos\theta \cos\varphi \sin\psi & \sin\psi \sin\theta \\ -\sin\psi \cos\varphi - \cos\theta \sin\varphi \cos\psi & -\sin\psi \sin\varphi + \cos\theta \cos\varphi \cos\psi & \cos\psi \sin\theta \\ \sin\theta \sin\varphi & -\sin\theta \cos\varphi & \cos\theta \end{pmatrix}.$$

Уравнения перемещений свободного (без учёта кинематических связей) твёрдого тела (рис. 2.3.1) имеют вид:

$$\begin{cases} m\ddot{\mathbf{r}}_C = \sum_{i=1}^{k_F} \mathbf{F}_i, \\ \mathbf{I}\dot{\boldsymbol{\omega}}_C = \sum_{i=1}^{k_F} [(\mathbf{B}^T \mathbf{F}_i) \times \mathbf{r}_i] + \sum_{i=1}^{k_M} \mathbf{M}_{ei} + [\mathbf{K} \times \boldsymbol{\omega}_C], \end{cases} \quad (2.3.1)$$

где \mathbf{F}_i – представленный в неподвижной системе координат X, Y, Z трёхмерный вектор внешних усилий, приложенных к соответствующей точке твёрдого тела;
 k_F – общее число внешних сил, приложенных к твёрдому телу;

\mathbf{m} – матрица масс твёрдого тела, имеющая диагональный вид;

$\mathbf{r}_C = (X, Y, Z)^T$ – задаваемый в системе координат X, Y, Z вектор, включающий в себя координаты центра масс твёрдого тела;

$\boldsymbol{\omega}_C = (\omega_x, \omega_y, \omega_z)^T$ – вектор, включающий проекции угловой скорости твёрдого тела на оси x, y, z жёстко связанной с телом подвижной системы координат;

$\mathbf{I} = \text{diag}(I_x, I_y, I_z)$ – матрица, имеющая диагональный вид и включающая в себя главные центральные моменты инерции твёрдого тела;

\mathbf{B} – матрица поворотов, необходимая для преобразования заданного в подвижной системе координат вектора в неподвижную систему координат;

\mathbf{r}_i – радиус-вектор, проведённый из начала системы координат x, y, z в точку приложения к твёрдому телу силы;

\mathbf{M}_{ei} – трёхмерный вектор, включающий внешние моменты, приложенные к точке твёрдого тела и заданные системе координат x, y, z ;

k_M – общее число действующих на тело внешних моментов;

\mathbf{K} – кинетический момент твёрдого тела;

$[\mathbf{K} \times \boldsymbol{\omega}_C]$ – вектор моментов от гироскопических сил.

При плоскопараллельном перемещении твёрдого тела уравнений системы (2.3.1) вполне достаточно. Для описания пространственного перемещения к уравнениям системы (2.3.1) следует добавить кинематические уравнения Эйлера (2.3.2), выражающие связь между углами Эйлера ψ, θ, φ и проекциями $\omega_x, \omega_y, \omega_z$ угловой скорости твёрдого тела на оси жёстко связанной с ним системы координат x, y, z . Подробный вывод этих уравнений приведён в работе [143]:

$$\begin{cases} \omega_x = \dot{\psi} \sin \theta \sin \varphi + \dot{\theta} \cos \varphi, \\ \omega_y = \dot{\psi} \sin \theta \cos \varphi - \dot{\theta} \sin \varphi, \\ \omega_z = \dot{\psi} \cos \theta + \dot{\varphi}. \end{cases} \quad (2.3.2)$$

2.4. Формирование уравнений перемещений конечно-элементной модели упругого тела

С целью анализа статических и динамических характеристик упругих тел в настоящее время разработан ряд различных дискретных методов, среди которых наиболее широкое применение получил метод конечных элементов, теоретические аспекты которого подробно изложены в работах [23, 52, 111, 264, 314, 322]. Вопросы применения метода конечных элементов к расчётам конструкций транспортных средств рассмотрены в трудах [2, 3, 113, 114, 116, 196, 197].

Указанный метод позволяет давать подробное описание упругих свойств тел произвольной формы в области малых упругих деформаций [316, 355]. Поскольку, наряду с малыми деформациями, в поставленной задаче требуется рассмотрение больших перемещений тела как единого целого, то следовало бы учесть наличие инерционной связи между большими перемещениями тела и упругими деформациями [23].

В данной работе предлагается рассмотрение *малых упругих колебаний конечно-элементной модели совместно с большими перемещениями подвижного жёсткого каркаса упругого тела в составе динамической модели транспортного средства*. Такое сочетание является новым и позволяет принимать во внимание наличие инерционной связи между большими перемещениями тела и соответствующими упругими деформациями. При формировании уравнений перемещений принимается допущение о том, что инерция тела считается сосредоточенной в узлах рассматриваемой конечно-элементной модели упругого тела (начальные условия: $\mathbf{u}(0) = \mathbf{u}_0$; $\dot{\mathbf{u}}(0) = \dot{\mathbf{u}}_0$) [187]:

$$\begin{aligned} \mathbf{m}_u \ddot{\mathbf{u}} + \mathbf{C}_u \dot{\mathbf{u}} + \mathbf{K}_u \mathbf{u} &= \mathbf{B}^T \mathbf{F} + \mathbf{F}_{\text{ин.пер}} + \mathbf{F}_{\text{ин.к}}, \\ \mathbf{m}_u \ddot{\mathbf{u}} + \mathbf{C}_u \dot{\mathbf{u}} + \mathbf{K}_u \mathbf{u} &= \mathbf{B}^T \mathbf{F} - \mathbf{m}_u (\mathbf{a}_{\text{вр}} + \mathbf{a}_{\text{к}}), \end{aligned} \quad (2.4.1)$$

где \mathbf{m}_u – матрица инерции упругого тела;

\mathbf{K}_u – матрица жёсткости упругого тела;

\mathbf{C}_u – матрица демпфирующих коэффициентов упругого тела;

\mathbf{u} – вектор, содержащий векторы с координатами узлов всего упругого тела;

\mathbf{B} – матрица поворотов;

$\mathbf{F}_{\text{ин.пер}}$, $\mathbf{F}_{\text{ин.к}}$ – векторы переносных и Кориолисовых сил инерции;

$\mathbf{a}_{\text{вр}}$, $\mathbf{a}_{\text{к}}$ – векторы вращательных и Кориолисовых ускорений узлов упругого тела;

\mathbf{F} – вектор, компоненты которого – силы и моменты, приложенные в соответствующих узлах.

Матрица демпфирования выражается в виде суммы: $\mathbf{C}_u = c_1 \mathbf{m}_u + c_2 \mathbf{K}_u$, где c_1, c_2 – коэффициенты пропорциональности.

Что касается вращательного ускорения i -го узла, то оно определяется по формуле:

$$\mathbf{a}_{\text{вр}i} = \mathbf{a}_{ni} + \mathbf{a}_{ti}. \quad (2.4.2)$$

В свою очередь, для нахождения нормального и тангенциального ускорений i -го узла применены формулы:

$$\mathbf{a}_{ni} = [\boldsymbol{\omega}_O \times [\boldsymbol{\omega}_O \times \mathbf{r}_i]], \quad (2.4.3)$$

$$\mathbf{a}_{ti} = [\boldsymbol{\varepsilon}_O \times \mathbf{r}_i], \quad (2.4.4)$$

где \mathbf{r}_i – радиус-вектор, характеризующий положение i -го узла относительно центра O ;

$\boldsymbol{\omega}_O$ – вектор угловой скорости жёсткого каркаса;

$\boldsymbol{\varepsilon}_O$ – вектор углового ускорения жёсткого каркаса относительно выбранного центра O .

С целью расчёта отдельных составляющих применяют следующие уравнения:

$$\varepsilon_{Ox} = \dot{\omega}_{Ox} = \frac{M_{Ox}}{I_{Ox}}, \quad (2.4.5)$$

где M_{Ox} – проекция момента внешних сил на ось Ox в системе координат, связанной с упругим телом;

I_{Ox} – момент инерции упругого тела относительно оси Ox .

На упругом теле система координат выбирается таким образом, чтобы рассматриваемые оси представляли собой главные центральные оси инерции.

Формула для вектора моментов внешних сил имеет вид:

$$\mathbf{M}_O = \sum_{i=1}^l [\mathbf{r}_i \times \mathbf{B}^T \mathbf{F}_i], \quad (2.4.6)$$

\mathbf{F}_i – представленный в неподвижной системе координат трёхмерный вектор усилий, приложенных к соответствующему узлу; l – общее число узлов в составе конечно-элементной модели упругого тела.

Выражение для Кориолисова ускорения i -го узла:

$$\mathbf{a}_{ki} = 2[\boldsymbol{\omega}_O \times \mathbf{v}_{O_i}], \quad (2.4.7)$$

где \mathbf{v}_{O_i} – скорость i -го узла относительно принятого центра O : $\mathbf{v}_{O_i} = \mathbf{v}_i - \mathbf{v}_O$.

Матрицу поворотов \mathbf{B} получают с помощью кинематических уравнений Эйлера (2.3.2), применяя (2.4.5).

С помощью уравнения (2.4.1) удаётся точно описать малые упругие колебания тела совместно с большими перемещениями жёсткого каркаса упругого тела, но возникают трудности с его интегрированием вследствие его значительной размерности.

Размерность уравнения (2.4.1) в практических задачах может достигать сотен тысяч. Поэтому прямое использование этого уравнения в численных математических моделях ограничено большими затратами на вычисление правых частей [30].

Наиболее распространённым приёмом снижения размерности системы (2.4.1) является представление в нормальных координатах с учётом ограниченного числа форм [43].

Собственные частоты и формы колебаний упругого тела определяются из уравнения свободных колебаний без вязкого сопротивления:

$$\mathbf{m}_u \ddot{\mathbf{u}} + \mathbf{K}_u \mathbf{u} = \mathbf{0}. \quad (2.4.8)$$

Квадраты собственных частот ω^2 определяются из характеристического уравнения:

$$\det(\mathbf{K}_u - \omega^2 \mathbf{m}_u) = \mathbf{0}. \quad (2.4.9)$$

Собственные векторы, соответствующие заданной собственной частоте, находятся из однородной системы уравнений [43, 188]:

$$(\mathbf{K}_u - \omega_j^2 \mathbf{m}_u) \boldsymbol{\varphi}_j = \mathbf{0}, \quad j = 1, 2, \dots, n. \quad (2.4.10)$$

Каждой собственной частоте ω_j можно поставить в соответствие вектор собственных форм колебаний $\boldsymbol{\varphi}_j$, что позволяет сформировать квадратную модальную матрицу собственных форм $\boldsymbol{\Phi}$:

$$\boldsymbol{\varphi} = (\varphi_1, \varphi_2, \dots, \varphi_n) = \begin{pmatrix} \Phi_{11} & \Phi_{12} & \dots & \Phi_{1n} \\ \Phi_{21} & \Phi_{22} & \dots & \Phi_{2n} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \Phi_{n1} & \Phi_{n2} & \dots & \Phi_{nn} \end{pmatrix}. \quad (2.4.11)$$

Введём нормальные координаты в виде

$$\mathbf{u} = \boldsymbol{\varphi} \mathbf{n}, \quad (2.4.12)$$

где \mathbf{n} – вектор нормальных координат.

Воспользуемся двумя условиями ортогональности собственных форм [23]:

$$\boldsymbol{\varphi}^T \mathbf{m}_u \boldsymbol{\varphi} = \mathbf{E}, \quad (2.4.13)$$

где \mathbf{E} – единичная матрица;

$$\boldsymbol{\varphi}^T \mathbf{K}_u \boldsymbol{\varphi} = \boldsymbol{\Omega}^2 = \text{diag}(\omega_j^2), \quad j = 1, \dots, n, \quad (2.4.14)$$

где $\boldsymbol{\Omega}^2$ – диагональная матрица квадратов собственных частот,

ω_j – собственная частота колебаний упругой подсистемы,

а также соответствующим преобразованием матрицы демпфирования [23]:

$$\boldsymbol{\varphi}^T \mathbf{C}_u \boldsymbol{\varphi} = 2\boldsymbol{\mu} = \text{diag}(2\omega_j \mu_j), \quad j = 1, \dots, n. \quad (2.4.15)$$

Здесь $\boldsymbol{\mu}$ – матрица, имеющая диагональный вид и составленная из коэффициентов демпфирования упругого тела по формам колебаний;

μ_j – значение коэффициента демпфирования для j -й формы колебаний упругого тела.

Тогда с учётом (2.4.13) – (2.4.15) получаем представление в нормальных координатах уравнения (2.4.1):

$$\ddot{\mathbf{n}} + 2\boldsymbol{\mu}\dot{\mathbf{n}} + \boldsymbol{\Omega}^2 \mathbf{n} = \boldsymbol{\varphi}^T \mathbf{B}^T \mathbf{F} - \boldsymbol{\varphi}^T \mathbf{m}_u (\mathbf{a}_{\text{вр}} + \mathbf{a}_{\text{к}}). \quad (2.4.16)$$

Уравнение (2.4.16) составлено для конечно-элементной модели упругого тела со свободными границами, поэтому матрицу $\boldsymbol{\varphi}$ и вектор \mathbf{n} рассматривают в виде совокупности двух частей, одна из которых соответствует формам движения рассматриваемого тела как твёрдого (индекс t), а другая – как упругого (индекс u) [187]:

$$\boldsymbol{\varphi} = (\boldsymbol{\varphi}_t \boldsymbol{\varphi}_u)^T; \quad \mathbf{n} = (\mathbf{n}_t \mathbf{n}_u)^T. \quad (2.4.17)$$

С целью нахождения угловой скорости подвижного жёсткого каркаса в системе координат, связанной с упругим телом, рассмотрим две любые точки тела, для которых известны координаты. Представив угловую скорость таких точек через нормальные координаты, получаем для неё выражение в следующем виде [187]:

$$\omega_O = \mathbf{R}^{-1} \boldsymbol{\Phi}_t^* \dot{\mathbf{n}}_t;$$

$$\mathbf{R} = \begin{pmatrix} 0 & -r_{z1} & r_{y1} \\ r_{z2} & 0 & -r_{x1} \\ -r_{y2} & r_{x2} & 0 \end{pmatrix}, \quad \boldsymbol{\Phi}_t^* = \begin{pmatrix} \boldsymbol{\Phi}_t^{x1} - \boldsymbol{\Phi}_t^{x2} \\ \boldsymbol{\Phi}_t^{y1} - \boldsymbol{\Phi}_t^{y2} \\ \boldsymbol{\Phi}_t^{z1} - \boldsymbol{\Phi}_t^{z2} \end{pmatrix},$$

где $\boldsymbol{\Phi}_t^{x1}$ – подматрица коэффициентов форм, соответствующая движениям как твёрдого тела узла I в направлении x ; обозначения остальных подматриц выполняются аналогично.

Таким образом, система уравнений (2.4.1) разделяется на n уравнений вида

$$\ddot{n}_j(t) + 2\omega_j \mu_j \dot{n}_j(t) + \omega_j^2 n_j(t) = r_j(\dot{\mathbf{n}}, \mathbf{n}, t), \quad j = 1, \dots, n, \quad (2.4.18)$$

где $r_j(\dot{\mathbf{n}}, \mathbf{n}, t) = \boldsymbol{\Phi}_j^T [\mathbf{B}^T \mathbf{F} - \mathbf{m}_u (\mathbf{a}_{\text{вп}} + \mathbf{a}_K)]$.

Уравнения (2.4.18) справедливы в предположении, что наличие внутреннего демпфирования упругой системы не обуславливает взаимодействия между собственными формами её колебаний без демпфирования, то есть матрица демпфирования, как отмечалось выше, выражается в виде суммы $\mathbf{C}_u = c_1 \mathbf{m}_u + c_2 \mathbf{K}_u$, а внешнее сосредоточенное демпфирование при колебаниях упругого тела учитывается с помощью характеристик соответствующих соединительных элементов.

Что касается начальных условий, то, учитывая выражение (2.4.12) и наличие ортонормированной матрицы $\boldsymbol{\Phi}$, они запишутся следующим образом:

$$\mathbf{n}(0) = \boldsymbol{\Phi}^T \mathbf{m}_u \mathbf{u}_0; \quad \dot{\mathbf{n}}(0) = \boldsymbol{\Phi}^T \mathbf{m}_u \dot{\mathbf{u}}_0.$$

Таким образом, представление уравнений дискретной модели упругой подсистемы в нормальных координатах по формам колебаний без демпфирования позволяет обеспечить разделение системы уравнений (2.4.1) относительно старших производных [43], т. е. представление системы дифференциальных уравнений в форме Коши. Однако система (2.4.18), также как и (2.4.1), требует значительных вычислительных затрат при решении из-за необходимости использования малого шага интегрирования.

Применение линейно независимого усечённого векторного базиса $\{\boldsymbol{\Phi}_1, \dots, \boldsymbol{\Phi}_m\}$ с размерностью m , причём $m \ll n$, обеспечивает не только возможность разделения уравнений (2.4.1), но и позволяет существенно понизить размерность задачи, что способствует уменьшению времени интегрирования [23].

При этом отбрасывается как несущественный отклик системы, относящийся к высшим собственным частотам колебаний.

Принимая во внимание свойства симметричности матриц \mathbf{m}_u , \mathbf{K}_u , представим преобразование от \mathbf{u}_r к \mathbf{n}_r с помощью усечённой модальной матрицы и усечённой системы нормальных координат:

$$\mathbf{u}_r = (\boldsymbol{\varphi}_1, \dots, \boldsymbol{\varphi}_m)(\mathbf{n}_1, \dots, \mathbf{n}_m)^T = \boldsymbol{\varphi}_r \mathbf{n}_r, \quad (2.4.19)$$

где $\boldsymbol{\varphi}_r$ – усечённая матрица форм колебаний;

\mathbf{n}_r – усечённый вектор нормальных координат.

К усечённой матрице форм колебаний упругой подсистемы предъявляют следующие требования [254]: обеспечение эффективности; высокая точность решения при сравнительно малом количестве учитываемых собственных форм колебаний; более выраженная независимость математического описания от граничных условий, при которых определяется матрица форм упругой подсистемы.

Как видим, указанные требования весьма противоречивы. Тем не менее, с учётом потребности в довольно частой корректировке полной модели объекта, свойств подсистем и конфигурации связей, следует использовать при расчётах формы перемещений упругой подсистемы как подвижного жёсткого каркаса и нормальные формы упругих колебаний рассматриваемого тела в отсутствии внешних связей. К тому же, для уточнения результатов расчётов возможен учёт отброшенных ранее высших $(n - m)$ форм колебаний.

Матрица $\boldsymbol{\varphi}_r$ представляет собой матрицу, составленную по столбцам из векторов наиболее виброактивных низших m форм собственных колебаний консервативной подсистемы, получаемых при решении уравнения (2.4.10).

Частную алгебраическую проблему определения первых m собственных форм и частот колебаний рассматриваемой упругой подсистемы с n степенями свободы, пользуясь (2.4.10), представим следующим образом [23, 111, 167]:

$$\mathbf{K}_u \boldsymbol{\varphi}_r = \mathbf{m}_u \boldsymbol{\varphi}_r \boldsymbol{\Omega}_r^2. \quad (2.4.20)$$

К этому уравнению следует добавить условия ортогональности собственных форм колебаний упругого тела по кинетической и потенциальной энергиям [23]:

$$\boldsymbol{\varphi}_r^T \mathbf{m}_u \boldsymbol{\varphi}_r = \mathbf{E}, \quad (2.4.21)$$

$$\boldsymbol{\varphi}_r^T \mathbf{K}_u \boldsymbol{\varphi}_r = \boldsymbol{\Omega}_r^2 = \text{diag}(\omega_j^2), \quad j = 1, \dots, m, \quad (2.4.22)$$

где Φ_r – усечённая матрица форм колебаний;

\mathbf{n}_r – усечённый вектор нормальных координат;

\mathbf{E} – единичная матрица;

Ω_r^2 – усечённая диагональная матрица квадратов собственных частот;

ω_j – собственная частота колебаний упругой подсистемы.

В процессе определения собственных частот и форм колебаний подсистем при свободных граничных условиях возможно появление двух различных случаев [187]:

а) в составе подсистемы имеются точки, которые связаны непосредственно с точками, расположенными в неподвижной системе координат, так, что исключаются все формы перемещений данной подсистемы как твёрдого тела;

б) в изолированном виде подсистема характеризуется формами перемещений, присущими твёрдому телу.

В процессе осуществления метода конечных элементов при определении собственных значений и форм появление первой ситуации не связано с затруднениями, так как матрица жёсткости конечно-элементной модели представляет собой матрицу полного ранга и допускает корректное численное решение. Другому варианту соответствует сингулярная матрица, численное решение которой затруднительно. Однако, как показано в работе [111], затруднения, обусловленного наличием нулевых собственных значений матрицы жёсткости, удаётся избежать.

Для существования решений уравнения (2.4.10) имеется необходимость в том, чтобы матрица жёсткости конечно-элементной модели \mathbf{K}_u имела обратную матрицу. Указанное условие удаётся обеспечить в случае отсутствия для упругой подсистемы степеней свободы, характеризующих её колебания как твёрдого тела. Это не удаётся выполнить, определяя собственные формы колебаний упругого тела со свободными границами. Чтобы избежать такого затруднения, в работе [111] изложен способ, предусматривающий представление зависимости (2.4.20) в следующей форме:

$$(\mathbf{K}_u + \alpha \mathbf{m}_u) \Phi_r = \mathbf{m}_u \Phi_r (\Omega_r^2 + \alpha), \quad (2.4.23)$$

$$\bar{\mathbf{K}}_u \Phi_r = \mathbf{m}_u \Phi_r \bar{\Omega}_r^2, \quad (2.4.24)$$

где $\bar{\mathbf{K}}_u = \mathbf{K}_u + \alpha \mathbf{m}_u$ – матрица жёсткости, представленная в модифицированном виде;

$\alpha = \text{diag}(\alpha^2)$; α – компоненты диагональной матрицы, представляющие собой значения положительной константы (сдвига).

Матрица $\bar{\mathbf{K}}_u$ несингулярна, поэтому становится возможным вычисление собственных частот и форм, определяемых колебаниями упругой подсистемы как твёрдого тела.

Из-за специфики модифицированной матрицы жёсткости $\bar{\mathbf{K}}_u$ и матрицы инерции \mathbf{m}_u , записанных в (2.4.24) и сформированных на основе метода конечных элементов, в целях решения частной проблемы собственных значений возможно применение методов, базирующихся на итерациях векторов в подпространстве [167, 331]. В частности, для решения задач с применением метода конечных элементов экономичнее и удобнее использование метода одновременных (параллельных) итераций в подпространстве, поскольку при этом не требуется преобразования (2.4.24) к каноническому виду [23, 315, 330, 332].

Учитывая (2.4.19), (2.4.21), (2.4.22), а также условие ортогональности усечённой матрицы демпфирования $\boldsymbol{\Phi}_r^T \mathbf{C}_u \boldsymbol{\Phi}_r = 2\boldsymbol{\mu}_r = \text{diag}(2\omega_j \mu_j)$, $j = 1, \dots, m$, приведём уравнение (2.4.16) к виду:

$$\dot{\mathbf{n}}_r + 2\boldsymbol{\mu}_r \dot{\mathbf{n}}_r + \boldsymbol{\Omega}_r^2 \mathbf{n}_r = \boldsymbol{\Phi}_r^T \mathbf{B}^T \mathbf{F} - \boldsymbol{\Phi}_r^T \mathbf{m}_u (\mathbf{a}_{\text{вп}} + \mathbf{a}_{\text{к}}) \quad (2.4.25)$$

с начальными условиями: $\mathbf{n}_r(0) = \boldsymbol{\Phi}_r^T \mathbf{m}_u \mathbf{u}_{0r}$; $\dot{\mathbf{n}}_r(0) = \boldsymbol{\Phi}_r^T \mathbf{m}_u \dot{\mathbf{u}}_{0r}$.

Таким образом, удалось получить независимые уравнения колебаний упругой подсистемы (2.4.25). Их количество соответствует количеству учитываемых собственных форм колебаний, которое зависит от конкретной задачи проводимого расчёта и конструктивных особенностей.

Матрица $\boldsymbol{\Phi}_r$ формируется из векторов форм колебаний. Как указано в работах [295, 298], различают 4 класса форм колебаний, характеризующих поведение упругой подсистемы:

- формы перемещений рассматриваемой подсистемы как твёрдого тела (в случае отсутствия внешних связей выделяют шесть таких форм для пространственного движения);
- собственные формы упругих колебаний рассматриваемой подсистемы;
- «присоединённые формы колебаний», обусловленные последовательным воздействием единичных внешних силовых факторов;

– «формы связей, возникающие при единичных перемещениях по каждому из направлений связей» [323].

Все названные формы колебаний представляют собой модификации одного подхода – определения форм колебаний [323].

2.5. Получение уравнений перемещений механической системы

Что касается системы тел, то формирование уравнений перемещений осуществляется посредством объединения уравнений (2.3.1), (2.4.25), составленных отдельно для каждого из твёрдых и упругих тел. Причём, подвекторы переменных состояния соответствующих тел являются компонентами суммарного вектора обобщённых координат, то есть переменных состояния всей механической системы в целом.

В частности, уравнения перемещений системы двух твёрдых тел (рис. 2.5.1), не принимая во внимание уравнений связей, обусловленных наличием определённых кинематических пар, можно представить следующим образом [224, 187]:

$$\mathbf{M}_C \ddot{\mathbf{Q}}_C = \mathbf{f}(\dot{\mathbf{Q}}_C, \mathbf{Q}_C, t), \quad (2.5.1)$$

где \mathbf{M}_C – матрица инерции системы, составленная из матриц инерции соответствующих тел;

$\dot{\mathbf{Q}}_C = (\dot{X}_1, \dot{Y}_1, \dot{Z}_1, \omega_{1x}, \omega_{1y}, \omega_{1z}, \dot{X}_2, \dot{Y}_2, \dot{Z}_2, \omega_{2x}, \omega_{2y}, \omega_{2z})^T$ – для системы, представленной двумя твёрдыми телами;

$\dot{X}_1, \dot{Y}_1, \dot{Z}_1; \dot{X}_2, \dot{Y}_2, \dot{Z}_2$ – записанные в неподвижной системе координат X, Y, Z проекции векторов скоростей центров масс первого и второго твёрдых тел;

$\omega_{1x}, \omega_{1y}, \omega_{1z}; \omega_{2x}, \omega_{2y}, \omega_{2z}$ – компоненты векторов, включающих проекции угловых скоростей первого и второго твёрдых тел на оси x, y, z жёстко связанной с соответствующим телом подвижной системы координат;

t – время.

К тому же, вектор правых частей системы уравнений (2.5.1) $\mathbf{f}(\dot{\mathbf{Q}}_C, \mathbf{Q}_C, t)$ включает в себя как силы от внешних нагрузок, так и силы, моменты от упругодемпфирующих элементов. Компонентный состав указанного вектора определяется особенностями расчётной системы.

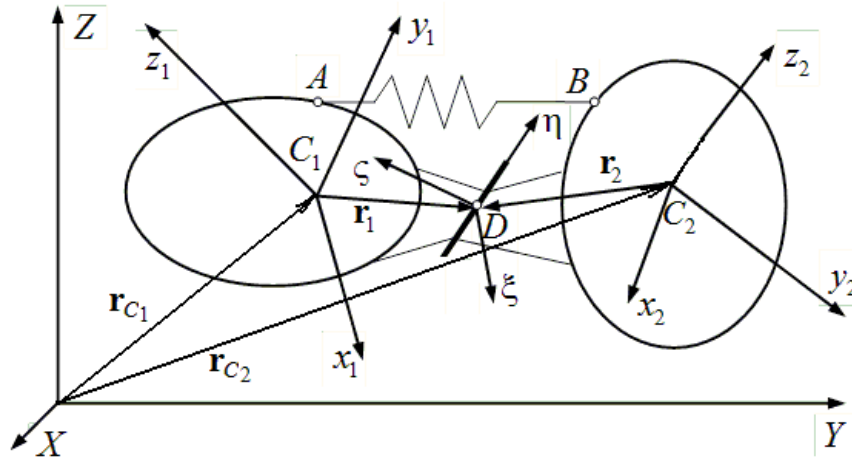


Рис. 2.5.1. Механическая система, представленная двумя твёрдыми телами

Рассмотрим теперь возможности представления в (2.5.1) усилий для соответствующих вариантов соединительных элементов, а также описания кинематических пар.

2.6. Формирование усилий от упругих и демпфирующих соединительных элементов

Для вариантов рассмотрения малых перемещений тел механической системы происходит совпадение направлений действия усилий «с направлениями локальных систем координат тел» [187]. В результате определение направлений усилий и их аргументов не вызывает затруднений.

При описании больших перемещений рассмотрим в качестве типичного элемента пружину, соединяющую две точки тел. Будем считать, что линия действия силы упругости от пружины совмещена с линией, проходящей через эти точки (например, на рис. 2.5.1 продемонстрирована пружина, соединяющая точки A и B).

В процессе перемещения пружина обладает произвольной, постоянно меняющейся ориентацией. Получим выражения для определения аргументов усилий в пружине и их компонентов в различных системах координат [224].

При рассмотрении системы, включающей в себя два твёрдых тела, в неподвижной системе отсчёта координаты точек A , B задаются в виде:

$$\begin{cases} \mathbf{l}_A = \mathbf{r}_{C_1} + \mathbf{B}_1 \mathbf{r}_A, \\ \mathbf{l}_B = \mathbf{r}_{C_2} + \mathbf{B}_2 \mathbf{r}_B, \end{cases} \quad (2.6.1)$$

где $\mathbf{r}_{C_1} = (X_1, Y_1, Z_1)^T$, $\mathbf{r}_{C_2} = (X_2, Y_2, Z_2)^T$ – радиус-векторы, определяющие положения центров масс рассматриваемых тел в неподвижной системе координат; $\mathbf{r}_A, \mathbf{r}_B$ – радиус-векторы, определяющие положения точек A, B в подвижной системе координат;

$\mathbf{B}_1, \mathbf{B}_2$ – матрицы поворотов тел.

В нашем примере деформация пружины определяется следующим выражением: $\delta = |\mathbf{l}_A - \mathbf{l}_B| - |\mathbf{l}_0|$, где \mathbf{l}_0 – вектор начального положения.

Соответствующее усилие является функциональной зависимостью от относительной деформации: $|\mathbf{F}| = f(\delta)$. В целях вычисления проекций указанного усилия на оси неподвижной системы координат, получим для вектора $(\mathbf{l}_A - \mathbf{l}_B)$ направляющие косинусы:

$$b_x = \frac{l_{Ax} - l_{Bx}}{|\mathbf{l}_A - \mathbf{l}_B|}, b_y = \frac{l_{Ay} - l_{By}}{|\mathbf{l}_A - \mathbf{l}_B|}, b_z = \frac{l_{Az} - l_{Bz}}{|\mathbf{l}_A - \mathbf{l}_B|}.$$

Вектор силы найдём путём умножения модуля силы на ранее найденный вектор направляющих косинусов $\mathbf{b} = (b_x, b_y, b_z)^T$: $\mathbf{F} = |\mathbf{F}|\mathbf{b}$.

Определение диссипативной компоненты усилия пружины начнём с получения $\dot{\delta}$ – вектора относительной скорости рассматриваемых точек A, B , для которого можно записать:

$$\begin{cases} \dot{\delta} = \dot{\mathbf{l}}_A - \dot{\mathbf{l}}_B, \\ \dot{\mathbf{l}}_A = \dot{\mathbf{r}}_{C_1} + \mathbf{B}_1[\boldsymbol{\omega}_1 \times \mathbf{r}_A], \\ \dot{\mathbf{l}}_B = \dot{\mathbf{r}}_{C_2} + \mathbf{B}_2[\boldsymbol{\omega}_2 \times \mathbf{r}_B]. \end{cases} \quad (2.6.2)$$

Спроецировав вектор $\dot{\delta}$ на направление относительного перемещения $(\mathbf{l}_A - \mathbf{l}_B)$, получаем для $\dot{\delta}_l$ выражение путём умножения на направляющий косинус соответствующего угла модуля рассматриваемого вектора:

$$\dot{\delta}_l = |\dot{\delta}| \cos \gamma; \quad \cos \gamma = \frac{\dot{\delta} \delta}{|\dot{\delta}| |\delta|}.$$

Диссипативную силу можно определить функциональной зависимостью от проекции скорости относительной деформации $\dot{\delta}_l$ на направление относительного перемещения $(\mathbf{l}_A - \mathbf{l}_B)$: $|\mathbf{F}_d| = f(\dot{\delta}_l)$.

Что касается вектора диссипативной силы, то он находится путём умножения модуля силы на ранее найденный вектор направляющих косинусов в неподвижной системе координат: $\mathbf{F}_d = |\mathbf{F}_d| \mathbf{b}$.

Если элемент AB соединяет упругие тела, то вместо уравнений (2.6.1) и (2.6.2) для перемещений и скоростей точек твёрдого тела следует применить соотношения для перемещений и скоростей упругого тела. В частности, абсолютная скорость точки A для упругого тела I :

$$\dot{\mathbf{l}}_A = \mathbf{V}_I \boldsymbol{\Phi}_{IA} \dot{\mathbf{n}}_1, \quad (2.6.3)$$

где \mathbf{n}_1 – вектор нормальных координат для первого упругого тела;

$\boldsymbol{\Phi}_{IA}$ – подматрица форм колебаний для первого упругого тела, состоящая из коэффициентов для точки A .

Поскольку определять перемещения всех точек упругого тела путём интегрирования выражения типа (2.6.3) неудобно, то по формуле (2.6.3) будем находить перемещение только для одной точки, т. е. для так называемого условного центра масс упругого тела, а затем вычислять перемещение i -й точки по формуле:

$$\mathbf{l}_i = \mathbf{l}_{ц.м} + \mathbf{V}(\mathbf{r}_i + \boldsymbol{\Phi}_{ii} \mathbf{n}_{ii}), \quad (2.6.4)$$

где $\mathbf{l}_{ц.м}$ – вектор перемещения условного центра масс, заданный в неподвижной системе координат;

$\boldsymbol{\Phi}_{ii}$ – подматрица, соответствующая только упругим формам колебаний конечно-элементной модели упругого тела, записанная для i -го его узла;

\mathbf{V} – матрица поворотов тела;

\mathbf{r}_i – радиус-вектор, проведённый из условного центра масс упругого тела в рассматриваемую точку;

\mathbf{n}_{ii} – вектор, составленный из нормальных координат, соответствующих упругим формам.

2.7. Описание кинематических пар с помощью уравнений связей

Формирование системы уравнений перемещений (2.2.1) связано с составлением уравнений связей, обусловленных присутствием кинематических пар в составе расчётной схемы [224, 187].

Уравнения связей, составленные в системе координат, связанной с одним из сопрягаемых тел. Спроецируем уравнения связей на вспомогательную систему координат ξ, η, ζ , связанную с первым телом (рис. 2.5.1), считая, что тела соединены между собой сферическим шарниром. Задаваемые с помощью такого шарнира уравнения связей формируются из равенства спроецированных на оси вспомогательной системы координат ξ, η, ζ ускорений совпадающих точек рассматриваемых тел, в частности, точки D , положение которой задаётся радиус-векторами $\mathbf{r}_1, \mathbf{r}_2$.

Чтобы рассчитать компоненты матриц, состоящих из переменных коэффициентов уравнений кинематических связей, сначала найдём выражения, описывающие скорости, которыми обладает общая точка шарнира D (см. рис. 2.5.1), которая рассматривается одновременно принадлежащей обоим рассматриваемым телам.

Будем рассматривать следующие матрицы:

\mathbf{B}_1 – матрицу поворотов, обеспечивающую преобразование от системы координат x_1, y_1, z_1 к системе X, Y, Z ;

\mathbf{B}_2 – матрицу поворотов, отвечающую за преобразование от системы координат x_2, y_2, z_2 к системе X, Y, Z ,

$\tilde{\mathbf{B}}$ – матрицу поворотов, обеспечивающую преобразование от системы координат ξ, η, ζ к системе x_1, y_1, z_1 .

Выполним проецирование абсолютной скорости, которой обладает общая точка D сферического шарнира, на оси ξ, η, ζ вспомогательной системы координат, связанной с первым телом [224, 187] (рис. 2.5.1).

Тогда соответствующее выражение для первого твёрдого тела принимает вид:

$$\mathbf{v}'_1 = \tilde{\mathbf{B}}^T \mathbf{B}_1^T \mathbf{v}_1 = \tilde{\mathbf{B}}^T \mathbf{B}_1^T (\dot{\mathbf{r}}_{C_1} + \mathbf{B}_1 [\boldsymbol{\omega}_1 \times \mathbf{r}_1]) = \tilde{\mathbf{B}}^T \mathbf{B}_1^T \dot{\mathbf{r}}_{C_1} + \tilde{\mathbf{B}}^T [\boldsymbol{\omega}_1 \times \mathbf{r}_1]. \quad (2.7.1)$$

В свою очередь, для второго твёрдого тела запишем:

$$\mathbf{v}'_2 = \tilde{\mathbf{B}}^T \mathbf{B}_1^T \mathbf{v}_2 = \tilde{\mathbf{B}}^T \mathbf{B}_1^T (\dot{\mathbf{r}}_{C_2} + \mathbf{B}_2 [\boldsymbol{\omega}_2 \times \mathbf{r}_2]) = \tilde{\mathbf{B}}^T \mathbf{B}_1^T \dot{\mathbf{r}}_{C_2} + \tilde{\mathbf{B}}^T \mathbf{B}_1^T \mathbf{B}_2 [\boldsymbol{\omega}_2 \times \mathbf{r}_2]. \quad (2.7.2)$$

где $\dot{\mathbf{r}}_{C_1} = (\dot{X}_1, \dot{Y}_1, \dot{Z}_1)^T$, $\dot{\mathbf{r}}_{C_2} = (\dot{X}_2, \dot{Y}_2, \dot{Z}_2)^T$ – первые производные радиус-векторов, определяющих положения центров масс рассматриваемых тел в неподвижной системе координат.

Если тела $1, 2$ упругие, то в обозначениях, принятых в п. 2.4, получаем:

$$\mathbf{v}'_1 = \tilde{\mathbf{B}}^T \boldsymbol{\varphi}_1 \dot{\mathbf{n}}_1. \quad (2.7.3)$$

$$\mathbf{v}'_2 = \tilde{\mathbf{B}}^T \mathbf{B}_1^T \mathbf{B}_2 \boldsymbol{\varphi}_2 \dot{\mathbf{n}}_2. \quad (2.7.4)$$

Продифференцировав по времени уравнения (2.7.1) – (2.7.4), находим выражения, в которые входят:

- 1) члены, содержащие вторые производные обобщённых координат;
- 2) члены, содержащие первые производные обобщённых координат и сами обобщённые координаты, входящие в состав правых частей уравнений связей $\mathbf{s}(\dot{\mathbf{q}}, \mathbf{q})$ в системе уравнений (2.2.1).

Что касается первого твёрдого тела (см. рис. 2.5.1), то члены, содержащие вторые производные обобщённых координат:

$$\mathbf{A}_1 \ddot{\mathbf{u}}_1 = \tilde{\mathbf{B}}^T \mathbf{B}_1^T (\ddot{\mathbf{r}}_{C_1} + \mathbf{B}_1 [\dot{\boldsymbol{\omega}}_1 \times \mathbf{r}_1]), \quad (2.7.5)$$

где \mathbf{u}_1 – вектор, содержащий обобщённые координаты первого твёрдого тела.

Тогда для правой части уравнений связей системы (2.2.1) запишем:

$$\mathbf{s}_1(\dot{\mathbf{u}}_1, \mathbf{u}_1) = -\tilde{\mathbf{B}}^T \mathbf{B}_1^T (\boldsymbol{\Omega}_1^T \dot{\mathbf{r}}_{C_1} + \boldsymbol{\Omega}_1^T \mathbf{B}_1 [\boldsymbol{\omega}_1 \times \mathbf{r}_1] + \mathbf{B}_1 \boldsymbol{\Omega}_1 [\boldsymbol{\omega}_1 \times \mathbf{r}_1]), \quad (2.7.6)$$

$$\boldsymbol{\Omega}_1 = \begin{pmatrix} 0 & -\omega_{1z} & \omega_{1y} \\ \omega_{1z} & 0 & -\omega_{1x} \\ -\omega_{1y} & \omega_{1x} & 0 \end{pmatrix}.$$

Что касается второго твёрдого тела (см. рис. 2.5.1), то члены, содержащие вторые производные обобщённых координат:

$$\mathbf{A}_2 \ddot{\mathbf{u}}_2 = -\tilde{\mathbf{B}}^T \mathbf{B}_1^T (\ddot{\mathbf{r}}_{C_2} + \mathbf{B}_2 [\dot{\boldsymbol{\omega}}_2 \times \mathbf{r}_2]), \quad (2.7.7)$$

где \mathbf{u}_2 – вектор, содержащий обобщённые координаты второго твёрдого тела.

Тогда для правой части уравнений связей системы (2.2.1) запишем:

$$\mathbf{s}_2(\dot{\mathbf{u}}_2, \mathbf{u}_2) = \tilde{\mathbf{B}}^T \mathbf{B}_1^T (\boldsymbol{\Omega}_1^T \dot{\mathbf{r}}_{C_2} + \boldsymbol{\Omega}_1^T \mathbf{B}_2 [\boldsymbol{\omega}_2 \times \mathbf{r}_2] + \mathbf{B}_2 \boldsymbol{\Omega}_2 [\boldsymbol{\omega}_2 \times \mathbf{r}_2]), \quad (2.7.8)$$

$$\boldsymbol{\Omega}_2 = \begin{pmatrix} 0 & -\omega_{2z} & \omega_{2y} \\ \omega_{2z} & 0 & -\omega_{2x} \\ -\omega_{2y} & \omega_{2x} & 0 \end{pmatrix}.$$

Получение выражений (2.7.5) – (2.7.8) предполагает применение равенства: $\dot{\mathbf{B}} = \mathbf{B}\boldsymbol{\Omega}$.

Для первого упругого тела члены со вторыми производными:

$$\mathbf{A}_1 \ddot{\mathbf{u}}_1 = \tilde{\mathbf{B}}^T \boldsymbol{\varphi}_1 \ddot{\mathbf{n}}_1. \quad (2.7.9)$$

При этом правая часть уравнений связей системы (2.2.1) равняется нулю.

Для второго упругого тела члены со вторыми производными:

$$\mathbf{A}_2 \ddot{\mathbf{u}}_2 = -\tilde{\mathbf{B}}^T \mathbf{B}_1^T \mathbf{B}_2 \boldsymbol{\varphi}_2 \ddot{\mathbf{n}}_2. \quad (2.7.10)$$

Причём, для правой части уравнений связей системы (2.2.1) можно записать:

$$\mathbf{s}_2(\dot{\mathbf{u}}_2, \mathbf{u}_2) = \tilde{\mathbf{B}}^T \mathbf{B}_1^T (\boldsymbol{\Omega}_1^T \mathbf{B}_2 + \mathbf{B}_2 \boldsymbol{\Omega}_2) \boldsymbol{\varphi}_2 \dot{\mathbf{n}}_2. \quad (2.7.11)$$

Тогда при наличии сферического шарнира матрица, содержащая переменные коэффициенты уравнений соответствующих кинематических связей, получается объединением матриц, записанных для каждого из тел: $\mathbf{A} = (\mathbf{A}_1 \quad \mathbf{A}_2)$. При этом вектор, состоящий из правых частей уравнений связей, можно представить в виде: $\mathbf{s} = \mathbf{s}_1 + \mathbf{s}_2$.

Комбинируя различным образом соответствующие компоненты векторов и матриц, приведённых в выражениях (2.7.5) – (2.7.11), приходим к уравнениям связей, описывающим требуемые виды кинематических пар, которыми соединены твёрдые и упругие тела [224, 187].

В частности, на рис. 2.7.1 продемонстрирована часть новой расчётной системы передней подвески кабины транспортного средства, где задний конец продольного рычага подвески кабины соединён с кронштейном кабины посредством цилиндрического и сферического шарниров. Матрица коэффициентов связей \mathbf{A} и вектор правых частей \mathbf{s} для описания плоского цилиндрического шарнира формируются таким образом, чтобы осуществить запрет перемещений заднего конца рассматриваемого рычага параллельно осям x , z .

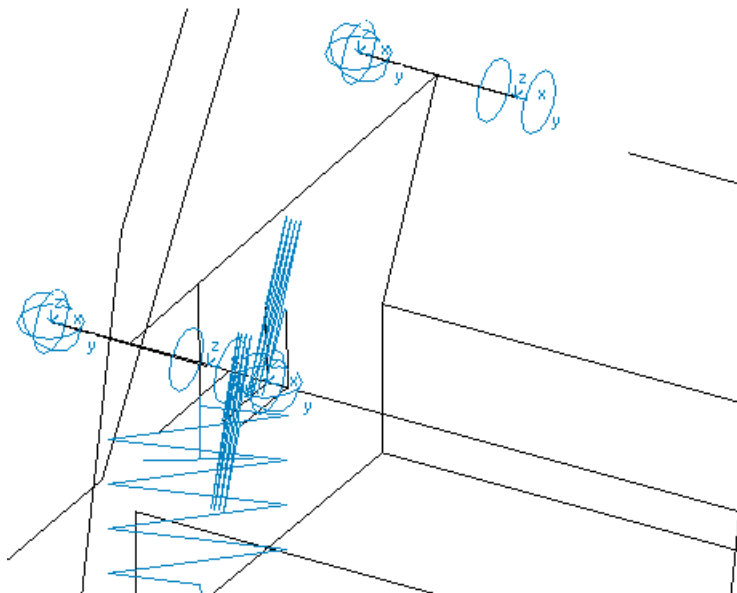


Рис. 2.7.1. Соединения концов продольного рычага передней подвески кабины транспортного средства с кронштейном кабины и стабилизатором подвески кабины

С помощью уравнений (2.7.5) – (2.7.11) задаются уравнения кинематических связей в системе координат, связанной с одним из тел. Однако, при рассмотрении задач динамики многотельных механических систем иногда возникает потребность в *уравнениях связей, записанных относительно неподвижной системы координат* [224, 187]. Такие уравнения удаётся записать с помощью представления в неподвижной системе координат скоростей соответствующих точек .

Что касается первого твёрдого тела (см. рис. 2.5.1), то члены, содержащие вторые производные обобщённых координат:

$$\mathbf{A}_1 \ddot{\mathbf{u}}_1 = \ddot{\mathbf{r}}_{C_1} + \mathbf{B}_1 [\dot{\boldsymbol{\omega}}_1 \times \mathbf{r}_1]. \quad (2.7.12)$$

Тогда для правой части уравнений связей системы (2.2.1) запишем:

$$\mathbf{s}_1(\dot{\mathbf{u}}_1, \mathbf{u}_1) = \mathbf{B}_1 \boldsymbol{\Omega}_1 [\boldsymbol{\omega}_1 \times \mathbf{r}_1]. \quad (2.7.13)$$

Что касается второго твёрдого тела (см. рис. 2.5.1), то члены, содержащие вторые производные обобщённых координат:

$$\mathbf{A}_2 \ddot{\mathbf{u}}_2 = \ddot{\mathbf{r}}_{C_2} + \mathbf{B}_2 [\dot{\boldsymbol{\omega}}_2 \times \mathbf{r}_2]. \quad (2.7.14)$$

Тогда для правой части уравнений связей системы (2.2.1) запишем:

$$\mathbf{s}_2(\dot{\mathbf{u}}_2, \mathbf{u}_2) = \mathbf{B}_2 \boldsymbol{\Omega}_2 [\boldsymbol{\omega}_2 \times \mathbf{r}_2]. \quad (2.7.15)$$

Для первого упругого тела можно записать:

$$\mathbf{A}_1 \ddot{\mathbf{u}}_1 = \mathbf{B}_1 \boldsymbol{\varphi}_1 \ddot{\mathbf{n}}_1, \quad (2.7.16)$$

$$\mathbf{s}_1(\dot{\mathbf{u}}_1, \mathbf{u}_1) = \mathbf{B}_1 \boldsymbol{\Omega}_1 \boldsymbol{\varphi}_1 \dot{\mathbf{n}}_1. \quad (2.7.17)$$

Для второго упругого тела можно записать:

$$\mathbf{A}_2 \ddot{\mathbf{u}}_2 = \mathbf{B}_2 \boldsymbol{\varphi}_2 \ddot{\mathbf{n}}_2, \quad (2.7.18)$$

$$\mathbf{s}_2(\dot{\mathbf{u}}_2, \mathbf{u}_2) = \mathbf{B}_2 \boldsymbol{\Omega}_2 \boldsymbol{\varphi}_2 \dot{\mathbf{n}}_2. \quad (2.7.19)$$

Справедливость выражений (2.7.5) – (2.7.19) соблюдается в тех случаях, когда наблюдается совпадение и неподвижность по отношению друг к другу общих точек рассматриваемых кинематических пар, как это продемонстрировано для цилиндрического и сферического шарниров соединения рычага с кабиной (рис. 2.7.1). Взаимная неподвижность соответствующих точек сферического шарнира обеспечивается самими уравнениями кинематических связей такого шарнира, запрещающими перемещение точек вдоль всех трёх осей. Что касается взаимной неподвижности, обеспечиваемой для общих точек цилиндрического шарнира, то она достигается с помощью двух уравнений связей, записанных для указанного шарнира, а также за счёт наличия соответствующего сферического

шарнира, который исключает перемещения вдоль линии, связывающей центры цилиндрического и сферического шарниров.

Если же в расчётной схеме имеются кинематические пары, у которых неподвижность по отношению друг к другу общих точек соединяемых тел нарушается (в частности, пары скольжения), то следует осуществить корректировку координат одной из сопрягаемых точек.

Кинематические пары, допускающие взаимное перемещение сопрягаемых точек, целесообразно представлять в системе координат одного из сопрягаемых тел, предусмотрев при этом корректирование таких координат точки рассматриваемого тела, в отношении которых связи отсутствуют. Таким образом, при формировании уравнений связей вполне допустимо применение зависимостей (2.7.5) – (2.7.8), но в соотношениях (2.7.5), (2.7.6) компоненты вектора \mathbf{r}_1 , вдоль которых связи отсутствуют, следует заменить соответствующими компонентами вектора $\mathbf{r}_{\text{сопр.}}$. [224, 187]:

$$\mathbf{r}_{\text{сопр.}} = \mathbf{B}_1^T (\mathbf{r}_{C_2} - \mathbf{r}_{C_1} + \mathbf{B}_2 \mathbf{r}_2),$$

где $\mathbf{r}_{\text{сопр.}}$ – радиус-вектор точки первого тела, которая совпадает с сопрягаемой точкой второго тела, задаваемой радиус-вектором \mathbf{r}_2 .

Указанная корректировка координат сопрягаемой точки первого тела обуславливает необходимое совпадение общих точек соединяемых тел в направлениях поступательной подвижности, допускаемой кинематической парой.

2.8. Особенности численного интегрирования системы уравнений перемещений механической системы

В процессе численного интегрирования системы (2.2.1) с применением метода Рунге-Кутты четвёртого порядка многократно осуществляется решение следующей системы уравнений:

$$\begin{pmatrix} \mathbf{M} & \mathbf{A}^T \\ \mathbf{A} & \mathbf{0} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \ddot{\mathbf{q}} \\ \lambda \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \mathbf{f}(\dot{\mathbf{q}}, \mathbf{q}, t) \\ \mathbf{s}(\dot{\mathbf{q}}, \mathbf{q}) \end{pmatrix}. \quad (2.8.1)$$

Причём, в соответствующий момент времени требуется получать коэффициенты матрицы \mathbf{A} и рассчитывать векторы $\mathbf{f}(\dot{\mathbf{q}}, \mathbf{q}, t)$, $\mathbf{s}(\dot{\mathbf{q}}, \mathbf{q})$. Быстродействие алгоритма во многом определяется скоростью выполнения этих вычислений.

Поскольку матрица коэффициентов системы обладает только свойством неотрицательности, а не положительной определённости, то будет наблюдаться нарастание погрешности интегрирования, пропорциональное степени числа уравнений связей [224, 187]. Это обуславливает невозможность прямого использования уравнений (2.8.1) при расчёте компонентов вектора $\ddot{\mathbf{q}}$.

Предотвращение указанной численной неустойчивости происходит посредством добавки стабилизирующих усилий [318, 319] к правым частям первого уравнения рассматриваемой системы (2.2.1):

– усилий, определяемых δ_L – погрешностями перемещений в связях:

$$\mathbf{F}'_c = -\beta_c \mathbf{A}^T \delta_L;$$

– усилий, определяемых $\dot{\delta}_L$ – погрешностями скоростей в связях:

$$\mathbf{F}'_k = -\beta_k \mathbf{A}^T \dot{\delta}_L;$$

– усилий, определяемых $\ddot{\delta}_L$ – погрешностями ускорений в связях:

$$\mathbf{F}'_m = -\beta_m \mathbf{A}^T \ddot{\delta}_L.$$

Приняты следующие обозначения в приведённых формулах для определения стабилизирующих сил:

$\dot{\delta}_L = \mathbf{A}\dot{\mathbf{q}}$ – вектор, составленный из погрешностей по скоростям;

$\ddot{\delta}_L = \mathbf{A}\ddot{\mathbf{q}} - \mathbf{s}(\dot{\mathbf{q}}, \mathbf{q})$ – вектор, составленный из погрешностей по ускорениям;

$\beta_c, \beta_k, \beta_m$ – значения стабилизирующих коэффициентов.

Что касается погрешностей по перемещениям в соответствующих связях, то их не удаётся выразить непосредственно с помощью коэффициентов уравнений связей, находящихся в составе матрицы \mathbf{A} . В связи с этим, компоненты вектора δ_L целесообразно определять для каждого, используемого в расчётной схеме типа кинематической пары отдельно [224, 187]. В частности, вектор погрешностей относительных смещений в общей точке D , при наличии в ней сферического шарнира (см. рис. 2.5.1):

$$\delta_{LD} = \tilde{\mathbf{B}}^T \mathbf{B}_1^T (\mathbf{d}_{1D} - \mathbf{d}_{2D}).$$

Если рассматривается соединение твёрдых тел, то компоненты вектора координат точки D находим с помощью выражений:

$$\begin{cases} \mathbf{d}_{1D} = \mathbf{r}_{C1} + \mathbf{B}_1 \mathbf{r}_1, \\ \mathbf{d}_{2D} = \mathbf{r}_{C2} + \mathbf{B}_2 \mathbf{r}_2. \end{cases}$$

В случае упругого тела необходимо воспользоваться формулой (2.6.4).

Система (2.8.1) с добавкой стабилизирующих сил запишется следующим образом [224, 187]:

$$\begin{pmatrix} (\mathbf{M} + \beta_m \mathbf{A}^T \mathbf{A}) & \mathbf{A}^T \\ \mathbf{A} & \mathbf{0} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \ddot{\mathbf{q}} \\ \lambda \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \mathbf{f}(\dot{\mathbf{q}}, \mathbf{q}, t) + \mathbf{F}'_c + \mathbf{F}'_k + \beta_m \mathbf{A}^T \mathbf{s}(\dot{\mathbf{q}}, \mathbf{q}) \\ \mathbf{s}(\dot{\mathbf{q}}, \mathbf{q}) \end{pmatrix}. \quad (2.8.2)$$

Если значения стабилизирующих коэффициентов в системе (2.8.2) таковы, что $\beta_m = 0$ и $\beta_c, \beta_k \rightarrow \infty$, то к решению всей рассматриваемой системы стремится решение первого уравнения. Поскольку этот процесс сопровождается увеличением жёсткости всей системы, возрастают вычислительные затраты, обусловленные потребностью уменьшения шага интегрирования.

В работе [320] указывается, что уменьшить жёсткость уравнений удаётся путём применения $\beta_m \neq 0$. При этом, однако, увеличивается число ненулевых недиагональных коэффициентов матрицы, что влечёт за собой повышение затрат на решение системы линейных уравнений.

Методика подбора рациональных величин стабилизирующих коэффициентов $\beta_c, \beta_k, \beta_m$ приводится в работах [68, 316, 320, 355].

Решение линейной системы (2.8.2) на каждом шаге интегрирования позволяет получить не только значения ускорений, требуемых для осуществления процесса численного интегрирования, но и компоненты вектора множителей Лагранжа, определяющих реакции в соответствующих кинематических парах. Процесс нахождения ускорений непосредственно из системы (2.8.2) представляет собой так называемый прямой метод [224, 187].

Если получать реакции в связях из уравнений (2.8.1), а ускорения вычислять с помощью первого уравнения системы (2.8.2) следующим образом [224, 187]:

$$\ddot{\mathbf{q}} = (\mathbf{M} + \beta_m \mathbf{A}^T \mathbf{A})^{-1} (\mathbf{f}(\dot{\mathbf{q}}, \mathbf{q}, t) + \mathbf{F}'_c + \mathbf{F}'_k + \beta_m \mathbf{A}^T \mathbf{s}(\dot{\mathbf{q}}, \mathbf{q}) - \mathbf{A}^T \lambda), \quad (2.8.3)$$

то матрица, состоящая из коэффициентов инерции, при $\beta_m = 0$ имеет диагональный вид, и решение уравнения (2.8.3) тривиально. Такая схема определения ускорений является улучшенной.

Модернизацию уравнений системы (2.8.1) возможно осуществить и без применения стабилизирующих сил, путём добавки к правым частям уравнений связей корректирующих ускорений [224, 187]:

$$\begin{pmatrix} \mathbf{M} & \mathbf{A}^T \\ \mathbf{A} & \mathbf{0} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \ddot{\mathbf{q}} \\ \lambda \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \mathbf{f}(\dot{\mathbf{q}}, \mathbf{q}, t) \\ \mathbf{s}(\dot{\mathbf{q}}, \mathbf{q}) + \mathbf{s}_{\text{кор}}(\delta_L, \dot{\delta}_L) \end{pmatrix},$$

где $s_{\text{кор}}(\delta_L, \dot{\delta}_L)$ – значения корректирующих ускорений связей, определяемых погрешностями по относительным перемещениям и скоростям в шарнирах.

Что касается компонентов вектора $s_{\text{кор}}$, то они находятся по формуле:

$$s_{\text{кор}i} = -\gamma_c \delta_{Li} - \gamma_k \dot{\delta}_{Li}, \quad (2.8.4)$$

где γ_k – значение стабилизирующего коэффициента по скоростям перемещений; γ_c – значение стабилизирующего коэффициента по перемещениям;

$\delta_{Li}, \dot{\delta}_{Li}$ – значения компонентов векторов $\delta_L, \dot{\delta}_L$, о которых было рассказано ранее, при рассмотрении стабилизирующих сил.

Отрицательные слагаемые в выражении (2.8.4) свидетельствуют о направлении корректирующих ускорений в сторону убывания погрешностей по относительным перемещениям и скоростям. Описанный вариант стабилизации решения системы уравнений (2.8.1) представляет собой корректировку по ускорениям. Оценка эффективности указанных схем определения ускорений и осуществления стабилизации приводится в работах [68, 317].

2.9. Моделирование упругих свойств кинематических пар

В процессе моделирования резинометаллических шарниров, применяемых в конструкциях подвесок транспортных средств, следует учитывать влияние упругостей кинематических пар [224, 187].

Если в составе расчётной схемы предусмотрено наличие податливых кинематических пар, то их упругие свойства можно учитывать посредством пружин (см. п. 2.6). Поскольку такой вариант моделирования предусматривает включение пружин, действующих по соответствующим направлениям, он не всегда удобен, хотя в подобных ситуациях можно применить пружину с нелинейной характеристикой.

В связи с этим, моделирование линейных упругостей в кинематических парах по нескольким заданным направлениям выполняется на основе уравнений (2.8.2). Причём, осуществляется удаление из уравнений связей строк, отвечающих упругим связям, а остаются соответствующие им стабилизирующие силы. В частности, для $\beta_m = 0$ система уравнений (2.8.2) получит следующий вид [224, 187]:

$$\begin{pmatrix} \mathbf{M} & \mathbf{A}_r^T \\ \mathbf{A}_r & \mathbf{0} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \ddot{\mathbf{q}} \\ \lambda_r \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \mathbf{f}(\dot{\mathbf{q}}, \mathbf{q}, t) + \mathbf{F}'_c{}^r + \mathbf{F}'_k{}^r + \mathbf{F}'_c{}^f + \mathbf{F}'_k{}^f \\ \mathbf{s}_r(\dot{\mathbf{q}}, \mathbf{q}) \end{pmatrix},$$

где \mathbf{A}_r – матрица переменных коэффициентов уравнений кинематических связей за исключением строк, отвечающих упругим связям;

λ_r – вектор множителей Лагранжа за исключением компонентов, отвечающих упругим связям;

$\mathbf{s}_r(\dot{\mathbf{q}}, \mathbf{q})$ – вектор правых частей уравнений связей за исключением строк, отвечающих упругим связям;

$\mathbf{F}'_k{}^r, \mathbf{F}'_c{}^r$ – векторы стабилизирующих сил за исключением строк, отвечающих упругим связям;

$\mathbf{F}'_k{}^f, \mathbf{F}'_c{}^f$ – векторы демпфирующих и упругих сил в упругих связях, найденные из соотношений:

$$\mathbf{F}'_c{}^f = -\mathbf{A}_f^T \mathbf{R}_c \delta_{Lf}; \quad \mathbf{F}'_k{}^f = -\mathbf{A}_f^T \mathbf{R}_k \dot{\delta}_{Lf},$$

где \mathbf{A}_f – матрица переменных коэффициентов уравнений кинематических связей, отвечающих упругим связям;

$\delta_{Lf}, \dot{\delta}_{Lf}$ – векторы относительных смещений и первых производных этих смещений в упругих связях;

$\mathbf{R}_c, \mathbf{R}_k$ – диагональные матрицы, содержащие коэффициенты упругого и вязкого сопротивлений упругих связей.

Выводы по главе

1. Предложено отказаться от предположения о малых перемещениях тел, обычно применявшемся при проведении соответствующих расчётов виброн нагруженности транспортных средств, и осуществлять их на базе дифференциальных уравнений больших перемещений тел. Указанный подход открывает возможности более точного учёта пространственного характера колебаний, многозвенности структуры расчётной системы, динамических жёсткостей и динамических коэффициентов демпфирования элементов виброзащитных систем, геометрических нелинейностей, связанных с кинематическими особенностями элементов конструкции; соответствующих нелинейностей характеристик упругодемпфирующих элементов, импульсных и случайных дорож-

ных возмущений, а также добавления моделей специфичных взаимодействий, в частности, качения колёс с эластичными шинами.

2. Предложен метод расчёта, в котором упругие колебания конечно-элементной модели рассматриваются совместно с большими перемещениями подвижного жёсткого каркаса упругого тела в составе пространственной динамической модели транспортного средства. Такое сочетание даёт возможность принимать во внимание наличие инерционной связи между большими перемещениями тела и соответствующими упругими деформациями.

3. Сформированы дифференциальные уравнения больших перемещений тел пространственной системы, соединённых кинематическими связями, то есть с учётом точной угловой ориентации тел, без допущения о малости углов поворота.

4. Приведён способ представления усилий от упругих и демпфирующих соединительных элементов с целью включения в правые части уравнений больших перемещений.

5. Сформированы выражения, входящие в состав левой и правой частей уравнений связей. Комбинируя различным образом соответствующие компоненты векторов и матриц уравнений связей, приходим к уравнениям связей, описывающим требуемые виды кинематических пар, которыми соединены твёрдые и упругие тела.

6. Представлен способ моделирования линейных упругостей по нескольким заданным направлениям в кинематических парах, в частности, резинометаллических шарниров, предполагающий удаление из уравнений связей строк, отвечающих упругим связям, и оставление соответствующих им стабилизирующих сил.

7. Созданы программы математического моделирования и динамического анализа виброзащитных систем, позволившие осуществить адаптацию программной системы ФРУНД к расчётам динамических моделей транспортных средств с учётом больших перемещений тел.

Глава 3. Особенности моделирования динамических характеристик типовых элементов систем виброзащиты транспортных средств

3.1. Формирование динамических нелинейных характеристик листовых рессор и особенности их включения в пространственные модели транспортных средств

Описываются процесс формирования нелинейных динамических характеристик рессор и особенности включения новых многозвенных моделей рессор в расчётные пространственные схемы транспортных средств [341, 242, 187, 196, 240].

Статические гистерезисные характеристики упругости рессор в вертикальном направлении представляют собой фиксацию процессов нагружения и разгрузки, получаемую в форме зависимости приложенного усилия от деформации упругого элемента [15]. В качестве примера на рис. 3.1.1 продемонстрированы полученные при участии автора диссертации характеристики упругости передней и задней рессор автомобиля-фургона ЗиЛ-5301СС с цельнометаллическим кузовом и грузовика ЗиЛ-5301. Явно выраженная нелинейность характеристики для задней рессоры вызвана установкой четырёх нижних прямых листов, выполняющих функцию дополнительной рессоры (подрессорника).

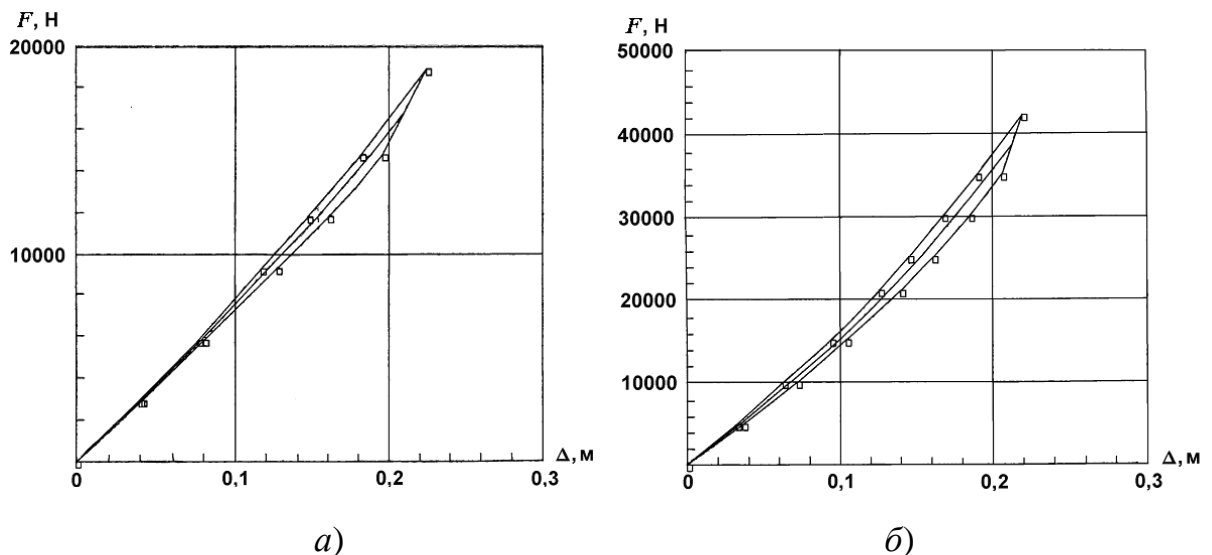


Рис. 3.1.1. Экспериментальные статические гистерезисные характеристики упругости в вертикальном направлении передней (а) и задней (б) рессор автомобиля-фургона

Начиная рассмотрение процесса формирования характеристик указанных упругих элементов подвесок, следует иметь в виду переменность величин жёсткости рессоры, а также силы сухого межлистового трения в зависимости от амплитуды упругой деформации и некоторых других факторов, к числу которых можно отнести особенности вибрационного нагрузочного режима, состояние окружающей среды и т. д. Существенные изменения рабочих характеристик рессорных подвесок обусловлены не только названными обстоятельствами, но также проявлением износа поверхностей трения рессорных листов, в особенности их концевых участков, на которых наблюдаются максимальные относительные перемещения, сопровождающиеся возникновением значительных контактных напряжений [83].

Учёт динамической жёсткости рессоры. Характеристику вертикальной упругости рессоры (рис. 3.1.2) в выбранных пределах отклонений вертикальной нагрузки ($F_{ст} \pm F_{тр}$) и деформаций ($\Delta_{ст} \pm \Delta_{ц}$) от положения статического равновесия $\Delta_{ст}$ обычно удаётся аппроксимировать линейными отрезками (BC и DA) внешних ветвей нагрузки и разгрузки рессоры и нелинейными участками (AB и CD) кривых полуцикла, образующими замкнутую петлю гистерезиса [83, 124]. Точки, лежащие на этих элементах петли, в различные моменты времени определяют в пределах каждого цикла деформаций $ABCD$ соответствующие значения параметров вертикальной упругости и сухого трения.

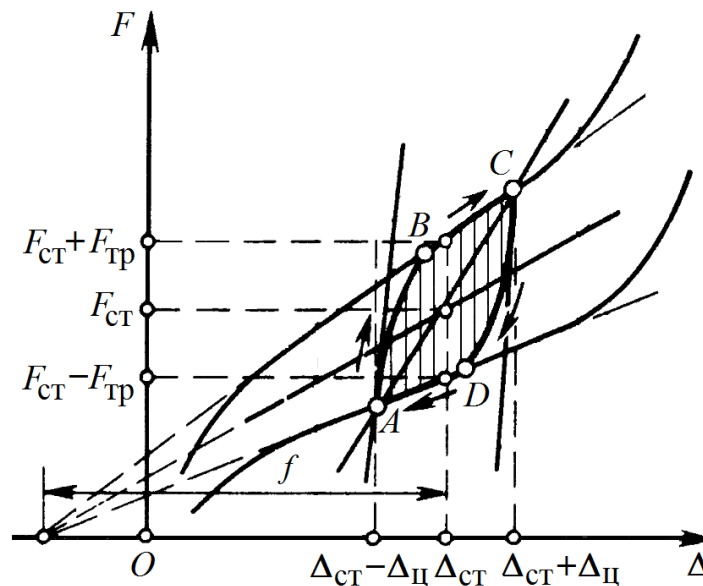


Рис. 3.1.2. Гистерезисная характеристика вертикальной упругости рессорной подвески

Причём, в точках A и C перемены направления деформации рессорные листы блокируются максимально возможной в пределах данного цикла силой трения, что обеспечивает предельное повышение жёсткости рессоры [83, 124].

Участки AB и CD отражают процессы постепенной разблокировки листов при нагружении и разгрузке рессоры. Они соответствуют значительным изменениям вертикальной упругой силы F , происходящих в процессе деформаций сперва концов коренных рессорных листов, а потом и других листов рессоры. По окончании разблокировки всех листов, характеристика рессоры определяется отрезками BC и DA внешних ветвей нагрузки и разгрузки.

Во время осуществления расчётов описанные процессы обычно упрощают и в пространственную динамическую модель транспортного средства включают идеализированную линейную характеристику вертикальной упругости, строящуюся в виде средней линии между ветвями нагрузки и разгрузки рессоры, и соответствующую ей постоянную жёсткость, определяемую тангенсом угла наклона средней линии к оси абсцисс.

Однако, с учётом вышеуказанных обстоятельств, более корректный подход к оценке вертикальной жёсткости рессоры состоит в учёте при расчётах непостоянной динамической вертикальной жёсткости, механическая интерпретация которой – тангенс угла наклона к оси абсцисс касательной к рассматриваемой точке цикла деформаций рессоры, а также в учёте непостоянной эквивалентной динамической вертикальной жёсткости рессоры как тангенса угла наклона к оси абсцисс отрезка AC , которая возрастает при повышении силы сухого трения между листами и уменьшении амплитуды цикловых колебаний. Следовательно, формирование динамических нелинейных характеристик рессор связано с потребностью уточнения значений параметров упругости и сухого трения.

Эквивалентная жёсткость рессоры возрастает при повышении силы сухого трения между листами и уменьшении амплитуды цикловых колебаний $\Delta_{\text{ц}}$. Кроме того, уменьшение $\Delta_{\text{ц}}$ влечёт за собой уменьшение диссипативной работы сил сухого трения, величина которой соответствует площади гистерезисной петли (рис. 3.1.2). В результате при малых амплитудах колебаний, т. е. при перемещении по динамометрической дороге, происходит существенное снижение демпфирующей способности рессоры, что сопровождается возрастанием экви-

валентной жёсткости, а следовательно, и соответствующих частот собственных колебаний подрессоренных и непрессоренных масс транспортного средства.

Пусть в качестве входного воздействия рассматривается деформация рессоры Δ , а в роли выходного выступает сила F , воспринимаемая моделируемой рессорой.

В процессе аналитического описания нелинейной рессорной характеристики следует задать:

- 1) параметры внешней характеристики рессоры, которой будут ограничены цикловые деформации рессоры;
- 2) параметры кривых полуцикла в виде зависимости упругой силы F от деформации рессоры Δ во время полуцикла деформаций (описание этих кривых позволяет замкнуть гистерезисную петлю);
- 3) параметр нечувствительности разработанной модели рессоры ε (значение упругой силы F на рассматриваемом шаге счёта остаётся неизменным в том случае, когда изменение текущей деформации Δ оказалось по модулю меньше, чем ε).

Описание внешней характеристики рессоры. Внешняя характеристика представляется состоящей из ветвей процессов нагружения и разгрузки, каждая из которых является ломаной линией без разрывов, включающей, в общем случае, несколько участков с левыми границами Δ_j (значение j определено номером участка).

Соответствующая ветвь внешней рессорной характеристики на каждом из участков задаётся следующим образом:

$$F(\Delta) = K_{ji}\Delta + F_{ji}, \quad (3.1.1)$$

где K_{ji} и F_{ji} – постоянные величины; для ветви разгрузки $i=1$, для ветви нагружки $i=2$.

В уравнении (3.1.1) параметры следует выбирать таким образом, чтобы в результате сформировалась гистерезисная петля внешней характеристики с шириной:

$$F(\Delta) = (K_{j2} - K_{j1})\Delta + (F_{j2} - F_{j1}) > 0. \quad (3.1.2)$$

Описание кривых полуцикла. Кривые полуцикла аппроксимируются, как предложено С.М. Воеводенко, в виде суммы двух экспонент с весовыми коэффициентами W_1 и W_2 [47]:

$$F(\Delta) = W_1 F(i) e^{-\frac{B_1}{F(i)} |\Delta - \Delta(i)|} + W_2 F(i) e^{\frac{B_2}{F(i)} |\Delta - \Delta(i)|}, \quad (3.1.3)$$

где $|\Delta - \Delta(i)|$ – деформация со времени начала деформации текущего полуцикла;
 $F(i)$ – ширина гистерезисной петли в самом начале деформации текущего полуцикла; $B_1, B_2 > 0$; $W_1, W_2 > 0$; $W_1 + W_2 = 1$.

Каждая экспонента изменяется тем быстрее, чем больше значение B_1 или B_2 , что приближает модель соответствующей рессоры к модели вида «упругость плюс сухое трение».

Числовые параметры моделей конкретных рессор при построении расчётных схем транспортных средств определялись на основе данных, полученных при проведении дорожных и стендовых испытаний ряда конструкций рессор при непосредственном участии автора диссертации.

Соответствующая характеристика рессоры в процессе создания многотельной пространственной модели описывается следующими величинами:

$K_{11}, \dots, K_{j1}, \dots, K_{n1}$ – статические жёсткости на каждом из участков ветви разгрузки внешней характеристики (нумерация участков осуществляется слева направо);

$K_{12}, \dots, K_{j2}, \dots, K_{n2}$ – статические жёсткости на каждом из участков ветви нагрузки;

F_{ji} – сила сухого трения – постоянное слагаемое для ветвей нагрузки и разгрузки на выбранном j -м участке;

Δ_1 – деформация, соответствующая левой границе первого участка;

Δ_2 – деформация, соответствующая левой границе второго участка;

Δ_j – деформация, соответствующая левой границе j -го участка;

B_1 – величина, определяющая показатель 1-ой экспоненты;

B_2 – величина, определяющая показатель 2-ой экспоненты;

W_1, W_2 – значения весовых коэффициентов, соответствующих 1-ой и 2-ой экспонентам;

ε – параметр нечувствительности разработанной модели рессоры (обычно не превышает 0,1 мм).

Добавление многозвенной модели рессоры в динамическую модель транспортного средства. Жёсткость рессоры определяется способами крепе-

ния её звеньев к балке моста и к кронштейнам рамы, а также конкретной схемой установки на транспортном средстве. Кроме того, сокращение активной длины рессоры, обусловленное зажатием стремянками её центрального участка с целью обеспечения закрепления рессоры на опорной площадке балки моста, влечёт за собой увеличение жёсткости подвески.

Поэтому при включении в расчётную схему транспортного средства *новых многозвенных моделей рессорных подвесок* каждая рессора рассматривается состоящей из нескольких тел, связанных шарнирами с упругофрикционными угловыми связями, выбранными из условия эквивалентности вертикальной жёсткости рессоры с учётом сил трения. Такое представление рессоры позволяет достаточно точно описать нелинейную характеристику вертикальной упругости и кинематические свойства рессоры.

При этом кинематика рессоры, обладающей значительной жёсткостью, характерной для транспортных средств средней и большой грузоподъёмности, обеспечивается трёхзвенным представлением рессоры (рис. 3.1.3). Рессоры малой жёсткости транспортных средств небольшой грузоподъёмности следует моделировать в пятительном исполнении (рис. 3.1.4).

Так, например, в рассматриваемой на рис. 3.1.4 расчётной схеме центральное звено рессоры жёстко крепится к балке моста. К нему, в свою очередь, одним из своих концов подсоединяются два других звена, к которым также крепятся соответствующие звенья. Причём, крайнее переднее по ходу транспортного средства звено одновременно крепится шарнирно к кронштейну рамы, а заднее – к серьге рессоры. Серьга же шарнирно присоединяется к соответствующему кронштейну рамы. Следует заметить, что наличие центрального звена как раз и позволяет учитывать зажатие центральной части рессоры стремянками.

Крепление звеньев рессоры, а также серьги в составе пространственной модели транспортного средства осуществляется соединительными элементами, учитывая наличие упругой и демпфирующей составляющих их характеристик.

Следовательно, новые модели рессорных подвесок позволяют принимать во внимание как параметры соответствующей рессоры, так и ранее не учитывавшееся влияние жесткостных и демпфирующих характеристик элементов её крепления (в частности, резиновых втулок).

Включение серьги в расчётную схему рессорной подвески (рис. 3.1.4) обеспечивает не только возможность изменения длины, а значит, и жёсткости

рессоры во время её динамической деформации, но и учёт воздействия на жёсткость рессоры угла наклона серьги. При этом силу, приложенную к ушку рессоры, можно разложить на две взаимно перпендикулярные составляющие. Причём, первая из них действует вдоль оси серьги, а вторая – в перпендикулярном к ней направлении.

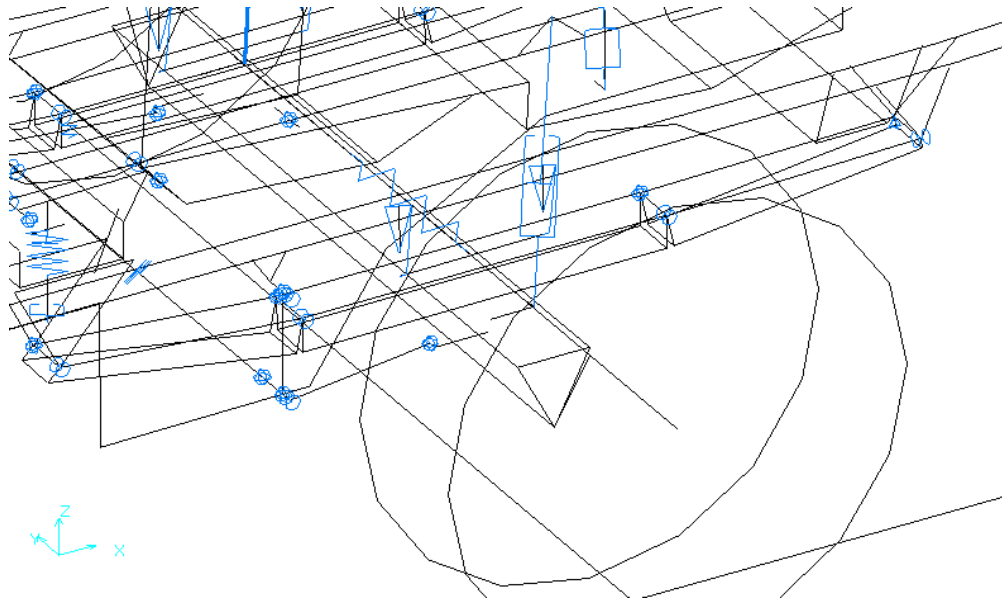


Рис. 3.1.3. Новая трёхтельная расчётная схема рессоры передней левой подвески в динамической модели транспортного средства

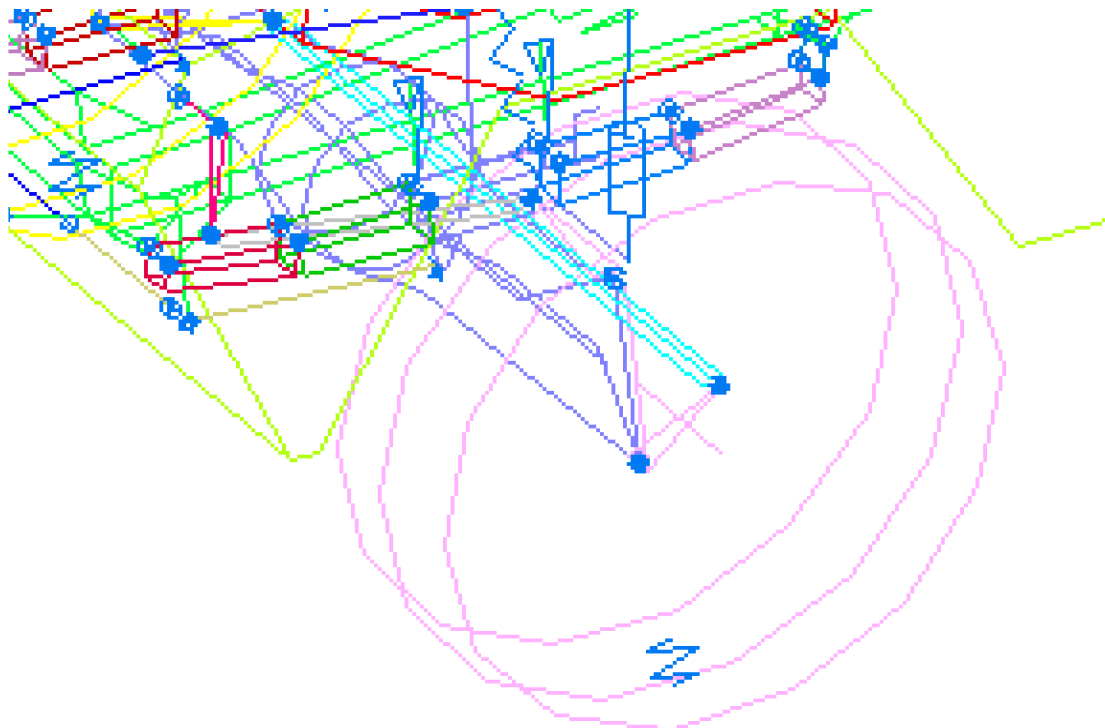


Рис. 3.1.4. Новая пятительная расчётная схема рессоры передней левой подвески в динамической модели транспортного средства

Изменение величины загрузки транспортного средства, а также колебания, обусловленные внешним дорожным возмущением, вызывают соответствующие изменения угла наклона серьги, что влияет на динамическую жёсткость рессоры. Как указано в [252], если серьга имеет отрицательный угол наклона, то (рис. 3.1.5, б) составляющая, обеспечивающая сжатие коренного листа, способствует понижению её жёсткости. Если же рассматриваемый угол положителен (рис. 3.1.5, в), то за счёт действия составляющей, обуславливающей растяжение коренного листа, жёсткость рессоры возрастает. При наличии у серьги нулевого угла наклона (рис. 3.1.5, а) она не влияет на жёсткость рессоры [252]. Ранее все эти обстоятельства в динамической модели транспортного средства не учитывались.

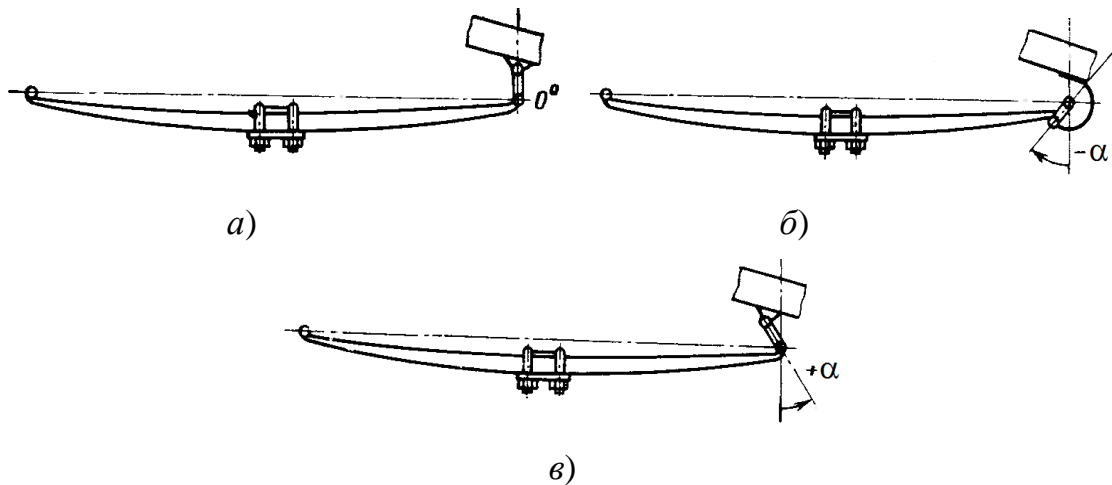


Рис. 3.1.5. Варианты расположения серьги относительно коренного листа рессоры [252]:

а) серьга с нулевым углом наклона; б) серьга с отрицательным углом наклона; в) серьга с положительным углом наклона

Остальные способы добавления рессоры в динамическую модель транспортного средства, в принципе, не отличаются от вышеописанного, а их особенности зависят в основном от существующих способов крепления коренного рессорного листа к раме (рис. 3.1.6) [128, 304].

В частности, может быть предусмотрено крепление фиксированного конца рессоры, воспринимающего все силы, действующие на подвеску, с помощью витого или накладного ушка коренного листа, или резиновой опоры. Подвижный же конец рессоры, воспринимающий все нагрузки, кроме продольных, мо-

жет устанавливаться на серьге, «скользящей» профилированной опоре или на резиновой опоре.

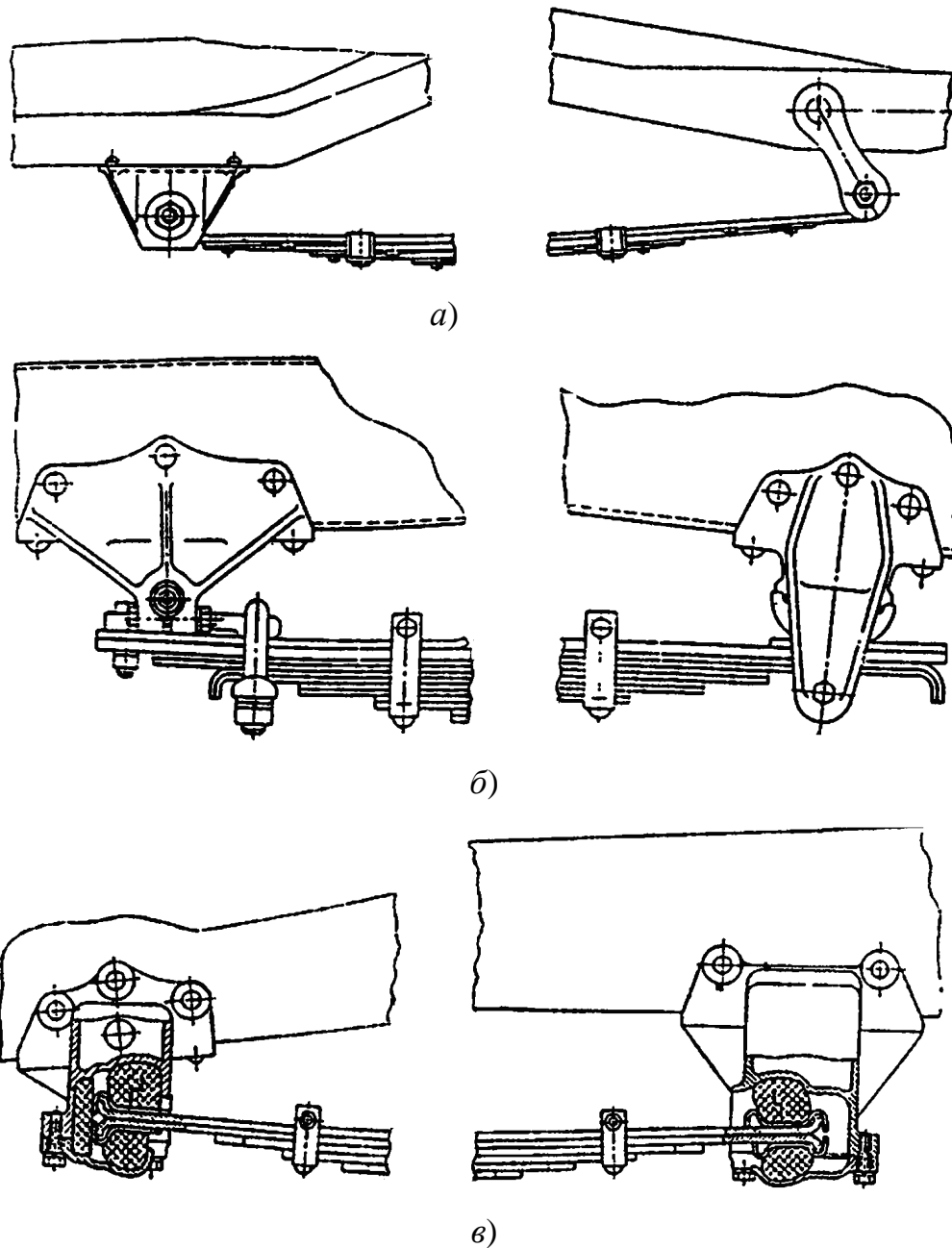


Рис. 3.1.6. Основные способы крепления концов рессоры [128, 162, 304]:

а) крепление переднего конца рессоры витым ушком коренного листа, а заднего – с помощью витого ушка и серьги; *б)* крепление переднего конца рессоры с помощью накладного ушка, а заднего – с помощью профилированной цилиндрической опоры; *в)* крепление обоих концов рессоры с помощью резиновых опор

Наиболее часто применяется крепление фиксированного конца рессоры витым ушком, в то время как другой её конец присоединяется к кронштейну рамы

с помощью серьги. Если на средне- и крупнотоннажных транспортных средствах витые ушки не обеспечивают требуемых прочности и долговечности, то прибегают к креплению одного конца коренного листа с помощью накладного ушка, а другого – с помощью профилированной (чаще всего – цилиндрической) опоры [128]. Наличие такой опоры обуславливает изменение жёсткости рессоры в зависимости от положения линии контакта коренного листа с указанной опорой. По данным работы [51], статическая жёсткость такой рессоры в ненагруженном состоянии может быть на 18 % меньше, чем в выпрямленном положении, т. е. при полной массе грузового автомобиля. Это подтверждает целесообразность учёта особенностей крепления рессоры при её включении в динамическую модель транспортного средства.

Значительно реже, на некоторых моделях малотоннажных грузовых автомобилей, встречается крепление концов рессор на резиновых опорах. Они обладают хорошими виброизолирующими свойствами, не требуют смазки. Однако, подобная конструкция в настоящее время имеет весьма ограниченное применение на грузовых автомобилях. Среди основных причин можно назвать невысокую долговечность указанных опор, особенно при поездках по дорогам со значительными неровностями, обуславливающими появление больших угловых и продольных перемещений мостов, а вместе с ними, и рессор [304].

Немаловажными факторами также являются высокая стоимость узла, связанная с использованием резины высокого качества, а также повышенная масса узла по сравнению с другими вариантами крепления коренного листа, обусловленная наличием массивных литых кронштейнов крепления резиновых опор. Кроме того, при износе резиновых опор передних рессор передний мост начинает совершать избыточные перемещения в продольном направлении, что нарушает согласованность кинематики рессоры с кинематикой рулевого управления [304].

Примеры включения расчётных схем рессорных подвесок в динамические модели конкретных транспортных средств отражены в п. 4.1, 5.7, 7.2.

Резюмируя вышеизложенное, отметим следующее.

1) Созданы *новые многозвенные модели рессорных подвесок* транспортных средств (примеры на рис. 3.1.3, 3.1.4), учитывающие:

– особенности кинематики рессоры в составе подвески транспортного средства, что обеспечивается применением дифференциальных уравнений больших

перемещений тел, а также моделированием рессоры в виде звеньев, соединённых шарнирами с упругофрикционными угловыми связями, выбранными из условия эквивалентности вертикальной жёсткости рессоры с учётом сил трения;

– нелинейность гистерезисных динамических характеристик, что позволяет принимать во внимание динамическую жёсткость рессоры, зависящую от сухого трения между листами и амплитуды цикловых колебаний при внешнем случайном воздействии со стороны дороги;

– особенности схемы установки рессоры в составе подвески транспортного средства, что обеспечивает учёт креплений рессоры и их влияние на изменение жёсткости;

– учёт поворота 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;

– учёт изменения расположения плоскости опорной площадки рессоры при перекосе моста относительно продольной оси транспортного средства за счёт подачи отдельных внешних дорожных воздействий на колёса левого и правого бортов.

2) Получены при непосредственном участии автора диссертации экспериментальные нелинейные гистерезисные характеристики вертикальной упругости рессор, учтённые при математическом моделировании динамики транспортных средств.

3.2. Особенности моделирования динамических характеристик пружинных подвесок

Аналогично рессорной подвеске, осуществляется моделирование гистерезисных нелинейных характеристик пружинных подвесок транспортных средств. В этом случае в качестве входного воздействия рассматривается деформация пружины Δ , а в роли выходного выступает сила F , приходящаяся на пружину подвески.

Для описания динамических характеристик пружинной подвески, как и для рессорной, необходимо задать [187]:

1) внешнюю характеристику пружины, аналогичную показанной для рессорной подвески на рис. 3.1.2, которая также может иметь несколько участков, и которой будут ограничены цикловые деформации пружины (формула 3.1.2);

2) параметры кривых полуцикла в виде зависимости упругой силы F от деформации пружины Δ во время полуцикла деформаций (описание этих кривых позволяет замкнуть гистерезисную петлю, формула 3.1.4).

При формировании кривых полуцикла весовые коэффициенты W_1 и W_2 и величины B_1 и B_2 , определяющие показатели экспонент в формуле (3.1.4), принимались на основе данных, полученных при проведении дорожных и стендовых испытаний ряда конструкций пружинных подвесок при непосредственном участии автора диссертации.

Пружинные подвески, по сравнению с рессорными, характеризуются существенно меньшими значениями ширины петли гистерезиса. При проектировании пружины, как правило, исходят из того, что при расчётной нагрузке, определяемой частью подрессоренной массы транспортного средства, приходящейся на соответствующий упругий элемент, не допускается полная осадка витка на виток. Это способствует минимизации сухого трения между витками и повышению долговечности пружины. Поэтому в целях упрощения динамической модели транспортного средства при моделировании характеристики пружинной подвески в некоторых случаях вполне допустимо обойтись линейной (или кусочно-линейной) характеристикой пружины.

При включении пружинной подвески в состав динамической модели транспортного средства следует детализировать особенности рычажного направляющего аппарата независимой пружинной подвески. Это позволяет учитывать нелинейности приведённых к колесу характеристик пружины и амортизатора подвески, которые обеспечиваются направляющим аппаратом; принимать во внимание влияние гироскопических моментов, появляющихся при изменении угла наклона плоскости качения колеса; учитывать влияние жёсткости сайлент-блоков крепления рычагов, а также характер изменения динамических реакций на колесе.

Как отмечают И.Н. Успенский, А.А. Мельников [286], жёсткость подвески не только зависит от жёсткости шарниров направляющего аппарата, но и определяется положением рычагов подвески, при котором устанавливались (то есть были зажаты) рассматриваемые шарниры. Детализация представления направ-

ляющего аппарата и соответствующих упругодемпфирующих связей в составе расчётной схемы подвески позволяет учесть и это обстоятельство.

На рис. 3.2.1 показаны в качестве примера несколько возможных конструктивных схем пружинных подвесок с направляющими рычагами, качающимися в поперечной плоскости транспортного средства.

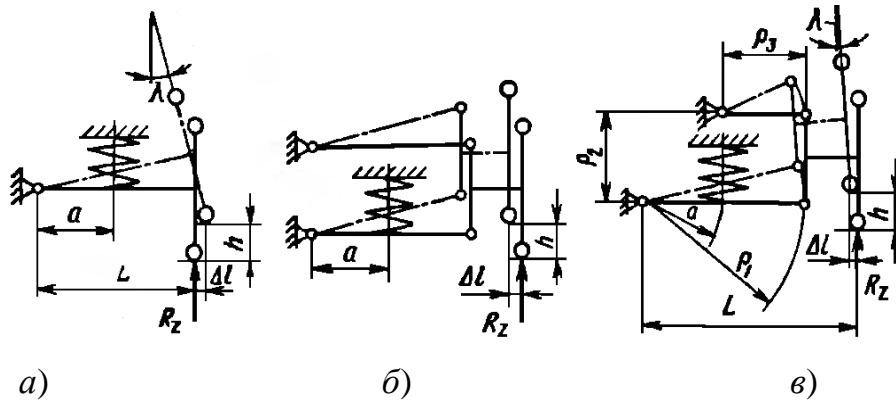


Рис. 3.2.1. Примеры конструктивных схем пружинных подвесок с рычагами, качающимися в поперечной плоскости транспортного средства [144, 162]:

а) на одном поперечном рычаге; *б)* на двух поперечных рычагах одинаковой длины; *в)* на двух поперечных рычагах разной длины

Как отмечается в работах [128, 144], применение схемы на одном поперечном рычаге (рис. 3.2.1, *а*) обуславливает значительное изменение колеи Δl (что приводит к повышенному износу шины), а также угла наклона плоскости вращения колеса λ (что вызывает появление гироскопического момента, обуславливающего колебания управляемых колёс вокруг шкворней). Схема на двух рычагах равной длины (рис. 3.2.1, *б*) полностью исключает изменение угла λ , однако обеспечивает значительное изменение колеи Δl , что приведёт к повышенному износу шин. Подвеска на двух поперечных рычагах разной длины (рис. 3.2.1, *в*) позволяет ограничить Δl и обеспечить небольшой угол λ , при котором гироскопический момент мал и не превышает момента трения в системе управляемого колеса.

Учёт кинематики рычажного аппарата и крепления упругого элемента позволяет принимать во внимание описанные выше особенности. Пример включения независимой пружинной подвески в состав расчётной схемы транспортной машины повышенной проходимости приведён на рис. 3.2.2.

Таким образом, при включении пружинных подвесок в динамическую модель транспортного средства следует детализировать особенности рычажного направляющего аппарата. Это позволяет учитывать нелинейности приведённых к колесу характеристик упругого и демпфирующего элементов подвески, обеспечиваемые направляющим аппаратом; влияние гироскопических моментов, появляющихся при изменении угла наклона плоскости качения колеса, а также влияние жёсткостей сайлент-блоков крепления рычагов.

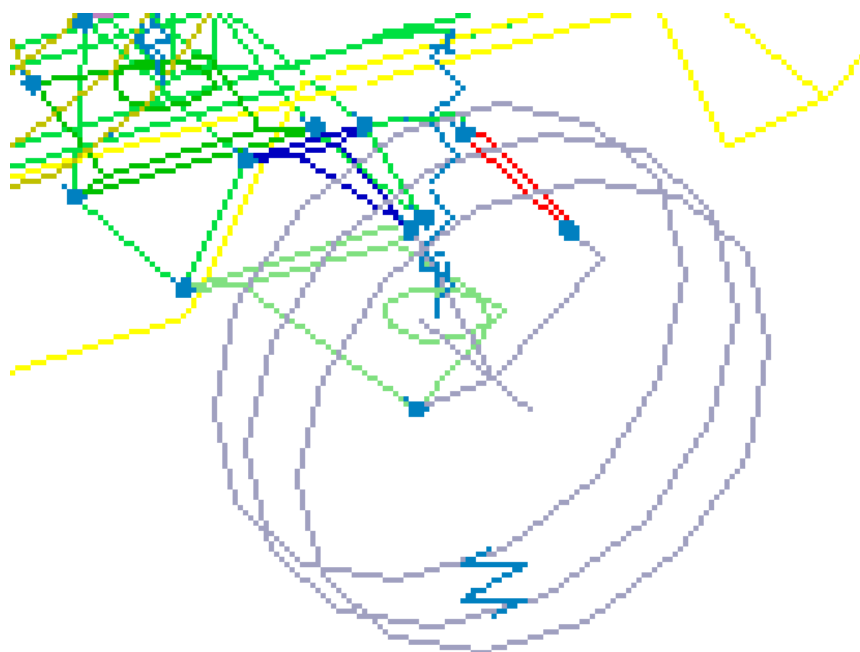


Рис. 3.2.2. Новая расчётная схема рычажно-пружинной задней независимой подвески перспективной транспортной машины повышенной проходимости

Более подробно особенности представления независимых рычажно-пружинных подвесок в составе конкретных моделей транспортных средств описаны в п. 5.1, 5.4.

3.3. Формирование динамических характеристик пневматических элементов подвесок

Создана *новая модель пневматической подвески*, включающая модели четырёх пневмобаллонов, обладающих нелинейными характеристиками вертикальной упругости; нижние продольные рычаги, воспринимающие преимущественно продольные усилия и V-образно расположенные верхние реактивные

тяги, предназначенные для восприятия как продольных, так и боковых нагрузок; буферы ходов сжатия; стабилизатор поперечной устойчивости; два амортизатора (расчётная схема на рис. 3.3.1).

Для каждого пневмобаллона осуществляется задание его характеристики в виде политропной кривой [7, 173, 248], определяемой объёмом баллона при статической нагрузке и начальным давлением в нём, в свою очередь, зависящими от величины статической нагрузки, приходящейся на задний мост. В каждый из пневмобаллонов встроены буферы хода сжатия. Помимо этого, в состав расчётной схемы включён центральный буфер, осуществляющий ограничение вертикального перемещения балки заднего моста в процессе ходов сжатия задней подвески. Более подробно особенности представления расчётной схемы пневматической подвески в составе модели транспортного средства отражены в п. 7.2.

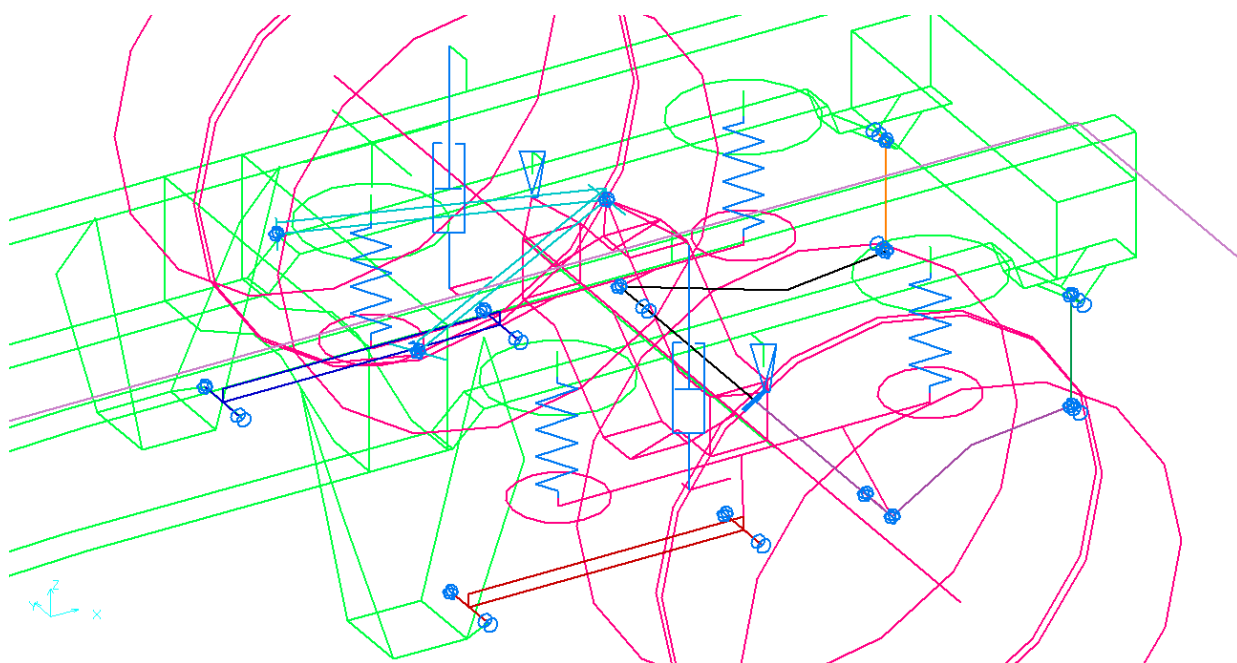


Рис. 3.3.1. Новая расчётная схема задней пневматической подвески грузового транспортного средства с четырьмя пневмобаллонами

В своём исходном положении пневматический упругий элемент воспринимает статическую нагрузку $F_{ст}$, что обеспечивается предварительной подачей во внутреннюю полость пневмобаллона избыточного давления $p_{и.ст} = p_{ст} - p_a$.

Статическая нагрузка на пневматический упругий элемент [51, 76]:

$$F_{ст} = (p_{ст} - p_a)A_{эфф.ст},$$

где $p_{ст}$ – давление воздуха в упругом элементе в положении статического равновесия;

p_a – нормальное атмосферное давление наружного воздуха;

$A_{эфф.ст}$ – эффективная площадь баллона в положении статического равновесия [76, 173, 248].

Объём воздуха в упругом пневмоэлементе при его деформации от положения статического равновесия на Δ_i (знак «минус» соответствует ходу сжатия, знак «плюс» – ходу отбоя) [51, 76]:

$$V_i = V_{ст} \mp \int_0^{\Delta_i} A_{эфф.i} d\Delta_i,$$

где $V_{ст}$ – объём воздуха в упругом элементе в положении статического равновесия; $A_{эфф.i}$ – эффективная площадь пневмобаллона при его деформации на Δ_i [76, 173, 248].

Давление воздуха в пневмобаллоне:

$$p_i = p_{ст} \left(\frac{V_{ст}}{V_i} \right)^n,$$

где n – показатель политропы, определяемый скоростью деформации и теплообмена пневмобаллона с окружающей средой. В случае динамического нагружения может быть достигнуто максимальное значение $n = 1,41$ (при адиабатическом процессе), для варианта статического приложения нагрузки $n = 1$ (при изотермическом процессе), но, как правило, полагают $n = 1,25 \dots 1,30$ [76, 245, 248].

Усилие, развиваемое пневматическим упругим элементом [173, 245, 248]:

$$\begin{aligned} F_i &= p_{ii} A_{эфф.i} = (p_i - p_a) A_{эфф.i} = \left(p_{ст} \left(\frac{V_{ст}}{V_i} \right)^n - p_a \right) A_{эфф.i} = \\ &= \left(p_{ст} \left(\frac{V_{ст}}{V_{ст} \mp \int_0^{\Delta_i} A_{эфф.i} d\Delta_i} \right)^n - p_a \right) A_{эфф.i}. \end{aligned}$$

Зная закономерность изменения эффективной площади и объёма воздуха в упругом элементе в процессе деформации, рассчитывают характеристику резинокордного пневмобаллона.

Характеристика пневматического упругого элемента [51, 76]:

$$F_{y.эл} = F_i - F_{ст}.$$

Жёсткость пневматического упругого элемента [76, 144]:

$$k_i = \frac{dF_i}{d\Delta_i} = \frac{d[(p_i - p_a)A_{эфф.i}]}{d\Delta_i} = A_{эфф.i} \frac{dp_i}{d\Delta_i} + (p_i - p_a) \frac{dA_{эфф.i}}{d\Delta_i}.$$

Поскольку

$$\frac{dp_i}{d\Delta_i} = \frac{d}{d\Delta_i} \left[p_{ст} \left(\frac{V_{ст}}{V_i} \right)^n \right] = - \frac{np_{ст} V_{ст}^n}{V_i^{n+1}} \cdot \frac{dV_i}{d\Delta_i} = \frac{np_{ст} V_{ст}^n}{V_i^{n+1}} A_{эфф.i},$$

то получаем [51, 76, 144, 248]:

$$k_i = \frac{np_{ст} V_{ст}^n}{V_i^{n+1}} A_{эфф.i}^2 + \left[p_{ст} \left(\frac{V_{ст}}{V_i} \right)^n - p_a \right] \frac{dA_{эфф.i}}{d\Delta_i}.$$

Жёсткость пневматического упругого элемента под действием статической нагрузки (в положении статического равновесия) [51, 144]:

$$k_{ст} = \frac{np_{ст}}{V_{ст}} A_{эфф.ст}^2 + [p_{ст} - p_a] \frac{dA_{эфф.ст}}{d\Delta_{ст}}.$$

Увеличение объёма $V_{ст}$ приводит к уменьшению жёсткости $k_{ст}$. Следовательно, присоединение к основному пневмобаллону дополнительного резервуара позволяет уменьшить статическую жёсткость подвески.

Если представить объём $V_{ст}$ в виде $V_{ст} = V_{осн} + V_{доп}$, где $V_{осн}$ – основной объём воздуха в упругом элементе, $V_{доп}$ – объём воздуха в присоединённом дополнительном резервуаре, то можно найти необходимый дополнительный объём при заданной статической жёсткости $k_{ст}$ упругого элемента [51]:

$$V_{доп} = V_{ст} - V_{осн} = \frac{np_{ст} A_{эфф.ст}^2}{k_{ст} - [p_{ст} - p_a] \frac{dA_{эфф.ст}}{d\Delta_{ст}}} - V_{осн}.$$

3.4. Построение динамических характеристик пневмогидравлических элементов подвесок

Основные преимущества пневмогидравлических элементов подвесок [76]:

1) нелинейность рабочей характеристики; 2) компактность компоновки, обеспечиваемая высоким давлением газа в рабочем цилиндре и одновременным выполнением функций упругого и демпфирующего элементов; 3) допустимость регулировки высоты кузова относительно дорожной поверхности.

Основным недостатком считается значительная стоимость, обусловленная требованиями к изготовлению деталей с высокой точностью.

В работе [76] предложена следующая классификация пневмогидравлических элементов: без противодействия и с противодействием; нерегулируемые и регулируемые; с постоянной или переменной массой газа.

Все нерегулируемые упругие элементы, а также те, регулирование которых осуществляется путём выпуска (накачки) масла, относятся к упругим элементам с постоянной массой газа (как правило, азота). Такой тип упругих элементов применяется наиболее часто.

Что касается упругих элементов с переменной массой газа, то они всегда являются регулируемыми за счёт изменения массы газа. При этом объём жидкости не изменяется.

Некоторые варианты конструктивных схем пневмогидравлических элементов без противодействия приведены на рис. 3.4.1.

Закон изменения давления газа в *пневмогидравлическом элементе без противодействия* (рис. 3.4.1, 3.4.2) имеет вид известного из термодинамики уравнения политропы (знак «минус» соответствует ходу сжатия, знак «плюс» – ходу отбоя):

$$p_i = p_{ст} \frac{V_{ст}^n}{V_i^n} = p_{ст} \frac{V_{ст}^n}{(V_{ст} \mp \Delta V_i)^n} = p_{ст} \frac{V_{ст}^n}{(V_{ст} \mp S \Delta_i)^n} = p_{ст} \frac{1}{\left(1 \mp \frac{S \Delta_i}{V_{ст}}\right)^n},$$

где $p_{ст}$ – значение абсолютного давления газа в рабочем цилиндре пневмогидравлического элемента в положении статического равновесия;

p_i – величина абсолютного давления газа в рабочем цилиндре пневмогидравлического элемента при перемещении поршня Δ_i ;

$V_{ст}$ – величина объёма газа в пневмогидравлическом элементе в положении статического равновесия;

n – значение показателя политропы;

Δ_i – перемещение поршня от положения статического равновесия;

S – значение площади поршня пневмогидравлического элемента;

$\Delta V_i = S \Delta_i$ – величина изменения объёма газа при перемещении поршня Δ_i .

Значение показателя политропы n определяется скоростью деформации и теплообмена между окружающей средой и наружными стенками пневмогидрав-

лического элемента. В случае динамического нагружения может быть достигнуто максимальное значение $n = 1,41$ (при адиабатическом процессе), для варианта статического приложения нагрузки $n = 1$ (при изотермическом процессе), но, как правило, полагают $n = 1,25 \dots 1,30$ [76, 173].

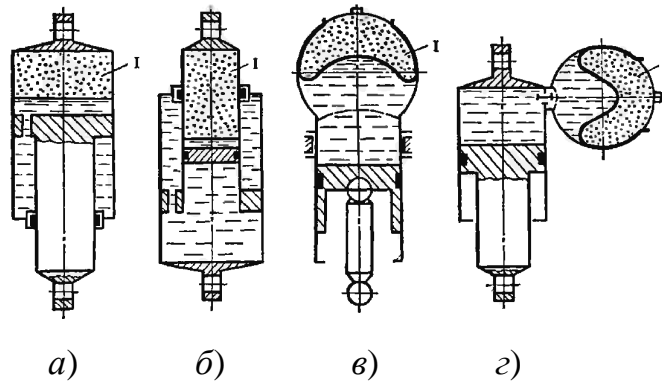


Рис. 3.4.1. Конструктивные схемы пневмогидравлических элементов без противодействия [76, 128]: I – основная полость с газом, расположенная: а) в цилиндре; б) в штоке; в), з) – в сферической головке

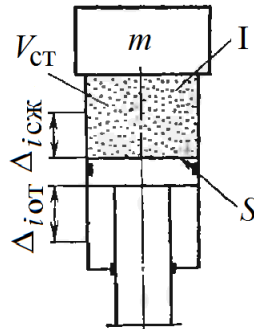


Рис. 3.4.2. Расчётная схема пневмогидравлического элемента без противодействия [76]: m – часть подрессоренной массы, приходящаяся на данный пневмогидравлический элемент; I – основная полость с газом; S – площадь поршня; $V_{ст}$ – величина объёма газа в пневмогидравлическом элементе в положении статического равновесия; $\Delta_{iсж}$, $\Delta_{iот}$ – перемещение поршня от положения статического равновесия, соответственно, при ходе сжатия и при ходе отбоя

Статическая нагрузка на пневмогидравлический элемент без противодействия [76, 173]:

$$F_{ст} = (p_{ст} - p_a)S \approx p_{ст}S.$$

Атмосферным давлением можно пренебречь, поскольку для уменьшения габаритов пневмогидравлического элемента давление в полостях в положении статического равновесия транспортного средства с грузом принимают 3 – 5 МПа и более [76, 173].

Усилие, развиваемое пневмогидравлическим элементом без противодействия, при перемещении поршня на Δ_i :

$$F_i = (p_i - p_a)S \approx p_i S = p_{ст} \frac{S}{\left(1 \mp \frac{S\Delta_i}{V_{ст}}\right)^n}.$$

Характеристика пневмогидравлического элемента без противодействия [76]:

$$F_{у.эл} = F_i - F_{ст}.$$

Жёсткость пневмогидравлического элемента без противодействия [173]:

$$\begin{aligned} k_i &= \frac{dF_i}{d\Delta_i} = \frac{d[(p_i - p_a)S]}{d\Delta_i} \approx S \frac{dp_i}{d\Delta_i} = \\ &= S \frac{d}{d\Delta_i} \left[p_{ст} \left(\frac{V_{ст}}{V_i} \right)^n \right] = - \frac{np_{ст} V_{ст}^n}{V_i^{n+1}} \cdot \frac{dV_i}{d\Delta_i} S = \frac{np_{ст} V_{ст}^n}{V_i^{n+1}} S^2. \end{aligned}$$

Жёсткость пневмогидравлического элемента без противодействия под действием статической нагрузки [173]:

$$k_{ст} = \frac{np_{ст}}{V_{ст}} S^2.$$

Если представить объём $V_{ст}$ в виде $V_{ст} = V_{осн} + V_{доп}$, где $V_{осн}$ – основной объём газа в упругом элементе, $V_{доп}$ – объём газа в присоединённом дополнительном резервуаре, то можно найти необходимый дополнительный объём при заданной статической жёсткости $k_{ст}$ упругого элемента [173]:

$$V_{доп} = V_{ст} - V_{осн} = \frac{np_{ст} S^2}{k_{ст}} - V_{осн}.$$

Полученные при непосредственном участии автора диссертации экспериментальные статические характеристики пневмогидравлического упругого элемента без противодействия и дополнительного объёма представлены на рис. 3.4.3 и представляют собой зависимости усилия от перемещения поршня при соответствующих объёмах газа в цилиндре под статической нагрузкой (то есть при различных зарядных объёмах).

Наибольшую жёсткость, механическая интерпретация которой – тангенс угла наклона касательной к рассматриваемой точке характеристики, имеет пневмогидравлический элемент с зарядным объёмом 700 см^3 . При возрастании зарядного объёма жёсткость характеристики значительно уменьшается.

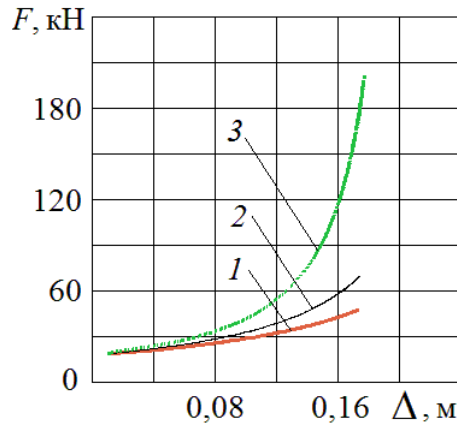


Рис. 3.4.3. Нелинейный вид экспериментальных статических характеристик пневмогидравлического элемента при объёме газа в цилиндре под статической нагрузкой: 1 – 1100 см^3 ; 2 – 900 см^3 ; 3 – 700 см^3

Создана *новая модель пневмогидравлической подвески* (на рис. 3.4.4 показана её *расчётная схема*).

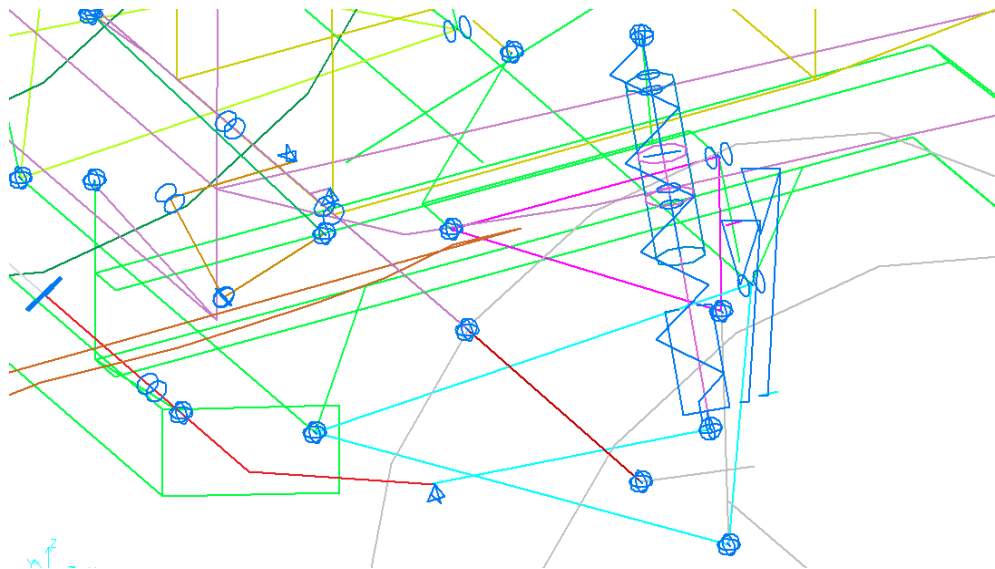


Рис. 3.4.4. Новая расчётная схема передней левой пневмогидравлической подвески

Представленная модель включает в себя пневмогидравлический элемент без противодействия, совмещающий в себе функции упругого и демпфирующе-

го устройств подвески, верхняя часть которого шарнирно подсоединена к кронштейну рамы, а нижняя – к оси нижнего рычага подвески; направляющие рычаги с детализацией особенностей их конфигурации и крепления, что позволяет принимать во внимание обеспечиваемое направляющим аппаратом нелинейное изменение жёсткости и коэффициента демпфирования подвески, приведённых к колесу; стабилизатор, моделируемый в виде двух половин – твёрдых тел, соединённых элементом, крутильная жёсткость которого задана.

Более подробное описание представленной расчётной схемы приведено в п. 6.1.

Принципиальные конструктивные схемы *пневмогидравлического элемента с противодавлением* показаны на рис. 3.4.5, а расчётная схема – на рис. 3.4.6.

Статическая нагрузка на пневмогидравлический элемент с противодавлением [173]:

$$F_{ст} = (p_{ст1} - p_a)S_1 - (p_{ст2} - p_a)S_2 \approx p_{ст1}S_1 - p_{ст2}S_2, \quad (3.4.1)$$

где $p_{ст1}$ – давление газа в статическом положении в основной полости 1; $p_{ст2}$ – давление газа в статическом положении в полости противодействия 2; S_1 – площадь поршня со стороны основной полости; S_2 – площадь поршня со стороны полости противодействия; p_a – атмосферное давление.

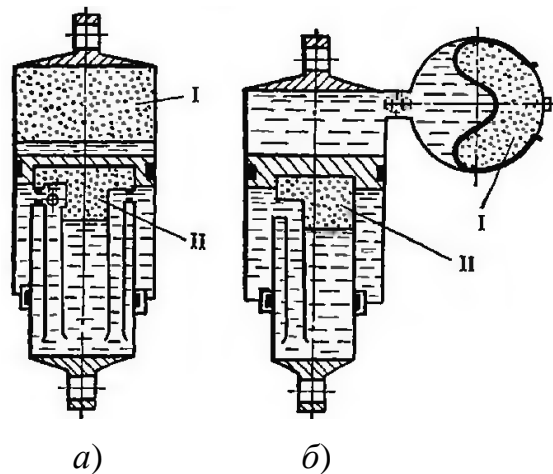


Рис. 3.4.5. Конструктивные схемы пневмогидравлических элементов с противодавлением [76]: а) основная полость I – в цилиндре, полость противодействия II – в штоке поршня; б) основная полость I – в сферической головке, полость противодействия II – в штоке поршня

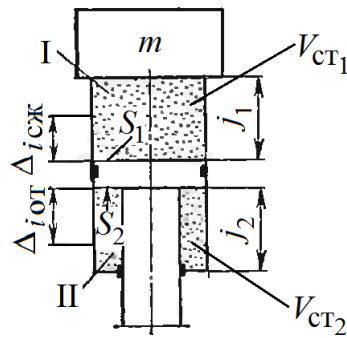


Рис. 3.4.6. Расчётная схема пневмогидравлического элемента с противодействием [76]: m – часть подрессоренной массы, приходящаяся на данный пневмогидравлический элемент; I – основная полость с газом; II – полость противодействия; S_1 – площадь поршня со стороны основной полости; S_2 – площадь поршня со стороны полости противодействия; $V_{ст1}$, $V_{ст2}$ – объём газа в положении статического равновесия, соответственно, в основной полости и полости противодействия; $\Delta_{iот}$, $\Delta_{iсж}$ – перемещение поршня от положения статического равновесия, соответственно, при ходе сжатия и при ходе отбоя; j_1 , j_2 – высота цилиндра основной полости и полости противодействия

Будем характеризовать объём газа в положении статического равновесия в основной полости $V_{ст1}$ и полости противодействия $V_{ст2}$ следующими величинами:

$$j_1 = \frac{V_{ст1}}{S_1}; \quad j_2 = \frac{V_{ст2}}{S_2}.$$

При перемещении поршня вверх газ в основной полости I сжимается, а в полости противодействия II – расширяется. При перемещении поршня вниз всё происходит наоборот.

Объём и давление газа в основной полости при перемещении поршня на Δ_i от положения статического равновесия (знак «минус» соответствует ходу сжатия, знак «плюс» – ходу отбоя) [173]:

$$V_{i1} = V_{ст1} \mp \Delta_i S_1 = (j_1 \mp \Delta_i) S_1,$$

$$p_{i1} = p_{ст1} \frac{V_{ст1}^n}{V_{i1}^n} = p_{ст1} \left(\frac{j_1 S_1}{(j_1 \mp \Delta_i) S_1} \right)^n = p_{ст1} \left(\frac{j_1}{j_1 \mp \Delta_i} \right)^n.$$

Объём и давление газа в полости противодействия при перемещении поршня на Δ_i от положения статического равновесия (знак «плюс» соответствует ходу сжатия, знак «минус» – ходу отбоя) [76]:

$$V_{i2} = V_{\text{cr2}} \pm \Delta_i S_2 = (j_2 \pm \Delta_i) S_2,$$

$$p_{i2} = p_{\text{cr2}} \frac{V_{\text{cr2}}^n}{V_{i2}^n} = p_{\text{cr2}} \left(\frac{j_2 S_2}{(j_2 \pm \Delta_i) S_2} \right)^n = p_{\text{cr2}} \left(\frac{j_2}{j_2 \pm \Delta_i} \right)^n.$$

Тогда усилие, развиваемое пневмогидравлическим элементом, при перемещении поршня на Δ_i [173]:

$$F_i \approx p_{i1} S_1 - p_{i2} S_2 = p_{\text{cr1}} \left(\frac{j_1}{j_1 \mp \Delta_i} \right)^n S_1 - p_{\text{cr2}} \left(\frac{j_2}{j_2 \pm \Delta_i} \right)^n S_2.$$

Приняв следующие обозначения:

$$m = \frac{p_{\text{cr2}} S_2}{p_{\text{cr1}} S_1}; \quad \eta = \frac{j_2}{j_1},$$

получаем:

$$F_i = p_{\text{cr1}} S_1 \left[\left(\frac{j_1}{j_1 \mp \Delta_i} \right)^n - m \left(\frac{\eta j_1}{\eta j_1 \pm \Delta_i} \right)^n \right]. \quad (3.4.2)$$

С учётом принятых обозначений

$$F_{\text{cr}} \approx p_{\text{cr1}} S_1 - p_{\text{cr2}} S_2 = p_{\text{cr1}} S_1 (1 - m).$$

Поэтому упругая характеристика пневмогидравлического элемента с противодействием определяется по формуле [76]:

$$F_{y.\text{эл}} = F_i - F_{\text{cr}} = F_{\text{cr}} \left(\frac{F_i}{F_{\text{cr}}} - 1 \right) = F_{\text{cr}} \left\{ \frac{1}{1 - m} \left[\left(\frac{j_1}{j_1 \mp \Delta_i} \right)^n - m \left(\frac{\eta j_1}{\eta j_1 \pm \Delta_i} \right)^n \right] - 1 \right\} \quad (3.4.3)$$

Запишем формулы (3.4.2), (3.4.3) с помощью безразмерного перемещения

$$q_i = \frac{\Delta_i}{j_1}.$$

Тогда безразмерное усилие, развиваемое пневмогидравлическим элементом при перемещении поршня на Δ_i от положения статического равновесия [173]:

$$F_i^q = \frac{F_i}{F_{\text{cr}}} = \frac{1}{1 - m} \left[\left(\frac{j_1}{j_1 \mp \Delta_i} \right)^n - m \left(\frac{\eta j_1}{\eta j_1 \pm \Delta_i} \right)^n \right] = \frac{1}{1 - m} \left[\left(\frac{1}{1 \mp q_i} \right)^n - m \left(\frac{\eta}{\eta \pm q_i} \right)^n \right]. \quad (3.4.4)$$

Безразмерная упругая характеристика пневмогидравлического элемента с противодействием [173]:

$$F_{y.эли}^q = \frac{F_{y.эли}}{F_{ст}} = \frac{1}{1-m} \left[\left(\frac{1}{1 \mp q_i} \right)^n - m \left(\frac{\eta}{\eta \pm q_i} \right)^n \right] - 1 \quad (3.4.5)$$

Безразмерная статическая нагрузка (при $q_i = 0$) $F_{ст}^q = 1$.

Переход от безразмерных величин к размерным осуществляется по формулам [76]:

$$F_{y.эли} = F_{y.эли}^q F_{ст}; \quad F_i = F_i^q F_{ст}; \quad \Delta_i = j_1 q_i.$$

Поскольку пневмогидравлический *элемент без противодействия* можно рассматривать как частный случай элемента с противодействием, то приняв $m=0$ в формулах (3.4.4), (3.4.5), получаем (знак «минус» соответствует ходу сжатия, знак «плюс» – ходу отбоя) [76]:

$$F_i^q = \frac{F_i}{F_{ст}} = \left(\frac{1}{1 \mp q_i} \right)^n; \quad F_{y.эли}^q = \frac{F_{y.эли}}{F_{ст}} = \left(\frac{1}{1 \mp q_i} \right)^n - 1.$$

Воспользовавшись формулой (3.4.2), находим *жѐсткость характеристики пневмогидравлического элемента с противодействием* [76, 173]:

$$\begin{aligned} k_i &= \frac{dF_i}{d\Delta_i} = \frac{d}{d\Delta_i} \left(p_{ст1} S_1 \left[\left(\frac{j_1}{j_1 \mp \Delta_i} \right)^n - m \left(\frac{\eta j_1}{\eta j_1 \pm \Delta_i} \right)^n \right] \right) = \\ &= \frac{d}{d\Delta_i} \left(\frac{F_{ст}}{1-m} \left[\left(\frac{j_1}{j_1 \mp \Delta_i} \right)^n - m \left(\frac{\eta j_1}{\eta j_1 \pm \Delta_i} \right)^n \right] \right) = \frac{F_{ст} j_1^n}{1-m} \frac{d}{d\Delta_i} \left[\left(\frac{1}{j_1 \mp \Delta_i} \right)^n - m \left(\frac{\eta}{\eta j_1 \pm \Delta_i} \right)^n \right] = \\ &= \frac{n F_{ст} j_1^n}{1-m} \left[\frac{1}{(j_1 \mp \Delta_i)^{n+1}} + \frac{m \eta^n}{(\eta j_1 \pm \Delta_i)^{n+1}} \right]. \end{aligned}$$

При $\Delta_i = 0$ получим *статическую жѐсткость пневмогидравлического элемента с противодействием* [76, 173]:

$$k_{ст} = \frac{n F_{ст} j_1^n}{1-m} \left[\frac{1}{j_1^{n+1}} + \frac{m \eta^n}{(\eta j_1)^{n+1}} \right] = \frac{n F_{ст}}{(1-m) j_1} \left[1 + \frac{m}{\eta} \right].$$

Тогда частота собственных колебаний массы подрессоренных частей в окрестности положения статического равновесия выражается в первом приближении формулой [76]:

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_{ст} g}{F_{ст}}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{ng(\eta + m)}{\eta(1-m)j_1}}.$$

Поэтому для элемента без противодействия в первом приближении получаем [76]:

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{ng}{j_1}}.$$

Таким образом, наличие противодействия увеличивает частоту колебаний массы подрессоренных частей.

3.5. Формирование характеристик амортизаторов в составе подвесок транспортных средств

Оценку эксплуатационных качеств, построение рабочих диаграмм и на их основе – скоростных характеристик амортизаторов, как правило, осуществляют на основе результатов специальных стендовых испытаний.

В типовой конструкции стенда [15] нижняя проушина исследуемого амортизатора с помощью шарнирного устройства присоединяется к траверсе, обеспечивающей возвратно-поступательные перемещения с определёнными частотой и амплитудой цикла. Ход траверсы, а следовательно, и амплитуда перемещения поршня амортизатора, изменяется установкой определённого эксцентриситета синусного механизма, связанного через редуктор с валом четырёхскоростного электродвигателя, способного обеспечить четыре задаваемые частоты перемещения. Предусмотрено шарнирное крепление верхней части амортизатора к кронштейну, который, в свою очередь, связан с рычажным механизмом записывающего устройства, вычерчивающего рабочую диаграмму.

Исходными параметрами нагружения выступают перемещения, совершаемые траверсой с заданными частотой и амплитудой. Осуществляется регистрация перемещений поршня, а также демпфирующих усилий амортизатора, необходимых для автоматизированного расчёта его параметров и построения скоростной характеристики.

Под рабочей диаграммой амортизатора принято понимать функцию усилия демпфирования от перемещения поршня при заданной постоянной частоте колебаний [83, 84], обеспечиваемой конструкцией стенда. Заштрихованная площадь рабочей диаграммы (рис. 3.5.1) соответствует энергоёмкости амортизатора за один цикл его функционирования. Максимумы сил демпфирования на рабочей диаграмме соответствуют половине полного хода поршня и наибольшей скорости перемещения поршня при выбранном режиме колебаний, которую определяют по известной формуле [250]: $v_{\Pi} = (\pi Ns)/60$, где N – количество коле-

баний, совершаемых поршнем за минуту; s – максимальный ход поршня, обеспечиваемый регулировкой стенда.

На основе ряда рабочих диаграмм, полученных при заданных частотах колебаний, получают скоростную характеристику конкретного амортизатора, представляющую собой функцию силы демпфирования от скорости перемещения поршня.

Построения, приведённые на рис. 3.5.1, показывают, что скоростную демпфирующую характеристику амортизатора можно получить по точкам a_1, \dots, a_4 и b_1, \dots, b_4 , имея ряд экспериментальных рабочих диаграмм, полученных при заданных частотах. Методика построений представлена в работе [83]. Пользуясь точками b'_1, \dots, b'_4 косинусоиды, выбранными на развёртке перемещения поршня по времени, а также соответствующими точками a''_1, \dots, a''_4 и b''_1, \dots, b''_4 синусоиды, определяют скоростные параметры поршня v_1, \dots, v_4 . При этом вся рассматриваемая совокупность рабочих диаграмм должна быть получена при одинаковом полном ходе поршня, а постоянные частоты колебаний n_1, \dots, n_4 должны подчиняться неравенству: $n_1 < n_2 < n_3 < n_4$. Точки пересечения горизонтальных $(b_1 b''''_1, b_2 b''''_2, b_3 b''''_3, b_4 b''''_4)$ и вертикальных $(b''_1 b''''_1, b''_2 b''''_2, b''_3 b''''_3, b''_4 b''''_4)$ линий определяют точки скоростной характеристики демпфирования амортизатора.

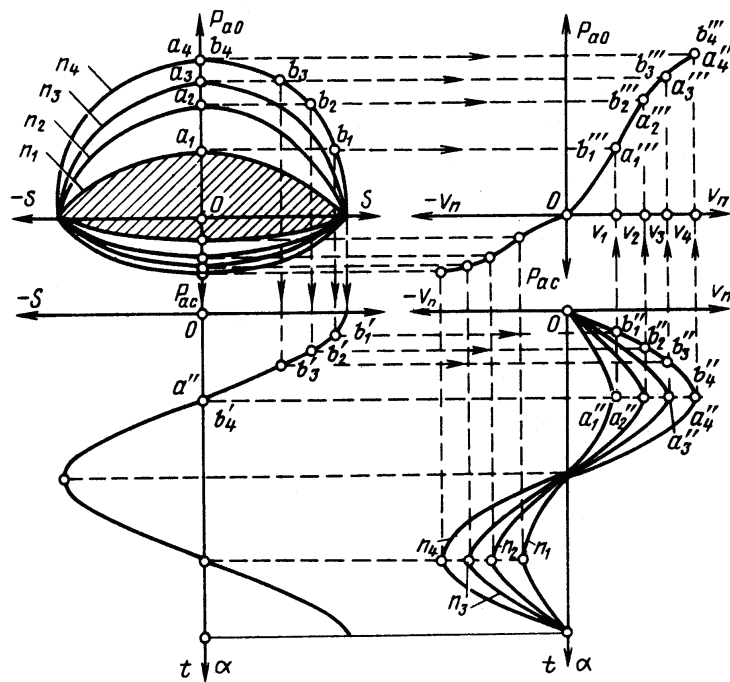


Рис. 3.5.1. Процесс получения нелинейной скоростной характеристики амортизатора с помощью рабочих диаграмм [83]

При моделировании скоростную характеристику амортизатора обычно представляют в кусочно-линейном виде, что предполагает наличие четырёх участков, в соответствии с ходами сжатия и отбоя, а также дроссельным и клапаным рабочими режимами (рис. 3.5.2) [187].

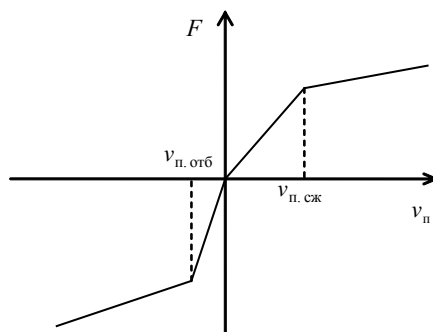


Рис. 3.5.2. Примерный вид кусочно-линейной скоростной характеристики демпфирования амортизатора

Исходными данными являются значения коэффициентов демпфирования на дроссельном и клапанном режимах работы при совершении ходов сжатия и отбоя, величины скоростей начала открытия разгрузочных клапанов при совершении ходов сжатия и отбоя, значение максимального хода поршня.

Детализация геометрических особенностей рычажного направляющего аппарата и установки амортизатора подвески в составе расчётной схемы даёт возможность учёта кинематики движения указанных элементов, характера изменения динамических реакций, демпфирующих и упругих сил в кинематических парах на базе уравнений больших перемещений тел.

При включении амортизатора с кусочно-линейной скоростной характеристикой в динамическую модель транспортного средства предложено учитывать особенности его установки в составе подвески транспортного средства, что позволяет принимать во внимание нелинейное изменение в процессе его работы коэффициентов демпфирования, приведённых к колесу с учётом переменного передаточного числа, обеспечиваемого направляющим аппаратом подвески.

Насыщение газовыми компонентами амортизаторной жидкости, интенсивно происходящее при высокочастотных режимах колебаний, обуславливает уменьшение демпфирующего эффекта амортизатора. Кроме того, при нагревании амортизатора в процессе работы наблюдается уменьшение демпфирующей силы, а, соответственно и энергоёмкости амортизатора, связанное со снижением вязкости амортизаторной жидкости и увеличением её утечек через зазоры в

трущихся парах и негерметичности клапанов. Понижение коэффициентов сопротивления амортизатора, связанное с возрастанием рабочей температуры, подтверждается экспериментальными характеристиками, полученными при непосредственном участии автора диссертации (рис. 3.5.3). В связи с указанными выше обстоятельствами, при вычислении рекомендуемых коэффициентов сопротивления амортизатора учитывается их убывание на 25...35 % [83, 84] во время эксплуатации посредством введения коэффициента эффективности $k_{\text{эфф}} = 0,65 \dots 0,75$.

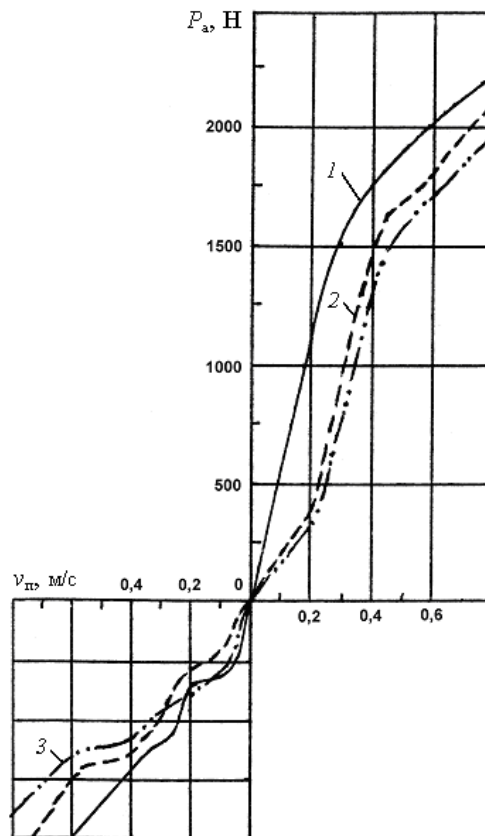


Рис. 3.5.3. Экспериментальные скоростные характеристики амортизатора автомобиля УАЗ – 3160 при различных температурных режимах работы [187]: 1 – при 20 °C ; 2 – при 60 °C ; 3 – при 100 °C

3.6. Включение стабилизаторов подвесок в динамическую модель транспортного средства

При включении в расчётную схему транспортного средства стабилизатор рассматривается состоящим из двух половин – твёрдых тел, соединяемых между собой элементом, крутильная жёсткость которого задана [187, 190]

(рис. 3.6.1). В рассматриваемом примере концевая часть каждой из таких половин шарнирно подсоединяется к серьге, с помощью которой осуществляется шарнирное крепление к кронштейну рамы. В свою очередь, средняя часть каждой из половин крепится к нижнему направляющему рычагу пневмоподвески. На каждом из двух таких рычагов установлены опорные чашки для пневмобаллонов.

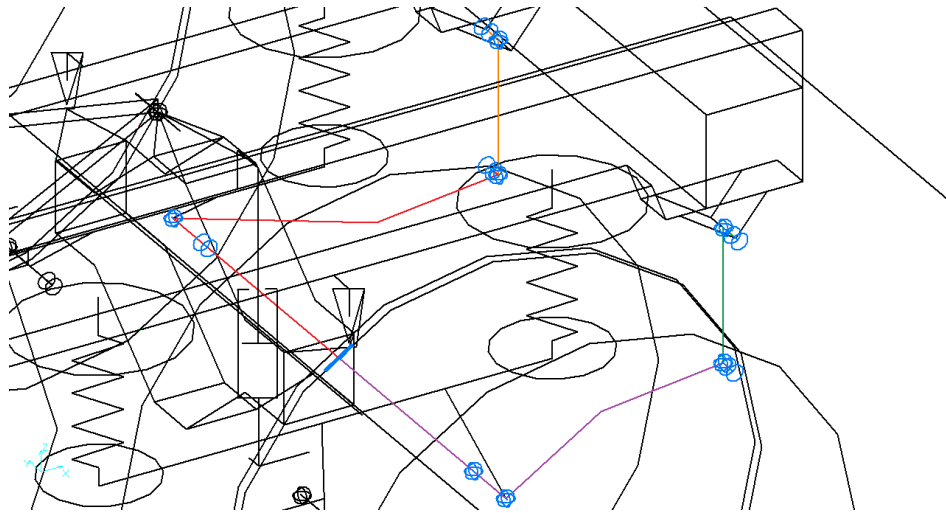


Рис. 3.6.1. Включение стабилизатора поперечной устойчивости в состав новой расчётной схемы задней пневматической подвески грузового транспортного средства

3.7. Моделирование характеристик виброизоляторов силового агрегата, кабины и кузова транспортных средств

В настоящее время в различных отраслях техники широкое применение находит виброизоляция для обеспечения защиты объектов, чувствительных к воздействию динамических нагрузок. Причём, в некоторых случаях процесс проектирования систем виброизоляции может осуществляться совместно с объектом виброзащиты, в качестве его составной части. Это относится, например, к виброизолирующим опорам силового агрегата или кузова транспортного средства. В других же ситуациях, одно и то же оборудование, установленное в различных местах, может испытывать различные по форме или интенсивности внешние возбуждения, в частности, при необходимости ограничения вибрации электронной аппаратуры. Тогда конструирование виброзащитных систем имеет

индивидуальный характер, и его осуществляют на основе расчётов статических и динамических показателей [44, 289, 290].

Каждая расчётная схема виброзащитной системы включает в себя такие основные части [289], как объект виброзащиты, источник внешних по отношению к рассматриваемому объекту возмущений, а также элементы виброизолирующей системы, в частности, виброизоляторы (рис. 3.7.1). Виброизолятор представляет собой часть вторичной виброзащитной системы транспортного средства и служит для поддержания режима колебаний, обеспечивающего полноценную виброзащиту объекта.

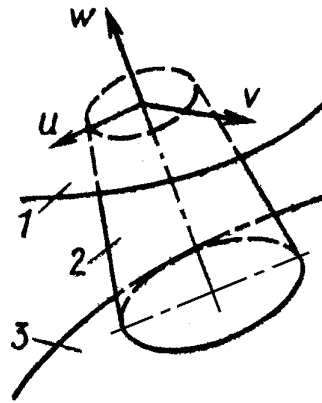


Рис. 3.7.1. Схема установки виброизолятора [44]:

1 – объект защиты; 2 – виброизолятор; 3 – источник возмущений

Любой виброизолятор характеризуется наличием трёх взаимно перпендикулярных главных осей жёсткости u , v , w . Причём, вертикальная ось w , как правило, совпадает с линией действия статической нагрузки, проходя через точки крепления виброизолятора к источнику возмущений и объекту виброзащиты (см. рис. 3.7.1). Считается, что главные оси каждого виброизолятора обладают таким свойством, что соответствующая сила обуславливает деформацию только по той оси, вдоль которой она направлена. Следовательно, виброзащитную систему, состоящую из n виброизоляторов можно заменить эквивалентной виброзащитной системой, включающей в себя $3n$ упругих элементов, каждый из которых работает лишь на растяжение – сжатие [44].

Тогда их можно обозначить следующим образом. Порядковые номера от 1 до n следует присвоить упругим элементам в вертикальных направлениях w , а номерами от $(n+1)$ до $3n$ идентифицировать элементы, отвечающие за функционирование рассматриваемых виброизоляторов в боковых направлениях u , v .

Рабочая характеристика виброизолятора представляет собой взаимосвязь его реакции и соответствующей деформации. Причём, нелинейность упругих характеристик виброизолирующих опор кузова, кабины, силового агрегата, раздаточной коробки во многом зависит от свойств материала, применённого для изготовления упругого элемента. С возрастанием деформации, как правило, повышается жёсткость резиновой опоры, подвергающейся сжатию или сдвигу. Диссипативные силы типа сухого (Кулонова) трения, проявляющиеся в процессе деформации виброизоляторов, в общем случае также имеют нелинейный характер [125, 289, 290].

На рис. 3.7.2 показаны полученные при непосредственном участии автора диссертации экспериментальные упругие гистерезисные характеристики виброизолятора задней опоры силового агрегата ЗиЛ-4Э645 в вертикальном, продольном и поперечном направлениях [187].

В общем случае для каждого i -го упругого элемента его динамическая реакция R_i определяется соответствующими деформацией Δ_i и скоростью деформации $\dot{\Delta}_i$ ($i = 1, 2, \dots, n$). Тогда уравнение динамической характеристики можно записать в следующем виде [125]: $R_i = f(\Delta_i, \dot{\Delta}_i)$. (3.7.1)

Статические характеристики для резинометаллических виброизоляторов можно получить из уравнения (3.7.1) в предположении, что $\dot{\Delta}_i = 0$. Тогда $R_i = f(\Delta_i)$. Для виброизоляторов силового агрегата, кузова и кабины упругие динамические характеристики можно учитывать с помощью гистерезисной нелинейной характеристики, способ формирования которой аналогичен рессорной подвеске и описан в п. 3.1.

В частном случае, характеристики виброизоляторов обычно задают в линейном виде [44], пользуясь для вычисления динамической реакции следующей формулой:

$$R_i = c_i \Delta_i + k_i \dot{\Delta}_i \quad (3.7.2)$$

где c_i, k_i – соответственно, числовые коэффициенты жёсткости и демпфирования i -го упругого элемента.

Возможно и задание кусочно-линейных характеристик, состоящих, как правило, из двух участков.

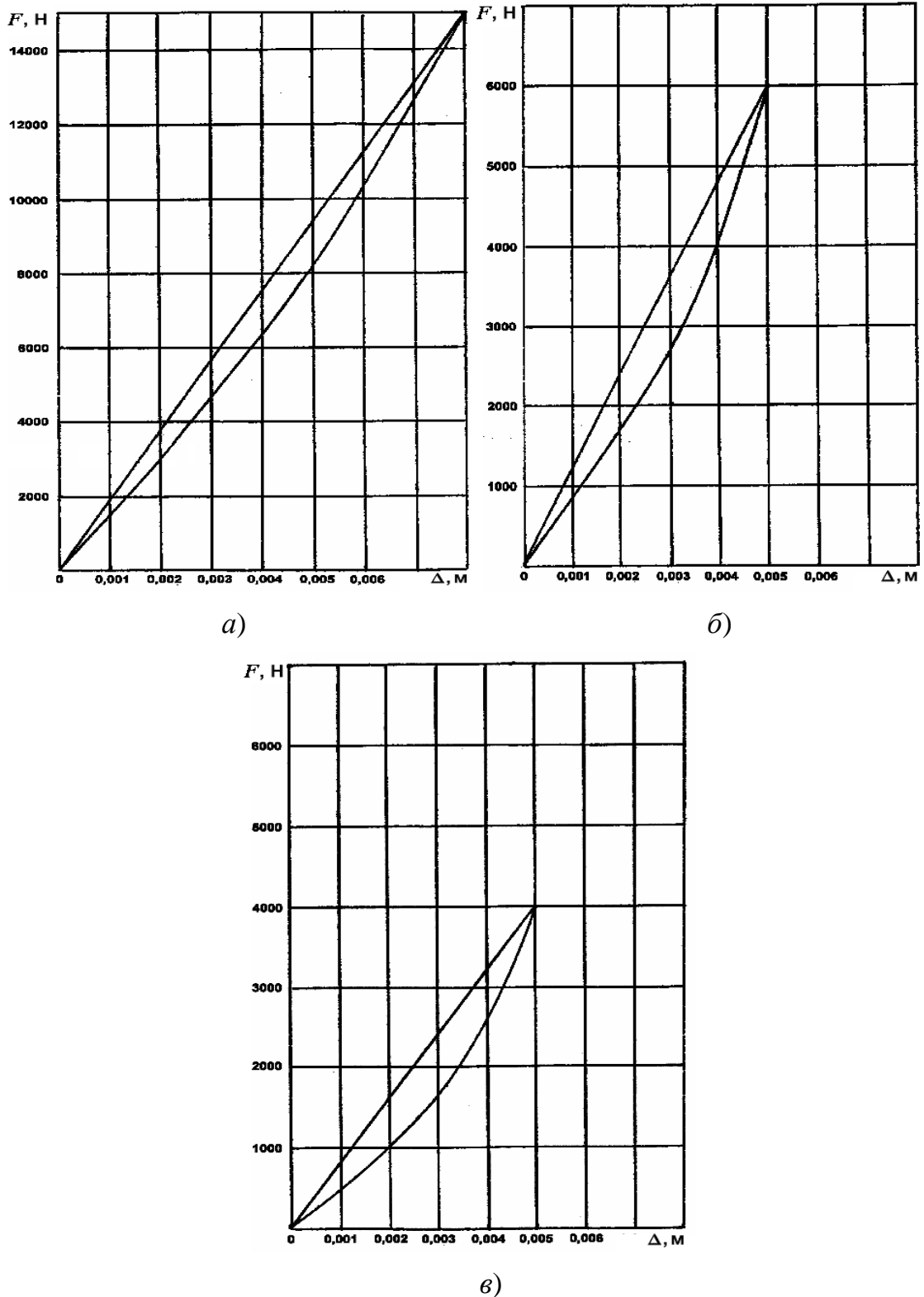


Рис. 3.7.2. Экспериментальные упругие характеристики виброизолятора задней опоры силового агрегата ЗиЛ-4Э645 в направлениях [187]:

a) вертикальном; *б)* продольном; *в)* поперечном

При подстановке $k_i = 0$ в уравнение (3.7.2) оно превращается в характеристику идеально линейной пружины, а при $c_i = 0$ – в линейную характеристику

демпфера. В результате характеристикой (3.7.2) можно описать модель виброизолятора в виде параллельно соединённых линейных пружины и демпфера.

Учитывая различия жесткостных и демпфирующих свойств виброизолятора в вертикальном, продольном и поперечном направлениях, в построенных в программной системе ФРУНД динамических моделях транспортных средств, предложено осуществлять моделирование виброизоляторов посредством сферических шарниров, обладающих податливостями по каждой из трёх осей [187]. Тогда в исходных данных задают значения жёсткости и демпфирования, различные по трём соответствующим направлениям.

На рис. 3.7.3 показано крепление силового агрегата транспортного средства повышенной проходимости с пневмогидравлическими подвесками с помощью двух передних и двух задних сферических шарниров, моделирующих соответствующие опоры-виброизоляторы.

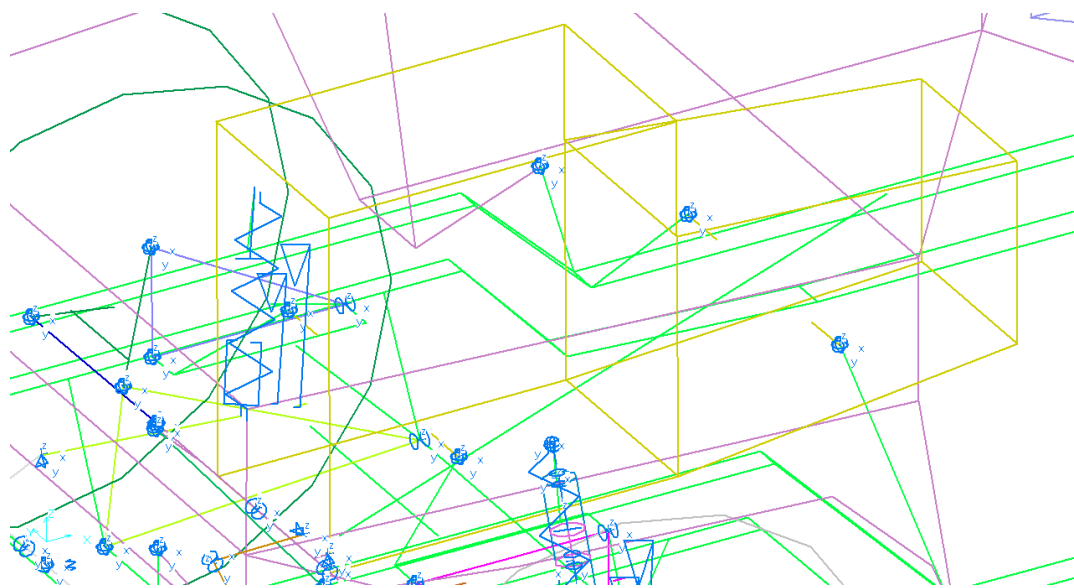


Рис. 3.7.3. Установка силового агрегата (двигателя с коробкой передач в сборе) с помощью двух передних и двух задних сферических шарниров, моделирующих виброизоляторы

Аналогичным образом учитываются виброизолирующие свойства опор других агрегатов, например, при креплении раздаточной коробки к лонжеронам рамы с помощью четырёх сферических шарниров, моделирующих опоры-виброизоляторы. Расчётная схема установки раздаточной коробки перспектив-

ного полноприводного грузового автотранспортного средства с независимыми пружинными подвесками продемонстрирована на рис. 3.7.4.

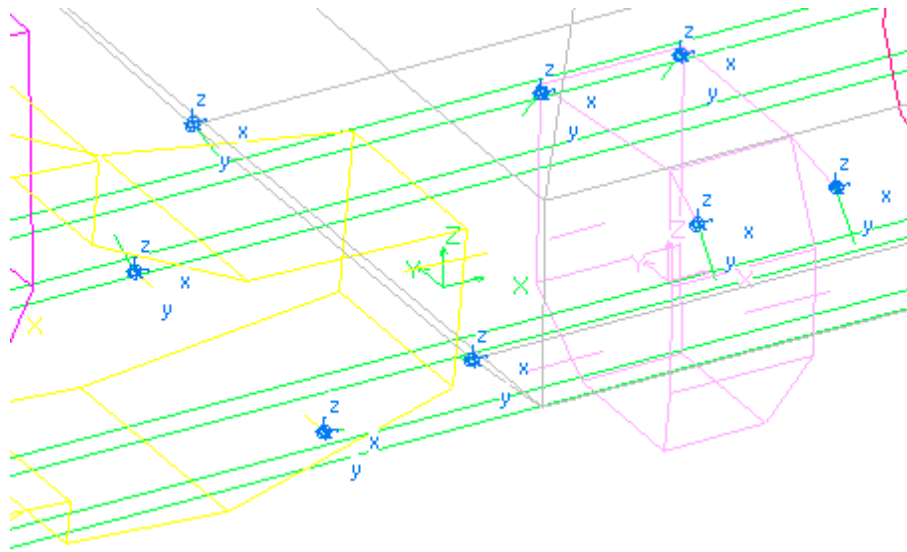


Рис. 3.7.4. Установка на раме раздаточной коробки в составе новой расчётной схемы грузового автотранспортного средства с помощью четырёх сферических шарниров, моделирующих виброизоляторы

3.8. Построение характеристик ограничителей хода (буферов) подвесок транспортных средств

Воздействие ограничителей ходов подвески проявляется различным образом [83]. При этом буфер хода сжатия оказывает наибольшее влияние, поскольку учащение его включения в работу происходит при повышении скорости перемещения транспортного средства. Это обусловлено несимметричностью скоростной характеристики демпфирования амортизатора и одновременностью передачи на подвеску воздействия со стороны коротких и длинных дорожных неровностей. Кроме того, наиболее часто включение буфера хода сжатия наблюдается в процессе перемещения по дорогам с интенсивным высокочастотным возбуждением. К ним, в частности, можно отнести цементобетонные дороги, имеющие стыки между разрушенными краями плит; дороги, покрытие которых требует замены вследствие износа и т. д. Буфер ограничения хода отбоя обычно вступает в действие достаточно редко [83].

Как отмечает Р.И. Фурунжиев [293], чтобы подвеска считалась рациональной не только при обычных эксплуатационных условиях, но и в случаях пре-

дельно допустимых ускорений подрессоренной массы, её характеристику во второй половине хода следует приспособить к таким режимам движения. Это осуществляется путём повышения жёсткости подвески в конце её динамического хода, получаемого, в простейшем случае, за счёт срабатывания буферов ходов сжатия и отбоя.

При построении расчётных схем подвесок в составе пространственной многотельной модели транспортного средства наличием буферов обычно пренебрегают. В более простых (двух-, трёхмассовых схемах) иногда предусматривают наличие абсолютно жёстких упоров, которые могут быть выполнены как двухсторонними, так и односторонними, то есть учитывающими лишь возможность включения буфера сжатия [44, 83, 296].

В результате совершенно не принимается во внимание характеристика вертикальной упругости буфера, имеющая гистерезисный характер, определяемый внутренним трением между элементами материала буфера в ходе его деформации.

Существенная нелинейность характеристики ограничителя хода подвески, как правило, является следствием наличия внутренних полостей, определенная конфигурация которых обеспечивает придание характеристикам необходимого вида [249, 250]. Если потери на внутреннее трение незначительны, то это позволяет использовать кусочно-линейные или линейные характеристики ограничителей ходов подвески.

Таким образом, целесообразно включить буферы в динамическую модель транспортного средства, особенно предназначенного для эксплуатации на дорогах II и III категорий. При этом буфер, который работает, как правило, в вертикальном направлении, представляется в виде пружины и включенного параллельно с ней демпфера. Свободная длина пружины определяется высотой буфера, её жёсткость – жёсткостью буфера, а ход её сжатия – динамическим ходом элементов подвески.

Динамический ход до резинового буфера зависит от вида характеристики подвески. По данным работы [252], его величина при ходе сжатия в среднем составляет у легковых автомобилей $0,5f_{ст}$, у автобусов $0,75f_{ст}$, у грузовых автомобилей $f_{ст}$, где $f_{ст}$ – величина статического хода.

3.9. Моделирование поглощающих способностей шин

Пневматические шины большинства транспортных средств обладают одновременно упругими и поглощающими свойствами.

Неупругое сопротивление, вызывающее потери энергии, обусловлено трением между конструктивными элементами шины и в них, а также в площадке контактирования шины с дорожной поверхностью [83]. Особенности диссипативных процессов, происходящих во время качения шин и их деформаций, вызванных дорожными неровностями и колебаниями колёс, объясняются сложной картиной неупругого сопротивления шины.

В достаточно строгом, с физических позиций, определении предлагается рассматривать *поглощающую способность шины* как энергию, теряемую в процессе её радиальной деформации при действии сил демпфирования [309]. В связи с этим, количественную оценку поглощающей способности шины следует основывать, прежде всего, на рассмотрении характеристики её радиальной упругости.

Поглощающая способность возникает вследствие межмолекулярного трения в резине, а также наличия между элементами шины внутреннего трения [296], появление которого обуславливает наличие гистерезисной петли характеристики радиальной упругости шины. На площадь петли, главным образом, влияют скорость деформаций шины и угловая скорость колеса [252, 312].

Что касается сил внутреннего трения в шинах транспортных средств, определяемых половиной ширины гистерезисной петли на статической характеристике радиальной упругости, то они могут принимать достаточно большие значения, достигая в некоторых случаях величин, сопоставимых со статическими силами сухого трения в подвеске [312] (как отмечается в [296], достаточно широкой гистерезисной петлёй обладают характеристики многослойных шин транспортных средств значительной грузоподъёмности).

В свою очередь, рассмотрение динамических сил внутреннего трения в шине, экспериментально найденных по значениям относительных коэффициентов затуханий свободных колебаний транспортных средств, совершаемых только на шинах, то есть при заблокированных подвесках, показало, что они достаточно малы и не всегда способны обеспечить эффективное демпфирование колебаний [296]. В частности, коэффициент апериодичности свободных колеба-

ний подрессоренных частей транспортного средства на шинах в случае блокировки (принудительно или сухим трением) рессор составляет 0,03...0,05 [312]. Значения динамических сил трения шин, найденных по затуханию таких колебаний, как правило, существенно меньше статических (в 3 ... 5 раз) [296]. Это обусловлено определяющим влиянием сил трения в пятне контакта шины с дорожной поверхностью на значения статических сил трения шин [296]. Во время колебаний, вследствие того, что контакт шин с дорожной поверхностью нестабилен, контактные силы гистерезисного трения малы.

Итак, как справедливо указано в [252, 296, 312], наличие трения в шинах положительно сказывается на снижении вибронагруженности транспортного средства, однако его влияние не так велико, как может показаться при анализе лишь статической характеристики вертикальной упругости, полученной с помощью стенда. Причём, в наибольшей степени оно проявляется при перемещении по дорогам, для которых характерно присутствие значительной доли высокочастотных составляющих в спектре внешнего возмущения (в частности, идёт речь о булыжном покрытии) [296].

Воздействие демпфирования шины определяется также величиной и видом трения, имеющегося в подвеске, при повышении которого становится заметным снижение этого влияния. Поглощающая способность шин проявляется в меньшей степени в тех случаях, когда процесс демпфирования в подвеске производится силами вязкого трения или же совместно действующими силами сухого и вязкого трений. Коэффициент эквивалентного вязкого трения шины обнаруживает своё большее влияние на демпфирование колебаний транспортного средства при наличии одного сухого трения в подвеске, что объясняется зависимостью гашения колебаний посредством сухого трения от частоты и амплитуды внешних дорожных возмущений [297]. При воздействии высокочастотного возмущения со значительной амплитудой эквивалентный коэффициент демпфирования сухим трением уменьшается настолько, что его воздействие соизмеримо с тем, которое оказывает коэффициент эквивалентного вязкого трения шины [297]. В особенности, это заметно при наличии гармонического возмущения, частота которого соответствует высокочастотному резонансу. Из экспериментов, проведённых для такого режима на барабанных стендах [122, 312] с рядом транспортных средств, следует, что понижение эквивалентного коэффициента сопротивления, соответствующего сухому трению, и возрастание вероятности отрыва

рассматриваемых колёс от опорных поверхностей барабанов могут спровоцировать появление в системе колебаний значительной амплитуды, частота которых соответствует частоте собственных колебаний подрессоренных масс [296]. В ходе анализа удалось выявить большое значение демпфирования шин на формирование предпосылок возникновения таких колебаний [297].

Следует иметь в виду, что наличие значительных сил внутреннего трения шин оказывает своё вредное воздействие на ряд эксплуатационных качеств, обуславливая повышение сопротивления качению, нагрев шин, уменьшение коэффициента полезного действия колеса [312]. В связи с этими обстоятельствами, при создании конструкций шин указанные силы стараются снижать. Числовое значение силы внутреннего трения повышается с возрастанием деформации шины, а следовательно, и накапливаемой в ней потенциальной энергии при сжатии, частичное рассеивание которой вызывает нагрев колеса и уменьшение его коэффициента полезного действия [312]. В целях обеспечения при задаваемых статическом прогибе шины, а также коэффициенте вертикальной жёсткости для этого прогиба, минимальной величины потенциальной энергии шины, характеристику упругости следовало бы выполнить прогрессивной. Но для предотвращения повышения жёсткости шины при перегрузках, вызванного прогрессивностью упругой характеристики, её нелинейность целесообразно создавать лишь в диапазоне деформаций, не превышающих статического прогиба шины, при дальнейшем обеспечении линейности характеристики [312].

П.И. Митянин предлагает учитывать влияние скорости транспортного средства на рассеивание энергии шиной в процессе вертикальных колебаний, «отношением энергии рассеивания катящегося колеса к энергии рассеивания невращающегося колеса» [154]. В результате удалось установить, что с возрастанием скорости транспортного средства происходит значительное снижение поглощающей способности шины.

Как отмечает Ю.Б. Беленький [24], для сверхтяжёлых автомобилей с увеличением грузоподъёмности шины становятся относительно мягче. Поэтому, если для обычных грузовых транспортных средств соотношение между частотами собственных колебаний неподресоренных и подрессоренных масс равняется 7...10, то для БелАЗов оно резко изменяется, доходя в пределе почти до единицы. «Первым движением конструкторов является желание избавиться вообще от рессор» [24]. Однако, разработки тяжёлых грузовиков на мягких и

сверхмягких шинах «оправдали себя только для тихоходных автомобилей» [24]. При повышении скоростей перемещения постоянно увеличивались раскачивания автомобилей, доходя до границ, непереносимых водителем. Для одного из таких автомобилей, способного по своим тягово-динамическим показателям развивать скорость до 40 км/ч, непреодолимой границей стала скорость в 20...25 км/ч. С увеличением скорости и частоты наезда на препятствие небольшое демпфирование в мягких шинах не могло препятствовать раскачиванию. Выход в подобных ситуациях был найден во включении рессор и амортизаторов, основное предназначение которых заключалось в демпфировании колебаний шин.

Способы статических испытаний шин с целью получения характеристик радиальной, тангенциальной, а также боковой упругостей подробно описываются в [15, 122, 123, 257]. При этом может быть предусмотрена установка на специальный стенд отдельного колеса или целиком всего транспортного средства, без снятия с него колёс, и даже снятие характеристик с применением простых устройств, с помощью которых осуществляют подтягивания мостов или рамы, или кузова транспортного средства. В частности, характеристику радиальной упругости получают в виде непрерывной зависимости радиальной нагрузки, воздействующей на шину, от её радиальной деформации (рис. 3.9.1).

На рис. 3.9.1 в качестве примера показаны полученные при непосредственном участии автора диссертации экспериментальные характеристики радиальной упругости шины 260-508P модели И-Н142Б грузового и шины 195/70 R15 легкового автомобилей [187].

Проявление нелинейности радиальной силы упругости отчётливо заметно в зоне начального участка смятия шины, а также в верхней части каждой из характеристик (рис. 3.9.1). Что касается силы неупругого сопротивления, характеризующейся расстояниями между средней линией характеристики и ветвями нагрузки или разгрузки, то её следует принимать нелинейной для всей рассматриваемой области деформаций, так как именно её нелинейность определяет замкнутую гистерезисную петлю [309].

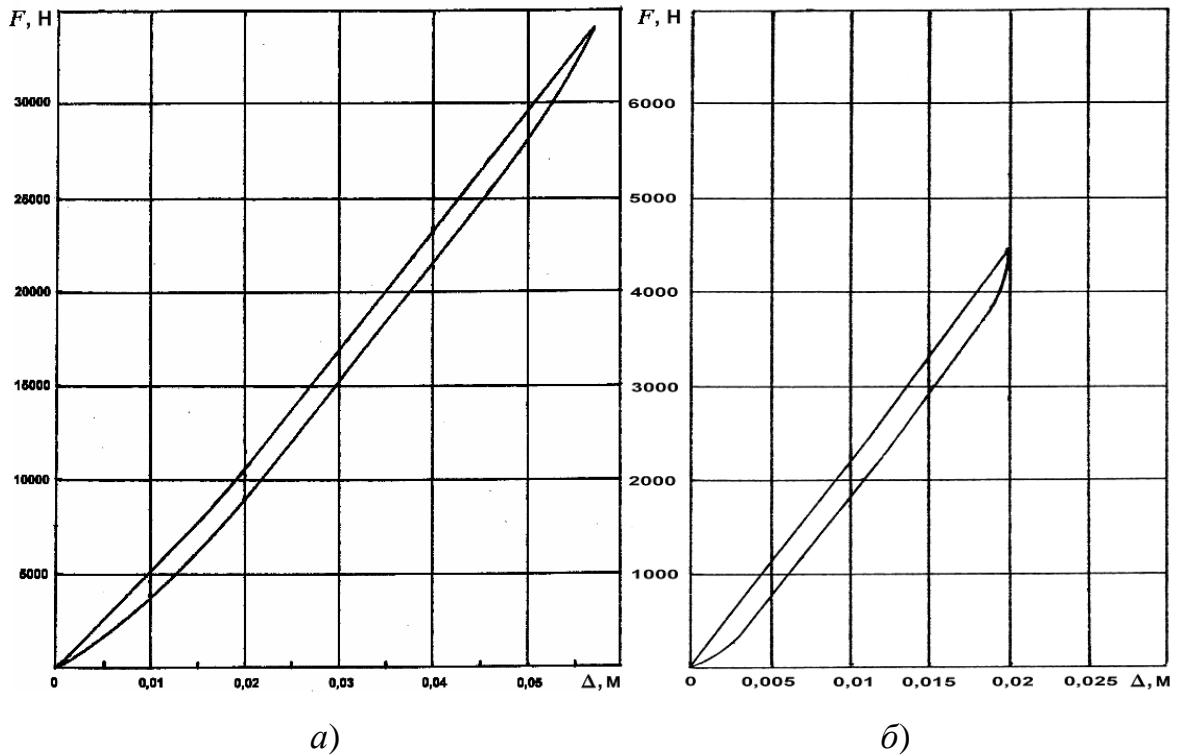


Рис. 3.9.1. Экспериментальные характеристики радиальной упругости шин: а) 260-508P; б) 195/70 R15 [187]

На основании наилучшей аппроксимации с экспериментальными характеристиками вертикальной (радиальной) упругости была выбрана эллиптическая модель поглощающей способности шины Н.Н. Яценко [309], в соответствии с которой была подобрана функция в виде эллипса, обладающего существенным эксцентриситетом и повернутого на определённый угол относительно осей нагрузок и деформаций. Уравнение такого эллипса имеет вид [257, 309]:

$$\left(\frac{F}{F_a}\right)^2 + \left(\frac{h_z}{h_{za}}\right)^2 = 1; \quad F = \pm F_a \sqrt{1 - (h_z/h_{za})^2}. \quad (3.9.1)$$

Здесь F – текущая величина силы неупругого сопротивления, обеспечиваемого шиной;

F_a – половина максимальной ширины гистерезисной петли, то есть амплитуда указанной силы;

h_z – текущая величина радиальной деформации шины;

h_{za} – максимальная (амплитудная) величина указанной деформации.

С опытными данными согласуется также функциональная зависимость амплитуды силы неупругого сопротивления F_a от величины максимальной (ам-

плитудной) радиальной деформации шины h_{za} , выражающаяся в виде степенной функции [309]:

$$F_a = H_{ш} h_{za}^n. \quad (3.9.2)$$

Здесь n – показатель степени, отражающий нелинейность зависимости рассматриваемых величин; $H_{ш}$ – коэффициент пропорциональности названных величин.

Следовательно, текущая величина силы неупругого сопротивления представляет собой функциональную зависимость от амплитудной и текущей радиальных деформаций шины за один цикл деформаций [309]:

$$F = \pm H_{ш} h_{za}^n \sqrt{1 - (h_z / h_{za})^2}. \quad (3.9.3)$$

Из последнего выражения видим, что при эллиптической аппроксимации упругой характеристики значение силы неупругого демпфирования определяется постоянными величинами $H_{ш}$, n , которые не зависят от значений нагрузок и соответствующих деформаций.

При заданном эксплуатационном состоянии конкретной модели шины (то есть при определённых степени износа, внутреннем давлении воздуха в шине и т. д.) значения $H_{ш}$, n остаются постоянными при любых размерах нагрузочно-разгрузочного цикла. Это вытекает из соответствующих предпосылок для их нахождения, обусловленных совпадением эллиптических упругих характеристик с экспериментальными [309].

Для удовлетворительной аппроксимации экспериментальных характеристик предпосылки следуют не из нелинейности средней линии упругой характеристики, которая, как правило, несущественна, а из нелинейности сил демпфирования, уточнения их связи с деформациями шины [309].

Как и для листовой рессоры, динамическая жёсткость каждой шины определяется шириной гистерезисной петли, а также амплитудой цикловых колебаний, и поэтому не совпадает с определённой по результатам статических испытаний в соответствии с тангенсом угла наклона средней линии между нагрузочной и разгрузочной ветвями.

Поэтому более корректный подход к оценке радиальной жёсткости шины состоит в учёте при расчётах непостоянной динамической радиальной жёсткости, механическая интерпретация которой – тангенс угла наклона к оси абсцисс касательной к рассматриваемой точке цикла деформации шины, а также в учёте

непостоянной эквивалентной динамической радиальной жёсткости шины как тангенса угла наклона к оси абсцисс отрезка, проходящего через точки, определяющие перемену направления радиальной деформации шины.

Эквивалентная динамическая жёсткость шины возрастает при повышении силы демпфирования шины и уменьшении амплитуды цикловых колебаний. Наиболее наглядно её проявление будет описано далее в п. 4.3 (рис. 4.3.2, в, з).

С учётом всего вышесказанного, при моделировании в программной системе ФРУНД внешнюю характеристику радиальной упругости шины было предложено представлять состоящей из ветвей процессов нагружения и разгрузки, описываемых с помощью эллиптической модели Н.Н. Яценко (формулы 3.9.1 – 3.9.3), а описание кривых полуцикла деформации шины, как и для рессорной подвески, осуществлять в виде суммы двух экспонент с определёнными весовыми коэффициентами, то есть аналогично формуле (3.1.4) из п. 3.1.

Параметры гистерезисных характеристик радиальной упругости шин рассмотренных далее транспортных средств были найдены по результатам стендовых испытаний шин, выполненных при участии автора.

Таким образом, известная модель поглощающей способности Н.Н. Яценко была существенно дополнена автором диссертации *способностью учёта переменной динамической радиальной жёсткости, а также непостоянной динамической эквивалентной жёсткости шины* [189, 187] в зависимости от ширины гистерезисной петли и амплитуды циклических колебаний аналогично тому, как это было выполнено при рассмотрении рессорной подвески.

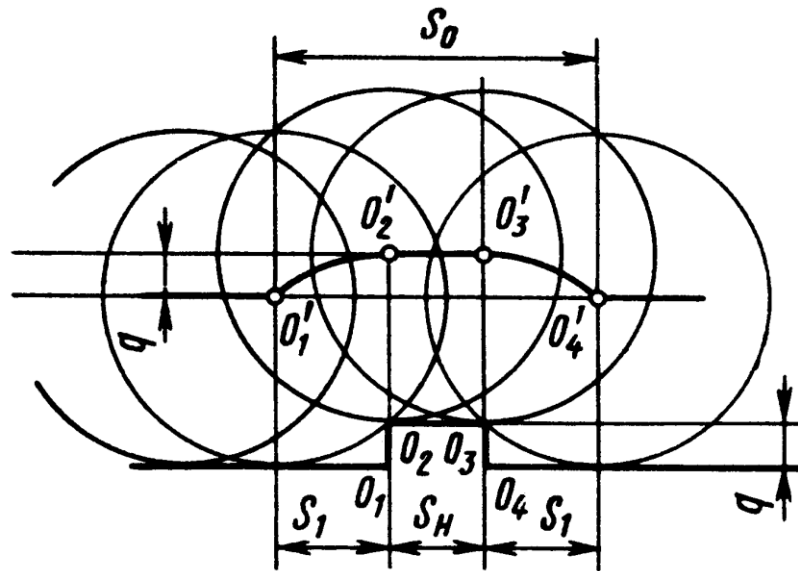
3.10. Моделирование сглаживающей способности, обеспечиваемой колесом с шиной

Под *сглаживающей способностью, обеспечиваемой колесом с шиной*, следует понимать свойство колеса снижать внешние возмущения, которые передаются со стороны дороги на транспортное средство [296].

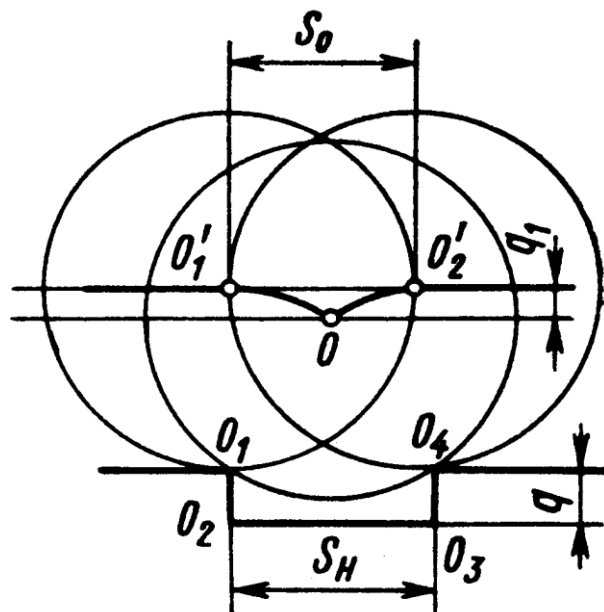
Наличие у каждого колеса конечного радиуса обуславливает тот факт, что траектория перемещения центра даже абсолютно жёсткого колеса всегда отличается от дорожного микропрофиля. Значит, и возмущение, получаемое колесом со стороны дорожной поверхности, всегда отличается от характера её микропрофиля. Понятно, что такое отличие определяется радиусом колеса, поскольку

при его возрастании дорожное возмущение, действующее на транспортное средство, уменьшается.

Рассмотрим схемы переезда абсолютно жёстким колесом прямоугольных выступа и впадины, приведённые на рис. 3.10.1 [296, 312], и траектории перемещения центра колеса.



а)



б)

Рис. 3.10.1. Переезд абсолютно жёсткого колеса через единичную дорожную неровность [227, 238]: а) прямоугольный выступ; б) прямоугольную впадину

В частности, в случае переезда через выступ (рис. 3.10.1, а) длина S_0 условной неровности, которая определяется траекторией оси колеса, всегда пре-

вышает реальную длину неровности S_n на расстояние $2S_1$, обусловленное радиусом колеса, а также высотой q , которую имеет истинная неровность. Причём, высота q условной и истинной неровностей в случае переезда абсолютно жёстким колесом рассматриваемого выступа совпадают [227, 238].

Возрастание длины условной неровности обеспечивает увеличение времени, затрачиваемого на подъём колеса, а значит, уменьшение скорости вертикальных смещений подрессоренной массы при вынужденных колебаниях. Последнее обстоятельство обеспечивает понижение ударного импульса, передаваемого подрессоренной массе транспортного средства через рессоры или другие упругие элементы подвески [312]. Возрастание радиуса колеса приводит к соответствующему увеличению S_0 , что также благоприятно сказывается на снижении виброн нагруженности конструкции транспортного средства.

В случае переезда абсолютно жёсткого колеса через впадину (рис. 3.10.1, б) длина S_0 условной неровности, которую описывает центр колеса, полностью совпадает с длиной S_n истинной впадины. Но при этом происходит уменьшение глубины условной неровности ($q_1 < q$). Возрастание радиуса колеса обеспечивает уменьшение опускания центра колеса при преодолении впадины, что способствует снижению интенсивности колебаний подрессоренных масс [312].

Кроме того, возрастание радиуса колеса обуславливает понижение горизонтальных возмущающих усилий, а следовательно, и продольных колебаний транспортного средства, которые плохо переносятся человеком [18].

При осуществлении расчётов колебаний транспортного средства учёт сглаживающей способности колеса весьма затруднителен вследствие нелинейности соответствующего преобразования дорожного микропрофиля [252]. Когда запись микропрофиля выполняется путём нивелирования через определённый интервал, сглаживание осуществляется посредством того или иного интерполяционного преобразования в непрерывную функцию дискретного множества точек [296]. Выбор способа интерполирования производится при сравнении результатов расчётов колебаний транспортного средства при указанном возмущении с экспериментальными данными. Расчёты, выполненные в работе [296], позволили установить, что при выполнении нивелирования на дороге с булыжным покрытием через каждые 0,25 м и последующей линейной интерполяции полученное возмущение превышает реальное дорожное, поскольку расчётные значе-

ния среднеквадратичных ускорений подрессоренных масс и вертикальных динамических деформаций рессор существенно превышали полученные экспериментально. Заметим, что при проведении указанной работы не проанализировали спектральные характеристики вышеназванных параметров, что, возможно, позволило бы скорректировать приведённые выводы.

Пользуясь способом записи дорожного микропрофиля, представленным в монографии [296], осуществляют автоматическое сглаживание, что связано с использованием в процессе записи колеса конечного радиуса. Незначительное различие в радиусах колес устройства записи и испытываемого транспортного средства, как правило, не отражается на результатах расчетов. В тех случаях, когда радиусы колёс исследуемого транспортного средства и прибора записи существенно отличаются, выполняют соответствующие корректировки.

Помимо конечного радиуса, колесо, укомплектованное эластичной шиной, обладает конечной длиной и шириной площадки контакта с дорогой, что приводит к дополнительному сглаживанию мелких неровностей, длина которых не превышает длину отпечатка шины, а высота – величину статического прогиба шины.

Поэтому в процессе моделирования внешнего дорожного воздействия на транспортное средство, в особенности в области пятна контакта шины с поверхностью дороги, немаловажное значение имеет учёт при расчётах сглаживающих способностей шин. Ведь моделирование динамических процессов предполагает подачу внешнего воздействия в форме записи реального дорожного микропрофиля. Если же такая запись не будет скорректирована путём сглаживания в пятне контакта, то расчётная динамическая система окажется недостаточно соответствующей реальному объекту, особенно при таких эксплуатационных режимах, когда время взаимодействия деформированного участка шины с дорогой соизмеримо с длительностью воздействия на этот участок отдельной неровности (в случаях мелких неровностей и больших скоростей перемещения).

При выполнении расчётов колёсо с шиной в эквивалентных системах традиционно учитывается в виде пружины с параллельно включённым демпфером, а масса колеса относится к числу неподдресоренных масс. Нижняя часть такой пружины может иметь точечный контакт с дорогой, а также перемещаться по дорожной поверхности соответственно изменению функции заданного микропрофиля [142, 170].

Понятно, что в действительности характер контакта шины с соответствующими неровностями существенно отличается от описываемого такой моделью. Указанное обстоятельство определяется тем, что взаимодействие шины с дорогой осуществляется не в одной точке, а по площади пятна контакта. Такой подход позволяет учитывать ряд следующих обстоятельств [309]:

- 1) участки начала и завершения взаимодействия шины не совпадают с действительными границами микронеровностей;
- 2) происходит смещение взаимодействующих с дорожными неровностями элементов шины относительно вертикальной линии, проведённой через колёсную ось;
- 3) как правило, наблюдается взаимодействие шины в зоне контакта с несколькими неровностями, а не с одной из них.

Причём, чем хуже качество покрытия (булыжное замощение, грунтовая дорога с затвердевшей поверхностью дорожной колеи, участок щебёночного покрытия), тем в большей степени проявляются указанные выше обстоятельства, т. е. повышается целесообразность учёта сглаживающего эффекта шины. Кроме того, сглаживающий эффект обеспечивает повышение скорости транспортного средства, даже при перемещении по асфальтобетонным дорогам.

Развитие расчётных способов оценки перегрузок и усталостных повреждений конструкций транспортных средств, появляющихся вследствие внешнего кинематического дорожного воздействия как случайного процесса, обуславливает необходимость учёта сглаживающих способностей шин, так как именно от них во многом зависят корректировки внешних возмущений колебаний при эксплуатации, а также в процессе испытаний. При этом целесообразно внесение корректив в расчёты колебаний транспортного средства с учётом сглаживающей способности шины осуществлять так, чтобы не допустить значительного усложнения расчётной колебательной системы.

При изучении характера вибронагруженности транспортного средства большое значение приобретает сглаживание внешних дорожных возмущений, обусловленное длиной пятна контакта шины с дорогой [296]. В связи с этим, далее будем учитывать влияние на вибронагруженность указанного параметра.

Предполагается рассмотрение пневматической шины как тонкой эластичной оболочки, которая упруго облегает профиль каждой неровности, попавшей в зону контакта. В большей части пятна контакта шины элементарные состав-

ляющие сил упругости, которые уравнивают вертикальные нагрузки, будут пропорциональны соответствующим смещениям опорной поверхности в каждой данной точке. Если рассматривать продольное сечение колеса (рис. 3.10.2), то из этого следует, что при конкретном расположении колеса, определяемом параметром l его перемещения по оси координат, направленной вдоль рассматриваемой дороги, внешнее воздействие в пределах длины площадки контакта шины с дорогой, можно выразить с помощью среднего значения функции $h(l)$, которая описывает изменения ординат опорной поверхности [296].

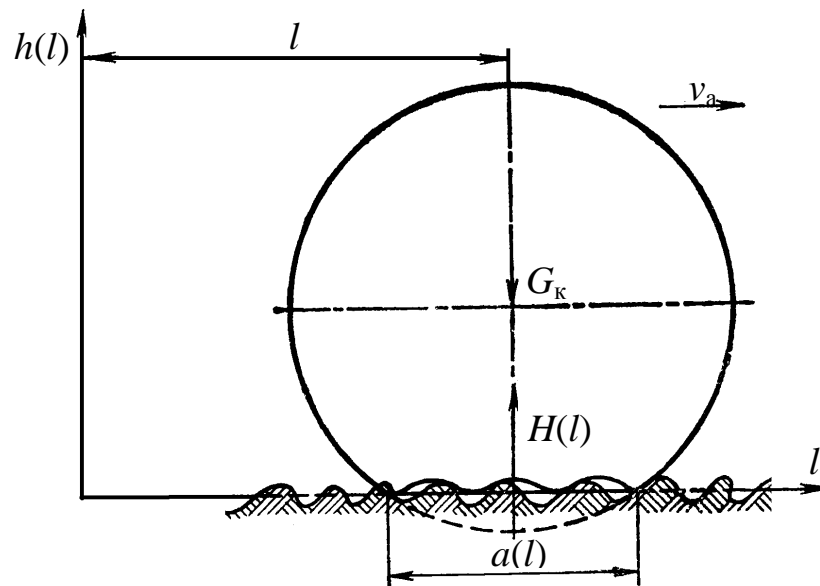


Рис. 3.10.2. Продольное сечение колеса с пневматической шиной при его перемещении по дорожной поверхности [296]

В результате дорожный микропрофиль, сглаженный шиной, удаётся описать в следующем виде [309, 296]:

$$H(l) = \frac{1}{a} \int_{l-0,5a}^{l+0,5a} h(l) dl, \quad (3.10.1)$$

где $a = const$ – постоянная длина пятна контакта колеса с пневматической шиной и дорожной поверхности;

$h(l)$ – функция, описывающая исходный микропрофиль;

$H(l)$ – функция, описывающая сглаженный микропрофиль.

В основе такого способа описания сглаженного шиной микропрофиля лежит предположение о сохранении постоянства длины пятна контакта шины с дорожной поверхностью в процессе перемещения транспортного средства по

случайному микропрофилю дороги с твёрдым покрытием. Преобразование (3.10.1) обладает следующей частотной характеристикой (кривая 1 на рис. 3.10.3) [296]:

$$H_{\text{ш}}\left(\lambda \frac{a}{2}\right) = \left| \frac{2 \sin \frac{\lambda a}{2}}{\lambda a} \right|, \quad (3.10.2)$$

где $\lambda = \frac{2\pi}{l}$ – дорожная (путевая) частота, выражаемая в м^{-1} ; l – длина волны неровности, измеряемая в метрах.

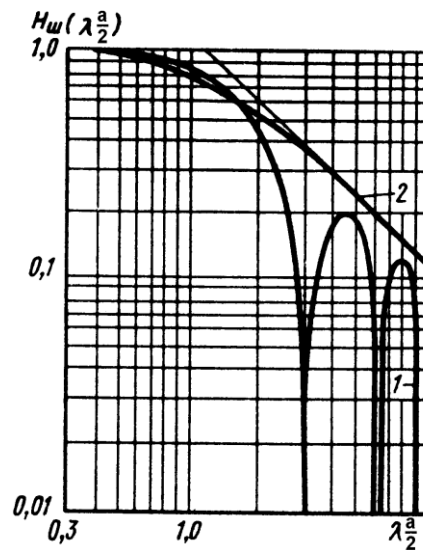


Рис. 3.10.3. Частотная характеристика, описывающая сглаживающую способность шины [296]:

$$1 - H_{\text{ш}}\left(\lambda \frac{a}{2}\right) = \left| \frac{2 \sin \frac{\lambda a}{2}}{\lambda a} \right|; \quad 2 - H_{\text{ш}}(j\lambda) = \frac{\lambda_{\text{в}}}{j\lambda + \lambda_{\text{в}}}$$

Конечно, эластичности реальной шины не достаточно для заполнения всех впадин между соседними неровностями микропрофиля в пределах зоны контакта, особенно узких, но относительно глубоких. К тому же, некоторые высокие выступы обуславливают появление непропорциональных локальных деформаций протектора, возникающих на его смежных участках вдоль длины пятна контакта.

Формула (3.10.1) основана на предположении о том, что длина зоны контакта $a = \text{const}$. Но при перемещении транспортного средства, вследствие колебаний его масс, изменяются вертикальная нагрузка, приходящаяся на каждое колесо, а также смятие каждой из шин. Поэтому длина пятна контакта шины

также не остаётся постоянной. Под воздействием вертикальных колебаний её величина изменяется около своего среднего значения, определяемого статической нагрузкой на колесо и вычисляемого следующим образом [296]:

$$a_{cp} \approx \sqrt{2r_0 h_{zct}}, \quad (3.10.3)$$

где r_0 – свободный радиус колеса;

h_{zct} – вертикальный (радиальный) прогиб шины под воздействием статической нагрузки, действующей на рассматриваемое колесо.

Причём, в каждый рассматриваемый момент времени среднее значение функции окажется несколько больше или меньше по сравнению с тем, которое получается из выражения (3.10.1). Поэтому представленная кривой 1 частотная характеристика (3.10.2) сглаживается, что в первом приближении описывается уравнением огибающей (кривая 2 на рис. 3.10.3) [296]:

$$H_{ш}(j\lambda) = \frac{\lambda_b}{j\lambda + \lambda_b}, \quad (3.10.4)$$

где $\lambda_b = 2,2/a$ – волновая частота.

Необходимость учёта сглаживающей способности шины в основном определяется передаточной функцией рассчитываемой динамической системы, эквивалентной исследуемому транспортному средству. При этом следует иметь в виду следующее [257, 296]:

1) при малых скоростях перемещения транспортного средства чётко проявляется влияние сглаживающей способности шины на характеристики колебательной системы (в частности, это отражается на ускорениях масс, на деформациях шин);

2) в случаях больших скоростей перемещения транспортного средства воздействие сглаживающей способности шины почти не отражается на колебаниях соответствующей модели, поскольку транспортное средство реагирует лишь на неровности длиной свыше $l_b = 2\pi/\lambda_b$.

При этом величину скорости, до которой целесообразен учёт сглаживающей способности шины, можно приближенно определить по формуле [296]:

$$v_0 = 0,9\omega_{\max}(a/2), \quad (3.10.5)$$

где ω_{\max} – наибольшая частота из спектра возмущающего воздействия, на которую имеется реакция динамической системы.

Процессы реального взаимодействия шины с дорожными неровностями обуславливают изменения параметров динамической системы, в состав которой включена шина в виде упругодемпфирующего элемента. Во время интенсивных колебаний масс транспортного средства при перемещении шины по различным неровностям непрерывно изменяется длина зоны её контакта с дорогой. Пренебрежение этим обстоятельством и сохранение постоянным «окна» сглаживания приводит к тому, что на двух или трёх частотах внешнего воздействия в полосе сформированного дорожным микропрофилем спектра становятся равными нулю реакции подвески транспортного средства [309] (кривая *I* на рис. 3.10.3). В связи с полученным противоречием результатам экспериментов, появляется целесообразность применения уточнений при моделировании сглаживающих способностей шин [117, 118].

Это связано с необходимостью принимать во внимание ряд допущений:

- постоянство скорости качения колеса по дорожной поверхности;
- дорожное покрытие считается абсолютно жёстким;
- вертикальные колебания колеса не сопровождаются потерей контакта шины с дорогой;
- неизменность статистических характеристик дорожного микропрофиля по всей ширине возникающего пятна контакта;
- каждая шина принимается в виде тонкой, идеально упругой оболочки, плотно облегающей каждую неровность, попавшую в зону пятна контакта, обладая упругодемпфирующими характеристиками сосредоточенного элемента;
- непрерывное изменение длины пятна контакта шины при качении колеса, определяемое параметрами динамической модели.

Заметим, что три первых допущения считаются общепринятыми при изучении вибронагруженности транспортных средств. Что касается четвёртого, то оно открывает возможность перехода от объёмной модели шины к её плоскому аналогу, позволяя вместо двух параметров пятна контакта (длина и ширина) рассматривать лишь один – длину. И, наконец, пятое и шестое допущения предполагают, что при конкретном расположении колеса, определяемом параметром его перемещения по оси координат, направленной вдоль рассматриваемой дороги, внешнее кинематическое воздействие в пределах переменной длины пятна контакта шины можно выразить изменяющимся средним значением функции переменного сглаживания ординат микропрофиля [257, 258].

Согласно модели, предложенной С.П. Рыковым, «основное уравнение модели переменного сглаживания шины может быть выражено оператором скользящего среднего с переменным интервалом осреднения, изменяющимся в пределах от нуля до максимально возможной под нагрузкой длины пятна контакта» [257, 258]:

$$H(l) = \frac{1}{a(l)} \int_{l-0,5a(l)}^{l+0,5a(l)} h(l) dl, \quad (3.10.6)$$

где $a(l)$ – переменная длина зоны контакта шины и дорожной поверхности;

$h(l)$ – функция, описывающая исходный микропрофиль;

$H(l)$ – функция, описывающая сглаженный микропрофиль.

«Реакция подвески на выходе системы в виде нагрузки контакта шины с дорогой, вследствие наличия обратной связи, воздействует не на входной параметр в виде возмущения, приложенного к системе, а на параметр осреднения этого возмущения – длину отпечатка шины» [309].

На базе применения теории гибких оболочек коллективом под руководством А.А. Хачатурова была получена зависимость длины пятна контакта от вертикального (радиального) прогиба шины [296]:

$$a(l) = f(h_z) = 2\left(\sqrt{2r_0 h_z + \lambda^2} - \lambda\right), \quad (3.10.7)$$

где r_0 – радиус шины в свободном состоянии (при $h_z = 0$); h_z – вертикальный (радиальный) прогиб шины в середине площадки контакта.

$$\lambda = \sqrt{\frac{T_{бр}}{pШ_{II}}},$$

где $T_{бр}$ – сила, растягивающая брекер шины в свободном состоянии (при $h_z = 0$); p – давление воздуха в шине; $Ш_{II}$ – числовой коэффициент, зависящий от отношения длины дуги шины в поперечном сечении к высоте шины в поперечном сечении.

Формулы для определения $T_{бр}$ и $Ш_{II}$, а также числовые значения $Ш_{II}$ приведены в работе [296].

Таким образом, расчётные колебательные системы транспортных средств, рассматриваемых в данной работе, были дополнены звеньями переменного сглаживания [257, 258], осуществляющими переменное осреднение внешнего дорожного воздействия, и обратными связями колебательной системы к соот-

ветствующим звеньям сглаживания, выражающим зависимость, существующую между длиной пятна контакта (параметром осреднения) и вертикальным прогибом каждой шины (выходным показателем колебательной системы).

Динамическая модель транспортного средства в этом случае, помимо системы дифференциальных уравнений больших перемещений тел, описывается также уравнением (3.10.6), отражающим работу звена переменного сглаживания, а также нелинейным алгебраическим уравнением, характеризующим работу обратной связи (3.10.7).

При небольших величинах волновой частоты внешнего дорожного возмущения амплитудно-частотная характеристика рассмотренного звена, обеспечивающего переменное сглаживание, не отличается от аналогичной зависимости для звена постоянного сглаживания. При этом длина дорожной неровности превышает длину зоны контакта шины под статической нагрузкой, действующей на колесо. Но при возрастании волновой частоты различие АЧХ звеньев постоянного и переменного сглаживаний довольно существенное. К тому же, частота, на которой указанное различие начинает становиться заметным, зависит от скорости перемещения транспортного средства: чем больше величина скорости, тем меньше значение этой частоты. Нулевые значения амплитудно-частотных характеристик, полученных с учётом работы звеньев переменного сглаживания, исключаются.

При повышении скорости перемещения транспортного средства начинается возрастание уровня, а также выпрямление указанных амплитудно-частотных характеристик. В случаях малых скоростей совпадают АЧХ звеньев постоянного и переменного сглаживаний, а с повышением скорости амплитудно-частотная характеристика звена переменного сглаживания всё более приближается к уравнению огибающей, то есть к такому режиму движения, при котором близок отрыв шин от дорожной поверхности [257]. Причём, чем хуже качество покрытия и, соответственно, больше дисперсия внешнего возмущения, тем быстрее стремление рассматриваемой характеристики к огибающей.

Выводы по главе

1. Предложен и программно реализован новый метод формирования комплексных динамических моделей виброзащитных систем транспортных средств. В отличие от известных методов, в состав динамической модели включаются элементы виброзащитных систем с учётом специфики их геометрических параметров и установки в составе транспортного средства, тщательной проработки особенностей направляющего аппарата и креплений к объектам виброзащиты и элементам несущих систем (раме, кабине или каркасу цельнометаллического фургона).

Как будет показано далее, это позволяет впервые, на основе дифференциальных уравнений больших перемещений тел, то есть с точным описанием угловой ориентации тел, без допущения о малости углов их поворота:

– осуществить подробный спектральный анализ влияния параметров элементов виброзащитных систем на вибронагруженность транспортного средства при перемещении по случайным дорожным неровностям, а также анализ временных реализаций вертикальных ускорений и вертикальных относительных ходов подвесок при импульсном дорожном воздействии, с учётом особенностей взаимного динамического воздействия элементов подвесок, несущих конструкций, неподрессоренных и поддрессоренных масс;

– на стадии проектирования, имея лишь статические характеристики элементов виброзащитных систем и шин, обеспечивать формирование их динамических характеристик, при которых жёсткость адапционно изменяется в зависимости от амплитуды внешнего возмущения и величины петли гистерезиса;

– учитывать нелинейности характеристик упругих и демпфирующих элементов, обеспечиваемые кинематикой элементов направляющего аппарата подвесок транспортного средства, кабины и сиденья;

– учитывать влияние деталей крепления упругих, демпфирующих и направляющих элементов подвесок (в частности, сайлент-блоков, шарниров и т. д.), а также опор-виброизоляторов кузова и силового агрегата на изменение характера вибронагруженности конструкции транспортного средства, проявляющихся на частотах свыше 10 Гц, что позволяет ещё на стадии проектирования предотвратить появление характерных спектральных пиков, в несколько раз превышающих общий уровень спектра и подобрать рациональные упругодемпфирующие характеристики указанных элементов;

- исследовать воздействие упругих форм колебаний рамы и кузова на характер вибронагруженности транспортного средства с учётом комплексного характера их взаимодействия с неподрессоренными массами и другими подсистемами, проявляющееся на частотах свыше 10 Гц;

- ещё на этапе проектирования зафиксировать возможность появления S-образного продольного изгиба рессор при разгоне и торможении транспортного средства и, в целях его предотвращения, подобрать рациональные геометрические параметры продольных реактивных штанг и координаты мест их установки;

- построить и при необходимости скорректировать кинематические характеристики подвесок при разгоне и торможении транспортного средства, проверив обеспечение допускаемых углов продольно-углового крена поддрессоренных масс.

2. Созданы новые многозвенные модели рессорных, пружинных, пневматических и пневмогидравлических подвесок транспортных средств, систем виброизоляции кузова и силового агрегата, учитывающие на базе дифференциальных уравнений больших перемещений тел:

- подробную детализацию геометрических особенностей направляющего аппарата, обеспечивающую уточнение кинематики упругого и демпфирующего элементов подвесок, что позволяет принимать во внимание нелинейное изменение жёсткостей и коэффициентов демпфирования при их приведении к колесу;

- нелинейность гистерезисных динамических характеристик упругих элементов подвесок и шин, что обеспечивает учёт динамической жёсткости упругого элемента подвески в зависимости от ширины гистерезисной петли и амплитуды цикловых колебаний при внешнем случайном воздействии со стороны дороги;

- особенности схемы установки упругого и демпфирующего элементов в составе модели подвески транспортного средства, что обеспечивает учёт особенностей креплений указанных элементов и их влияния на изменение жёсткости упругого элемента и соответствующих коэффициентов демпфирования.

3. Детальная проработка в модели транспортного средства элементов систем виброзащиты позволила, имея лишь статические характеристики этих элементов, полученные в ходе стендовых испытаний, достоверно прогнозировать

виброн нагруженность конструкции транспортного средства на этапе проектирования, ещё до создания опытных образцов.

4. На основании наилучшей аппроксимации с экспериментальными характеристиками вертикальной (радиальной) упругости выбрана эллиптическая модель поглощающей способности шины Н.Н. Яценко, которая была 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 было выполнено для подвески с листовой рессорой.

Таким образом, внешнюю характеристику радиальной упругости шины предложено представлять состоящей из ветвей процессов нагружения и разгрузки, описываемых с помощью эллиптической модели Н.Н. Яценко (формулы 3.9.1 – 3.9.3), а описание кривых полуцикла деформации шины, как и для рессорной подвески, осуществлять в виде суммы двух экспонент с определёнными весовыми коэффициентами, то есть аналогично формуле (3.1.4).

Для учёта сглаживающей способности шины выбрана модель С.П. Рыкова, принимающая во внимание 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, выражающей зависимость, существующую между длиной пятна контакта (параметром осреднения) и вертикальным прогибом шины (выходным показателем колебательной системы).

Все расчётные пространственные колебательные системы транспортных средств, рассматриваемых в данной работе, для моделирования сглаживающих способностей шин были дополнены звеньями переменного сглаживания и соответствующими обратными связями колебательной системы к звеньям сглаживания.

5. Созданы программы математического моделирования ряда виброзащитных систем транспортных средств, позволившие осуществить адаптацию программной системы ФРУНД к расчётам динамических моделей транспортных средств с учётом больших перемещений тел.

Глава 4. Динамический анализ первичных виброзащитных систем автомобиля-фургона с цельнометаллическим кузовом

4.1. Динамическая модель автомобиля-фургона как пространственная механическая система твёрдых и упругих тел, соединённых нелинейными связями

С целью анализа виброн нагруженности автомобиля-фургона ЗиЛ-5301СС с цельнометаллическим кузовом (рис. 4.1.1) на базе программного комплекса ФРУНД разработана *новая модель его пространственных колебаний* [240, 191, 187] с учётом динамики перемещения по случайному дорожному микропрофилю, нелинейностей динамических гистерезисных характеристик элементов виброзащитных систем и шин, принимая во внимание деформируемость рамных и кузовных конструкций.

Расчётная модель рассматриваемого автомобиля-фургона (рис. 4.1.2) является механической системой, состоящей как из абсолютно твёрдых тел (в частности, силового агрегата, передней оси, заднего моста, подсистемы «человек – подрессоренное сиденье»), каждое из которых обладает шестью степенями свободы, так и упругих конечно-элементных тел (рамы, подсистемы «кабина – цельнометаллический фургон»), соединённых между собой элементами виброзащитных систем (рессорами, опорами-виброизоляторами кузова и силового агрегата, стабилизаторами, амортизаторами)

При формировании динамической модели особое внимание было уделено проработке элементов передней и задней подвесок. Так, в расчётной схеме рессоры учтены её основные параметры, требуемые для осуществления расчётов. Причём, во внимание принимаются вертикальная и угловая жёсткости рессор, несимметричность передних рессор. Нелинейности характеристик вертикальной упругости рессор обеспечиваются учётом межлистового трения, вследствие чего указанные характеристики носят гистерезисный характер. Их моделирование позволяет учитывать динамическую жёсткость рессоры (п. 3.1) при расчете виброн нагруженности автомобиля-фургона. Включению четырёх нижних листов задней рессоры, выполненных прямыми и играющих роль дополнительной рес-

сору (подрессорника), соответствует участок резкого изменения наклона характеристики вертикальной упругости.

В описываемую модель каждая рессора включена в виде трёх звеньев, связанных шарнирами с упругофрикционными угловыми связями, выбранными из условия эквивалентности вертикальной жёсткости рессоры с учётом сил межлистового трения. Принцип формирования характеристики такой рессоры описан подробно в п. 3.1.



Рис. 4.1.1. Общий вид автомобиля-фургона с цельнометаллическим кузовом

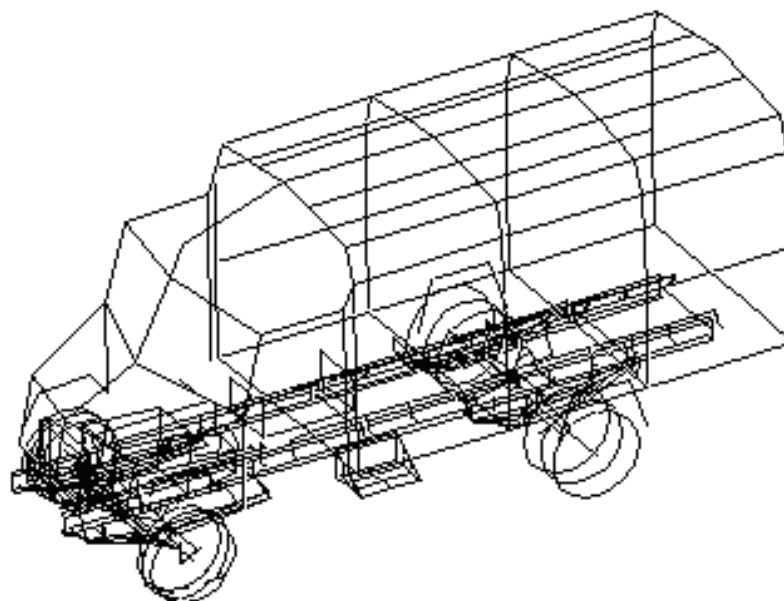


Рис. 4.1.2. Новая расчётная схема автомобиля-фургона с цельнометаллическим кузовом и уточнённым представлением рессорных подвесок

В частности, к балке моста неподвижно крепится среднее звено рессоры. К нему, в свою очередь, одним из своих концов шарнирно подсоединяются два других звена. Причём, переднее по ходу автомобиля-фургона звено одновременно крепится к кронштейну рамы, а заднее – к серьге рессоры. Серьга же шарнирно присоединяется к соответствующему кронштейну конечно-элементной рамы.

Описанная структура расчётной схемы рессоры позволяет принимать во внимание сокращение активной длины рессоры, обусловленное зажатием стремянками её центрального участка, и соответствующее повышение жёсткости подвески. Включение в состав расчётной схемы серьги даёт возможность учёта изменения длины (а, следовательно, и жёсткости) рессоры в процессе её динамической деформации, а также воздействия переменного угла наклона серьги на вертикальную жёсткость рассматриваемой рессоры.

Как видим, расчётные схемы рессорных подвесок дают возможность учёта как параметров каждой рессоры, так и влияния жесткостных и демпфирующих характеристик элементов её крепления (в частности, резиновых втулок).

Буферы ходов сжатия также добавлены в состав динамической модели рассматриваемого транспортного средства (см. п. 3.9). Каждый из них начинает функционировать в вертикальном направлении в случае возникновения контакта с ним рессоры, и ввиду этого, его характеристика моделируется в виде зазора с односторонним упором. Каждый буфер представлен пружиной с параллельно включённым демпфером. Причём, свободная длина такой пружины определяется высотой буфера, её жёсткость – жёсткостью буфера, а ход её сжатия – динамическим ходом элементов подвески.

Что касается амортизаторов передней и задней подвесок, то они представлены вертикальными демпфирующими связями, обладающими кусочно-линейными скоростными характеристиками демпфирования с четырьмя участками дроссельного и клапанного рабочих режимов для ходов сжатия и отбоя (см. п. 3.5).

В состав подвесок автомобиля-фургона введены стабилизаторы. Каждый из них моделируется в виде двух половин – твёрдых тел, соединяемых между собой посредством элемента, крутильная жёсткость которого задана. В расчётной схеме предусмотрено крепление каждого из таких тел к балке передней оси или

заднего моста и подсоединение к серьге, которая шарнирно связана с кронштейном рамы.

Опоры-виброизоляторы цельнометаллического фургона, кабины и силового агрегата, вследствие незначительности ширины петли гистерезиса своих рабочих характеристик, моделируются в виде сферических шарниров, обладающих податливостями по каждой из трёх осей [187]. Оси таких шарниров ортогональны системе координат рамы. Тогда в исходных данных задают значения жёсткости и демпфирования, различные по трём соответствующим направлениям (см. п. 3.7). Подсистема «кабина – цельнометаллический фургон» устанавливается на раме с помощью двенадцати пар виброизоляторов, а силовой агрегат крепится посредством четырёх виброизолирующих опор.

При формировании характеристик шин учитываются как их поглощающие, так и сглаживающие способности, способ моделирования которых указан в п. 3.10, п. 3.11.

Новая подсистема «водитель – подрессоренное сиденье» (см. п. 8.3), обуславливающая уточнение динамических характеристик колебаний, включена в пространственную модель автомобиля-фургона.

Для повышения достоверности расчёта вибронагруженности конструкции необходим учёт деформируемости рамных и кузовных конструкций автомобиля-фургона. С этой целью в его динамическую модель включены в виде упругих подсистем рама и «кабина – цельнометаллический фургон». Построение их конечно-элементных моделей и определение собственных частот и форм колебаний производились с помощью программной системы NASTRAN. Их передачу во ФРУНД удалось осуществить путём применения специально разработанного программного интерфейса.

Рама автомобиля-фургона представляется в виде конечно-элементной модели, сформированной с помощью плоских конечных элементов на основе известных принципов метода конечных элементов [23, 52, 111, 264, 314, 322]. При этом для каждого лонжерона его реальный профиль аппроксимируется с помощью плоских треугольных и четырёхугольных конечных элементов. В свою очередь, поперечины рамы представляются в форме труб, составленных из плоских конечных элементов, толщины которых предварительно заданы. Места крепления лонжеронов к поперечинам заменены элементами повышенной жёсткости в виде фланцев. Предполагается, что агрегаты, обладающие малыми

инерционными характеристиками, расположенные на раме, жёстко закреплены на ней, а учёт их воздействия осуществляется, благодаря приложению инерционных нагрузок к конечно-элементной раме.

Для рассматриваемой рамы вычислялись собственные частоты и формы колебаний до 58,68 Гц [187]. Поэтому при дальнейших расчётах с помощью динамической модели автомобиля-фургона учитывались как наиболее виброактивные первые тридцать собственных частот и форм колебаний конечно-элементной рамы. Причём, первые шесть форм соответствовали перемещениям рамы как абсолютно твёрдого тела. Несколько последующих форм колебаний рамы продемонстрированы в качестве примеров на рис. 4.1.3:

- а)* 7,95 Гц – при кручении первого тона конечно-элементной рамы;
- б)* 10,87 Гц – при кручении передних частей лонжеронов;
- в)* 12,24 Гц – при поперечном изгибе первого тона конечно-элементной рамы;
- г)* 22,81 Гц – при вертикальном изгибе первого тона конечно-элементной рамы;
- д)* 25,44 Гц – при поперечном изгибе второго тона конечно-элементной рамы;
- е)* 28,96 Гц – при кручении второго тона конечно-элементной рамы;
- жс)* 40,83 Гц – при поперечном изгибе третьего тона конечно-элементной рамы;
- з)* 51,57 Гц – при вертикальном изгибе второго тона конечно-элементной рамы.

Что касается остальных форм колебаний, то они представляются более сложными, поскольку наблюдаются одновременные изгибы, происходящие в двух соответствующих плоскостях, или кручение рамы с одновременным изгибом.

Соответствующие потери, связанные с внутренним трением в процессе деформаций рамы по собственным формам, учитываются, благодаря введению относительных коэффициентов демпфирования [23], значения которых определяются конкретной собственной частотой.

В качестве источников упругих и демпфирующих силовых факторов, оказывающих воздействие на подсистемы, включённые в состав динамической модели автомобиля-фургона, рассматриваются реакции, появление которых связано со скоростями и относительными перемещениями точек креплений соединительных элементов в рассматриваемой модели.

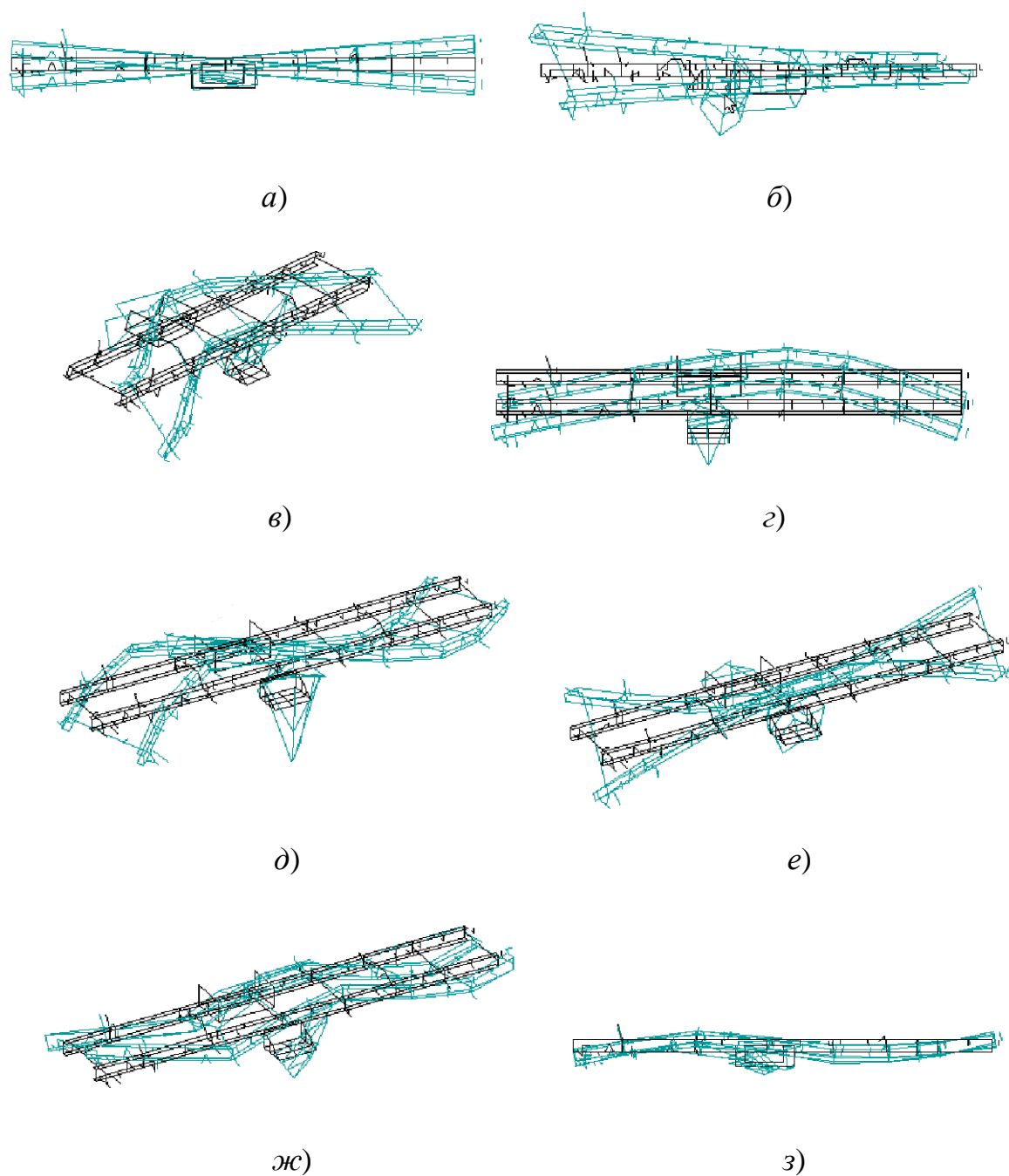


Рис. 4.1.3. Примеры собственных форм колебаний конечно-элементной рамы:

- а)* 7,95 Гц – при кручении первого тона конечно-элементной рамы;
- б)* 10,87 Гц – при кручении передних частей лонжеронов;
- в)* 12,24 Гц – при поперечном изгибе первого тона конечно-элементной рамы;
- г)* 22,81 Гц – при вертикальном изгибе первого тона конечно-элементной рамы;
- д)* 25,44 Гц – при поперечном изгибе второго тона конечно-элементной рамы;
- е)* 28,96 Гц – при кручении второго тона конечно-элементной рамы;
- ж)* 40,83 Гц – при поперечном изгибе третьего тона конечно-элементной рамы;
- з)* 51,57 Гц – при вертикальном изгибе второго тона конечно-элементной рамы

В целях уточнения модели автомобиля-фургона, для повышения достоверности получаемых показателей вибронагруженности была осуществлена замена твёрдых кабины и кузова на конечно-элементную модель подсистемы «кабина – цельнометаллический фургон». Была выполнена аппроксимация листовых деталей кабины и кузова (в частности, боковых и задних панелей стенок кузова, панелей его пола и крыши, дверей и капота кабины) трёх- и четырёхузловыми оболочечными конечными элементами. Надставки и стойки, а также вертикальные, поперечные и продольные усилители корпуса кузова и его крыши, моделировались балочными элементами, принимая во внимание конфигурации их поперечных сечений.

Осуществлялась специальная проработка соединений составных частей кабины и кузова, представленных балочными конечными элементами, имеющими повышенную жёсткость. Демпфирование собственных форм колебаний подсистемы «кабина – цельнометаллический фургон» задавалось аналогично раме.

Для подсистемы «кабина – цельнометаллический фургон» вычислялись собственные частоты и формы колебаний до 30,82 Гц (табл. 4.1.1) [187].

Таблица 4.1.1. Примеры собственных форм колебаний конечно-элементной подсистемы «кабина – цельнометаллический фургон»

Собственная частота колебаний, Гц	Вид изгиба основания кузова	Вид изгиба боковых панелей	Вид изгиба крыши	Наличие изгиба кабины
14,53	1 тона	Противофазный	1 тона	–
21,41	2 тона	Противофазный	1 тона	–
23,29	3 тона	противофазный, задних боковых панелей	1 тона	изгиб кабины
25,53	4 тона	изгиб задних боковых панелей	–	изгиб передней части кабины
25,72	4 тона	Синфазный	1 тона	изгиб кабины
26,54	3 тона	Синфазный	вертикальный	изгиб кабины
29,64	–	противофазный, 2 тона	вертикальный	–
30,82	3 тона	синфазный, 2 тона	–	изгиб передней части кабины

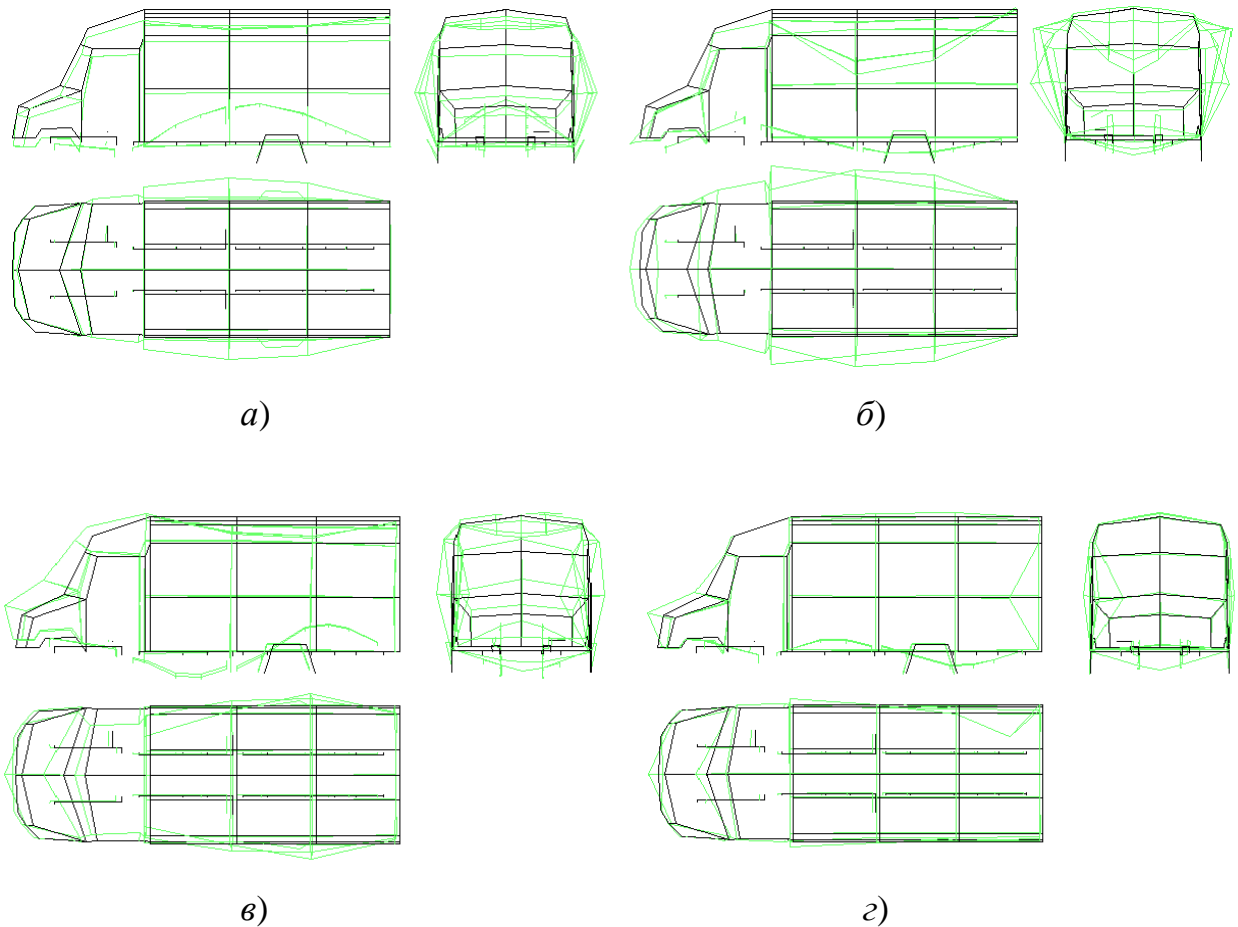


Рис. 4.1.4. Примеры собственных форм колебаний конечно-элементной подсистемы «кабина – цельнометаллический фургон»:

а) на частоте 14,53 Гц, при изгибе основания фургона первого тона, изгибе крыши фургона первого тона, при наличии противофазного изгиба боковых панелей фургона;

б) на частоте 21,41 Гц, при изгибе основания фургона второго тона, изгибе крыши фургона первого тона, при наличии противофазного изгиба боковых панелей фургона;

в) на частоте 23,29 Гц, при изгибе основания фургона третьего тона, изгибе крыши фургона первого тона, при наличии противофазного изгиба задних боковых панелей фургона, изгибе кабины автомобиля-фургона;

г) на частоте 25,53 Гц, при изгибе основания фургона четвёртого тона, изгибе задних боковых панелей фургона, изгибе передней части кабины автомобиля-фургона

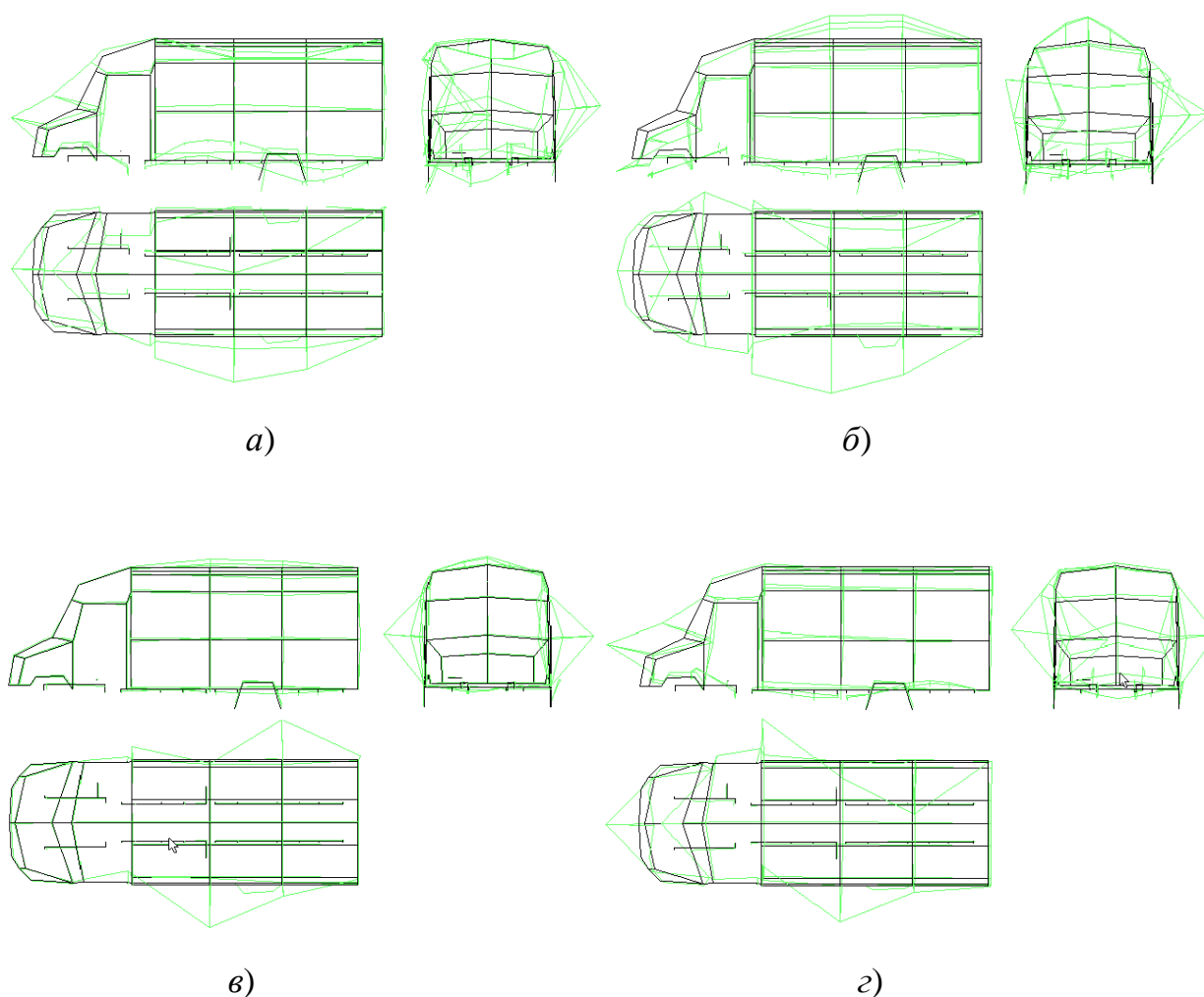


Рис. 4.1.5. Примеры собственных форм колебаний конечно-элементной подсистемы «кабина – цельнометаллический фургон»:

а) на частоте 25,72 Гц, при изгибе основания фургона четвёртого тона, изгибе крыши фургона первого тона, синфазном изгибе боковых панелей фургона, изгибе кабины автомобиля-фургона;

б) на частоте 26,54 Гц, при изгибе основания фургона третьего тона, вертикальном изгибе крыши фургона, синфазном изгибе боковых панелей фургона, изгибе кабины автомобиля-фургона;

в) на частоте 29,64 Гц, при вертикальном изгибе крыши фургона, противофазном изгибе боковых панелей фургона второго тона;

г) на частоте 30,82 Гц, при изгибе основания фургона третьего тона, изгибе кабины автомобиля-фургона, синфазном изгибе боковых панелей фургона второго тона

Наиболее виброактивными оказались первые двадцать собственных форм и частот, которые и были использованы для последующих расчётов с помощью динамической модели автомобиля-фургона. При этом, как и для рамы, первые шесть форм отвечают движениям подсистемы «кабина – цельнометаллический фургон» как абсолютно твёрдого тела. Несколько последующих форм колебаний подсистемы «кабина – цельнометаллический фургон» продемонстрированы в качестве примеров на рис. 4.1.4, рис. 4.1.5 и в табл. 4.1.1.

Учёт собственных частот и форм колебаний рассмотренных конечно-элементных подсистем позволяет принимать во внимание резонансные свойства кузова и рамы и вместе с другими источниками колебаний сформировать вибронагруженность конструкции.

Таким образом, при проведении расчётов осуществлён учёт наиболее виброактивных первых двадцати собственных частот и форм колебаний конечно-элементной подсистемы «кабина – цельнометаллический фургон», а также первых тридцати собственных частот и форм колебаний рамы.

4.2. Экспериментальное получение показателей вибронагруженности.

Проверка соответствия построенной модели автомобиля-фургона реальному объекту по итогам дорожных исследований

В зависимости от поставленных задач может изменяться методика дорожных испытаний при оценке вибронагруженности рассматриваемого объекта. Тем не менее, общий подход сводится к тому, чтобы получить статистические характеристики процесса колебаний, принятые как показатели вибронагруженности, при стационарном режиме движения [124, 179]. Необходимость обеспечения стационарности предусматривает перемещение транспортного средства с постоянной скоростью по испытательному участку.

Ввиду того, что значения показателей определяются скоростью перемещения, испытания выполнялись в условиях различных скоростей движения, характерных для дорог данного типа и класса транспортных средств.

Для повышения сопоставимости результатов, полученных при движении с разными скоростями, следует выбирать, вне зависимости от скорости, одну и ту же реализацию микропрофиля [124]. Поэтому испытания осуществлялись при

постоянной длине дорожного участка 1 км, несмотря на то, что с ростом скоростей уменьшается продолжительность регистрации процесса.

Таким образом, здесь и далее процесс колебаний рассматриваемого объекта испытаний считался стационарным и эргодичным [124, 263, 284, 285, 296].

Получение спектральных плотностей вертикальных ускорений производилось при непосредственном участии автора диссертации в два этапа:

1) запись вертикальных ускорений на магнитную ленту на испытательных участках автополигона НИЦИАМТ ФГУП «НАМИ»;

2) спектральный анализ записей в лабораторных условиях.

Регистрация указанных ускорений выполнялась в ряде характерных точек конструкции автомобиля-фургона при его перемещении:

– по отрезку динамометрической дороги, длина 1 км, при постоянных скоростях 50, 70 км/ч;

– участку с ровным булыжником, длина 1 км, при постоянных скоростях 45, 60 км/ч.

При оценке вибронагруженности конструкции автомобиля-фургона осуществлялась запись сигналов датчиков вертикальных ускорений, установленных в точках:

– под сиденьем водителя, на полу кабины, а также на подушке сиденья;

– на поперечине рамы, под задней опорой силового агрегата;

– на лонжероне рамы, под пятой опорой фургона, и на полу цельнометаллического фургона, над названной опорой (то есть примерно посередине колёсной базы автомобиля-фургона);

– в районе заднего свеса кузова и рамы.

Исследования осуществлялись при перемещении порожнего автомобиля-фургона. Датчики вертикальных ускорений жёстко крепились к указанным точкам конструкции, за исключением подушки сиденья, с помощью специальных кронштейнов. Для замера ускорений на подушке сиденья водителя датчик устанавливался на промежуточной пластине, размещаемой между телом водителя и подушкой сиденья. Как было установлено по результатам испытаний, проведённых в [124], влияние формы пластины на получаемые результаты несущественно. Однако, для унификации рекомендуется применение стандартной пластины, выполненной в виде диска, имеющего диаметр 300 мм и толщину 4 мм [124].

Процесс измерений и анализа вертикальных ускорений осуществлялся с применением комплекса аппаратуры, включавшего:

- датчики вертикальных ускорений модели В 12/200, выполненные германской фирмой «Хоттингер» (Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH);
- тензоусилитель сигналов датчиков модели KWS 596А серии «Альфа-3000», изготовленный германской фирмой «Хоттингер»;
- магнитограф для записи сигналов на магнитную ленту модели SR-310, выполненный японской фирмой «ТЕАС»;
- БПФ-анализатор (БПФ – быстрое преобразование Фурье) модели 35660А, изготовленный американской фирмой «НР»;
- плоттер (цифровой графопостроитель) модели 7475А, выполненный японской фирмой «ТЕАС».

Обработка реализаций ускорений выполнялась с применением анализатора модели 35660А, а также разработанных автором диссертации программных блоков, включённых в программную систему ФРУНД.

Ввиду неперIODичности случайного колебательного процесса и непрерывности функции спектральной плотности, следует воспользоваться интегралом Фурье, чтобы определить частотный состав процесса [124, 269]. Фактическое осуществление с помощью преобразования Фурье цифровых методов вычислений спектральных плотностей во многом определяется временем расчёта интеграла Фурье. В случаях применения стандартных программ вычислений косинуса и синуса, время, потребное для расчёта спектральной плотности, достигает значительных величин [124].

Значительный выигрыш во времени удаётся получить, применяя алгоритмы быстрого преобразования Фурье (БПФ), описанные в работах [58, 251, 294]. Один из наиболее эффективных среди них сводится к разбиению на ряд отрезков исходной реализации случайного процесса, состоящей из 2^n точек (при целом числе n). Для каждого из таких отрезков определение коэффициентов Фурье, в принципе, сводится к умножению на -1 или на $+1$. Тогда удаётся добиться более, чем стократного, сокращения суммарного времени вычислений [29].

Таким образом, спектральная плотность вертикальных ускорений вычислялась путём применения быстрого Фурье-преобразования. Осуществлялось разбиение полной реализации на блоки, имевшие длину, кратную степени двойки. Затем выполнялось усреднение результирующего спектра по блокам. При вы-

числении спектральных плотностей использовалось временное окно Хеннинга [124], а длина реализации составляла 1024 точки (при степени двойки, равной 10).

Что касается метрологических характеристик используемой аппаратуры, то они были таковы, что вклад аппаратурной части в суммарную погрешность был пренебрежимо мал. В результате погрешность определялась статистикой выборки, то есть числом независимых усреднений спектральной плотности. Возрастания числа усреднений спектральной плотности удалось достигнуть путём применения метода перекрытия Фурье-блоков. В рассмотренных примерах при 75...80-процентном перекрытии ещё сохранялась независимость усреднений. Это объясняется тем, что остаточная длительность блока (15...25 %) составляла 1,2...2,0 секунды, то есть превышала время корреляции анализируемых процессов. Для выбранных скоростей перемещения и длин дорожных участков число усреднений равнялось 86...120 при среднеквадратической ошибке оценки ординат спектральных плотностей вертикальных ускорений 0,09...0,16. Что касается доверительного 80-процентного интервала для квадратного корня из спектральной плотности, то он был в диапазоне от ± 6 до ± 11 %. Для последующего анализа это вполне приемлемо.

Минимальное разрешение спектральной плотности определялось длиной блока. Когда задаваемый шаг разрешения был менее, чем минимальный, при выводе он назначался совпадающим с минимальным. В случае задаваемого шага разрешения, превышающего минимальный, он округлялся до наименьшего, кратного минимальному.

Полученные экспериментальным путём спектральные характеристики вертикальных ускорений в названных ранее точках представлены на рис. 4.2.1 – 4.2.4.

Важнейшим требованием, предъявляемым к динамической модели, является её соответствие исходному объекту, которое предполагает получение на основе использования расчётной модели результатов, согласующихся с наблюдаемым динамическим поведением реальной конструкции транспортного средства.

Методика проведения расчётов строилась аналогично методике осуществления экспериментальных замеров в дорожных условиях. Выбор внешних кинематических воздействий определялся потребностью в сопоставлении с результатами испытаний на дорогах автополигона. В связи с этим, в роли функций

возбуждения выступили соответствующие реализации микропрофилей дорожных участков автополигона – ровного булыжника и динамометрической дороги, имеющихся в комплексе специальных дорог.

Осуществлялось моделирование прямолинейного перемещения автомобиля-фургона с постоянной скоростью по участку случайного микропрофиля.

Здесь и далее, при рассмотрении других моделей, внешнее дорожное возмущение определяли два стационарных, случайных и дискретных процесса изменения ординат дорожного микропрофиля, отдельно подаваемых на колёса правой и левой сторон рассматриваемого транспортного средства. Обеспечение непрерывности значений ординат микропрофиля осуществлялось посредством восполнения сплайнами его дискретных ординат.

Поскольку осуществляется рассмотрение установившихся колебаний автомобиля-фургона (и других транспортных средств, рассмотренных в данной работе), перемещающегося с постоянной скоростью, процесс его случайных колебаний считается стационарным и эргодичным [124, 263, 284, 285, 296]. В связи с этим, вполне достоверно получение статистических оценок характера вибронагруженности рассматриваемого автомобиля-фургона путём осреднения не по ансамблю реализаций, а по времени [119, 177, 178].

Осуществление оценки вибронагруженности выполнялось по колебаниям, рассматриваемым в ограниченном частотном диапазоне 0,7...22,4 Гц. Колебания на более высоких частотах, как правило, обусловлены функционированием различных механизмов, а не перемещением по дорожному микропрофилю [275].

Соответствующие результаты были получены при расчёте перемещения построенной модели порожнего автомобиля-фургона с цельнометаллическим кузовом по динамометрической дороге (длина 1 км, скорости 50, 70 км/ч), соответствовавшей первой и второй категориям дорог, а также по спецдороге с ровным булыжником (булыжник удовлетворительного качества, длина 1 км, скорости 45, 60 км/ч), соответствовавшей третьей категории дорог.

Расчётные спектральные характеристики вертикальных ускорений в ранее названных точках были сопоставлены с экспериментально полученными в процессе дорожных исследований (рис. 4.2.1 – 4.2.4).

Оценка соответствия построенной модели автомобиля-фургона реальному объекту по итогам дорожных исследований начиналась с сопоставления средне-

квадратичных значений (СКЗ) вертикальных ускорений как интегральных показателей вибронагруженности.

С возрастанием интенсивности внешнего дорожного возмущения значения СКЗ повышаются. Причём, при перемещении по участку с ровным булыжником они приблизительно в 1,5 раза превышают СКЗ на отрезке динамометрической дороги. С возрастанием скорости движения величины СКЗ вертикальных ускорений при движении по ровному булыжнику (рис. 4.2.1, рис. 4.2.2) повышаются в меньшей степени по сравнению с динамометрической дорогой (рис. 4.2.3, рис. 4.2.4).

Оценка распределения СКЗ вертикальных ускорений вдоль длины автомобиля-фургона показала наличие точки, для которой СКЗ минимально. В частности, при сопоставлении величин СКЗ при перемещении по отрезку динамометрической дороги (50, 70 км/ч) (рис. 4.2.3, рис. 4.2.4) удалось установить, что из всех рассмотренных точек точка с минимальным СКЗ расположена на раме, под задней опорой силового агрегата.

Как видим, зона, в которой наблюдаются наименьшие среднеквадратичные ускорения, находится в пределах колёсной базы автомобиля-фургона, между его подвесками, со смещением к передней подвеске, с меньшей жёсткостью. При перемещении вдоль колёсной базы вправо или влево от названной зоны СКЗ возрастают. Такой вывод, полученный с помощью нелинейной пространственной модели, совпадает с результатами, приведёнными в трудах [20, 297]. К тому же, СКЗ на заднем свесе превышает на 30...50 % СКЗ на полу кабины, что объясняется более высокой жёсткостью задних рессор по сравнению с передними.

Однако, полноценный анализ происходящих колебательных процессов удалось осуществить только путём сопоставления спектральных характеристик вертикальных ускорений.

Как справедливо указано в трудах [124, 296], *спектральный анализ зарегистрированных случайных процессов обязателен при проведении идентификационных испытаний подвески*. Спектральные характеристики вертикальных ускорений играют роль основного выходного параметра [296], характеризующего работу подвески, и позволяют выполнить полноценную оценку влияния её элементов на характер вибронагруженности автомобиля-фургона.

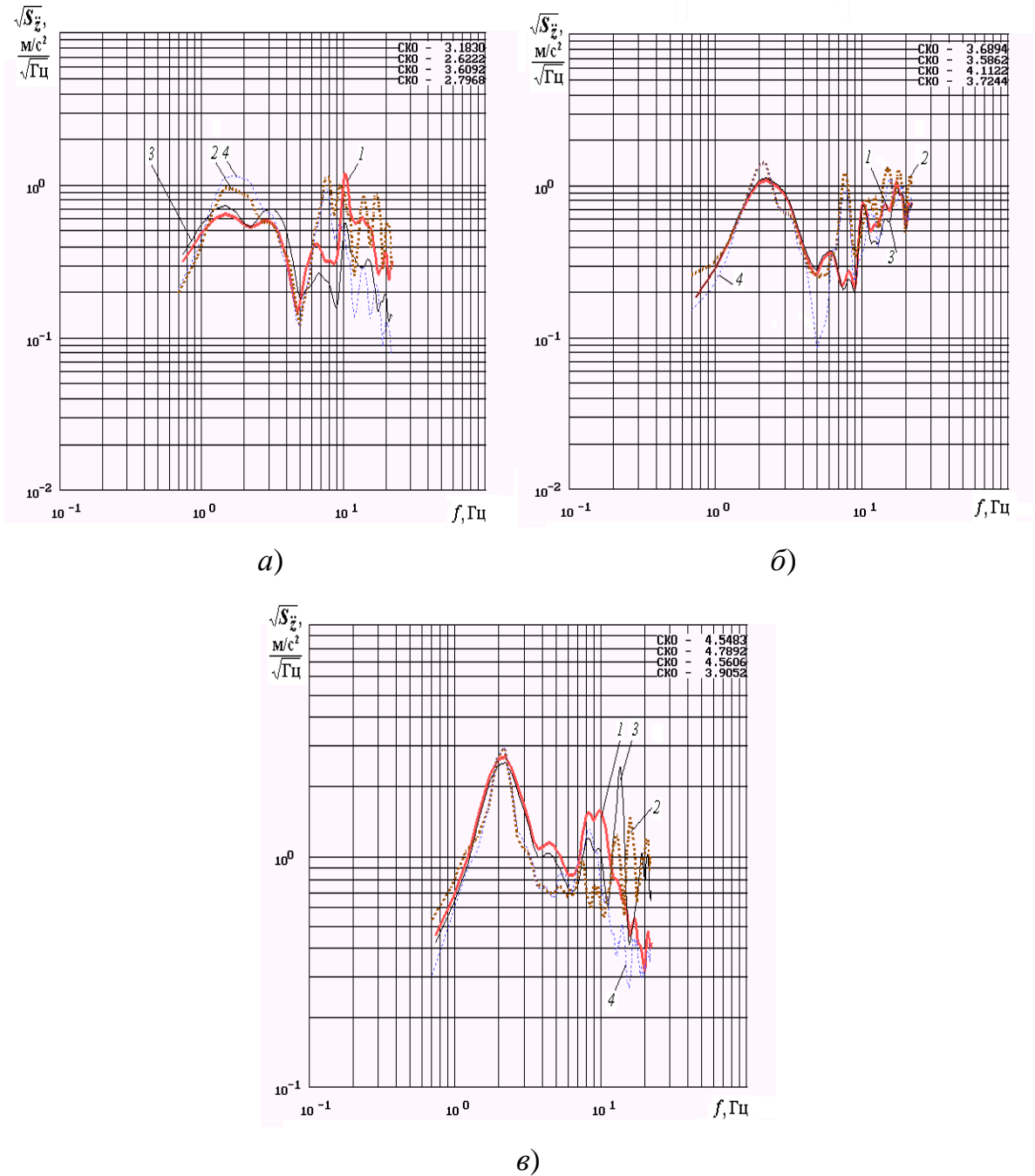
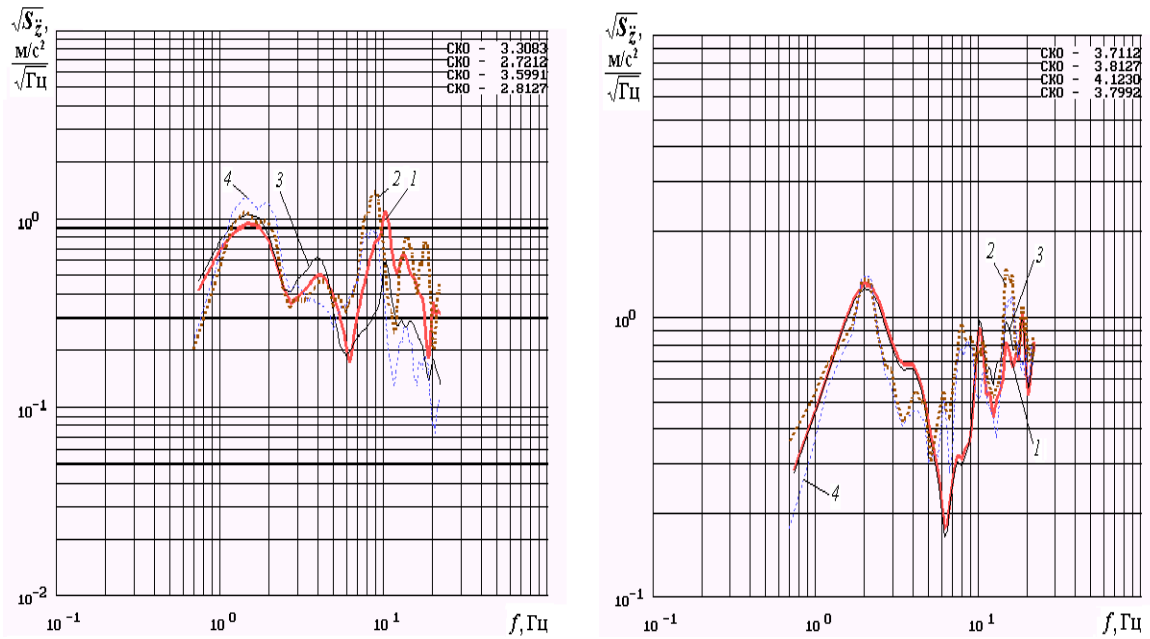


Рис. 4.2.1. Спектральные характеристики вертикальных ускорений точек автомобиля-фургона (ровный булыжник, 45 км/ч):

а) на полу кабины, под сиденьем (1 – эксперимент, 2 – расчёт), и на подушке сиденья водителя (3 – эксперимент, 4 – расчёт);

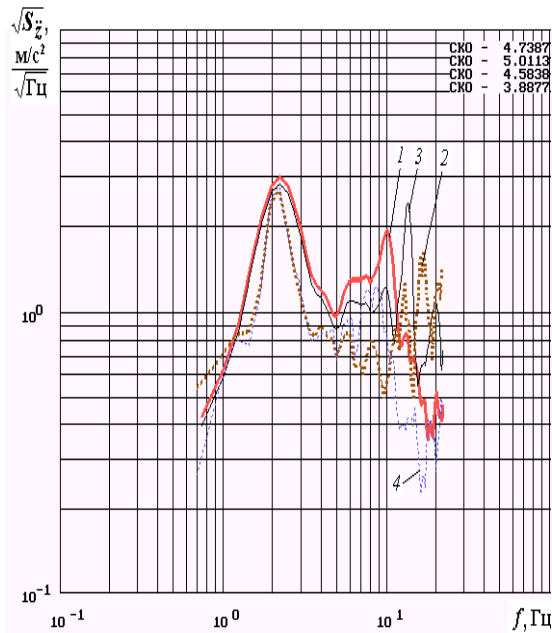
б) на лонжероне рамы, под пятой опорой (1 – эксперимент, 2 – расчёт), и на полу, над пятой опорой кузова, т. е. посередине колёсной базы автомобиля-фургона (3 – эксперимент, 4 – расчёт);

в) задний свес рамы (3 – эксперимент, 2 – расчёт) и кузова (1 – эксперимент, 4 – расчёт)



а)

б)



в)

Рис. 4.2.2. Спектральные характеристики вертикальных ускорений точек автомобиля-фургона (ровный булыжник, 60 км/ч):

а) на полу кабины, под сиденьем (1 – эксперимент, 2 – расчёт), и на подушке сиденья водителя (3 – эксперимент, 4 – расчёт);

б) на лонжероне рамы, под пятой опорой (3 – эксперимент, 2 – расчёт), и на полу, над пятой опорой кузова, т. е. посередине колёсной базы автомобиля-фургона (1 – эксперимент, 4 – расчёт);

в) задний свес рамы (3 – эксперимент, 2 – расчёт) и кузова (1 – эксперимент, 4 – расчёт)

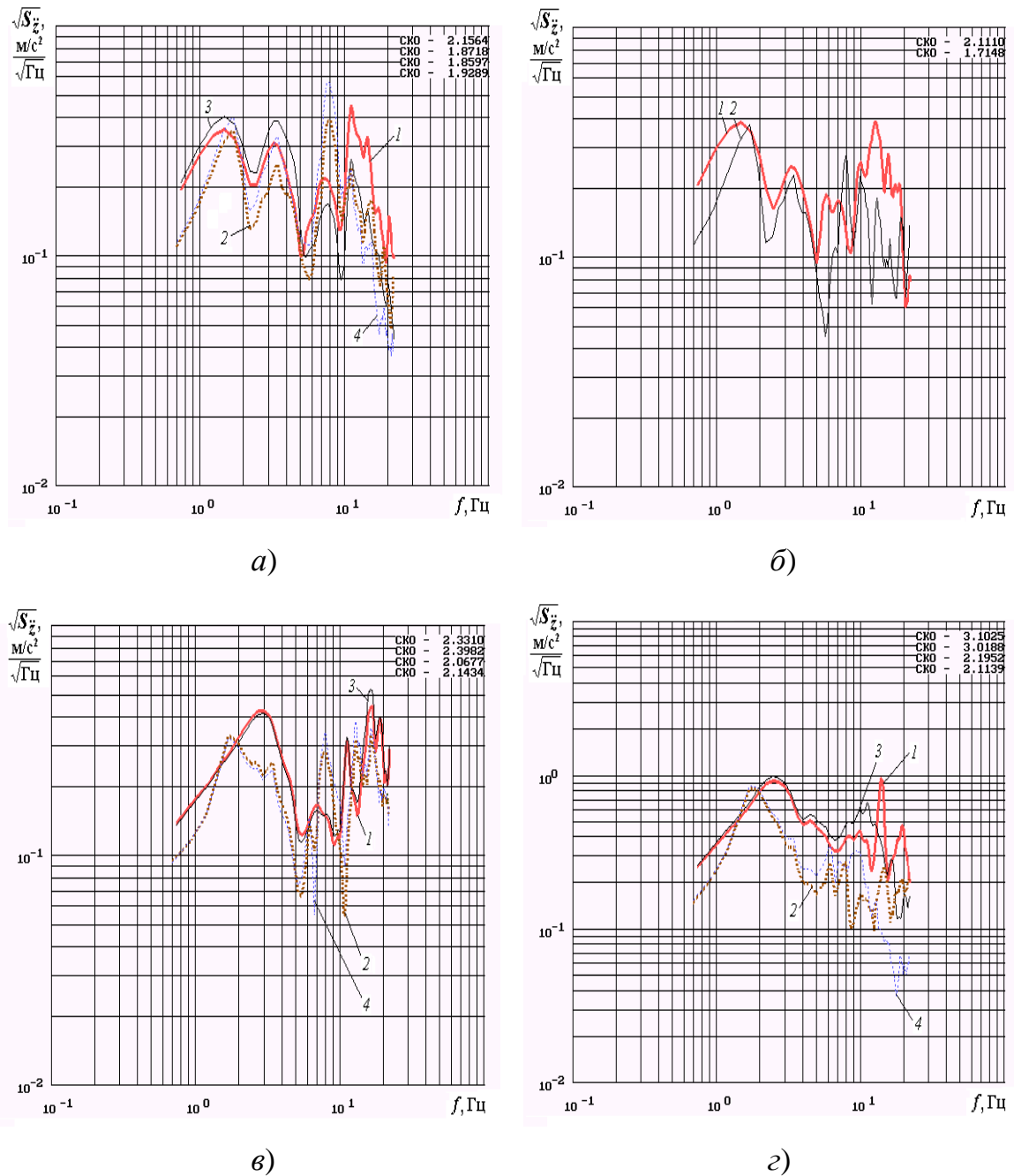


Рис. 4.2.3. Спектральные характеристики вертикальных ускорений точек автомобиля-фургона (динамометрическая дорога, 50 км/ч):

а) на полу кабины, под сиденьем (*1* – эксперимент, *2* – расчёт), и на подушке сиденья водителя (*3* – эксперимент, *4* – расчёт);

б) под задней опорой силового агрегата, на поперечине рамы (*1* – эксперимент, *2* – расчёт);

в) на лонжероне рамы, под пятой опорой (*3* – эксперимент, *4* – расчёт), и на полу, над пятой опорой кузова, т. е. посередине базы (*1* – эксперимент, *2* – расчёт);

г) задний свес рамы (*1* – эксперимент, *2* – расчёт) и кузова (*3* – эксперимент, *4* – расчёт)

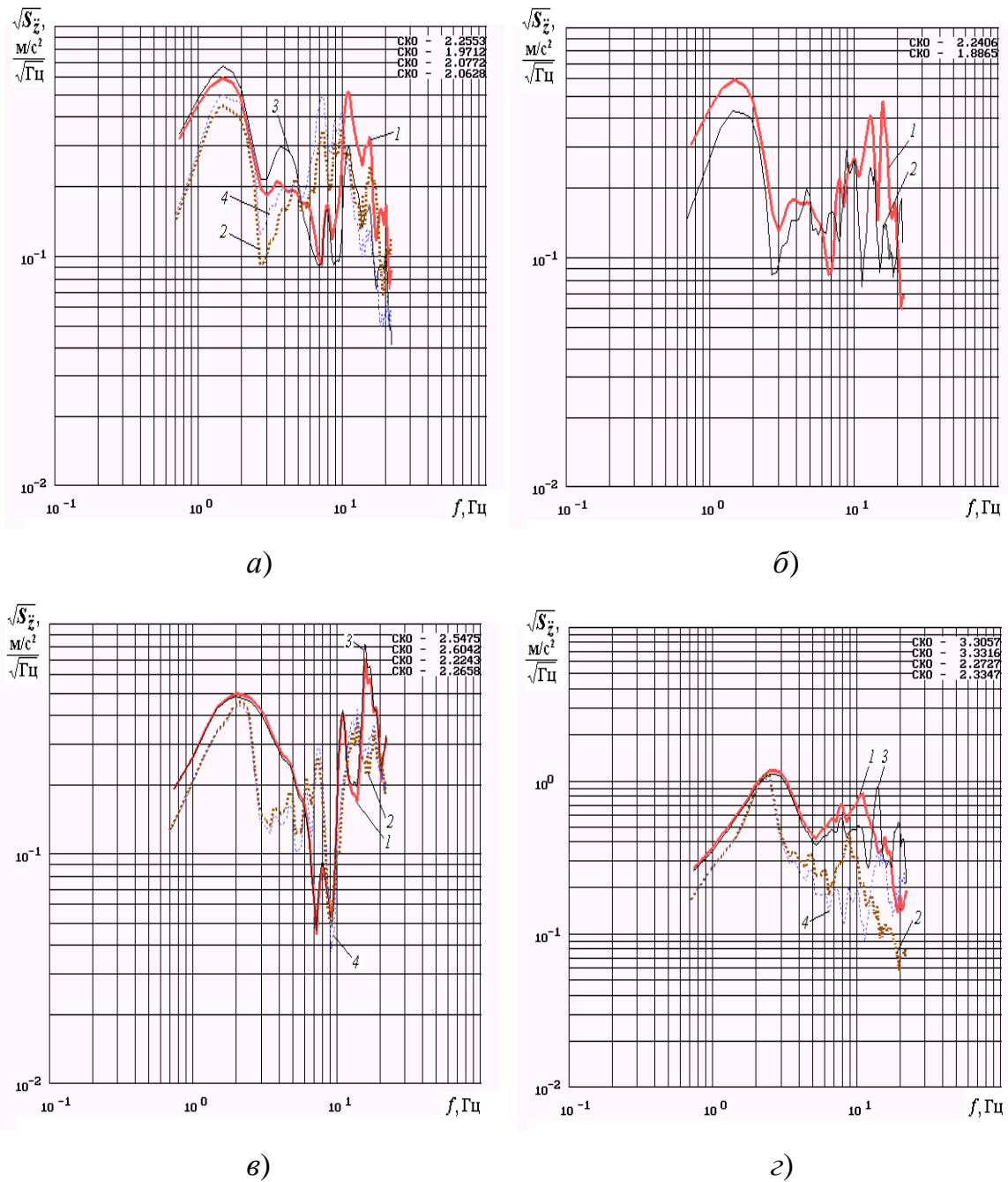


Рис. 4.2.4. Спектральные характеристики вертикальных ускорений точек автомобиля-фургона (динамометрическая дорога, 70 км/ч):

а) на полу кабины, под сиденьем (1 – эксперимент, 2 – расчёт), и на подушке сиденья водителя (3 – эксперимент, 4 – расчёт);

б) под задней опорой силового агрегата, на поперечине рамы (1 – эксперимент, 2 – расчёт);

в) на лонжероне рамы, под пятой опорой (3 – эксперимент, 4 – расчёт), и на полу, над пятой опорой кузова, т. е. посередине базы (1 – эксперимент, 2 – расчёт);

г) задний свес рамы (3 – эксперимент, 4 – расчёт) и кузова (1 – эксперимент, 2 – расчёт)

Для спектральных характеристик вертикальных ускорений рассматриваемых точек при всех режимах перемещения чётко прослеживаются два основных резонанса – низко- и высокочастотный. Первый обусловлен колебаниями как твёрдого тела поддрессоренной части автомобиля-фургона. Вторым же вызван взаимодействием упругих форм колебаний конечно-элементных моделей рамы, подсистемы «кабина – цельнометаллический фургон», а также соответствующих колебаний неподдрессоренных масс передней оси или заднего моста (в зависимости от рассматриваемой точки).

Указанная особенность характера колебаний автомобиля-фургона даёт возможность уподобления системы поддрессорования транспортного средства гармоническому фильтру, который настроен по собственной частоте. Из всей совокупности различных внешних воздействий такой фильтр выделяет совершаемые с собственной частотой, реагируя на них наиболее заметно [269].

Анализ спектральных характеристик вертикальных ускорений названных точек конструкции автомобиля-фургона показал, что вид рассматриваемых графиков, даже в случае одной и той же загрузки автомобиля-фургона, заметно различается в зависимости от значений спектра и уровня внешних дорожных возмущений, т. е. во многом определяется скоростью движения и типом дороги, а также положением выбранной точки замера.

На рис. 4.2.1 – 4.2.4 показано, что спектральные характеристики вертикальных ускорений в значительной степени определяются уровнем внешнего воздействия. Причём, полная блокировка подвесок сухим межлистовым трением в рессорах, которая характерна для случаев перемещения порожнего транспортного средства по ровным дорогам с малым уровнем внешних возмущений, здесь не наблюдается. Иначе, как указано в трудах [124, 297], на графиках проявлялся бы лишь один спектральный пик на частоте, определяемой собственными колебаниями, совершаемыми поддрессоренной массой только на одних шинах, в условиях блокировки подвесок сухим трением.

Для точек, взятых на полу кабины автомобиля-фургона, под сиденьем, и на подушке сиденья водителя, в низкочастотной зоне спектральных характеристик ускорений формируются два максимума, наиболее выраженные при перемещении по отрезку динамометрической дороги, 50 км/ч, в частотных интервалах 0,7...2,5 Гц, а также 2,5...5 Гц (рис. 4.2.3, а). Первый обусловлен собственными колебаниями на передней подвеске. Появление второго связано с воздействием

колебаний задних рессор на колебания передних, поскольку коэффициент распределения подрессоренных масс не равен единице ($\varepsilon \neq 1$). Как видим, спектральная плотность вертикальных ускорений зависит одновременно от колебаний точек подрессоренной части автомобиля-фургона над передними и задними подвесками. При возрастании скорости перемещения до 70 км/ч происходит слияние названных спектральных максимумов в один. Следовательно, низкочастотный пик спектральной плотности становится более широким (рис. 4.2.4, *a*).

При перемещении автомобиля-фургона по участку с ровным булыжником проявление названных максимумов менее заметно, поскольку наблюдается их слияние в один низкочастотный максимум. Это наиболее выражено в процессе рассмотрения спектральных характеристик, полученных при перемещении автомобиля-фургона по участку с ровным булыжником, 45 км/ч (рис. 4.2.1, *a*).

Итак, зависимости спектральных характеристик вертикальных ускорений от скоростей движения и уровней внешних возмущений прослеживаются не только в виде изменения ординат спектральной плотности, но и в виде изменения формы спектральной характеристики, что характерно для низкочастотной зоны, т. е. до 5,5 Гц.

На спектральных характеристиках вертикальных ускорений точек, взятых на полу кабины автомобиля-фургона, под сиденьем, и на подушке сиденья водителя, и полученных в процессе перемещения по участку с ровным булыжником (60 км/ч, рис. 4.2.2, *a*) и по отрезку динамометрической дороги (70 км/ч, рис. 4.2.4, *a*), в межрезонансном диапазоне, между двумя основными спектральными максимумами, удалось обнаружить ещё один максимум. Он обусловлен собственной частотой колебаний подсистемы «человек – подрессоренное сиденье» и расположен в диапазоне 3...5 Гц.

По причине обратных воздействий колебаний подсистемы «человек – подрессоренное сиденье» на кузов, происходит появление максимума на соответствующей частоте и на спектральной характеристике вертикальных ускорений точки, взятой на полу, что подтверждают экспериментальные выводы, приведённые в монографии [124]. Конечно, значение ординаты вершины межрезонансного пика в случае перемещения по участку с ровным булыжником в пять раз меньше, а на отрезке динамометрической дороги в три раза меньше ординаты вершины главного низкочастотного максимума (рис. 4.2.2, *a*; рис. 4.2.4, *a*).

В процессе дальнейшего анализа спектральных характеристик вертикальных ускорений названных точек, удалось установить, что при перемещении автомобиля-фургона по участку с ровным булыжником (45 км/ч, рис. 4.2.1, *a*) и на отрезке динамометрической дороги (50 км/ч, рис. 4.2.3, *a*) происходит слияние максимума, обусловленного собственными колебаниями подсистемы «водитель – подрессоренное сиденье», и второго низкочастотного пика, появившегося в результате взаимного влияния колебаний задних и передних подвесок. Поэтому наблюдается некоторое увеличение ширины указанного низкочастотного пика.

С целью оценки фильтрующей способности сиденья сопоставим показанные на рис. 4.2.1, *a*; рис. 4.2.2, *a*; рис. 4.2.3, *a*; рис. 4.2.4, *a* спектральные характеристики вертикальных ускорений на подушке сиденья водителя и на полу кабины автомобиля-фургона, под сиденьем. В частности, при перемещении по участку ровного булыжника (60 км/ч, рис. 4.2.2, *a*) и отрезку динамометрической дороги (70 км/ч, рис. 4.2.4, *a*) вертикальные ускорения на подушке сиденья начинают снижаться с частоты 8 и 10 Гц соответственно.

Как видим, демпфирующие качества подушки и подвески сиденья проявляются с указанных ранее частот, а наибольшая эффективность обнаруживается в высокочастотной зоне спектральной характеристики. Что же касается низкочастотного диапазона спектральной плотности (1...3 Гц), то здесь происходит возрастание низкочастотного спектрального максимума ускорений на подушке сиденья по сравнению с аналогичным на полу кабины автомобиля-фургона, под сиденьем. Причём, заметно совпадение частот низкочастотного и высокочастотного максимумов на входе в подсистему «водитель – подрессоренное сиденье» (на полу кабины) и выходе из неё (на подушке сиденья).

Известно, что частота пересечения спектральных характеристик на полу и подушке сиденья соответствует единичному коэффициенту передачи сиденья, служит важной его характеристикой и должна быть как можно меньше [124]. По причинам нелинейностей характеристик подушки и подвески сиденья, указанная частота может меняться в зависимости от уровня входного возмущения, определяемого микропрофилем дорожного участка, скоростью движения. По литературным данным [85], в случаях правильного подбора параметров и качественного изготовления сиденье может снижать ускорения, начиная с 4,5...5,0 Гц.

Как видим, проявляется недостаточность фильтрующей способности сиденья водителя автомобиля-фургона. Это обуславливает целесообразность осуще-

ствления мероприятий, направленных на рационализацию характеристик подушки и подвески сиденья водителя (см. главу 8).

Рассмотрение спектральных характеристик точек, взятых ближе к задним подвескам (на лонжероне рамы, под пятой опорой, и на полу, над пятой опорой кузова; задний свес фургона и рамы) показало, что составляющие спектра вертикальных ускорений, обусловленные влияниями колебаний передних рессор, весьма невелики, поэтому второго максимума в низкочастотной области не наблюдается (рис. 4.2.1, б, в; рис. 4.2.2, б, в; рис. 4.2.3, в, г; рис. 4.2.4, в, г). Кроме того, указанные графики показывают, что вследствие функционирования опор-виброизоляторов кузова, уже с 10 Гц при перемещении по участку с ровным булыжником и с 12 Гц – на отрезке динамометрической дороги, спектральная характеристика ускорений на полу фургона протекает ниже, чем на раме. Особенно заметно это для точек, взятых на заднем свесе рамы и фургона.

В результате сопоставления спектральных характеристик вертикальных ускорений, полученных расчётным и экспериментальным путями, удалось сделать вывод о вполне приемлемой их сходимости для рассмотренных режимов перемещения автомобиля-фургона. С позиций обеспечения соответствия реальному объекту, сформированную модель вполне допустимо использовать для последующих расчётов.

4.3. Влияние уровня внешнего воздействия со стороны дороги на вибронегруженность автомобиля-фургона

Расчётная оценка уровня внешнего воздействия со стороны дороги выполнялась при перемещении автомобиля-фургона по участку с ровным булыжником и по отрезку динамометрической дороги с одинаковой скоростью 60 км/ч [341, 242, 187].

Известно, что при проведении расчётов с помощью линейных динамических моделей конструкций транспортных средств, возрастание уровня внешних возмущений влечёт за собой пропорциональное увеличение уровня спектральной характеристики вертикальных ускорений [296]. Тогда получаемые при различных уровнях дорожного воздействия спектральные характеристики будут расположены эквидистантно.

В данной же работе все транспортные средства, в том числе и автомобиль-фургон, являются нелинейными динамическими системами. Ведь любая линей-

ная расчётная схема весьма приближённая и пригодна только для рассмотрения сравнительно узкого круга задач при определённых уровнях внешнего воздействия [296, 297].

В процессе анализа полученных при различных уровнях дорожных воздействий спектральных плотностей вертикальных ускорений характерных точек нелинейной динамической модели автомобиля-фургона удалось установить следующие закономерности.

Для точек, взятых в передней части автомобиля-фургона (на полу кабины, под сиденьем, и на подушке сиденья водителя; под задней опорой силового агрегата, на соответствующей поперечине рамы; на полу кузова, над его третьей опорой), со снижением уровня внешнего воздействия (т. е. при перемещении по отрезку динамометрической дороги) (рис. 4.3.1, *а, б, в*) происходит сдвиг первого низкочастотного спектрального максимума, обусловленного собственными колебаниями поддресоренных частей на передних подвесках, вправо (с 1,5 на 2,0 Гц), то есть на более высокую частоту. Причём, сохраняется неизменным расположение второго низкочастотного спектрального пика с вершиной на частоте 2 Гц, обусловленного воздействием колебаний задних подвесок на колебания передних.

Такой эффект вызван возрастанием эквивалентной динамической жёсткости передней рессоры при перемещении по отрезку динамометрической дороги, обеспечивающему малые амплитуды внешних воздействий.

В меньшей степени это явление заметно на спектральных характеристиках точек, взятых в задней части автомобиля-фургона (в частности, на заднем свесе его кузова – рис. 4.3.1, *г*).

Ввиду воздействия колебаний передних подвесок на колебания задних, на спектральных характеристиках точек, взятых в задней части автомобиля-фургона, например, на заднем свесе его рамы и кузова, в низкочастотной области заметны два максимума с расположением ординат вершин на 1,2 Гц и 2,2 Гц, сливающиеся в один.

При понижении уровня внешнего воздействия наблюдается сдвиг первого низкочастотного максимума, вызванный увеличением динамических эквивалентных жёсткостей передних рессор, вправо, то есть на более высокую частоту. Поэтому на графике, полученном при перемещении автомобиля-фургона по отрезку динамометрической дороги (рис. 4.3.1, *г*), названный максимум с вер-

шиной на 1,2 Гц уже не виден. Причём, сохраняется неизменным расположение второго низкочастотного спектрального пика с вершиной на частоте 2,2 Гц, обусловленного собственной частотой колебаний на задних рессорах.

Сопоставляя характеристики спектральных плотностей вертикальных динамических реакций на колесах (рис. 4.3.2, *з*) и вертикальных динамических деформаций шин (рис. 4.3.2, *в*), удалось установить, что в связи с уменьшением интенсивности внешнего воздействия, то есть при перемещении по участку динамометрической дороги, происходит смещение вправо (с 1,5 Гц на 2,0 Гц) первого спектрального максимума.

Такой сдвиг низкочастотного спектрального пика вызван возрастанием динамической эквивалентной жёсткости шины при перемещении по отрезку динамометрической дороги, обеспечивающей малые значения вертикальных динамических деформаций шины в условиях действия соответствующих амплитуд внешних дорожных возмущений.

Рассмотрение графиков модулей передаточных функций подвески сиденья водителя, а также подрессоренного сиденья в целом, позволило установить следующие зависимости.

Снижение уровня внешнего возмущения обеспечивает на передаточной характеристике подушки сиденья (рис. 4.3.2, *а*) резкое возрастание коэффициента передачи, уже начиная с частоты 3 Гц, обусловленное частичной блокировкой сухим трением подушки сиденья.

Наряду с этим, происходит сдвиг вправо по частоте первого пика передаточной функции, отвечающего собственной частоте колебаний на подушке сиденья подрессоренной части массы водителя, и второго максимума, обусловленного собственной частотой колебаний внутренних органов. Это вызвано возрастанием эквивалентной жёсткости подушки сиденья при перемещении по отрезку дороги с малыми амплитудами внешних воздействий.

Анализируя изменение передаточной характеристики подрессоренного сиденья в целом (рис. 4.3.2, *б*), также отмечаем обозначенные выше тенденции. С уменьшением уровня внешнего возбуждения, начиная с 3 Гц, наблюдается возрастание уровня графика передаточной функции, вызванное воздействием подвески и подушки сиденья, обладающими гистерезисными нелинейными характеристиками вертикальной упругости.

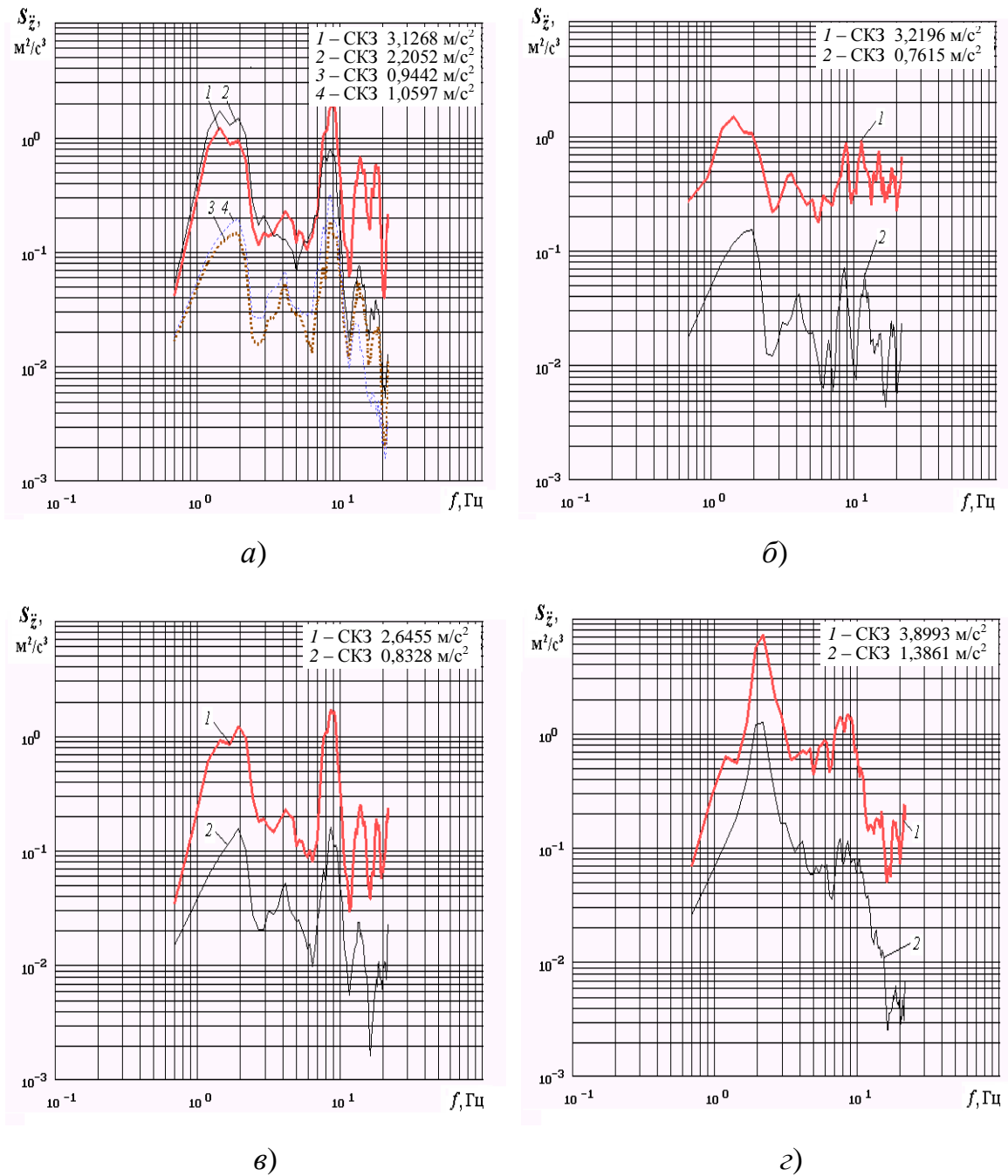


Рис. 4.3.1. Оценка уровня внешнего воздействия со стороны дороги на характер виброн нагруженности автомобиля-фургона. Графики спектральных плотностей вертикальных ускорений:

а) под сиденьем, на полу кабины (1 – ровный булыжник, 60 км/ч; 3 – динамометрическая дорога, 60 км/ч) и на подушке сиденья водителя (2 – ровный булыжник, 60 км/ч; 4 – динамометрическая дорога, 60 км/ч); *б)* на поперечине рамы, под задней опорой силового агрегата; *в)* над третьей опорой кузова, на полу; *з)* на заднем свесе кузова; 1 – ровный булыжник, 60 км/ч; 2 – динамометрическая дорога, 60 км/ч

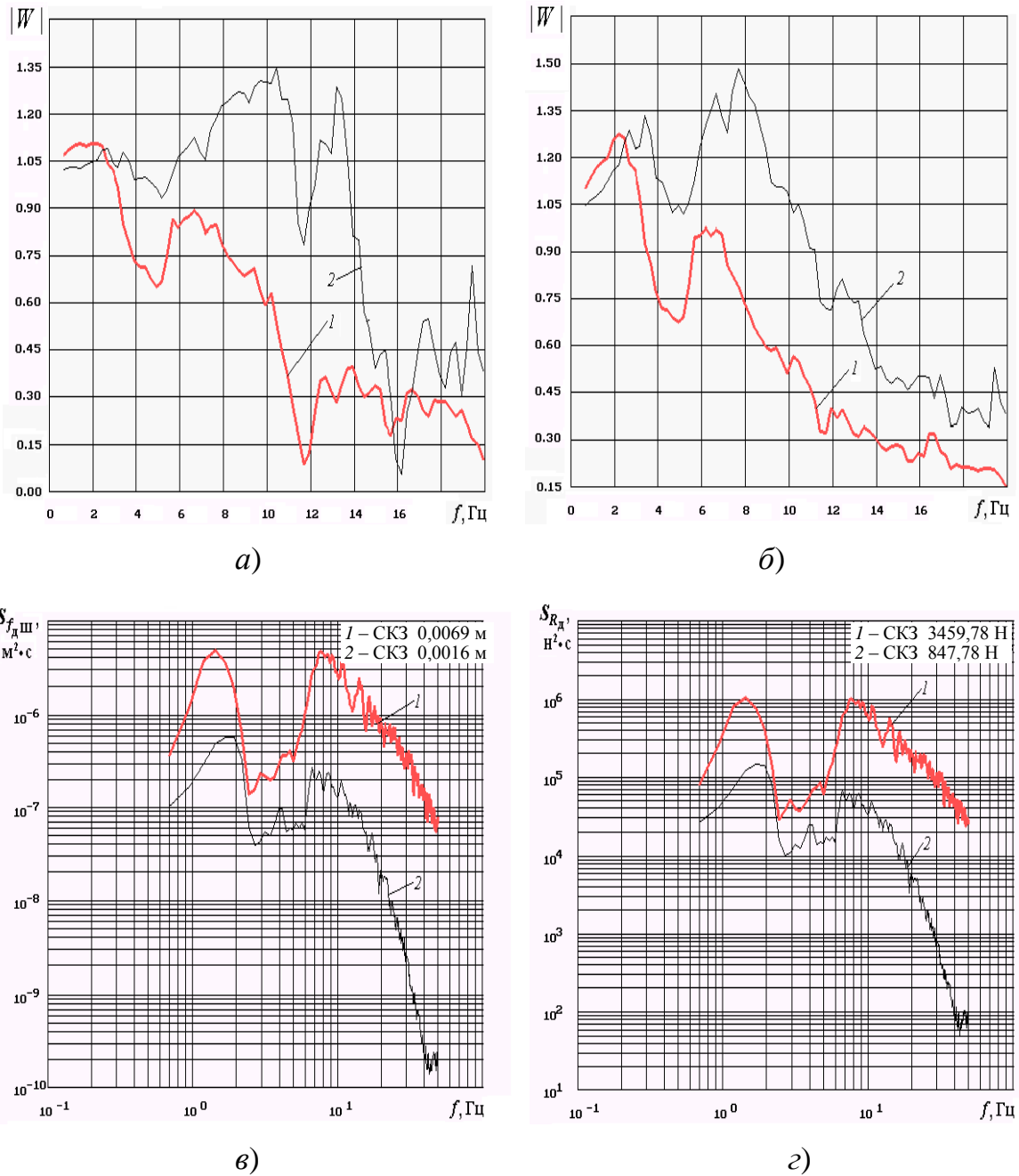


Рис. 4.3.2. Оценка уровня внешнего воздействия со стороны дороги на характер виброн нагруженности автомобиля-фургона.

Модули передаточных функций:

а) подушки сиденья водителя; б) подрессоренного сиденья водителя в целом.

Графики спектральных плотностей:

в) динамических вертикальных деформаций передней правой шины; г) динамических вертикальных реакций на переднем правом колесе;

1 – ровный булыжник, 60 км/ч; 2 – динамометрическая дорога, 60 км/ч

Выполненный анализ спектральных характеристик, а также передаточных функций, показал, что нелинейный характер гистерезисных характеристик ресор, подвесок и подушек сидений, а также шин проявляется при различных уровнях внешнего воздействия со стороны дороги. Это говорит об обоснованности их включения в расчётную схему транспортного средства, в частности, автомобиля-фургона.

4.4. Воздействие величины подрессоренной массы на вибронагруженность автомобиля-фургона

Оценим влияние величины подрессоренной массы, изменяющейся при загрузке автомобиля-фургона, на вибронагруженность его конструкции.

Расчёты осуществлялись при перемещении по участку с ровным булыжником (60 км/ч) и отрезку динамометрической дороги (70 км/ч) автомобиля-фургона с четырьмя различными величинами подрессоренной массы: в порожнем состоянии; с массой груза в кузове 0,3 т, 0,6 т и 1,2 т (максимальная грузоподъёмность рассматриваемого автомобиля-фургона).

Вначале проанализируем, как *изменяются СКЗ вертикальных ускорений* с повышением массы перевозимого груза (табл. 4.4.1 и рис. 4.4.1).

Таблица 4.4.1. Процентное уменьшение СКЗ вертикальных ускорений при движении автомобиля-фургона с различными величинами массы груза в кузове по отношению к порожнему состоянию

Рассматриваемая точка	Динамометрическая дорога, 70 км/ч			Ровный булыжник, 60 км/ч		
	Масса груза в кузове, кг			Масса груза в кузове, кг		
	300	600	1200	300	600	1200
Кузов, над опорой 5	12,4	36,1	15,9	25,9	21,5	7,0
Кузов, над опорой 11	12,3	25,9	54,0	20,2	35,3	35,7
Задний свес кузова	15,7	32,9	70,3	15,9	40,0	72,1

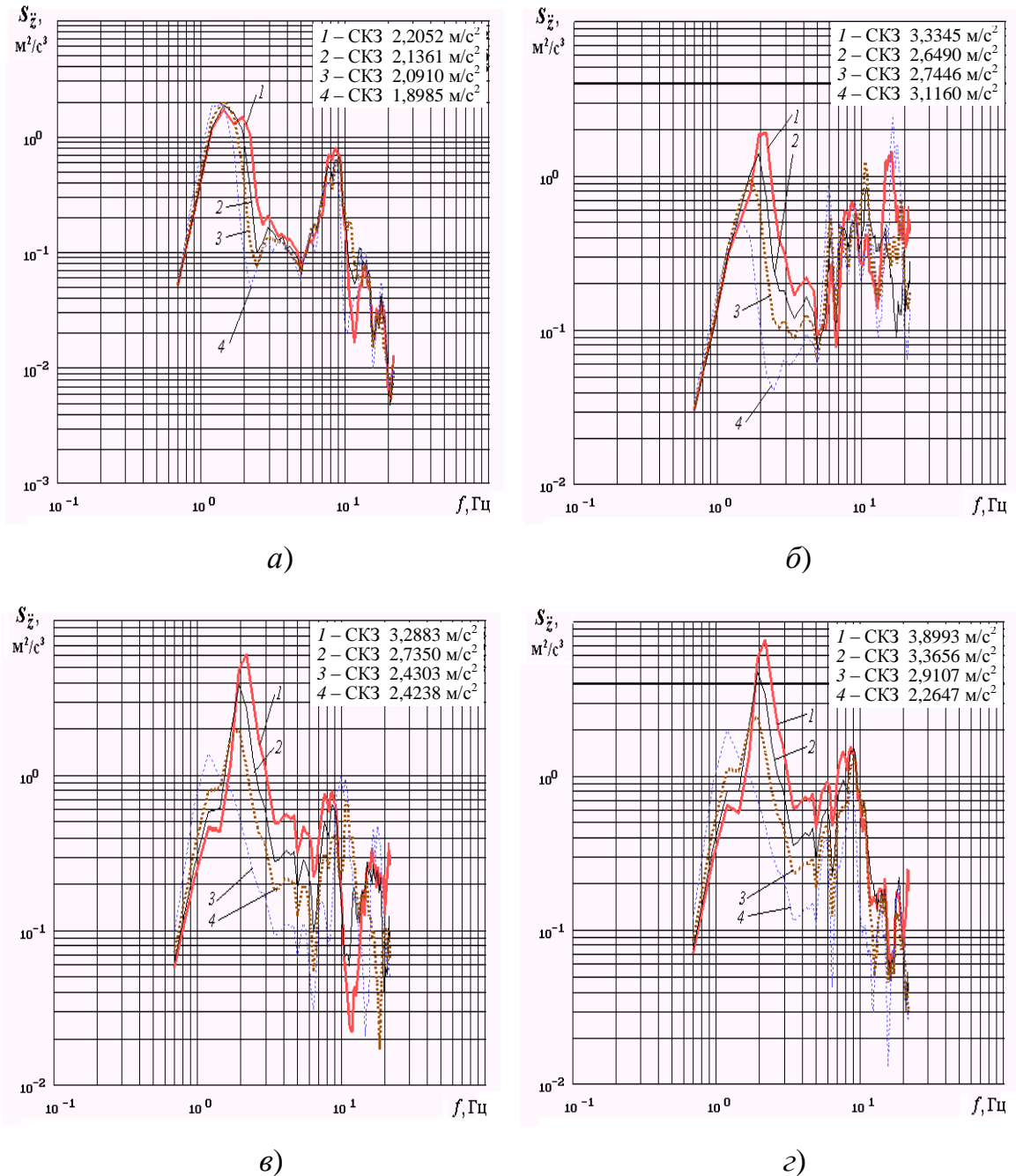


Рис. 4.4.1. Влияние массы груза на виброн нагруженность автомобиля-фургона. Спектральные плотности вертикальных ускорений (ровный булыжник, 60 км/ч):

а) на подушке сиденья водителя автомобиля-фургона; *б)* на полу кузова, над его пятой опорой (посередине колёсной базы); *в)* на полу кузова, над его одиннадцатой опорой; *г)* на заднем свесе фургона;

1 – автомобиль-фургон со снаряженной массой;

масса груза: *2* – 300 кг; *3* – 600 кг; *4* – 1200 кг

Сопоставление СКЗ вертикальных ускорений в области 0,7...22,4 Гц показало, что с возрастанием массы груза в кузове СКЗ вертикальных ускорений убывают. При этом наибольшее их уменьшение зафиксировано для точек, находящихся в задней части рассматриваемого транспортного средства, так как на задний мост приходится основная часть веса перевозимого груза.

Более точно оценить влияние подрессоренной массы удалось по *спектральным характеристикам вертикальных ускорений*.

Для *точек, взятых в задней части автомобиля-фургона и посередине его колёсной базы* (рис. 4.4.1, б, в, г), возрастание массы груза обуславливает понижение ординаты первого низкочастотного пика спектра вертикальных ускорений и перемещение его вершины влево, на меньшую частоту.

Перемещение указанного пика по частоте происходит в результате понижения собственной частоты колебаний подрессоренной массы автомобиля-фургона на задних рессорах с возрастанием подрессоренной массы. Увеличение относительного коэффициента затухания обуславливает понижение ординаты низкочастотного максимума.

На графиках спектральных плотностей вертикальных ускорений *точек, находящихся в передней части автомобиля-фургона* (рис. 4.4.1, а), с возрастанием массы груза образуется острый пик вследствие уменьшения площади, занимаемой низкочастотным резонансным максимумом.

Ещё в процессе проверки соответствия расчётной схемы автомобиля-фургона реальному объекту (п. 4.2) удалось установить образование в низкочастотной зоне двух максимумов графиков спектральных плотностей ускорений указанных точек, сливающихся в один при повышении скорости до 60 км/ч при перемещении по участку с ровным булыжником и до 70 км/ч – по отрезку динамометрической дороги, что связано с воздействием колебаний задних рессор на колебания передних. Такой вывод подтверждается и в ходе данного спектрального анализа.

При этом остаются постоянными ордината и частота максимума, соответствующего собственной частоте колебаний подрессоренной массы рассматриваемого автомобиля-фургона на передних рессорах, а образование острого пика спектра в низкочастотной области происходит из-за уменьшения второго низкочастотного резонанса, появляющегося вследствие влияния колебаний задних

рессор. Наблюдаемый эффект обусловлен тем, что основная часть массы груза автомобиля-фургона приходится на его задний мост.

Выполненные расчёты показали, что характер вибронгруженности автомобиля-фургона определяется его весовым состоянием и, в частности, величиной подрессоренной массы, которая может значительно меняться при загрузке автомобиля-фургона. Следовательно, расчётную оценку вибронгруженности следует выполнять при перемещении как порожнего автомобиля-фургона, так и с полной его массой.

4.5. Оценка жесткостных параметров рессорных подвесок

Начиная процесс определения рациональных с точки зрения вибронгруженности вертикальных жёсткостей рессор, с целью сокращения числа рассматриваемых вариантов a , следовательно, и продолжительности расчётов, установим граничные значения для жёсткостей рассматриваемых рессор, т. е. определим диапазон их изменения.

В работе [312] указывается, что жесткостные параметры рессор выбирают на основе расчёта так, чтобы выбранные показатели вибронгруженности транспортного средства соответствовали предъявляемым требованиям, а сама подвеска обладала бы необходимой энергоёмкостью. При этом нижнее граничное значение статической жёсткости рессоры зависит от значений допускаемых статических и динамических напряжений, а также от заданной энергоёмкости подвески. В свою очередь, нецелесообразность дальнейшего повышения жёсткости из-за существенного возрастания вибронгруженности лимитирует верхнее граничное значение.

Вначале установим интервал изменения жёсткости задней рессоры. К началу выполнения расчётов в качестве упругого элемента задней подвески автомобиля-фургона ЗиЛ-5301СС с цельнометаллическим кузовом использовалась рессора, предназначенная для установки на грузовой автомобиль ЗиЛ-5301. Причём, статическая нагрузка при полной массе, приходящаяся на задний мост, для грузовой машины на 28 % больше, чем для рассматриваемого автомобиля-фургона. Это обуславливает потребность поиска более рациональной жёсткости задней рессоры.

В процессе расчётной оценки воздействия жёсткости задней рессоры выполнялось её понижение с шагом 20 кН/м. Полученный в ходе расчётов результат по жёсткости удалось конструктивно реализовать, удалив из штатной задней одиннадцатилистовой листовой рессоры четвёртый и шестой листы.

Оценим влияние изменения жёсткости задней рессоры на вибронагруженность автомобиля-фургона. Расчётная оценка осуществлялась в процессе рассмотрения перемещения автомобиля-фургона как в порожнем состоянии, так и с полной массой, по участку с ровным булыжником (60 км/ч) и по отрезку динамометрической дороги (70 км/ч) [187] (табл. 4.5.1).

Таблица 4.5.1. Процентное уменьшение СКЗ вертикальных ускорений в связи с установкой задней девятилистовой рессоры по отношению к варианту комплектации штатной одиннадцатилистовой рессорой

Рассматриваемая точка	Динамометрическая дорога, 70 км/ч		Ровный булыжник, 60 км/ч	
	порожний автомобиль-фургон	с полной массой	порожний автомобиль-фургон	с полной массой
на полу кабины, под сиденьем водителя	8,6	7,5	11,1	8,6
на подушке сиденья водителя	5,8	5,5	11	10,1
на поперечине рамы, под задней опорой силового агрегата	5,7	6	3,3	4,1
на поперечине рамы, под передней опорой силового агрегата	3,7	2,9	0,3	0,7
на раме, под третьей опорой кузова	10,5	7,6	6,8	6
на полу фургона, над его третьей опорой	13,1	9,4	17,1	12,3
на раме, под пятой опорой кузова	13	8,3	11,8	3,9
на полу фургона, над его пятой опорой	15,2	10	15,9	10
на полу фургона, над его одиннадцатой опорой	28	16,1	31,2	10,5
на заднем свесе рамы	21,3	7,5	4,5	2,2
на заднем свесе кузова	26,4	16,3	32	11,7

Понижение жёсткости задней рессоры вызывает уменьшение значений *СКЗ вертикальных ускорений* всех рассматриваемых точек.

В частности, при комплектации задней девятилистовой рессорой вместо штатной одиннадцатилистовой *СКЗ* вертикальных ускорений снижаются согласно табл. 4.5.1. Причём, наибольшее убывание *СКЗ* наблюдается в задней части порожнего автомобиля-фургона, так как уменьшается жёсткость задних рессор. Наименьший процент снижения *СКЗ* зафиксирован для поперечины рамы, под передней опорой силового агрегата. Однако, при перемещении автомобиля-фургона с его полной массой эффект в процентах убывания *СКЗ* ускорений меньше, чем для автомобиля-фургона в порожнем состоянии.

Более детальный анализ колебательных процессов удалось осуществить путём сопоставления *спектральных характеристик вертикальных ускорений*.

Рассмотрим вначале графики спектральных плотностей вертикальных ускорений характерных точек конструкции при перемещении автомобиля-фургона **в порожнем состоянии** (рис. 4.5.1, рис. 4.5.2).

Проанализируем спектральные характеристики *точек, находящихся посередине колёсной базы и в задней части автомобиля-фургона* (рис. 4.5.1, в, г; рис. 4.5.2, в, г).

Из указанных рисунков и данных табл. 4.5.2 видно, что понижение жёсткости указанной выше рессоры влечёт за собой убывание ординат первых низкочастотных максимумов спектров приведённых в таблице точек при перемещении порожнего автомобиля-фургона по обоим видам рассматриваемых дорог. Причём, наибольший процент понижения названного максимума наблюдается при перемещении по участку с ровным булыжником.

Таблица 4.5.2. Процентное понижение ординаты первого низкочастотного пика спектральной характеристики вертикальных ускорений для автомобиля-фургона в порожнем состоянии, оснащённого задней девятилистовой рессорой, по отношению к варианту установки штатной одиннадцатилистовой рессоры

Рассматриваемая точка	Динамометрическая дорога, 70 км/ч	Ровный булыжник, 60 км/ч
на полу фургона, над его пятой опорой	100	171
на заднем свесе фургона	190	220

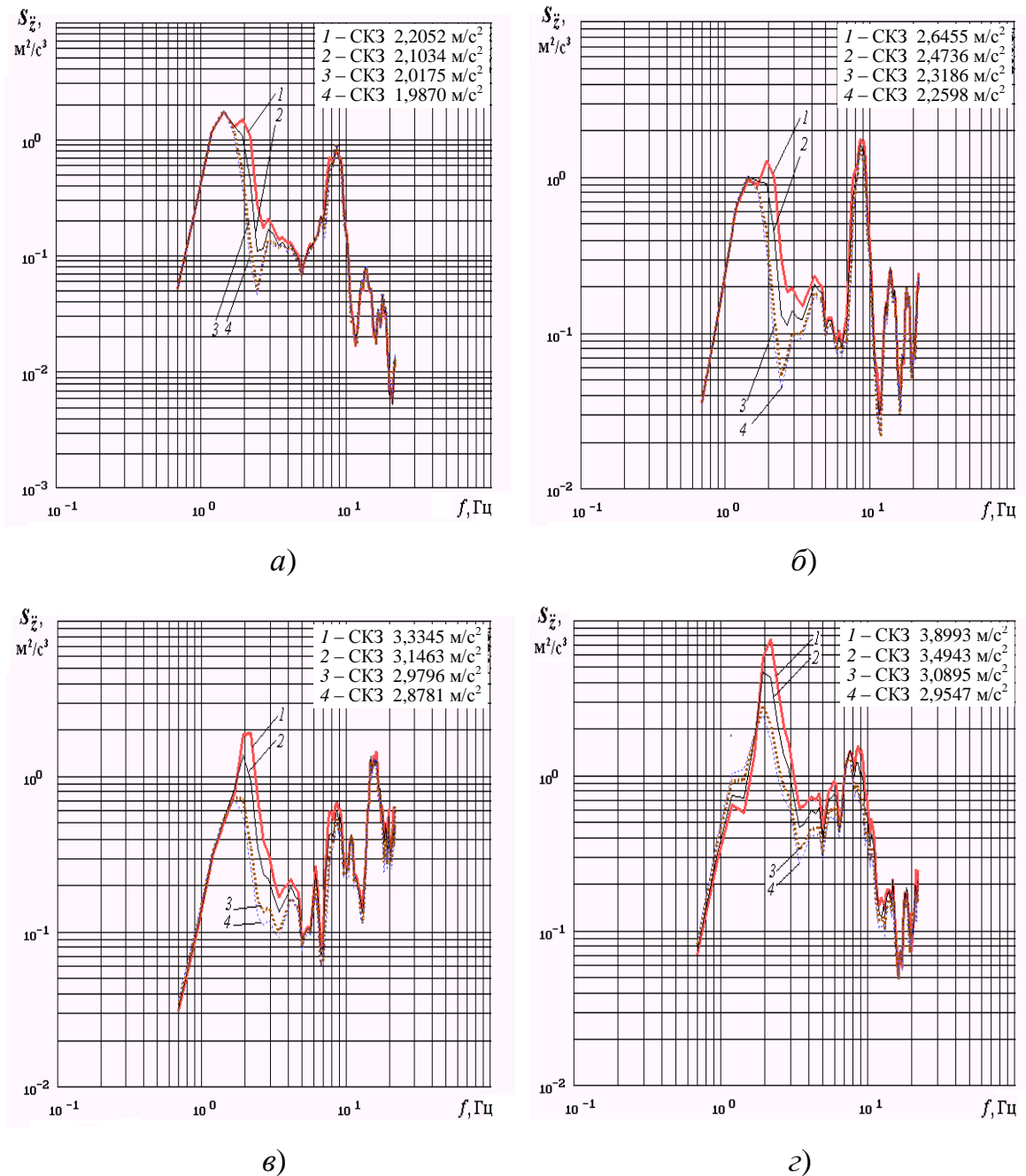


Рис. 4.5.1. Оценка воздействия жесткостных параметров задней рессоры на виброн нагруженность порожнего автомобиля-фургона. Спектральные плотности вертикальных ускорений (ровный булыжник, 60 км/ч):

а) на подушке сиденья водителя автомобиля-фургона; *б)* на полу фургона, над его третьей опорой; *в)* на полу фургона, над его пятой опорой (посередине колёсной базы автомобиля-фургона); *г)* на заднем свесе фургона;

статическая жёсткость рессоры на первом и втором участках упругой характеристики: 1 – 146,5 кН/м, 196,7 кН/м (11-листовая); 2 – 126,5 кН/м, 176,7 кН/м; 3 – 106,5 кН/м, 156,7 кН/м; 4 – 100 кН/м, 150,2 кН/м (9-листовая)

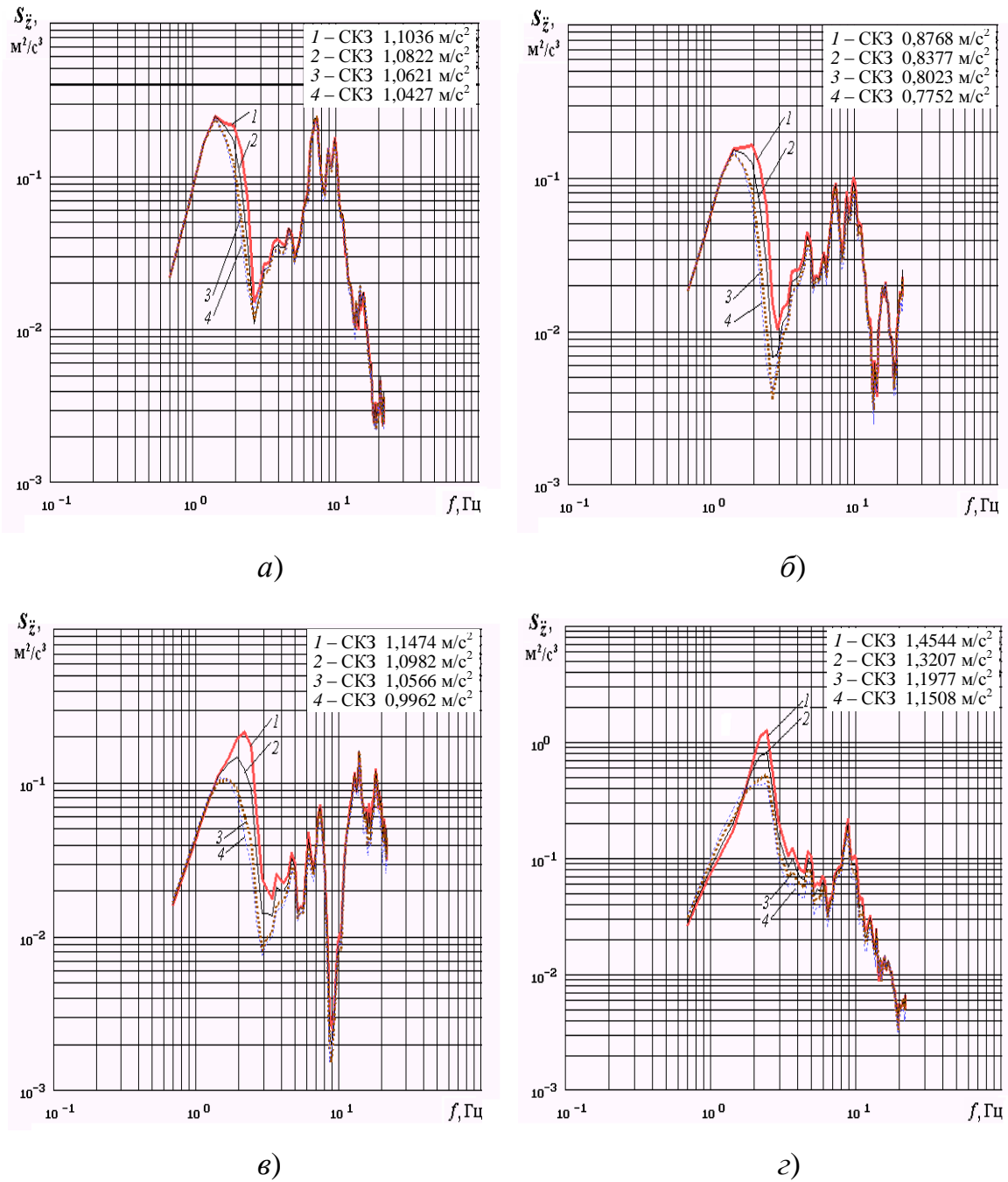


Рис. 4.5.2. Оценка воздействия жесткостных параметров задней рессоры на вибронгруженность порожнего автомобиля-фургона. Спектральные плотности вертикальных ускорений (динамометрическая дорога, 70 км/ч):

а) на подушке сиденья водителя автомобиля-фургона; *б)* на полу фургона, над его третьей опорой; *в)* на полу фургона, над его пятой опорой (посередине колёсной базы автомобиля-фургона); *г)* на заднем свесе фургона;

статическая жёсткость рессоры на первом и втором участках упругой характеристики: 1 – 146,5 кН/м, 196,7 кН/м (11-листовая); 2 – 126,5 кН/м, 176,7 кН/м; 3 – 106,5 кН/м, 156,7 кН/м; 4 – 100 кН/м, 150,2 кН/м (9-листовая)

Для точек, взятых посередине колёсной базы автомобиля-фургона (т. е. на полу фургона, над его пятой опорой), процент снижения названного максимума меньше, чем для точек, взятых за задним мостом (на заднем свесе фургона).

Приведённые характеристики показывают, что с уменьшением жёсткости задней рессоры происходит понижение ординаты первого низкочастотного максимума и смещение его вершины влево, на меньшую частоту.

Сдвиг указанного пика по частоте вызван уменьшением жёсткости рассматриваемой рессоры, а понижение его ординаты обусловлено возрастанием относительного коэффициента затухания в связи со снижением жёсткости рессоры (рис. 4.5.1, *в, г*; рис. 4.5.2, *в, г*).

Проверка соответствия динамической модели автомобиля-фургона реальному объекту (п. 4.2) позволила обнаружить появление двух максимумов в низкочастотной области графиков спектральных плотностей ускорений точек, взятых в передней части конструкции автомобиля-фургона, сливающихся в один при повышении скорости до 60 км/ч при перемещении по участку с ровным булыжником и до 70 км/ч – по отрезку динамометрической дороги. Появление второго максимума в низкочастотной области вызвано воздействием колебаний задних рессор на колебания передних.

Это находит подтверждение и в процессе осуществляемого спектрального анализа. В частности, для спектральных плотностей вертикальных ускорений *точек, взятых в передней части автомобиля-фургона* (на подушке сиденья водителя автомобиля-фургона; на полу фургона, над его третьей опорой), убывание жёсткости задней рессоры влечёт за собой уменьшение площади, занимаемой низкочастотным максимумом, то есть возникновение более острого пика (рис. 4.5.1, *а, б*; рис. 4.5.2, *а, б*). При этом наблюдается смещение ординаты вершины максимума на более низкую частоту.

Так как указанный максимум образовался путём слияния двух вышеназванных пиков, то расположение пика, отвечающего собственной частоте колебаний подрессоренных частей на передних рессорах, остаётся неизменным по ординате и частоте (поскольку статическая жёсткость передней рессоры постоянна), а образование острого пика спектра наблюдается из-за убывания второго низкочастотного резонанса, возникающего вследствие воздействия колебаний задних рессор.

Рассмотрим теперь графики спектральных плотностей вертикальных ускорений, полученные при перемещении **автомобиля-фургона со своей полной массой** по участку с ровным булыжником (60 км/ч) и по отрезку динамометрической дороги (70 км/ч) (рис. 4.5.3, рис. 4.5.4).

Данные табл. 4.5.3 показывают, что понижение жёсткости рассматриваемой рессоры влечёт за собой значительное убывание ординат вершин первых низкочастотных максимумов спектров вертикальных ускорений приведённых в таблице точек. Что касается сиденья водителя, то такое уменьшение в большей степени проявляется на участке динамометрической дороги.

При этом наиболее существенное снижение ординаты вершины указанного пика характерно для точек, взятых посередине колёсной базы автомобиля-фургона (рис. 4.5.3, *в*, рис. 4.5.4, *в*). Причём, при перемещении по участку с ровным булыжником процент убывания указанной ординаты оказался в 2,33 раза больше, чем в случае передвижения по динамометрической дороге почти с той же скоростью.

Таблица 4.5.3. Процентное понижение ординаты первого низкочастотного пика графика спектральной плотности вертикальных ускорений для автомобиля-фургона с полной массой, укомплектованного задней девятилистовой рессорой по отношению к варианту установки штатной одиннадцатилистовой рессоры

Рассматриваемая точка	Динамометрическая дорога, 70 км/ч	Ровный булыжник, 60 км/ч
Подушка сиденья водителя	76	53
Фургон, над его третьей опорой	100	83
Фургон, над его пятой опорой	100	233

Необходимо напомнить, что для точек, взятых в передней части автомобиля-фургона, ордината первого спектрального максимума, отвечающая собственным колебаниям подрессоренной массы рассматриваемого автотранспортного средства на передних рессорах, для *порожного* автомобиля-фургона не изменялась (рис. 4.5.1, *а, б*; рис. 4.5.2, *а, б*). При перемещении автомобиля-фургона *со своей полной массой* происходит существенное понижение названных ординат

спектральных плотностей ускорений для указанных точек (рис. 4.5.3, *а, б*; рис. 4.5.4, *а, б*).

Для точек, взятых за задним мостом (в частности, на заднем свесе кузова), (рис. 4.5.3, *з*, рис. 4.5.4, *з*), при движении автомобиля-фургона с полной массой уменьшение жёсткости задней рессоры обуславливает возрастание ординаты низкочастотного спектрального максимума с одновременным сдвигом его вершины влево, на более низкую частоту.

Смещение рассматриваемого пика по частоте вызвано уменьшением жёсткости рассматриваемой рессоры. Возрастание ординаты упомянутого спектрального максимума обусловлено повышением добавки к вертикальным ускорениям составляющей от колебаний подрессоренных частей в продольно-угловом направлении. Это происходит вследствие перемещения центра продольно-угловых колебаний подрессоренных частей вдоль колёсной базы автомобиля-фургона в связи с убыванием жёсткостей задних подвесок.

Описанный эффект проявляется в наибольшей степени при перемещении автомобиля-фургона по участку с ровным булыжником (рис. 4.5.3, *з*). На отрезке динамометрической дороги ординаты указанного максимума с уменьшением жёсткости задней рессоры возрастают значительно меньше (рис. 4.5.4, *з*).

Упомянутое перемещение центра продольно-угловых колебаний является причиной ранее рассмотренного понижения ординат первых низкочастотных спектральных максимумов ускорений точек, взятых в передней части конструкции автомобиля-фургона (рис. 4.5.3, *а, б*; рис. 4.5.4, *а, б*). Оно происходит вследствие убывания добавки к вертикальным ускорениям составляющей от колебаний подрессоренных частей в продольно-угловом направлении, из-за перемещения центра продольно-угловых колебаний в связи с уменьшением жёсткостей задних подвесок.

Этим же объясняется и значительное снижение ординат первого спектрального пика для точек, взятых посередине колёсной базы автомобиля-фургона (на полу фургона, над пятой опорой, рис. 4.5.3, *в*, рис. 4.5.4, *в*). Причём, с убыванием жёсткости задней рессоры пятая опора становится наиболее близко размещённой к центру продольно-угловых колебаний подрессоренных частей.

Дальнейшее сопоставление графиков спектральных плотностей вертикальных ускорений для точек, взятых за задним мостом (в частности, на заднем свесе кузова), показало следующее (рис. 4.5.3, *з*, рис. 4.5.4, *з*).

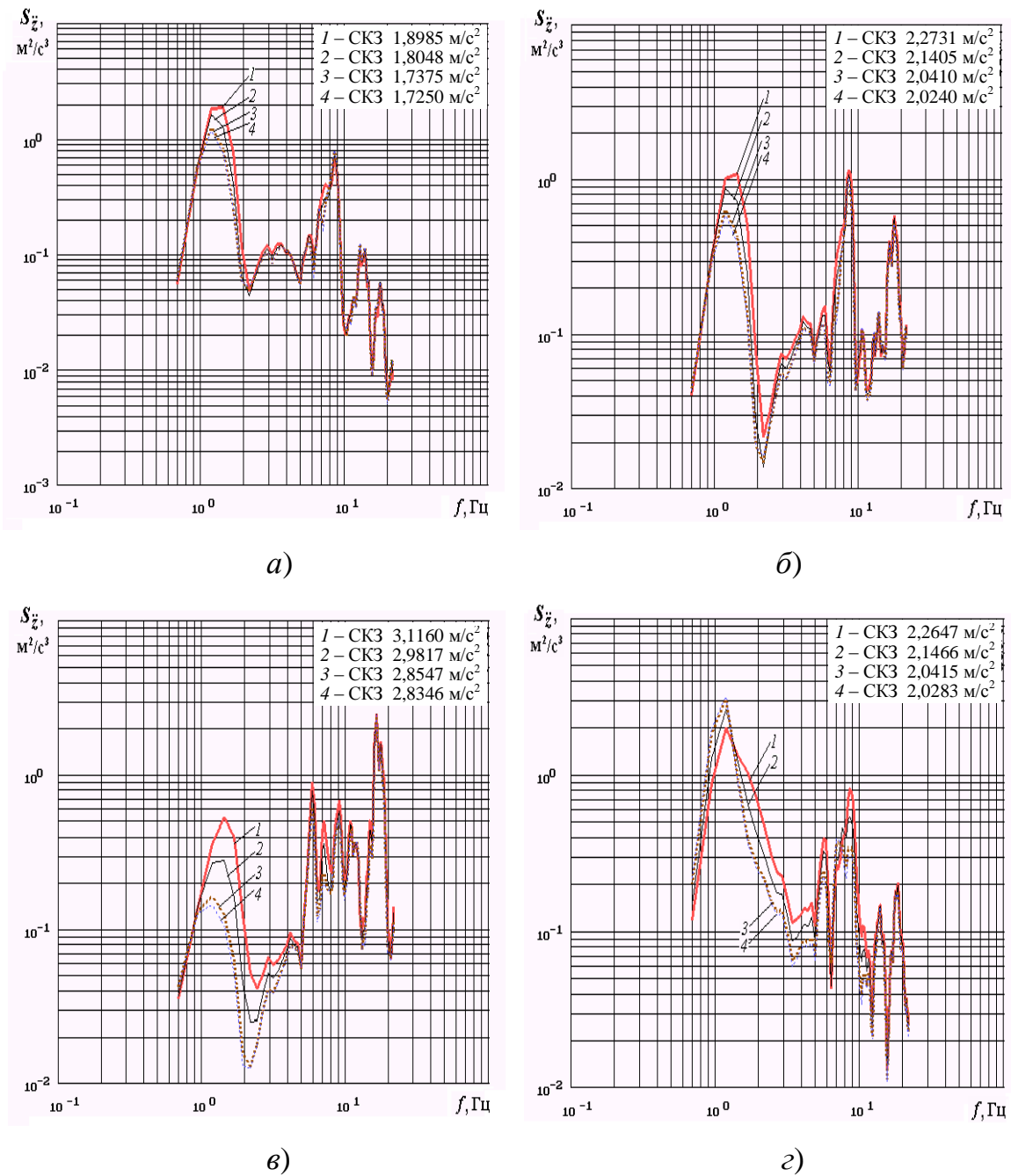


Рис. 4.5.3. Влияние жёсткости задней рессоры при оценке вибронгруженности автомобиля-фургона с полной массой. Графики спектральных плотностей вертикальных ускорений (ровный булыжник, 60 км/ч):

а) на подушке сиденья водителя автомобиля-фургона; *б)* на полу фургона, над его третьей опорой; *в)* на полу фургона, над его пятой опорой (посередине колёсной базы автомобиля-фургона); *г)* на заднем свесе фургона;

статическая жёсткость рессоры на первом и втором участках характеристики вертикальной упругости: 1 – 146,5 кН/м, 196,7 кН/м (11-листовая); 2 – 126,5 кН/м, 176,7 кН/м; 3 – 106,5 кН/м, 156,7 кН/м; 4 – 100 кН/м, 150,2 кН/м (9-листовая)

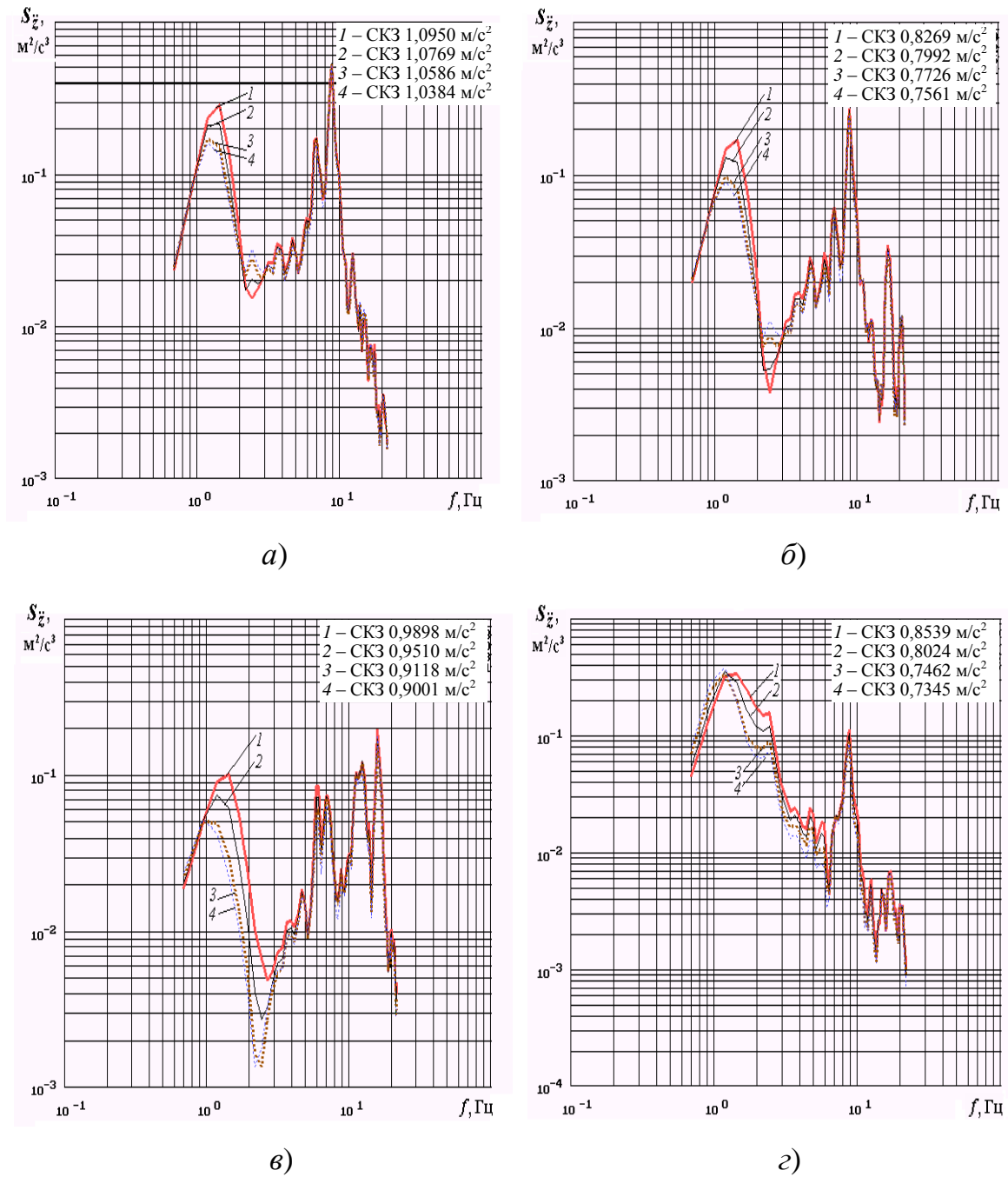


Рис. 4.5.4. Влияние жёсткости задней рессоры при оценке вибронгруженности автомобиля-фургона с полной массой. Графики спектральных плотностей вертикальных ускорений (динамометрическая дорога, 70 км/ч):

а) на подушке сиденья водителя автомобиля-фургона; *б)* на полу фургона, над его третьей опорой; *в)* на полу фургона, над его пятой опорой (посередине колёсной базы автомобиля-фургона); *г)* на заднем свесе фургона;

статическая жёсткость рессоры на первом и втором участках характеристики вертикальной упругости: 1 – 146,5 кН/м, 196,7 кН/м (11-листовая); 2 – 126,5 кН/м, 176,7 кН/м; 3 – 106,5 кН/м, 156,7 кН/м; 4 – 100 кН/м, 150,2 кН/м (9-листовая)

Со снижением жёсткости задней рессоры для подвесок с меньшей жёсткостью спектральные характеристики в дорезонансной области протекают выше, а в резонансной и зарезонансной зонах – ниже первоначального уровня. Поэтому основное убывание дисперсии вертикальных ускорений происходит в области 1,5 – 4 Гц, а максимальное её возрастание приходится на диапазон 0,7 – 1,5 Гц

Этим объясняется то, что приведённое в табл. 4.5.1 процентное понижение СКЗ вертикальных ускорений в связи с применением задней девятилистовой рессоры взамен штатной одиннадцатилистовой, определённое для всего анализируемого частотного интервала 0,7 – 22,4 Гц, оказалось меньше при перемещении автомобиля-фургона со своей полной массой, чем при его движении в порожнем состоянии.

Резюмируя вышеизложенное, приходим к следующему.

1. Оценка воздействия жесткостных параметров задних рессор на ускорения подрессоренных частей автомобиля-фургона во многом определяется его весовым состоянием. В связи с этим целесообразно выполнение расчётов для двух весовых состояний: при перемещении порожнего автомобиля-фургона, а также при полной его загрузке (т. е. с его полной массой).

2. Для **автомобиля-фургона в порожнем состоянии** в процессе спектрального анализа вертикальных ускорений характерных точек рассматриваемой конструкции удалось выявить следующие закономерности.

а) Для *точек, взятых посередине колёсной базы, а также в задней части* автомобиля-фургона, понижение жёсткости указанной выше рессоры влечёт за собой убывание ординат первых низкочастотных спектральных максимумов с одновременным смещением их вершин влево, на меньшую частоту. Сдвиг указанного пика по частоте вызван уменьшением жёсткости рассматриваемой рессоры, а понижение его ординаты обусловлено возрастанием относительного коэффициента затухания в связи со снижением жёсткости рессоры.

б) Для спектральных плотностей вертикальных ускорений *точек, взятых в передней части* автомобиля-фургона, убывание жёсткости задней рессоры влечёт за собой уменьшение площади, занимаемой низкочастотным спектральным максимумом, то есть возникновение более острого пика. Причём, расположение пика, отвечающего собственной частоте колебаний подрессоренных частей на передних рессорах, остаётся неизменным по ординате и частоте (поскольку статическая жёсткость передней рессоры постоянна), а образование острого пика

спектра наблюдается из-за убывания второго низкочастотного резонанса, возникающего вследствие воздействия колебаний задних рессор.

3. При перемещении **автомобиля-фургона со своей полной массой** путём спектрального анализа вертикальных ускорений характерных точек конструкции удалось выявить следующие закономерности.

а) Значительное понижение ординат первых низкочастотных спектральных максимумов ускорений *точек, взятых в передней части* конструкции автомобиля-фургона *и посередине его колёсной базы*, происходит вследствие убывания добавки к вертикальным ускорениям составляющей от колебаний подрессоренных частей в продольно-угловом направлении, из-за перемещения центра продольно-угловых колебаний в связи с уменьшением жёсткостей задних подвесок.

Причём, с убыванием жёсткости задней рессоры *точка, взятая посередине колёсной базы*, становится наиболее близко размещённой к центру продольно-угловых колебаний подрессоренных частей автомобиля-фургона. Этим и обусловлено существенное понижение ординаты первого спектрального максимума.

б) Для *точек, взятых за задним мостом*, уменьшение жёсткости задней рессоры обуславливает возрастание ординаты низкочастотного спектрального максимума с одновременным сдвигом его вершины влево, на более низкую частоту.

Перемещение рассматриваемого пика по частоте вызвано понижением собственной частоты колебаний подрессоренных частей на задних подвесках. Возрастание ординаты упомянутого спектрального максимума обусловлено повышением добавки к вертикальным ускорениям составляющей от колебаний подрессоренных частей в продольно-угловом направлении. Это происходит вследствие сдвига центра продольно-угловых колебаний подрессоренных частей вдоль колёсной базы автомобиля-фургона в связи с убыванием жёсткостей задних рессор.

Описанный эффект проявляется в наибольшей степени при перемещении фургона по участку с ровным булыжником. На отрезке динамометрической дороги ординаты указанного максимума с уменьшением жёсткости задней рессоры возрастают значительно меньше.

4. По результатам проведённых расчётов в качестве рациональных были предложены следующие значения жесткостных параметров задней рессоры: для

первого участка характеристики вертикальной упругости статическая жёсткость 100 кН/м, а для второго участка 150,2 кН/м.

Полученный в ходе расчётов результат по вертикальной жёсткости удалось конструктивно реализовать, удалив из штатной задней одиннадцатилистовой листовой рессоры четвёртый и шестой листы. Такое мероприятие привело также к существенному снижению веса задней рессоры (её масса уменьшилась с 70 кг до 59 кг).

4.6. Динамический анализ установки передних малолистовых рессор

До настоящего времени подвески с упругими элементами в виде листовых рессор находят широкое применение на грузовых транспортных средствах, прицепах отечественного и зарубежного производства, а также на некоторых легковых автомобилях и автобусах.

Тем не менее, многолистовая рессорная подвеска обладает следующими недостатками [62, 63, 170, 192, 201]:

- в связи с существенной массой рассматриваемого упругого элемента масса рессорного комплекта транспортного средства может достигать до 10 % от массы металлических изделий, входящих в его состав;
- рессорная подвеска отличается значительными межлистовым трением и жёсткостью, особенно при необходимости установки рессор с малой длиной и большим числом листов, и поэтому не обеспечивает необходимого снижения виброн нагруженности конструкции транспортного средства;
- в некоторых случаях отмечается недостаточная долговечность рессор.

В целях понижения виброн нагруженности конструкции автомобиля-фургона, а также массы рессор, целесообразно сократить число листов, входящих в состав рессоры. Комплектация листами, обладающими неизменным продольным сечением, влечёт за собой нерациональное использование металла вследствие существенного отклонения формы рессоры от балки равного сопротивления изгибу. В связи с этим, весьма перспективной представляется конструкция малолистовой рессоры, листы которой выполняются из проката переменного продольного профиля. Она обладает рядом преимуществ по отношению к обычной многолистовой рессоре [63, 64, 65, 199, 200, 329, 336, 346, 347]:

– улучшение виброзащитной способности подвески вследствие малого трения между листами, его эксплуатационной стабильности, а также меньшего повышения эквивалентной динамической жёсткости малолистовой рессоры по отношению к многолистовой в условиях малых амплитуд дорожных возмущений;

– при торможении и разгоне транспортного средства малолистовые рессоры способны всеми листами воспринимать скручивающий момент, действующий в продольной плоскости и стремящийся изогнуть рессору S-образно, а многолистовые рессоры воспринимают его только частью своих листов;

– уменьшение массы (на 25 – 30 %), обеспечиваемое возможностью повышения допускаемых напряжений, что обусловлено более равномерным их распределением между листами рациональной формы;

– бóльшая долговечность вследствие уменьшения износа из-за сокращения числа поверхностей трения и их расположения лишь по концам листов; применения стойкого антикоррозийного покрытия листов цинкосодержащей краской при использовании технологии полистовой окраски; возможности использования более эффективного упрочнения (сначала – дробеструйный наклёп в напряжённом состоянии каждого из листов, а затем – пластическая осадка рессоры);

– малолистовая рессора обладает высотой пакета листов значительно меньшей, чем многолистовая, что обеспечивает возможность понижения погруженной высоты транспортного средства.

Вначале малолистовые рессоры включались в состав модели передней подвески автомобиля-фургона. Расчётная оценка их эффективности осуществлялась при перемещении автомобиля-фургона по отрезку динамометрической дороги (длина 1000 м, скорость 70 км/ч), а также по участку с ровным булыжником (длина 1000 м, скорость 60 км/ч) [198, 187]. Взамен серийных пятилистовых рессор устанавливались двухлистовые.

Как было показано ранее (п. 4.4), виброн нагруженность автомобиля-фургона во многом определяется его весовым состоянием. Поэтому расчёты осуществлялись при перемещении как порожнего автомобиля-фургона, так и с полной его массой.

Оценку виброн нагруженности начнём с сопоставления значений СКЗ вертикальных ускорений при движении **порожнего автомобиля-фургона.**

Рассматривая изменение *СКЗ вертикальных ускорений* в частотной области 0,7 ... 22,4 Гц, замечаем, что комплектация передней малолистовой рессорой обеспечивает увеличение СКЗ точек, взятых в передней части рассматриваемого объекта (например, на подушке сиденья водителя автомобиля-фургона; на полу фургона, над его третьей опорой; на поперечине рамы, под задней опорой силового агрегата) (рис. 4.6.1, *а, б, в*; рис. 4.6.2, *а, б, в*).

Определив СКЗ ускорений в интервале 2,5 – 6 Гц, удалось установить, что с применением варианта малолистовой рессоры величины рассматриваемого показателя понижаются. Описанное изменение СКЗ происходит вследствие пяти-, шестикратного уменьшения сухого межлистового трения в малолистовой рессоре по сравнению с её многолистовым вариантом, так как динамический ход двухлистовой рессоры сопровождается возникновением сил трения, в основном, по концам соответствующих листов.

Итак, проведённое сопоставление СКЗ вертикальных ускорений, позволило выявить, что при комплектации малолистовой рессорой взамен обычной многолистовой в низкочастотной зоне спектра их значения возрастают, а в интервале 2,5 – 6 Гц, происходит резкое их снижение.

Более информативную оценку воздействия передних малолистовых рессор на характер вибронгруженности удаётся осуществить путём сопоставления *спектральных характеристик вертикальных ускорений* (рис. 4.6.1, рис. 4.6.2).

При этом для точек, находящихся в передней части конструкции автомобиля-фургона, чётко проявляются следующие зависимости, прослеживающиеся при передвижении по участку с ровным булыжником, а также по соответствующему отрезку динамометрической дороги.

В связи с комплектацией передними двухлистовыми рессорами, появляется резкое возрастание ординат первого низкочастотного спектрального пика, который соответствует собственным колебаниям на передней подвеске подрессоренных масс автомобиля-фургона, с одновременным понижением уровня спектральной характеристики в межрезонансном интервале (2,5 – 6 Гц), что обусловлено существенным (в 5 – 6 раз) снижением сил сухого трения в малолистовых рессорах.

В результате, с позиций снижения вибронгруженности, при применении передних малолистовых рессор наибольший эффект наблюдается в диапазоне 2,5 – 6 Гц.

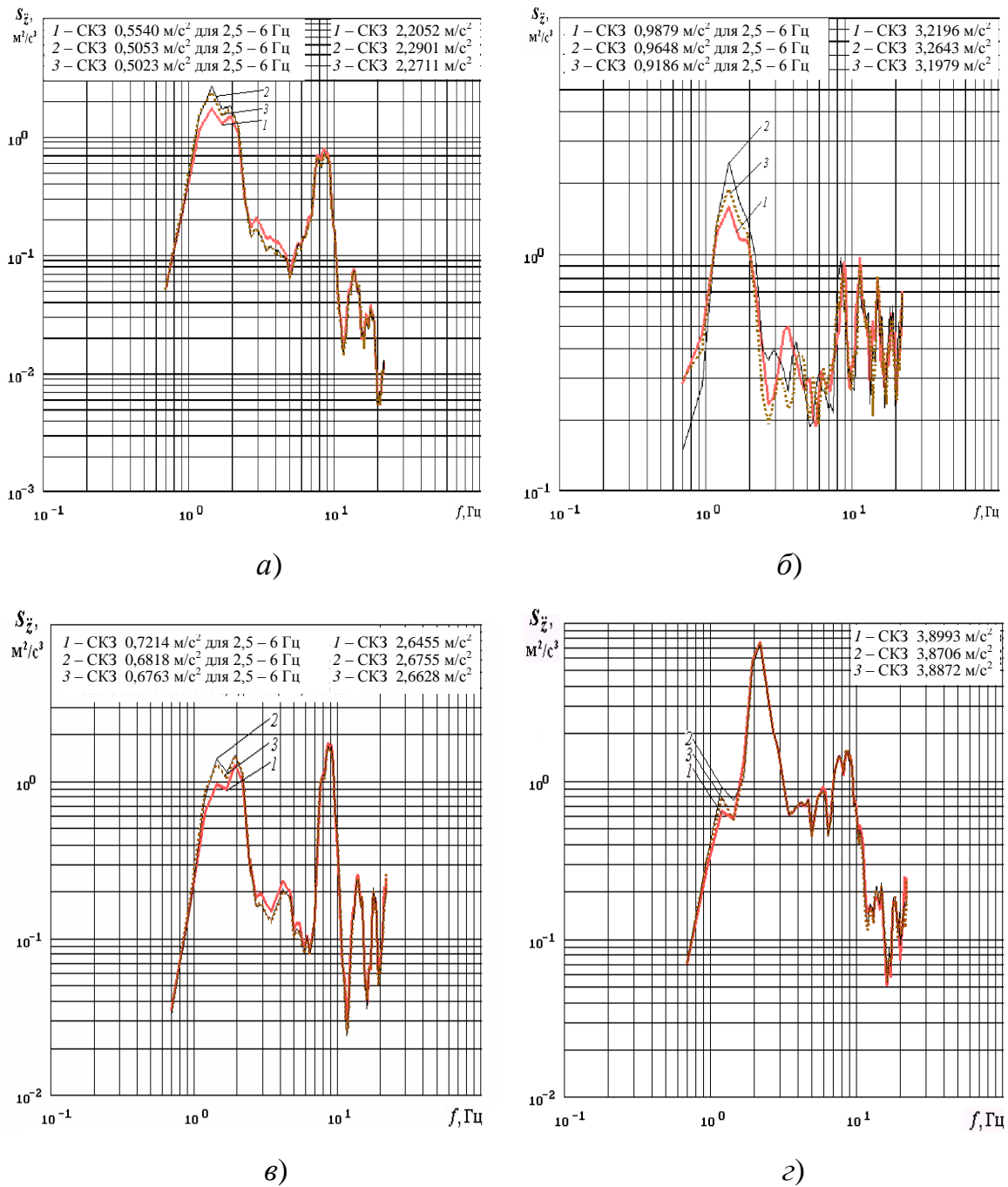


Рис. 4.6.1. Воздействие установки передних малолистовых рессор на характер вибронегруженности автомобиля-фургона в порожнем состоянии. Спектральные вертикальных ускорений (ровный булыжник, 60 км/ч):

а) на подушке сиденья водителя; *б)* на поперечине рамы, под задней опорой силового агрегата; *в)* над третьей опорой кузова, на полу; *г)* в области заднего свеса кузова;

передняя рессора: 1 – многолистовая, статическая жёсткость 74 кН/м; 2 – малолистовая, статическая жёсткость 79,4 кН/м; 3 – малолистовая, статическая жёсткость 74 кН/м

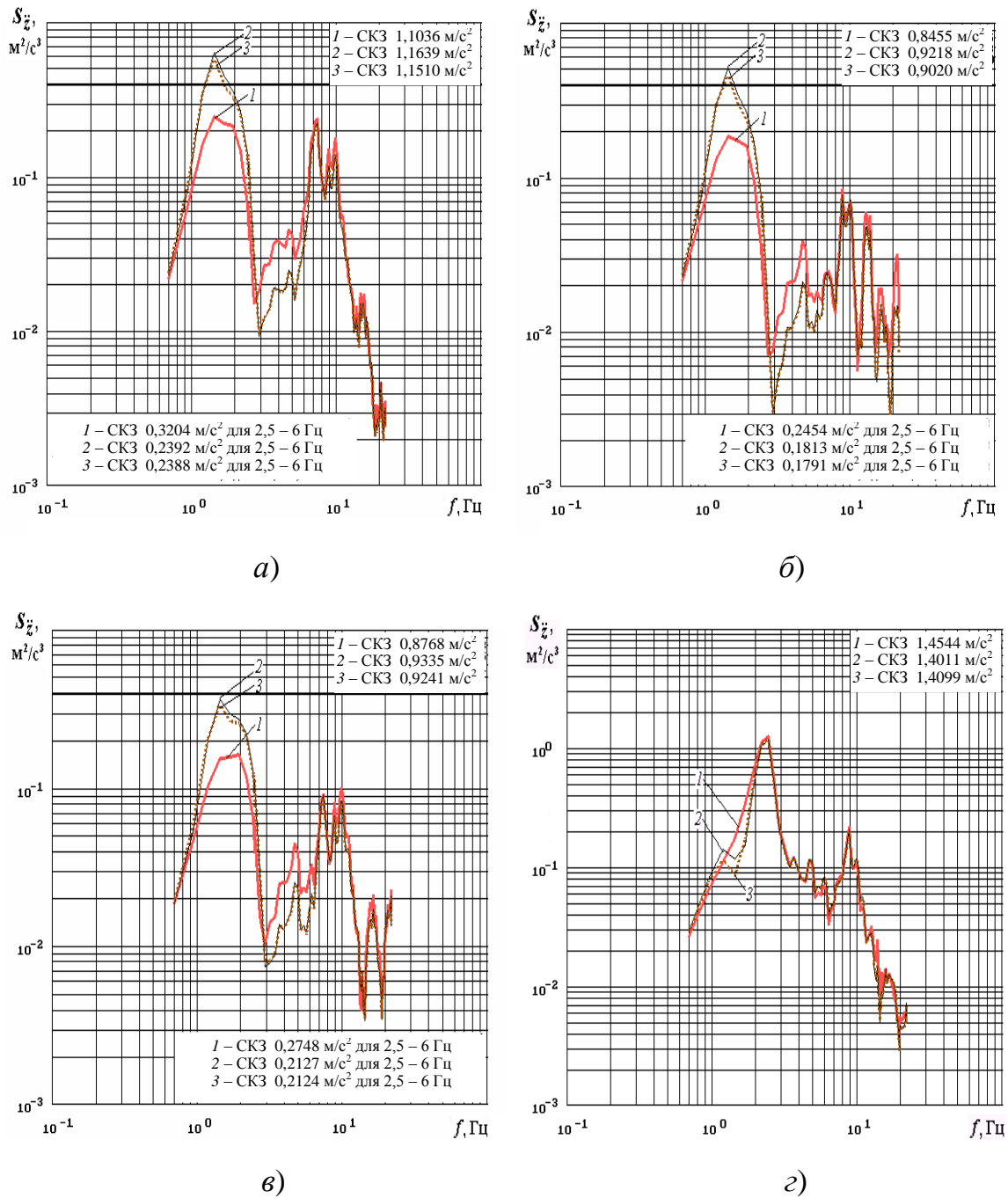


Рис. 4.6.2. Воздействие установки передних малолистовых рессор на характер вибронгруженности автомобиля-фургона в порожнем состоянии. Спектральные характеристики вертикальных ускорений (динамометрическая дорога, 70 км/ч):

а) на подушке сиденья водителя; *б)* на поперечине рамы, под задней опорой силового агрегата; *в)* над третьей опорой кузова, на полу; *г)* в области заднего свеса кузова;

передняя рессора: 1 – многолистовая, статическая жёсткость 74 кН/м; 2 – малолистовая, статическая жесткость 79,4 кН/м; 3 – малолистовая, статическая жесткость 74 кН/м

В случае перемещения автомобиля-фургона в порожнем состоянии по участку динамометрической дороги ординаты низкочастотного спектрального максимума возрастают, а в межрезонансном интервале соответственно убывают, в существенно большей степени, чем при перемещении по отрезку с ровным булыжником, что свидетельствует о более заметном влиянии сухого трения при перемещении по дорожному полотну с качественным покрытием.

Эквивалентный коэффициент демпфирования за счёт сухого трения в значительной мере определяется СКЗ скорости вертикальных прогибов соответствующих рессор [296]. Причём, наибольшая разница в демпфировании многолиствого и малолиствого вариантов рессор наиболее заметна для малых значений деформаций рессоры, проявляющихся при перемещении автомобиля-фургона на ровных дорогах. В связи с этим, при комплектации малолистовым вариантом рессоры различия в уровнях спектральной плотности в низкочастотной и межрезонансной зонах оказались наибольшими на дорогах с качественным покрытием (при перемещении по отрезку динамометрической дороги) и уменьшаются при повышении уровня внешнего кинематического воздействия (в случае замощения ровным булыжником).

В частности, рис. 4.6.1, *а, б, в*; рис. 4.6.2, *а, б, в* иллюстрируют, что комплектация передними малолистовыми рессорами обеспечивает увеличение ординат вершины первого низкочастотного пика спектральных характеристик точек, взятых в передней части конструкции автомобиля-фургона (на подушке сиденья; под задней опорой силового агрегата, на поперечине рамы; над третьей опорой кузова, на полу), в 1,5 раза – в случае покрытия ровным булыжником и в 2,5 раза – в случае перемещения по участку динамометрической дороги.

Снижение статической жёсткости каждой из передних малолистовых рессор на 7,3 %, то есть с 79,4 кН/м до 74 кН/м провоцирует уменьшение уровня спектральной характеристики в области первого резонансного пика. Это характерно для точек, взятых в передней части конструкции автомобиля-фургона (рис. 4.6.1, *а, б, в*; рис. 4.6.2, *а, б, в*). Причём, смещения рассматриваемого пика по частоте не происходит, в связи с малостью диапазона изменения жёсткости каждой из передних рессор.

При рассматриваемом уменьшении жёсткости изменение ординат низкочастотного спектрального пика незначительно (в особенности, при перемещении на участке динамометрической дороги) по сравнению с повышением орди-

нат низкочастотного спектрального пика в связи с установкой передних малолистовых рессор, обусловленным понижением эквивалентного коэффициента демпфирования за счёт сухого трения.

Представленные графики позволили обнаружить, что при снижении статической жёсткости каждой из передних малолистовых рессор на 7,3 % (то есть до жёсткости многолистового варианта рессоры) показатели вибронагруженности улучшаются незначительно. Однако, в таком случае заметно повышаются значения динамических и статических напряжений в рессоре, негативно сказываясь на её долговечности. В связи с этим, при комплектации малолистовыми рессорами целесообразен выбор величины статической жёсткости, превышающей на 7 – 15 % жёсткость многолистового варианта рессоры. Тогда, незначительно проигрывая с позиций вибронагруженности, удастся достигнуть существенного повышения долговечности малолистовой рессоры.

При сопоставлении спектральных характеристик вертикальных ускорений точек, взятых за задним мостом (рис. 4.6.1, *г*; рис. 4.6.2, *г*), было замечено, что при перемещении по участку динамометрической дороги дисперсия вертикальных ускорений в диапазоне 1 – 2 Гц заметно снижается. В указанном интервале располагается первый низкочастотный спектральный максимум, обусловленный воздействием колебаний передних рессор на задние.

Как видим, вследствие воздействия колебаний передних рессор на колебания задних, на спектральных характеристиках ускорений точек, находящихся за задним мостом, в низкочастотном интервале появляются два максимума, сливающиеся в один (рис. 4.6.1, *г*; рис. 4.6.2, *г*). Так как рассматриваемый пик образуется при слиянии двух вышеназванных пиков, то расположение максимума, отвечающего собственной частоте колебаний подрессоренных частей на задних рессорах, остаётся неизменным по ординате и частоте (2,2 Гц) (поскольку статическая жёсткость задних рессор не меняется), а понижение уровня спектральной характеристики в зоне низкочастотного резонанса происходит вследствие уменьшения низкочастотного резонанса на частоте 1,2 Гц, возникающего из-за влияния колебаний передних рессор.

Степень воздействия колебаний передних малолистовых рессор на колебания задних многолистовых определяется уровнем внешнего кинематического возбуждения и в большей степени проявляется при перемещении по дорогам с хорошим покрытием (по участку динамометрической дороги).

Рассмотрим теперь *СКЗ вертикальных ускорений*, полученных при перемещении **автомобиля-фургона со своей полной массой** на участке с ровным булыжником (60 км/ч) (рис. 4.6.3), а также по отрезку динамометрической дороги (70 км/ч) (рис. 4.6.4) [187].

Тенденция изменения СКЗ вертикальных ускорений точек, взятых в передней части рассматриваемого объекта, аналогична рассмотренной для автомобиля-фургона в порожнем состоянии и определяется существенным (в 5 – 6 раз) снижением сил сухого трения в малолистовых рессорах, а следовательно, – эквивалентного коэффициента демпфирования сухим трением, по сравнению с вариантом многолистовой рессоры.

Более подробное впечатление о воздействии установки передних малолистовых рессор на характер вибронагруженности автомобиля-фургона со своей полной массой складывается при сопоставлении *спектральных характеристик вертикальных ускорений* соответствующих точек конструкции (рис. 4.6.3, рис. 4.6.4).

Что касается точек, находящихся *в передней части рассматриваемого объекта*, то для них проявляются зависимости, выявленные ранее при перемещении автомобиля-фургона в порожнем состоянии (рис. 4.6.3, *а, б, в*; рис. 4.6.4, *а, б, в*).

Характер зависимостей спектральных плотностей вертикальных ускорений *в точках, взятых за задним мостом* (в частности, в области заднего свеса кузова), при перемещении объекта со своей полной массой существенно отличается по сравнению с вариантом перемещения автомобиля-фургона в своём порожнем состоянии (рис. 4.6.3, *г*; рис. 4.6.4, *г*).

Кроме того, в случае передвижения объекта со своей полной массой заметны различия в поведении спектральных характеристик, определяемые уровнем внешнего дорожного воздействия.

В случае перемещения по отрезку динамометрической дороги (70 км/ч) при установке передних малолистовых рессор для точек, взятых за задним мостом автомобиля-фургона, отчётливо прослеживается разделение низкочастотного спектрального максимума на два резонансных пика (рис. 4.6.4, *г*).

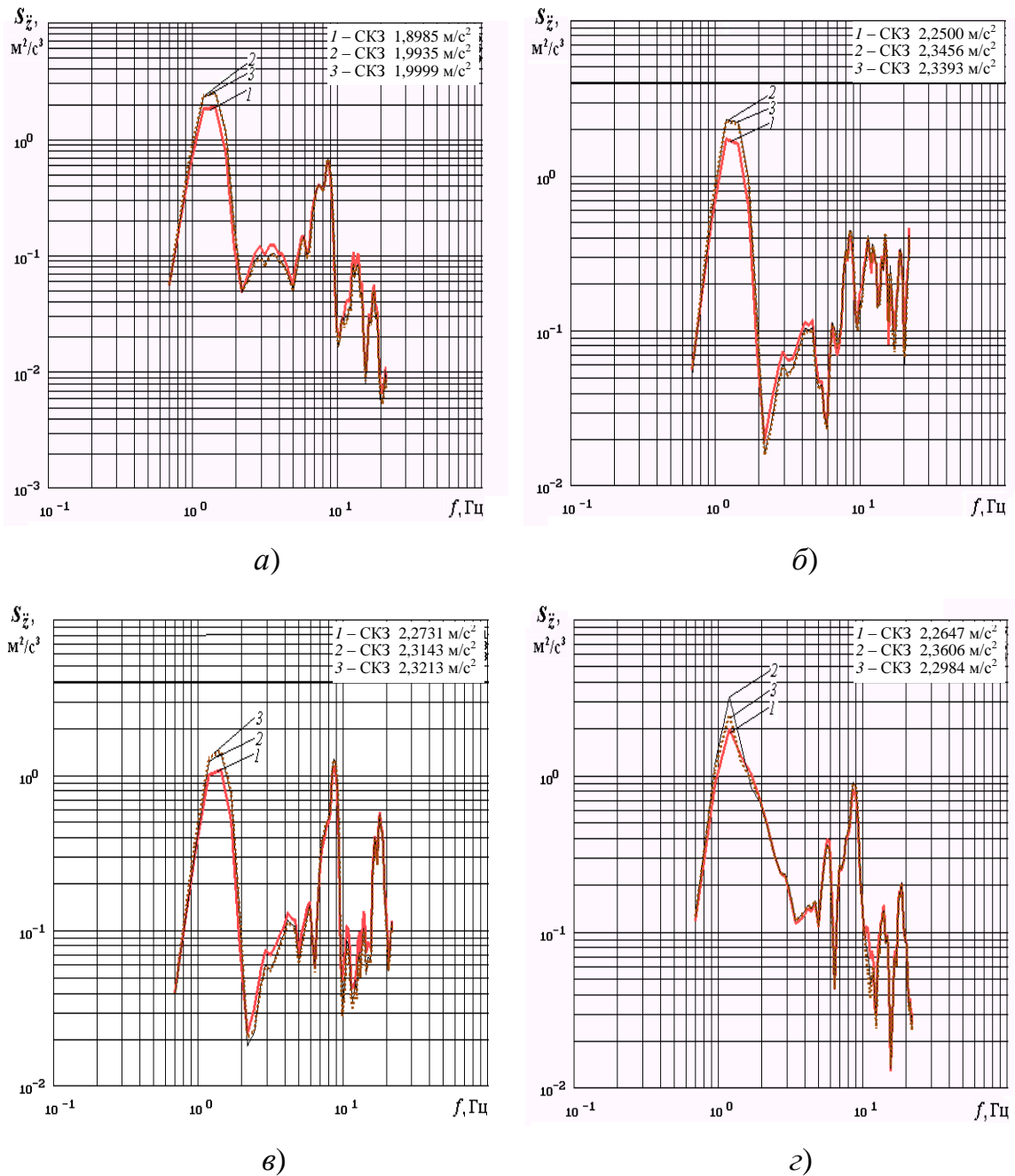


Рис. 4.6.3. Воздействие установки передних малолистовых рессор на характер вибронагруженности автомобиля-фургона со своей полной массой. Графики спектральных плотностей вертикальных ускорений (ровный булыжник, 60 км/ч):

а) на подушке сиденья водителя; *б)* на поперечине рамы, под задней опорой силового агрегата; *в)* над третьей опорой кузова, на полу; *г)* в области заднего свеса кузова;

передняя рессора: *1* – многолистовая, статическая жёсткость 74 кН/м; *2* – малолистовая, статическая жёсткость 79,4 кН/м; *3* – малолистовая, статическая жёсткость 74 кН/м

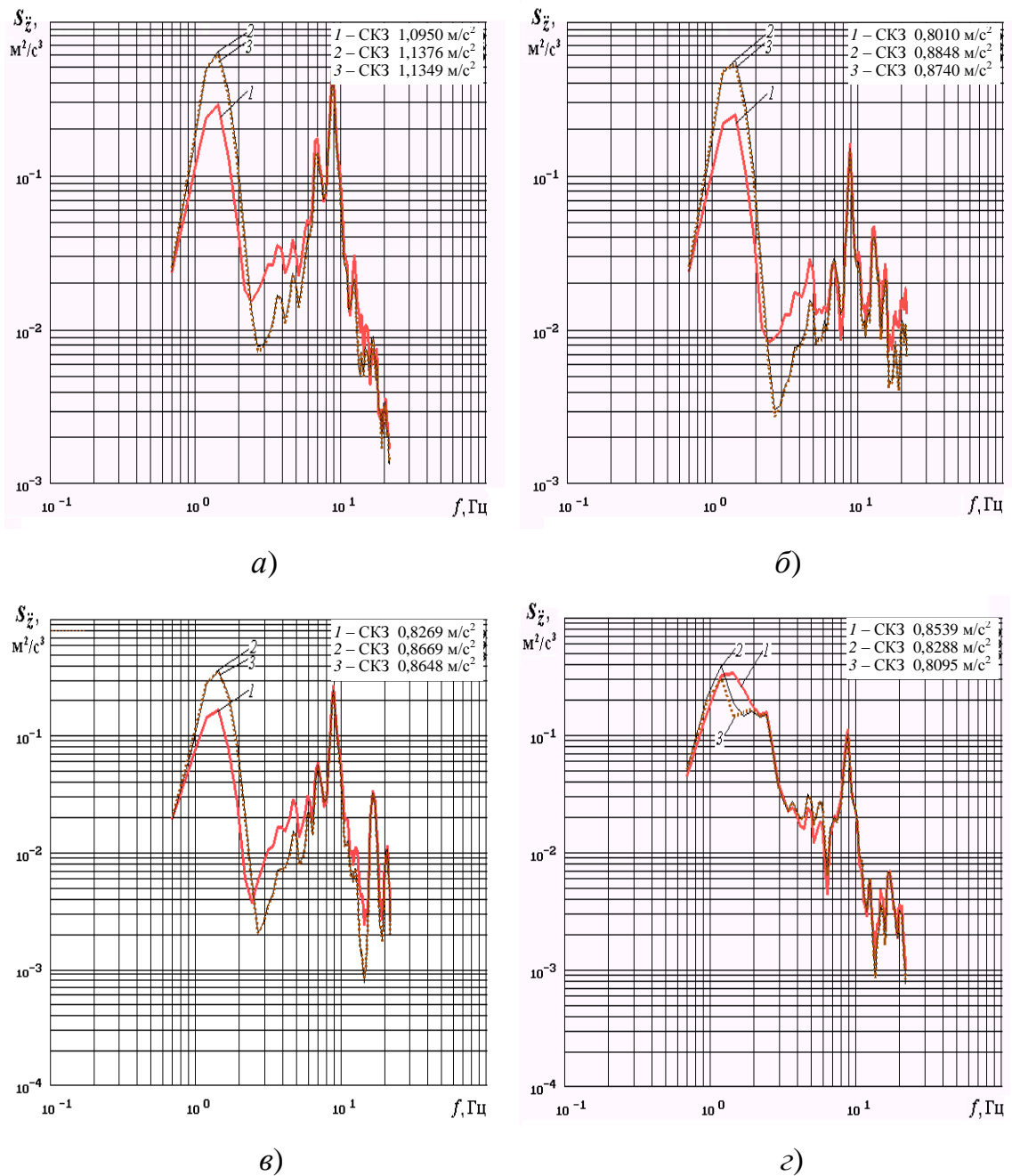


Рис. 4.6.4. Воздействие установки передних малолистовых рессор на характер вибронагруженности автомобиля-фургона со своей полной массой. Графики спектральных плотностей вертикальных ускорений (динамометрическая дорога, 70 км/ч):

а) на подушке сиденья водителя; б) на поперечине рамы, под задней опорой силового агрегата; в) над третьей опорой кузова, на полу; г) в области заднего свеса кузова;

передняя рессора: 1 – многолистовая, статическая жёсткость 74 кН/м; 2 – малолистовая, статическая жёсткость 79,4 кН/м; 3 – малолистовая, статическая жёсткость 74 кН/м

Один из них, обусловленный влиянием колебаний передних рессор на колебания задних, соответствует частоте 1,2 Гц. Другой же максимум, с вершиной на частоте 2,2 Гц, определяется собственной частотой колебаний подрессоренных масс автомобиля-фургона на задних рессорах. Отмеченное различие в размещении по частоте указанных максимумов вызвано значительно большими жёсткостями задних рессор по сравнению с передними, что, в особенности, заметно в случае полной загрузки автомобиля-фургона.

Очевидно, что ордината второго низкочастотного спектрального пика, определяемого собственными колебаниями подрессоренных масс на задних рессорах, при установке передних малолистовых рессор и изменении жёсткости каждой из них остаётся неизменной (рис. 4.6.4, з).

В случае передвижения автомобиля-фургона по участку с ровным булыжником рассмотренное ранее разделение низкочастотного максимума спектральной характеристики не проявляется (рис. 4.6.3, з). Так как эквивалентная жёсткость каждой из задних рессор меньше при передвижении по участку с ровным булыжником, чем на отрезке динамометрической дороги, то происходит смещение ординаты спектрального пика, определяемого собственной частотой колебаний подрессоренных масс на задних рессорах, влево, на меньшую частоту. В результате наблюдается приближение этого максимума по частоте к спектральному пику, находящемуся на 1,2 Гц и обусловленному воздействием колебаний передних рессор.

При установке передних малолистовых рессор заметно увеличивается ордината первого низкочастотного спектрального максимума на 1,2 Гц (рис. 4.6.3, з, рис. 4.6.4, з). Наблюдаемый эффект происходит вследствие увеличения амплитуды продольно-угловых колебаний, что провоцирует повышение вертикальных ускорений (особенно при передвижении по дороге с булыжным покрытием), а также наличия нелинейностей гистерезисных динамических характеристик рессорных подвесок.

При понижении жёсткости передней малолистовой рессоры на спектральных плотностях ускорений точек, находящихся за задним мостом, уменьшается ордината вершины спектрального пика, расположившегося на 1,2 Гц.

Резюмируя вышеизложенное, приходим к следующему.

1) При комплектации передними двухлистовыми рессорами вместо многолиствого варианта рессор для точек, взятых в передней части конструкции ав-

томобиля-фургона, появляется резкое возрастание ординат первого низкочастотного спектрального пика, который соответствует собственным колебаниям на передней подвеске подрессоренных масс автомобиля-фургона, с одновременным понижением уровня спектральной характеристики в межрезонансном интервале (2,5 – 6 Гц). В результате, с позиций снижения вибронагруженности, при применении передних малолистовых рессор в сочетании с серийными амортизаторами, предназначенными для подвесок с многолистовыми рессорами, наибольший эффект наблюдается в диапазоне 2,5 – 6 Гц.

Это обусловлено существенным (в 5 – 6 раз) снижением сил сухого трения в малолистовых рессорах, а вместе с ним и коэффициента эквивалентного демпфирования за счёт сухого трения.

Причём, наибольшая разница в демпфировании многолиствого и малолиствого вариантов рессор наиболее заметна для малых значений деформаций рессор, проявляющихся при перемещении автомобиля-фургона на ровных дорогах. В связи с этим, при комплектации малолистовым вариантом рессоры различия в уровнях спектральной плотности в низкочастотной (1 – 2 Гц) и межрезонансной (2,5 – 6 Гц) зонах оказались наибольшими на дорогах с качественным покрытием (при перемещении по отрезку динамометрической дороги) и уменьшаются при повышении уровня внешнего кинематического воздействия (в случае замощения ровным булыжником).

2) При понижении статической жёсткости каждой из передних малолистовых рессор до жёсткости многолиствого варианта рессоры показатели вибронагруженности улучшаются незначительно. Однако, в таком случае заметно повышаются значения динамических и статических напряжений в рессоре, негативно сказываясь на её долговечности. В связи с этим, при комплектации малолистовыми рессорами целесообразен выбор величины статической жёсткости, превышающей на 7 – 15 % жёсткость многолиствого варианта рессоры. Тогда, незначительно проигрывая с позиций вибронагруженности, удастся достигнуть существенного повышения долговечности малолистовой рессоры.

3) С установкой передних малолистовых рессоры удаётся получить существенный выигрыш по массе рессоры (для рассматриваемой конструкции достигнуто снижение массы с 38 до 28 кг).

4.7. Динамический анализ установки задних малолистовых рессор

Рассматривалось включение в состав динамической модели автомобиля-фургона двух вариантов задних малолистовых рессор: трёх- и двухлистовые рессоры с одинаковыми однолистовыми дополнительными рессорами. При этом двухлистовая рессора предназначена для установки на рассматриваемый автомобиль-фургон ЗиЛ-5301СС с цельнометаллическим кузовом, а трёхлистовая – для комплектации грузовика ЗиЛ-5301 (для него статическая нагрузка при полной массе, приходящаяся на задний мост, на 28 % больше, чем для рассматриваемого автомобиля-фургона). Расчёты осуществлялись в процессе рассмотрения перемещения указанного объекта как в порожнем состоянии, так и со своей полной массой.

Определим *тенденцию изменения СКЗ вертикальных ускорений* в характерных точках.

Комплектация задней малолистовой рессорой способствует уменьшению СКЗ ускорений ряда точек порожнего автомобиля-фургона. Причём, максимальное понижение СКЗ происходит для точек, взятых в задней части рассматриваемого объекта. Убывание СКЗ происходит не только сзади, но и в передней части транспортного средства, что свидетельствует о воздействии колебаний задних подвесок на колебания передних. Как и ожидалось, комплектация задней двухлистовой рессорой обуславливает существенное снижение СКЗ по отношению к варианту трёхлистовой рессоры.

Более детальный анализ колебательных процессов удалось осуществить путём *сопоставления спектральных плотностей вертикальных ускорений в характерных точках*.

Особенности изменения спектральных характеристик во многом определяются весовым состоянием автомобиля-фургона. Сначала оценим воздействие от задней малолистовой рессоры при перемещении **порожнего автомобиля-фургона** (рис. 4.7.1, рис. 4.7.2).

Сопоставим *спектральные плотности для точек, взятых посередине колёсной базы* (над пятой опорой кузова, на полу), а также *в задней части указанного автотранспортного средства* (в области заднего свеса кузова) (рис. 4.7.1, б, в; рис. 4.7.2, б, в).

Рассматривая спектральные плотности ускорений в приведённых в табл. 4.7.1 точках, замечаем, что комплектация задней двухлистовой рессорой обеспечивает снижение ординаты низкочастотного спектрального максимума с одновременным сдвигом его вершины влево, на меньшую частоту.

Таблица 4.7.1. Процентное понижение ординаты первого низкочастотного спектрального пика вертикальных ускорений для автомобиля-фургона в порожнем состоянии с задними двухлистовыми рессорами по отношению к варианту установки штатных одиннадцатилистовых задних рессор

Рассматриваемая точка	Динамометрическая дорога, 70 км/ч	Ровный булыжник, 60 км/ч
кузов, над пятой опорой	33	250
задний свес кузова	117	344

Смещение частоты расположения указанного максимума обусловлено убыванием жёсткости задних двухлистовых рессор на первом участке их характеристик вертикальной упругости, а понижение его ординаты объясняется возрастанием относительного коэффициента затухания в связи с уменьшением жёсткости рессоры.

Причём, наибольшее процентное уменьшение названного максимума было зафиксировано при перемещении по участку с ровным булыжником. К тому же, для точек, выбранных посередине колёсной базы автомобиля-фургона, процент уменьшения первого пика меньше, чем для точек, взятых за задним мостом.

Сравнивая спектральные плотности при наличии задних малолистовых рессор с исходным вариантом одиннадцатилистовой рессоры, отмечаем, что при подвесках с меньшей жёсткостью в дорезонансной области спектральные характеристики протекают выше, а в резонансном и зарезонансном диапазонах – ниже первоначальной. Это означает, что с целью понижения амплитуд вертикальных колебаний жёсткость целесообразно принимать по-возможности меньшей, но, вместе с тем, она должна быть достаточной для достижения требуемого запаса потенциальной энергии, чтобы предохранить подвеску от возможных «пробоев».

Приведённые на рис. 4.7.1, 4.7.2 графики показывают, что эффективность комплектации задней трёхлистовой рессорой по сравнению с исходной одина-

дцатилистовой существенно меньше, чем двухлистовой, что обусловлено более высокой статической жёсткостью трёхлистовой рессоры.

С установкой *задних трёхлистовых рессор* вместо серийных одиннадцатилистовых осуществляется повышение ординат вершины первого спектрального пика на 15 – 20 % при перемещении по отрезку динамометрической дороги, а для точки, находящейся посередине колёсной базы (над пятой опорой кузова, на его полу), – на 50 %, сопровождающееся соответствующим понижением уровня спектральной характеристики в межрезонансной зоне (3 – 6 Гц), а также в области появления высокочастотного резонанса. При перемещении автомобиля-фургона по участку с ровным булыжником описанный эффект проявляется значительно меньше.

Наблюдаемое изменение спектра определяется значительным (в 5 – 6 раз) убыванием сухого (межлистового) трения в задних малолистовых рессорах по сравнению с их многолистовым вариантом, а значит – эквивалентного коэффициента демпфирования за счёт сухого трения. К тому же, наибольшая разница в демпфировании многолистового и малолистового вариантов рессор особенно заметна для малых значений деформаций рессоры, проявляющихся при перемещении автомобиля-фургона по дорогам с ровным покрытием, так как эквивалентный коэффициент демпфирования за счёт сухого трения в значительной мере определяется СКЗ скорости вертикальных прогибов соответствующих рессор [296]. В связи с этим, при комплектации малолистовым вариантом рессоры различия в уровнях спектральной плотности в низкочастотной и межрезонансной зонах оказались наибольшими на дорогах с ровным покрытием (при перемещении по отрезку динамометрической дороги) и менее заметны при повышении уровня внешнего кинематического воздействия (в случае замощения ровным булыжником).

Как было отмечено ранее (п. 4.5), вследствие воздействия колебаний задних рессор на колебания передних на *спектральных характеристиках ускорений точек, взятых в передней части* рассматриваемого объекта, в низкочастотном диапазоне чётко проявляются два спектральных пика, сливающиеся в один при повышении скорости перемещения до 70 км/ч в случае динамометрической дороги и до 60 км/ч – при покрытии ровным булыжником.

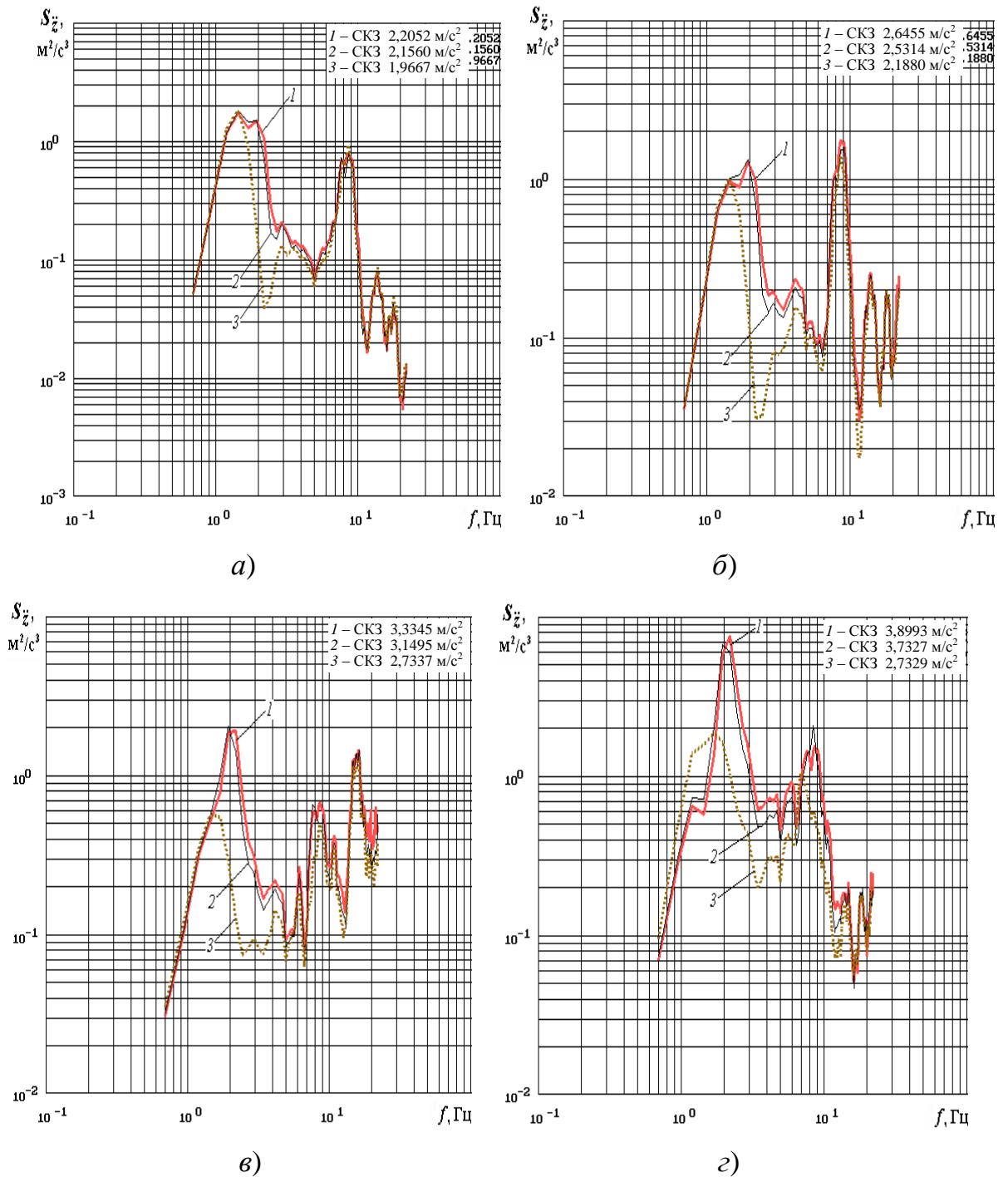


Рис. 4.7.1. Воздействие установки задних малолистовых рессор на характер виброн нагруженности автомобиля-фургона в порожнем состоянии. Графики спектральных плотностей вертикальных ускорений (ровный булыжник, 60 км/ч):

а) на подушке сиденья водителя; *б)* над третьей опорой кузова, на полу; *в)* над пятой опорой кузова, на полу; *г)* в области заднего свеса кузова;

1 – передние и задние рессоры многолистовые; задние рессоры малолистовые: *2* – 3 листа + однолистовая дополнительная рессора; *3* – 2 листа + однолистовая дополнительная рессора

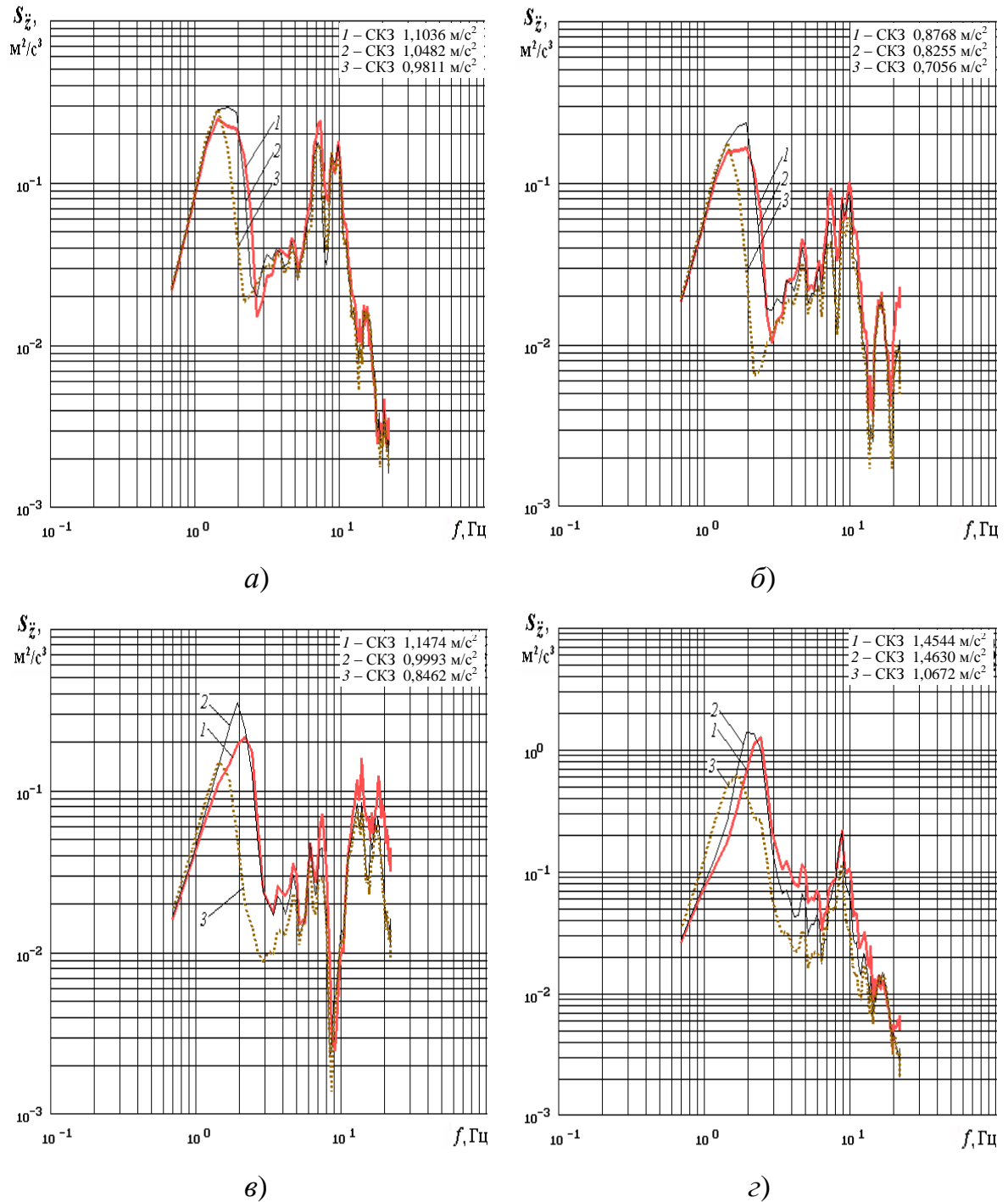


Рис. 4.7.2. Воздействие установки задних малолистовых рессор на характер виброн нагруженности автомобиля-фургона в порожнем состоянии. Графики спектральных плотностей вертикальных ускорений (динамометрическая дорога, 70 км/ч):

а) на подушке сиденья водителя; *б)* над третьей опорой кузова, на полу; *в)* над пятой опорой кузова, на полу; *г)* в области заднего свеса кузова;

1 – передние и задние рессоры многолистовые; задние рессоры малолистовые: *2* – 3 листа + однолистовая дополнительная рессора; *3* – 2 листа + однолистовая дополнительная рессора

В результате снижения жёсткости каждой из задних малолистовых рессор (то есть при комплектации задними двухлистовыми рессорами вместо трёхлистовых) положение пика, определяемого собственной частотой колебаний на передних рессорах, остаётся неизменным по своим частоте и ординате (поскольку статическая жёсткость передних рессор не изменяется), а понижение уровня спектральной плотности с образованием более острого спектрального пика происходит вследствие уменьшения другого низкочастотного резонанса, обусловленного воздействием колебаний задних рессор (рис. 4.7.1, *а, б*; рис. 4.7.2, *а, б*).

При перемещении автомобиля-фургона со своей полной массой были зафиксированы несколько иные закономерности для спектральных плотностей вертикальных ускорений.

Значение ординаты первого спектрального максимума определяется, по существу, *двумя факторами*:

1) смещением центра продольно-угловых колебаний подрессоренных масс названного автотранспортного средства вдоль его колёсной базы, которое осуществляется в связи с убыванием жёсткостей задних подвесок;

2) значительным (пяти-, шестикратным) убыванием эквивалентного коэффициента демпфирования сухим трением вертикальных колебаний подрессоренных масс рассматриваемого транспортного средства, обеспечиваемым комплектацией задними малолистовыми рессорами.

В связи с первой причиной, повышение ординаты низкочастотного спектрального максимума для *точек, взятых за задним мостом*, обусловлено возрастанием добавки к вертикальным ускорениям составляющей от колебаний подрессоренных масс автобуса в продольно-угловом направлении. Это вызывает увеличение первого резонансного пика спектральных плотностей ускорений названных точек с уменьшением жёсткостей задних малолистовых рессор (то есть при рассмотрении варианта двухлистовых рессор вместо трёхлистовых) (рис. 4.7.3, *в, г*; рис. 4.7.4, *в, г*).

Упомянутым перемещением центра продольно-угловых колебаний обосновывается и понижение ординат первого спектрального пика *точек, расположенных посередине колёсной базы автомобиля-фургона* (над пятой опорой кузова, на полу). Причём, при убывании жёсткости задних малолистовых рессор расположение пятой опоры становится весьма близким к центру продольно-

угловых колебаний поддресоренных частей рассматриваемого автотранспортного средства (рис. 4.7.3, б; рис. 4.7.4, б).

Указанное смещение центра продольно-угловых колебаний также провоцирует понижения ординат первых низкочастотных спектральных максимумов ускорений *точек, взятых в передней части рассматриваемой конструкции* (рис. 4.7.3, а; рис. 4.7.4, а). Они происходят вследствие убывания добавки к вертикальным ускорениям компоненты от колебаний поддресоренных частей в продольно-угловом направлении при смещении центра продольно-угловых колебаний вдоль колёсной базы.

Последнее обстоятельство проявляется значительно меньше для случая перемещения по участку динамометрической дороги, где амплитуды продольно-угловых колебаний поддресоренных частей рассматриваемого транспортного средства меньше, чем при покрытии ровным булыжником (рис. 4.7.4, б).

Как и для порожнего автомобиля-фургона, различия спектральных характеристик в низкочастотной и межрезонансной областях более заметны при перемещении по дорогам с ровным покрытием (на динамометрической дороге) и проявляются в меньшей степени с возрастанием уровня внешнего дорожного воздействия (при замощении ровным булыжником).

Значительное (пяти-, шестикратное) понижение эквивалентного коэффициента демпфирования за счёт сухого трения, обусловленное установкой задних малолистовых рессор, влечёт за собой возрастание ординат низкочастотного спектрального максимума с небольшим понижением уровня спектральной характеристики в межрезонансном диапазоне, которое характерно для точек, взятых за задним мостом (на полу фургона, над его одиннадцатой опорой, а также в области заднего свеса фургона) (рис. 4.7.3, в, г; рис. 4.7.4, в, г).

Резюмируя вышеизложенное, приходим к следующему.

1) Оценка влияния задних малолистовых рессор на ускорения поддресоренных частей автомобиля-фургона во многом определяется его весовым состоянием. Следовательно, имеется целесообразность осуществления расчётной оценки для двух весовых режимов: в случаях перемещения в порожнем виде, а также с полной загрузкой (то есть при полной массе).

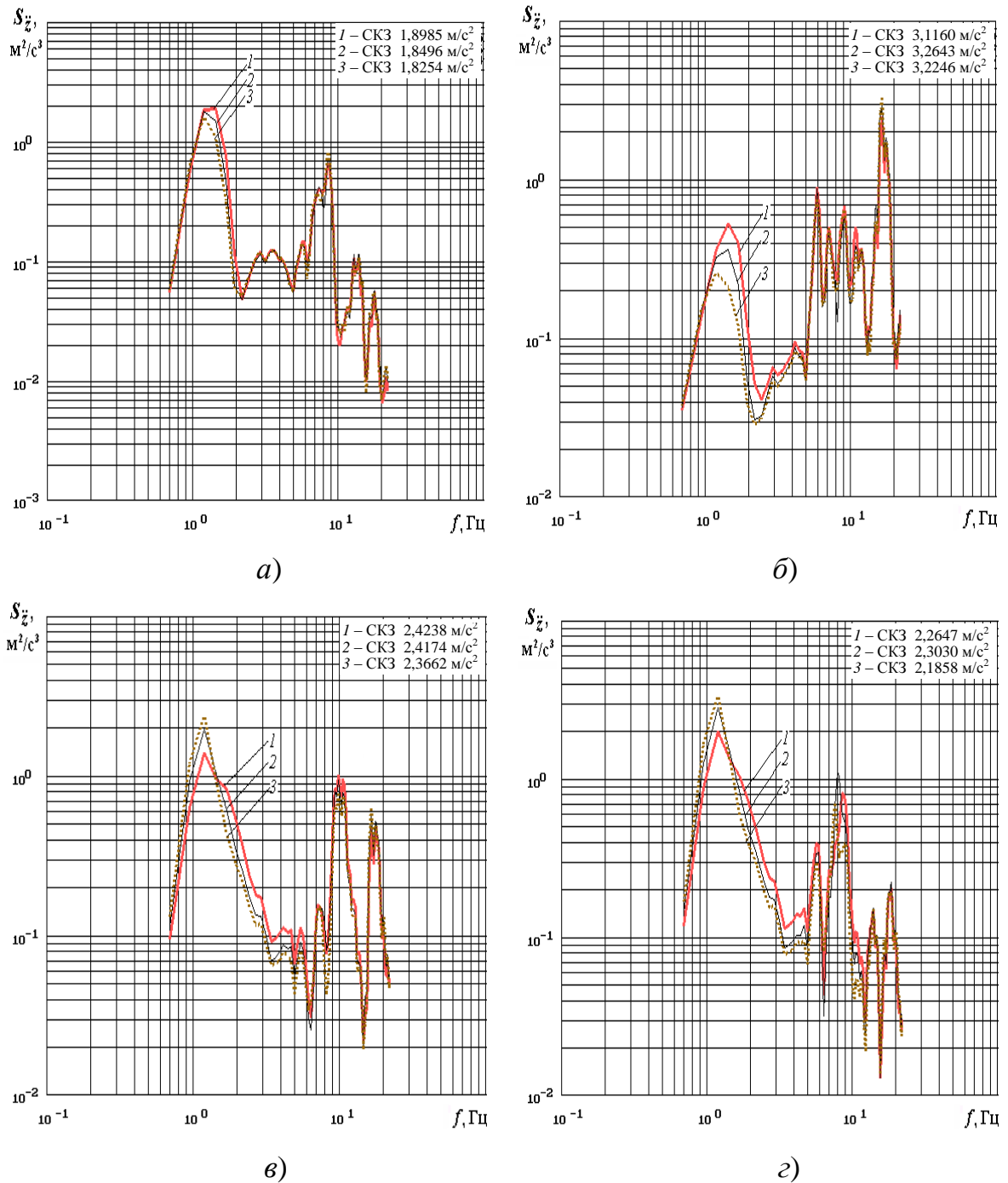


Рис. 4.7.3. Воздействие установки задних малолистовых рессор на характер виброн нагруженности автомобиля-фургона с полной массой. Графики спектральных плотностей вертикальных ускорений (ровный булыжник, 60 км/ч):

а) на подушке сиденья водителя; *б)* над пятой опорой кузова, на полу; *в)* над одиннадцатой опорой кузова, на полу; *г)* в области заднего свеса кузова;

1 — передние и задние рессоры многолистовые; задние рессоры малолистовые: *2* — 3 листа + однолистовая дополнительная рессора; *3* — 2 листа + однолистовая дополнительная рессора

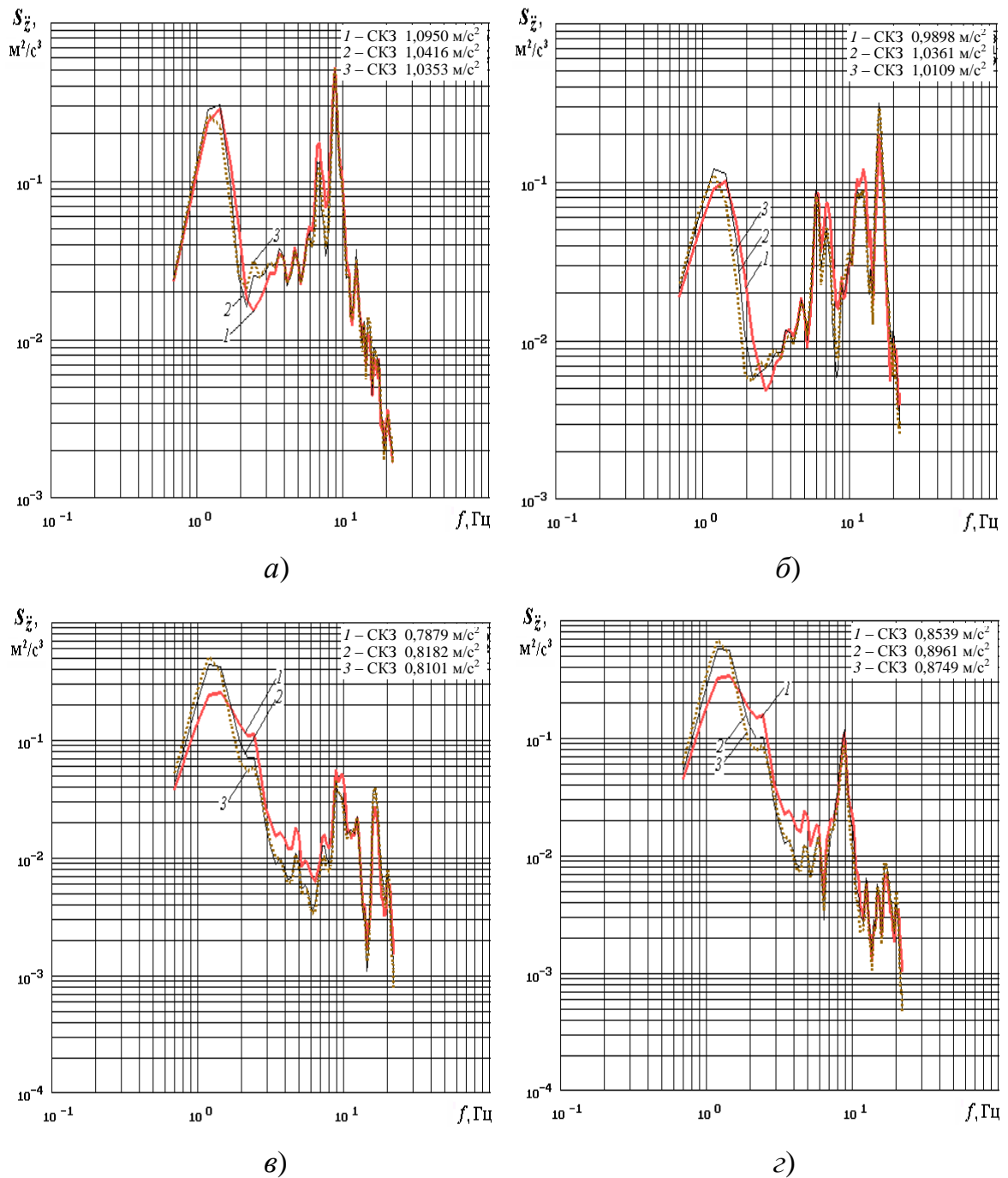


Рис. 4.7.4. Воздействие установки задних малолистовых рессор на характер виброн нагруженности автомобиля-фургона с полной массой. Графики спектральных плотностей вертикальных ускорений (динамометрическая дорога, 70 км/ч):

а) на подушке сиденья водителя; *б)* над пятой опорой кузова, на полу; *в)* над одиннадцатой опорой кузова, на полу; *г)* в области заднего свеса кузова;

1 – передние и задние рессоры многолистовые; задние рессоры малолистовые: 2 – 3 листа + однолистовая дополнительная рессора; 3 – 2 листа + однолистовая дополнительная рессора

2) На характер прохождения спектральных характеристик вертикальных ускорений оказывают определяющее влияние следующие одновременно действующие факторы:

а) значительное (пяти-, шестикратное) убывание эквивалентного коэффициента демпфирования сухим трением вертикальных колебаний подрессоренных масс рассматриваемого транспортного средства, обеспечиваемое комплектацией задними малолистовыми рессорами и обуславливающее резкое возрастание ординат первого низкочастотного спектрального пика с одновременным понижением уровня спектральной характеристики в межрезонансном интервале;

б) смещение центра продольно-угловых колебаний подрессоренных масс названного транспортного средства вдоль его колёсной базы, которое осуществляется в связи с убыванием жёсткостей задних рессор при движении автомобиля-фургона с полной массой;

в) отличия в уровнях спектральных характеристик в низкочастотной и межрезонансной зонах, оказавшиеся наибольшими на дорогах с ровным покрытием (при перемещении по отрезку динамометрической дороги) и уменьшающиеся при повышении уровня внешнего кинематического воздействия (в случае замощения ровным булыжником). Наибольшая разница в демпфировании многолистового и малолистового вариантов рессор заметна для малых значений деформаций рессор, проявляющихся при перемещении автомобиля-фургона на ровных дорогах.

3) Установка задних малолистовых рессор позволяет обеспечить значительный выигрыш по массе каждой рессоры (в частности, суммарная масса каждой из задних двухлистовых рессор в комплекте с однолистовым подрессорником составляет лишь 39 кг, а масса её девятилистового варианта достигает 59 кг).

4.8. Определение коэффициентов сопротивления амортизаторов в подвесках с малолистовыми рессорами

Ещё при описании процесса формирования динамических гистерезисных характеристик рессор (п. 3.1) было указано, что уменьшение амплитуды цикловых колебаний влечёт за собой убывание диссипативной работы сил сухого тре-

ния, величина которой соответствует площади гистерезисной петли. Малолистовой рессоре соответствует значительно меньшая ширина гистерезисной петли, чем многолистовой, поэтому она обладает более малым неупругим сопротивлением. Обозначенное обстоятельство обуславливает существенное снижение демпфирующего эффекта, обеспечиваемого малолистовой рессорой, особенно при наличии малых амплитуд внешних возмущений, то есть при перемещении транспортного средства по участку динамометрической дороги.

Ввиду указанного, величины вертикальных динамических прогибов малолистовой рессоры будут больше, чем у её многолиствого варианта. Помимо этого, происходит возрастание относительных перемещений штока, а, соответственно, и поршня амортизатора, установленного в подвеске с малолистовой рессорой. Повышение значений названных показателей может послужить причиной сокращения ресурса как самих малолистовых рессор, так и размещённых вместе с ними амортизаторов, если их коэффициенты сопротивления остались такими же, как и для подвески с многолистовыми рессорами.

Ранее отмечалось (п. 4.6), что при комплектации рассматриваемого автомобиля-фургона передней двухлистовой рессорой резко увеличивается ордината первого низкочастотного пика, отвечающего собственным колебаниям подрессоренных масс автомобиля-фургона на передних рессорах, с одновременным понижением уровня спектральной характеристики в межрезонансном интервале (2,5 – 6 Гц). Поэтому СКЗ вертикальных ускорений, вычисленные в зонах 0,7 – 22,4 Гц и 0,7 – 2,5 Гц получались выше, чем для варианта комплектации многолистовой рессорой.

Итак, установка в составе подвесок с малолистовыми рессорами более энергоёмких амортизаторов, с повышенными демпфирующими усилиями, целесообразна для:

- обеспечения более эффективного управления диссипативными характеристиками подвесок, а при рациональном выборе параметров, – снижения вибронагруженности, в особенности, низкочастотного резонансного максимума (0,7 – 2,5 Гц), вследствие уменьшения эксплуатационной нестабильности межлистового трения в подвеске в связи с его заменой гидравлическим вязким сопротивлением в амортизаторах;
- получения динамических прогибов малолистовых рессор, равных или даже меньших, чем для многолистовых рессор, с одновременным уменьшением

при этом значений скоростей относительных перемещений штоков и поршней амортизаторов, что положительно скажется на долговечности указанных элементов подвесок.

Кроме того, следует оценить стабильность контакта колёс автомобиля-фургона с дорожной поверхностью, особенно при его перемещении по участку с ровным булыжником, в связи с изменениями вертикальных динамических реакций на колёсах, а также вертикальных динамических прогибов шин.

Так как повышение усилий сопротивления в амортизаторе неизбежно связано с возрастанием его тепловой нагруженности, следует оценить тепловой режим работы амортизатора, что откроет возможности рационального выбора диаметра рабочего цилиндра.

Приведённые выше тезисы показывают, что в связи с установкой в состав подвесок малолистовых рессор необходима корректировка демпфирующих усилий имеющихся амортизаторов, и обосновывают актуальность выполнения расчётных мероприятий для определения рациональных коэффициентов сопротивления соответствующего амортизатора.

Последующие расчёты [187] выполнялись для автомобиля-фургона с малолистовыми рессорами в составе всех подвесок, перемещавшегося с полной массой по участку динамометрической дороги (скорость 70 км/ч) и по спецдороге с ровным булыжником (скорость 60 км/ч). Наряду с малолистовой рессорой, в подвеску включался амортизатор с повышенной энергоёмкостью.

Расчётная оценка влияния коэффициентов сопротивления переднего и заднего амортизаторов на вибронгруженность автомобиля-фургона

Результаты расчётов визуализировались в виде спектральных характеристик следующих параметров:

- вертикальных ускорений характерных точек конструкции;
- динамических вертикальных деформаций рессор подвесок;
- относительной вертикальной деформации шины;
- скорости относительных перемещений поршня амортизатора;
- вертикальной динамической реакции на колесе.

Рассмотрение характера изменения среднеквадратичных значений (СКЗ) вертикальных ускорений с увеличением коэффициентов сопротивления амортизаторов, позволило установить наличие минимального СКЗ, которое соответ-

вует определённым значениям коэффициентов сопротивления. Причём, существенное повышение последних вызывает незначительное изменение СКЗ в области 0,7 – 22,4 Гц. В частности, для переднего амортизатора двукратное возрастание коэффициентов сопротивления обуславливает снижение на 5,1 % СКЗ вертикальных ускорений на подушке сиденья водителя при перемещении по отрезку динамометрической дороги и на 5,5 % – при покрытии ровным булыжником. Причину наблюдаемого изменения СКЗ можно выявить только путём последующего осуществления спектрального анализа.

Сопоставляя СКЗ, удалось установить, что при повышении рассматриваемых коэффициентов сопротивления СКЗ динамических вертикальных прогибов малолистовой рессоры убывают нелинейно. Наряду с этим, убывают среднеквадратичные значения динамических вертикальных реакций и динамических вертикальных деформаций шин на соответствующем колесе. Как будет показано далее, это положительно сказывается на повышении стабильности контакта колёс автомобиля-фургона с дорогой.

Теперь выполним сопоставление спектральных характеристик вертикальных ускорений характерных точек рассматриваемой конструкции, что позволит выявить эффект от повышения коэффициентов демпфирования *сначала для переднего амортизатора* (рис. 4.8.1) [187].

Что касается точек, взятых в передней части автомобиля-фургона, то возрастание коэффициентов сопротивления переднего амортизатора обуславливает уменьшение дисперсии вертикальных ускорений в области первого пика спектральной характеристики с одновременным её повышением в межрезонансной области, то есть между низкочастотным и высокочастотным максимумами. Следовательно, при повышении усилий сопротивления амортизатора наибольшее снижение вибронгруженности приходится на диапазон 0,7 – 2 Гц.

Причём, возрастание уровня спектра в межрезонансной области существенно меньше, чем убывание ординат в районе низкочастотного пика, но наблюдается в более широком частотном интервале (3 – 6 Гц). Следовательно, уменьшение в области низкочастотного резонанса площади, ограниченной спектральной характеристикой, может быть меньше, чем возрастание площади в межрезонансном интервале. Это повлечёт за собой увеличение суммарной площади, соответствующей величине дисперсии вертикальных ускорений, а значит, их СКЗ, в диапазоне 0,7 – 22,4 Гц.

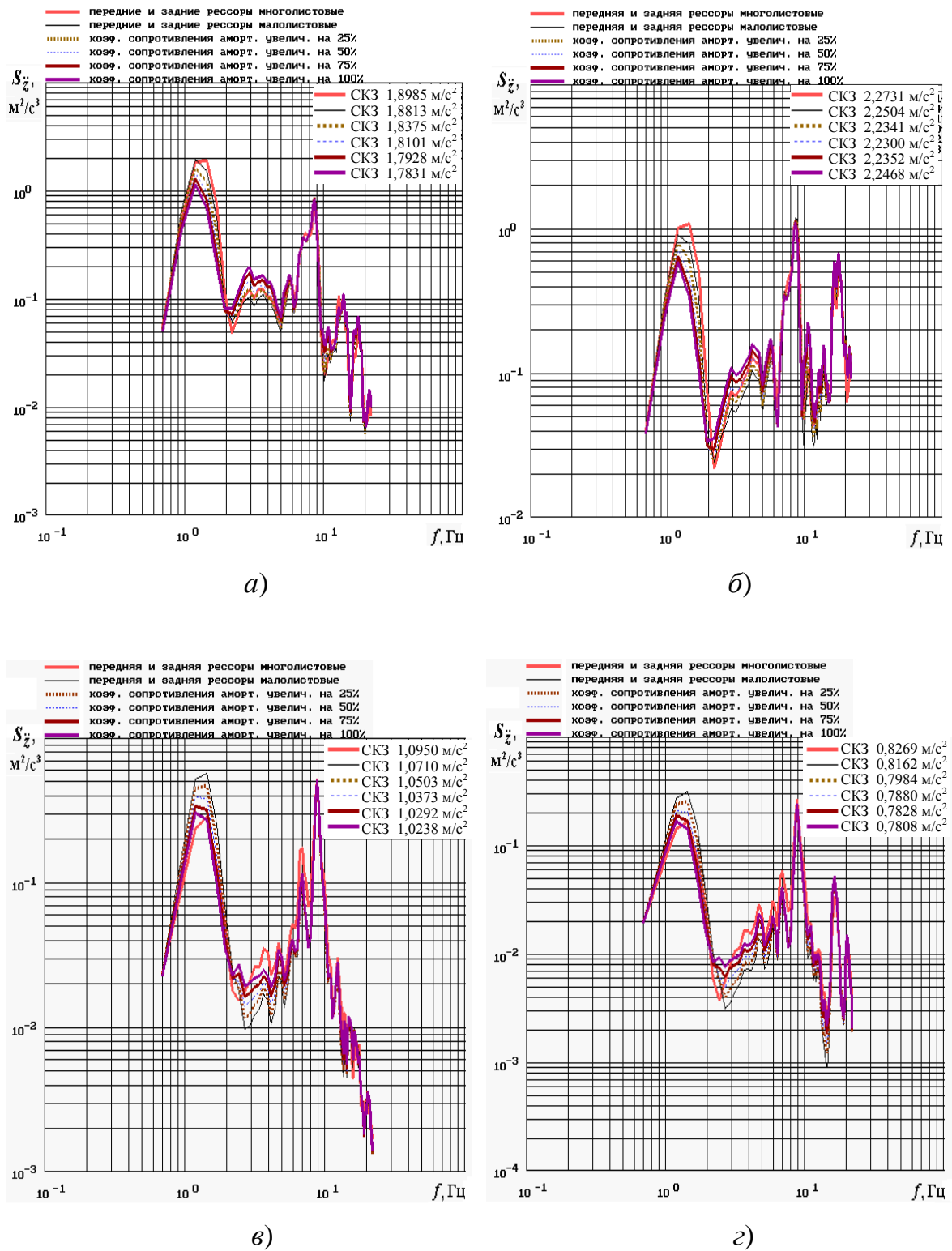


Рис. 4.8.1. Воздействие коэффициентов сопротивления амортизаторов передней подвески на характер вибронгруженности автомобиля-фургона со своей полной массой.

Спектральные характеристики вертикальных ускорений точек, взятых:

а), в) на подушке сиденья водителя; б), г) над третьей опорой кузова, на полу;

а), б) ровный булыжник, 60 км/ч; в), г) динамометрическая дорога, 70 км/ч

Как видим, соотношением рассматриваемых площадей определяется тенденция изменения СКЗ вертикальных ускорений, вычисляемых в зоне 0,7 – 22,4 Гц.

Помимо этого, при возрастании коэффициентов вязкого сопротивления рассматриваемого амортизатора выше определённого предела, СКЗ вертикальных ускорений, а также СКЗ динамических вертикальных деформаций соответствующей рессоры понижаются незначительно. Но, наряду с этим, существенно повышаются усилия сопротивления амортизатора, что неизбежно сказывается на возрастании его теплонапряженности, силовой нагруженности деталей и кронштейнов крепления амортизатора, приводя к значительному снижению долговечности указанных элементов.

С этих позиций, повышение более, чем в 2 раза, коэффициентов вязкого трения переднего амортизатора рассматриваемого автомобиля-фургона представляется нецелесообразным.

Немаловажно отметить уменьшение демпфирующего эффекта амортизатора при удалении рассматриваемой точки конструкции вдоль длины колёсной базы от места его расположения.

Кроме того, при перемещении автомобиля-фургона по динамометрической дороге эффективность комплектации энергоёмким амортизатором подвески с малолистовой рессорой ниже, чем при движении по участку с ровным булыжником, вследствие малых СКЗ скоростей относительных перемещений поршня при поездке по дорогам с ровным покрытием.

Теперь оценим воздействие на вибронагруженность автомобиля-фургона повышения коэффициентов вязкого сопротивления *для амортизатора задней подвески с малолистовыми рессорами* (рис. 4.8.2). При этом будем считать, что, по результатам предыдущих расчётов, коэффициенты сопротивления для амортизаторов передней подвески уже повышены в два раза.

Характер изменения спектральных характеристик и среднеквадратичных значений вертикальных ускорений с возрастанием указанных коэффициентов сопротивления оказался в целом таким же, как и в случае установки амортизатора с более высокой энергоёмкостью в состав передней подвески.

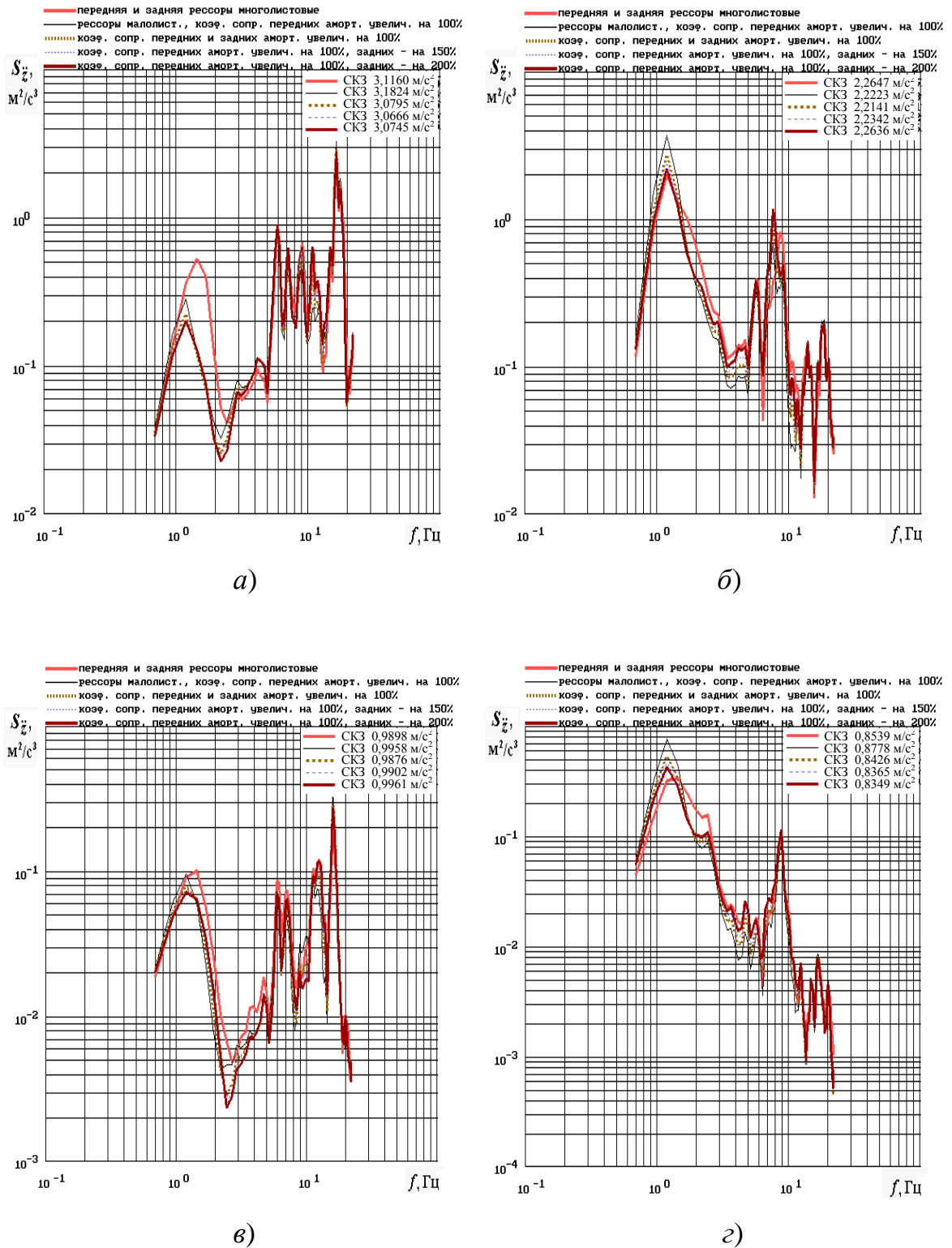


Рис. 4.8.2. Воздействие коэффициентов сопротивления амортизаторов задней подвески на характер виброн нагруженности автомобиля-фургона со своей полной массой.

Спектральные характеристики вертикальных ускорений точек, взятых:

а), в) над пятой опорой кузова, на полу (посередине колёсной базы); б), г) на заднем свесе кузова;

а), б) ровный булыжник, 60 км/ч; в), г) динамометрическая дорога, 70 км/ч

В частности, при увеличении коэффициентов неупругого сопротивления заднего амортизатора выше определённого предела наблюдается лишь незначительное убывание величин СКЗ вертикальных ускорений, а также СКЗ вертикальных деформаций задней рессоры. Однако, это сопровождается существенным возрастанием усилий сопротивления амортизатора, а значит, неизбежным повышением его теплонапряжённости, силовой нагруженности, что обеспечивает снижение долговечности как самого амортизатора, так и кронштейнов для его установки.

Поэтому, как показали расчёты, увеличивать более, чем в 2,5 раза, коэффициенты вязкого сопротивления амортизатора задней подвески рассматриваемого автомобиля-фургона нецелесообразно.

Теперь проанализируем характер изменения *спектральных плотностей динамических вертикальных прогибов рессор* при повышении сопротивления в амортизаторах (рис. 4.8.3, а, в, рис. 4.8.4, а, в) [187].

Порядка 90 % дисперсии спектральной плотности динамических вертикальных прогибов рессоры пришлось на зону низкочастотного резонанса, то есть первого пика спектральной характеристики.

Возрастание коэффициентов вязкого трения соответствующего амортизатора провоцирует понижение ординаты указанного максимума по нелинейной зависимости. Следовательно, тенденция изменения среднеквадратичных значений вертикальных динамических прогибов рассматриваемой рессоры определяется соответствующими изменениями ординат первого пика спектра.

В частности, при перемещении автомобиля-фургона по отрезку динамометрической дороги 50-процентное возрастание рассматриваемых коэффициентов амортизатора передней подвески обуславливает снижение СКЗ прогибов рессоры на 18,4 %. Двукратный рост указанных коэффициентов сопровождается уменьшением СКЗ на 34,3 % (рис. 4.8.3, в).

На участке с замощением ровным булыжником воздействие рассматриваемых коэффициентов возрастает. Повышение вдвое коэффициентов сопротивления переднего амортизатора влечёт за собой понижение СКЗ на 32,3 % (рис. 4.8.3, а).

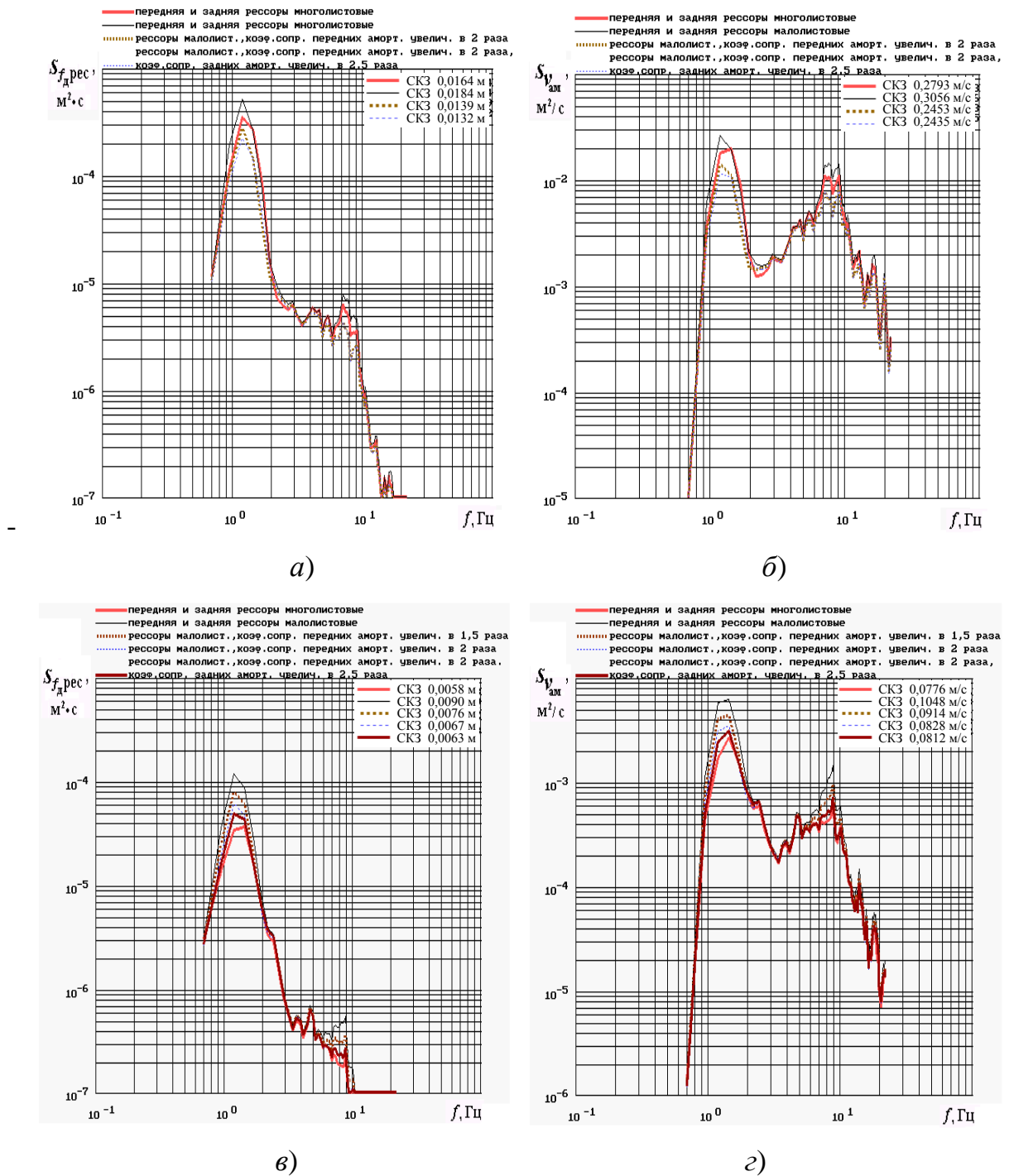


Рис. 4.8.3. Воздействие коэффициентов сопротивления амортизаторов передней подвески на характер вибронгруженности автомобиля-фургона со своей полной массой.

Графики спектральных плотностей:

а), в) вертикальных динамических прогибов левой передней рессоры;

б), г) скорости относительных перемещений поршня в переднем левом амортизаторе;

а), б) ровный булыжник, 60 км/ч; в), г) динамометрическая дорога, 70 км/ч

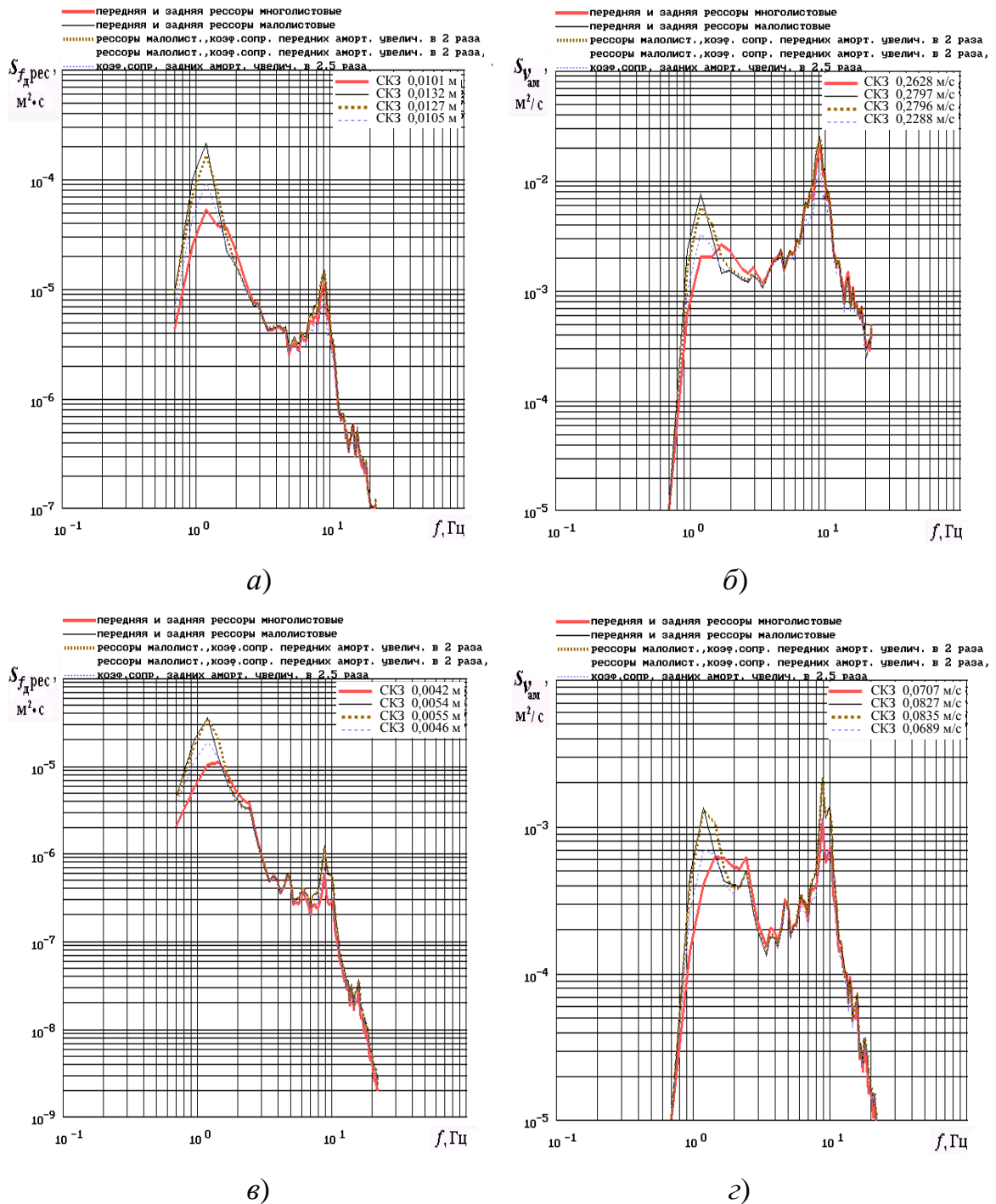


Рис. 4.8.4. Воздействие коэффициентов сопротивления амортизаторов задней подвески на характер виброн нагруженности автомобиля-фургона со своей полной массой.

Графики спектральных плотностей:

- а), в) вертикальных динамических прогибов левой задней рессоры;
- б), г) скоростей относительных перемещений поршня в заднем левом амортизаторе;
- а), б) ровный булыжник, 60 км/ч; в), г) динамометрическая дорога, 70 км/ч

В результате последующего возрастания названных коэффициентов амортизатора задней подвески в 2,5 раза СКЗ вертикальных динамических прогибов передней двухлистовой рессоры удаётся дополнительно уменьшить ещё на 5 % при перемещении по участку с ровным булыжником, на 6 % – по отрезку динамометрической дороги. Это ещё раз свидетельствует о взаимной связи колебаний задней и передней подвесок.

Итак, повышение коэффициентов вязкого трения амортизатора позволяет уменьшить СКЗ динамических вертикальных прогибов малолистовой рессоры, что положительно скажется на её долговечности.

Расчёт теплового режима амортизаторов в подвесках с малолистовыми рессорами

Тепловой режим функционирования амортизаторов предполагает недопустимость следующих обстоятельств:

– перегрев резиновых уплотнений, неизбежно сопровождающийся утечкой амортизаторной жидкости с выходом амортизатора из строя (в связи с этим, ограничение максимальной рабочей температуры по ГОСТ 18829 – 73 составляет 100 °С);

– в соответствии с ТУ 38.101432 – 75, в случае рабочих температур свыше 100 °С происходит испарение амортизаторной жидкости АЖ 12Т, которому сопутствуют её расслоение и смолообразование, приводящие к нарушению функционирования клапанно-поршневой группы, а значит, к снижению эксплуатационного ресурса.

В связи с возможностью возникновения описанных явлений, недопустимо превышение температурой в зоне установки соответствующего амортизатора значения, равного 80 °С [83, 84].

Кроме того, приведённые выше положения, обосновывают необходимость выполнения оценки теплового режима работы амортизатора в связи повышением коэффициентов сопротивления, и нахождения рационального значения диаметра рабочего цилиндра. Ведь величина перепада температур окружающего воздуха и поверхности рассматриваемого амортизатора определяется площадью его наружной поверхности.

Оценочные расчёты тепловых режимов амортизаторов в подвесках с малолистовыми рессорами осуществлены в соответствии с методикой, приведённой

в [296]. При этом следует вести речь лишь о расчётах установившихся тепловых режимов амортизаторов, так как приведённые далее формулы справедливы только для установившегося режима колебаний транспортного средства.

Как отмечает, А.Д. Дербаремдикер, анализ теплового режима «имеет значение в основном для единичного рабочего цикла, поскольку из опыта хорошо известно, что в процессе непрерывной работы амортизаторы нагреваются до значительных температур. Поэтому рабочие циклы, разделённые во времени, осуществляются при различных температурах» [84].

При составлении уравнения теплового баланса мощность, поглощаемую амортизатором за один цикл его работы, приравнивают к мощности, передаваемой конвекцией окружающему воздуху за один рабочий цикл [84, 296]:

$$K_a D_v = \beta \Delta T W, \quad (4.8.1)$$

где K_a – средний коэффициент вязкого трения;

β – коэффициент теплопередачи конвекцией мощности окружающему воздуху;

D_v – дисперсия относительных скоростей поршня;

ΔT – температурный перепад между поверхностью амортизатора и окружающим воздухом (за один цикл работы амортизатора);

W – величина площади наружной поверхности рассматриваемого амортизатора, контактирующая с окружающим воздухом.

Пренебрегая процессами теплопередачи через торцы телескопического амортизатора, принимают [296]: $W \approx 50d_{ц}^2$. Здесь $d_{ц}$ – величина диаметра рабочего цилиндра.

Значение коэффициента теплопередачи β определяется размерами амортизатора, скоростью потока воздуха, обдувающего амортизатор, и другими характеристиками [296]. При выполнении сравнительных расчётов в первом приближении принимают $\beta \approx 100 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ [296].

Выполним оценку теплового режима работы переднего амортизатора с двукратным увеличением среднего коэффициента неупругого сопротивления, включённого в подвеску с передней двухлистовой рессорой, по сравнению со штатным амортизатором, для подвески с многолистовым вариантом рессоры.

Числовые значения дисперсий скоростей относительных перемещений поршня возьмём из предыдущих расчётов (рис. 4.8.3, б, г).

Результаты расчёта теплового режима работы амортизатора передней подвески представим в виде табл. 4.8.1.

Таблица 4.8.1. Оценка теплового режима работы амортизатора передней подвески

Варианты подвесок	Динамометрическая дорога, 70 км/ч			Ровный булыжник, 60 км/ч		
	D_v , м ² /с ²	N_a , Вт	ΔT , К	D_v , м ² /с ²	N_a , Вт	ΔT , К
1	2	3	4	5	6	7
Многолистовые рессоры обеих подвесок; штатные амортизаторы, $K_{ап}$, $K_{аз}$; диаметр цилиндра $d_{ц} = 0,04$ м	0,00602	18,6	2,3	0,07801	240,9	30,1
Малюлистовые рессоры обеих подвесок; увеличены коэффициенты сопротивления передних амортизаторов, $2K_{ап}$, $K_{аз}$; диаметр цилиндра $d_{ц} = 0,04$ м	0,00686	42,4	5,3	0,06017	371,6	46,5
Малюлистовые рессоры обеих подвесок; увеличены коэффициенты сопротивления передних амортизаторов, $2K_{ап}$, $K_{аз}$; увеличен диаметр цилиндра $d_{ц} = 0,05$ м	0,00686	42,4	3,4	0,06017	371,6	29,7
Малюлистовые рессоры обеих подвесок; увеличены коэффициенты сопротивления передних амортизаторов, $2K_{ап}$, $K_{аз}$; увеличен диаметр цилиндра $d_{ц} = 0,055$ м	0,00686	42,4	2,8	0,06017	371,6	24,6

Примечания.

1. $K_{ап}$, $K_{аз}$ – средние коэффициенты сопротивления на дроссельном режиме, соответственно, переднего и заднего амортизаторов, устанавливаемых в подвесках с многолистовыми рессорами.

2. Для подстановки в формулу (4.8.1) величина $K_{ап} = 3088$ (Н·с)/м взята, исходя из 35 % уменьшения названного коэффициента в течение эксплуатации.

Двукратное возрастание среднего коэффициента сопротивления названного амортизатора влечёт за собой повышение температурного перепада ΔT в

2,3 раза при перемещении по отрезку динамометрической дороги и в 1,5 раза – в случае перемещения по участку с ровным булыжником.

С возрастанием величины диаметра цилиндра амортизатора передней подвески достигается уменьшение его нагрева. Так как с точки зрения обеспечения рационального теплового режима работы амортизатора наиболее опасно перемещение по участку с ровным булыжником, то можно заметить, что уже комплектация амортизатором с $d_{ц} = 0,05$ м обеспечит значение $\Delta T = 29,7\text{K}$, практически соответствующее тепловому режиму штатного амортизатора передней подвески с многолистовым вариантом рессоры.

Выполним оценку *теплового режима работы заднего амортизатора*, включённого в подвеску с задними двухлистовыми рессорами (с однолистовыми дополнительными рессорами), в связи с повышением среднего коэффициента неупругого сопротивления в 2,5 раза. Сопоставим его со штатным амортизатором, для подвески с многолистовым вариантом задней рессоры (табл. 4.8.2). Числовые значения дисперсий скоростей относительных перемещений поршня возьмём из предыдущих расчётов (рис. 4.8.4, б, з).

Повышение в 2,5 раза среднего коэффициента сопротивления названного амортизатора влечёт за собой возрастание температурного перепада ΔT в 2,4 раза в случае перемещения по отрезку динамометрической дороги и в 1,9 раза – по участку с ровным булыжником.

Увеличивая диаметр рабочего цилиндра амортизатора задней подвески, удаётся обеспечить существенное снижение его перегрева. Так как с позиций тепловой нагруженности амортизатора наиболее опасно перемещение транспортного средства по участку с ровным булыжником, то можно заметить, что уже комплектация амортизатором с $d_{ц} = 0,055$ м позволит достигнуть значения $\Delta T = 26,7\text{K}$, соответствующего тепловому режиму штатного амортизатора задней подвески с многолистовым вариантом рессоры.

Итак, удалось показать, что с помощью расчёта теплового режима работы конкретного амортизатора удаётся подобрать диаметр его рабочего цилиндра, обеспечивающий необходимое значение температурного перепада между поверхностью амортизатора и окружающим воздухом.

Таблица 4.8.2. Оценка теплового режима работы амортизатора задней подвески

Варианты подвесок	Динамометрическая дорога, 70 км/ч			Ровный булыжник, 60 км/ч		
	D_v , м ² /с ²	N_a , Вт	ΔT , К	D_v , м ² /с ²	N_a , Вт	ΔT , К
1	2	3	4	5	6	7
Многолистовые рессоры обеих подвесок, штатные амортизаторы, $K_{ап}$, $K_{аз}$; диаметр цилиндра $d_{ц} = 0,04$ м	0,00498	15,4	1,9	0,06906	213,3	26,7
Малолистовые рессоры обеих подвесок, увеличены коэффициенты сопротивления передних и задних амортизаторов, $2K_{ап}$, $2,5K_{аз}$; диаметр цилиндра $d_{ц} = 0,04$ м	0,00473	36,5	4,6	0,05235	404,1	50,5
Малолистовые рессоры обеих подвесок, увеличены коэффициенты сопротивления передних и задних амортизаторов, $2K_{ап}$, $2,5K_{аз}$; диаметр цилиндра $d_{ц} = 0,05$ м	0,00473	36,5	2,9	0,05235	404,1	32,3
Малолистовые рессоры обеих подвесок, увеличены коэффициенты сопротивления передних и задних амортизаторов, $2K_{ап}$, $2,5K_{аз}$; диаметр цилиндра $d_{ц} = 0,055$ м	0,00473	36,5	2,4	0,05235	404,1	26,7

Примечания.

1. $K_{ап}$, $K_{аз}$ – средние коэффициенты сопротивления на дроссельном режиме, соответственно, переднего и заднего амортизаторов, устанавливаемых в подвесках с многолистовыми рессорами.

2. Для подстановки в формулу (4.8.1) величина $K_{аз} = 3088$ (Н·с)/м взята, исходя из 35 % уменьшения названного коэффициента в течение эксплуатации.

Весьма полезно сопоставить скорости относительных перемещений поршня в амортизаторе при различных вариантах коэффициентов сопротивления (рис. 4.8.3, б, г; рис. 4.8.4, б, г). При этом не следует забывать о том, что график спектральной плотности первой производной получается умножением спектра относительных перемещений на квадрат частоты [269]. Ввиду этого, получается

значительным вклад в общий уровень спектра относительных скоростей, вносимый составляющими в области колебаний неподрессоренных масс.

В случае перемещения по отрезку динамометрической дороги СКЗ скоростей относительных перемещений поршня в амортизаторе при комплектации малолистовой рессорой повышается на 35 % для амортизаторов передней подвески, а для амортизаторов задней – на 18 %, но абсолютные величины СКЗ рассматриваемых скоростей небольшие.

Что касается дороги с ровным булыжником, то здесь возрастание СКЗ скоростей относительных перемещений поршня, вследствие установки малолистовых рессор, не так заметно (на 9 % для амортизаторов передней подвески, а для амортизаторов задней – на 6 %), но абсолютные величины СКЗ указанных скоростей существенно выше. Двукратное возрастание коэффициентов сопротивления амортизаторов передней подвески обуславливает снижение СКЗ скоростей относительных перемещений поршня в амортизаторе на 27 % при поездке по отрезку динамометрической дороги и на 25 % – по участку с ровным булыжником. Форсирование в 2,5 раза названных коэффициентов для амортизаторов задней подвески влечёт за собой убывание СКЗ на 21 % для динамометрической дороги, а для покрытия ровным булыжником – на 22 %.

Оценка вероятности отрыва колёс от дорожной поверхности в случае установки малолистовых рессор с увеличенными коэффициентами сопротивления амортизаторов

В отличие от спектральных плотностей динамических вертикальных прогибов рессор, спектральные характеристики вертикальных динамических прогибов каждой шины и вертикальных динамических реакций на соответствующем колесе обладают двумя максимумами. Первый из них определяется собственной частотой колебаний на подвеске, а второй во многом зависит от собственной частоты колебаний колёс вместе с неподрессоренными массами (рис. 4.8.5; рис. 4.8.6). Причём, с повышением коэффициентов сопротивления амортизаторов передней подвески убывают ординаты обоих указанных пиков, но в межрезонансном диапазоне уровень спектра увеличивается. Это справедливо при перемещении по обоим видам рассматриваемых дорог. Для вариантов соответствующего увеличения коэффициентов сопротивления амортизаторов

задней подвески понижение ординат второго пика наблюдается лишь в случае поездки по дороге с ровным булыжником.

Описанное поведение спектральных характеристик обуславливает тенденции изменений СКЗ вертикальных динамических прогибов каждой шины и СКЗ вертикальных динамических реакций на соответствующем колесе, так как убывание площади, ограниченной спектром, в резонансных зонах может быть меньше, чем возрастание площади в межрезонансном интервале. Это повлечёт за собой увеличение суммарной площади, а следовательно, и СКЗ рассматриваемых показателей.

Расчёт величин СКЗ вертикальных динамических прогибов шины, а также СКЗ вертикальных динамических реакций на колесе позволяет оценить стабильность контакта колёс автомобиля-фургона с дорогой [124]. Такую оценку для равномерного прямолинейного перемещения автомобиля-фургона со своей полной массой целесообразно осуществлять на участке с ровным булыжником (60 км/ч), поскольку вероятность отрыва колеса от поверхности дороги высока именно при поездке по дорогам плохого качества.

При эксплуатации транспортного средства колебания значений вертикальных динамических деформаций каждой шины и вертикальных динамических реакций R_z на соответствующем колесе рассматриваются в качестве случайных процессов, оцениваемых вероятностными характеристиками [124]. Причём, отличие математического ожидания R_0 величины R_z от вертикальной статической реакции на данном колесе $R_{ст}$ может быть обусловлено только перераспределением нагрузок между задними и передними колёсами при передаче определённого тягового усилия. Для режима равномерного передвижения по рассматриваемому участку указанное отличие будет незначительным [124].

Тогда переменная во времени величина динамической составляющей вертикальной реакции находится следующим образом [124]: $R_d = R_z - R_{ст}$. Динамическая вертикальная реакция на колесе со стороны дороги зависит от сил инерции, усилий от упругих элементов подвесок и амортизаторов, передающихся через колесо на дорогу, а также веса самого колеса [269]. Значение переменной динамической составляющей вертикального прогиба шины находят по следующей формуле [124]: $f_d = f_z - f_{ст}$.

Следовательно, появление отрыва колеса от опорной поверхности происходит при $R_z = 0$ или $R_d = -R_{ст}$; $f_z = 0$ или $f_d = -f_{ст}$.

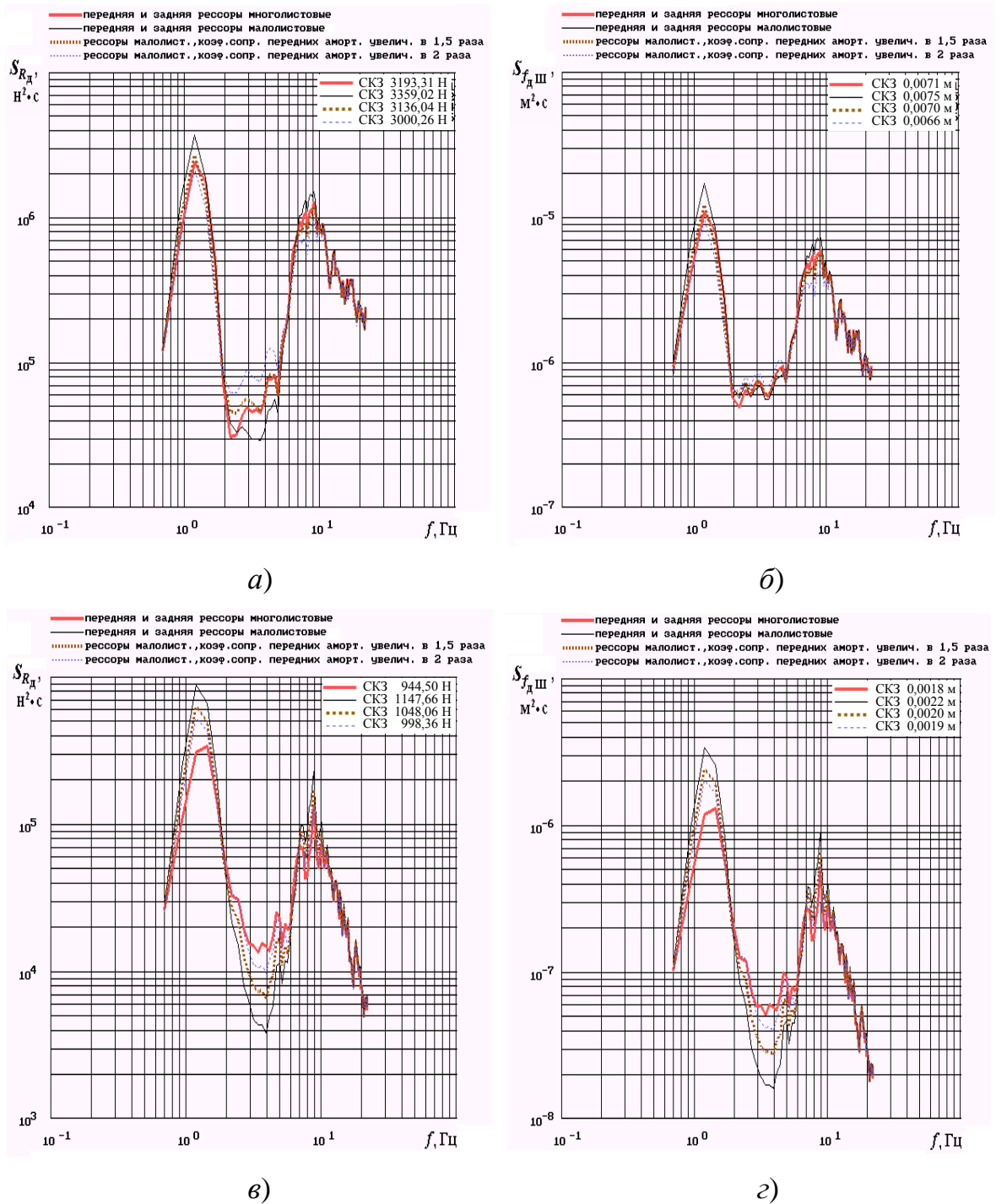


Рис. 4.8.5. Воздействие коэффициентов сопротивления амортизаторов передней подвески на характер вибронгруженности автомобиля-фургона со своей полной массой.

Графики спектральных плотностей:

а), в) вертикальных динамических реакций со стороны дороги на левое переднее колесо;

б), г) вертикальных динамических прогибов шины переднего левого колеса;

а), б) ровный булыжник, 60 км/ч; в), г) динамометрическая дорога, 70 км/ч

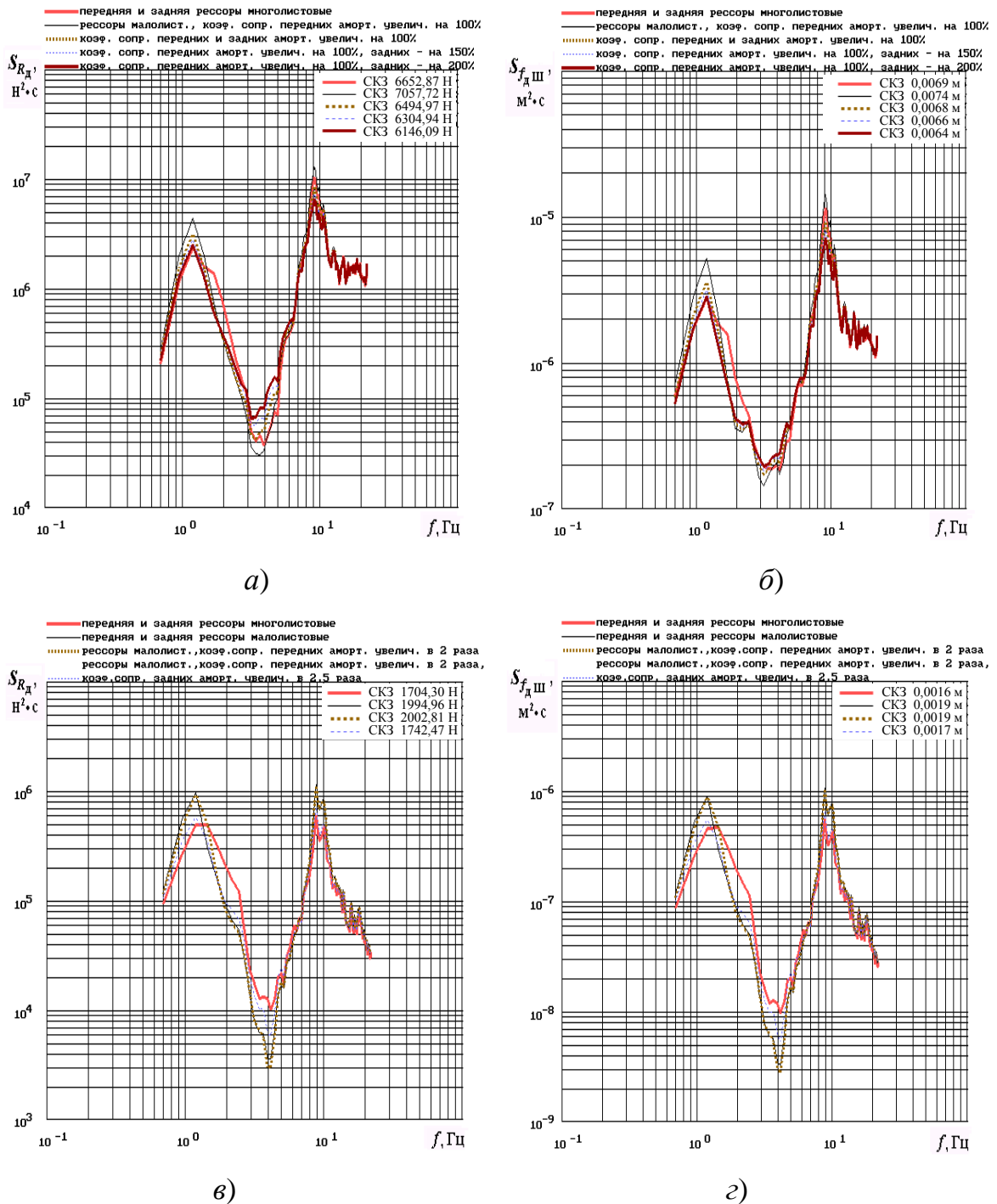


Рис. 4.8.6. Воздействие коэффициентов сопротивления амортизаторов задней подвески на характер вибронгруженности автомобиля-фургона со своей полной массой.

Графики спектральных плотностей:

а), в) вертикальных динамических реакций со стороны дороги на левое заднее колесо;

б), г) вертикальных динамических прогибов шины заднего левого колеса;

а), б) ровный булыжник, 60 км/ч; в), г) динамометрическая дорога, 70 км/ч

Поэтому вертикальная динамическая реакция не должна превышать значения статической реакции на рассматриваемом колесе, а динамический вертикальный прогиб шины – её статического прогиба:

$$R_d < -R_{ст} \quad ; \quad f_d < -f_{ст}.$$

Принимая, что значения вертикальных динамических реакций на колесе и величины вертикальных динамических прогибов шины распределены по нормальному закону [124, 269], запишем приближённые условия предотвращения отрыва колеса от опорной поверхности в следующем виде:

$$3\sigma_{R_d} \leq R_{ст} \quad ; \quad 3\sigma_{f_d} \leq f_{ст},$$

где σ_{R_d} – среднеквадратичное значение (СКЗ) вертикальной динамической реакции на колесе; σ_{f_d} – среднеквадратичное значение (СКЗ) вертикального динамического прогиба шины.

По среднеквадратичным значениям вертикального динамического прогиба шины и вертикальной динамической реакции на соответствующем колесе удаётся приближённо оценить величину вероятности отрыва колеса. И чем выше значения названных величин, тем вероятнее появление отрыва колеса от опорной поверхности.

Оценить вероятность отрыва рассматриваемого колеса от опорной поверхности удаётся, воспользовавшись табличными значениями известной функции центрированного и нормированного нормального распределения, имеющей вид [39]:

$$\Phi_0(z) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_0^z e^{-\frac{t^2}{2}} dt, \quad \text{где } z = \frac{R_{ст}}{\sigma_{R_d}}.$$

В этом случае вероятность превышения динамической вертикальной реакцией на колесе уровня статической нагрузки, приходящейся на рассматриваемое колесо, рассчитывается следующим образом:

$$P(R_d > -R_{ст}) = \left\{ 1 - \left(\frac{1}{2} + \Phi_0\left(z = \frac{R_{ст}}{\sigma_{R_d}}\right) \right) \right\} \cdot 100 \% = \left\{ \frac{1}{2} - \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_0^z e^{-\frac{t^2}{2}} dt \right\} \cdot 100 \%$$

Аналогичным способом осуществляется определение вероятности превышения вертикальным динамическим прогибом шины уровня её статического прогиба.

Числовые значения σ_{R_d} , σ_{f_d} взяты по рис. 4.8.5; рис. 4.8.6.

Как показано в табл. 4.8.3, 4.8.4, при установке малолистовых рессор в составе подвесок со штатными амортизаторами, вследствие возрастания вертикальных динамических прогибов рессор, происходит повышение вероятности отрыва колеса от опорной поверхности сравнительно с вариантом многолистовых рессор. Но возрастание коэффициентов сопротивления амортизаторов передней подвески в 2 раза, а задней подвески – в 2,5 раза обеспечивает существенное снижение вероятности отрыва.

Таблица 4.8.3. Оценка вероятности отрыва переднего левого колеса автомобиля-фургона от опорной поверхности (ровный булыжник, 60 км/ч)

Варианты подвесок	σ_{R_d} , Н	$P(R_d > -R_{ст})$, %	σ_{f_d} , М	$P(f_d > -f_{ст})$, %
Многолистовые рессоры обеих подвесок; штатные амортизаторы, $K_{ап}$, $K_{аз}$	3193	0,09	0,0071	0,11
Малолистовые рессоры обеих подвесок; штатные амортизаторы, $K_{ап}$, $K_{аз}$	3359	0,14	0,0075	0,17
Малолистовые рессоры обеих подвесок; увеличены коэффициенты сопротивления передних амортизаторов, $1,5K_{ап}$, $K_{аз}$	3136	0,07	0,0070	0,09
Малолистовые рессоры обеих подвесок; увеличены коэффициенты сопротивления передних амортизаторов, $2K_{ап}$, $K_{аз}$	3000	0,04	0,0066	0,06

Примечание. $K_{ап}$, $K_{аз}$ – средние коэффициенты сопротивления на дроссельном режиме, соответственно, амортизаторов передней и задней подвесок, устанавливаемых вместе с многолистовым вариантом рессор.

Таблица 4.8.4. Оценка вероятности отрыва заднего левого колеса автомобиля-фургона от опорной поверхности (ровный булыжник, 60 км/ч)

Варианты подвесок	σ_{R_d} , Н	$P(R_d > -R_{ст})$, %	σ_{f_d} , М	$P(f_d > -f_{ст})$, %
Многолистовые рессоры обеих подвесок; штатные амортизаторы, $K_{ап}$, $K_{аз}$	6653	0,20	0,0069	0,19
Малолистовые рессоры обеих подвесок; увеличены коэффициенты сопротивления передних амортизаторов, $2K_{ап}$, $K_{аз}$	7058	0,34	0,0074	0,35
Малолистовые рессоры обеих подвесок; увеличены коэффициенты сопротивления передних и задних амортизаторов, $2K_{ап}$, $2K_{аз}$	6495	0,16	0,0068	0,16
Малолистовые рессоры обеих подвесок; увеличены коэффициенты сопротивления передних и задних амортизаторов, $2K_{ап}$, $2,5K_{аз}$	6305	0,12	0,0066	0,13

Примечание. $K_{ап}$, $K_{аз}$ – средние коэффициенты сопротивления на дроссельном режиме, соответственно, амортизаторов передней и задней подвесок, устанавливаемых вместе с многолистовым вариантом рессор.

Так, например, по вероятности превышения динамической вертикальной реакцией уровня статической нагрузки на колесе повышение среднего коэффициента сопротивления переднего амортизатора в 2 раза обеспечивает снижение в 3,5 раза вероятности отрыва переднего левого колеса от опорной поверхности по сравнению с вариантом установки с малолистовыми рессорами штатных амортизаторов. Выполненное в дополнение к этому повышение среднего коэффициента сопротивления заднего амортизатора в 2,5 раза обеспечит уменьшение вероятности отрыва заднего левого колеса в 2,8 раза.

Завершая рассмотрение п. 4.8, обратим внимание на следующие *основные результаты*. Применение амортизаторов с увеличенными коэффициентами со-

противления в подвесках с передними и задними малолистовыми рессорами для автомобиля-фургона с полной массой позволило:

- существенно понизить уровень спектральной плотности вертикальных ускорений в области низкочастотного спектрального пика (0,7 ... 2,5 Гц) при незначительном его повышении в межрезонансном диапазоне; причём, наибольшую эффективность гидравлические амортизаторы проявляют на дорогах плохого качества (участке с ровным булыжником);

- более эффективно управлять диссипативными характеристиками подвесок вследствие уменьшения эксплуатационной нестабильности межлистового трения в подвеске в связи с его заменой гидравлическим вязким сопротивлением в амортизаторах;

- обеспечить динамические прогибы малолистовой рессоры, меньшие (для передней рессоры) или равные (для задней рессоры) штатной многолистовой, понизив при этом значения скоростей относительных перемещений штока и поршня в амортизаторе, что положительно скажется на их долговечности;

- существенно повысить стабильность контакта колёс с дорогой для автомобиля-фургона, укомплектованного малолистовыми рессорами, вследствие снижения вертикальных динамических реакций на колёсах и вертикальных (радиальных) динамических прогибов шин.

В частности, когда показателем стабильности контакта колеса с дорогой принята вероятность превышения динамической вертикальной реакцией уровня статической нагрузки на колесе, повышение коэффициентов сопротивления переднего амортизатора в 2 раза обеспечивает снижение в 3,5 раза вероятности отрыва переднего левого колеса от опорной поверхности по сравнению с вариантом установки с малолистовыми рессорами штатных амортизаторов при движении по ровному булыжнику. Выполненное в дополнение к этому повышение коэффициентов сопротивления заднего амортизатора в 2,5 раза обеспечит уменьшение вероятности отрыва заднего левого колеса в 2,8 раза.

В результате проведённых исследований для рассматриваемого автомобиля-фургона рекомендовано повышение в 2 раза коэффициентов сопротивления амортизаторов передних подвесок с двухлистовыми рессорами и в 2,5 раза – амортизаторов задних подвесок вместе с задними двухлистовыми рессорами с однолистовыми дополнительными рессорами.

Значительное повышение усилий сопротивления амортизатора, установленного в составе подвески с малолистовой рессорой, не должно приводить к перегреву и снижению срока эксплуатации амортизатора, особенно в случаях перемещения по дорогам плохого качества. Вследствие этого, целесообразно проведение расчёта теплового режима работы амортизатора, позволяющего скорректировать диаметр его рабочего цилиндра.

В связи с повышением усилий сопротивления двухтрубных амортизаторов, устанавливаемых в составе подвески с малолистовыми рессорами, в целях достижения того же теплового режима, что и при работе с многолистовыми рессорами, для рассматриваемого автомобиля-фургона диаметр рабочего цилиндра амортизатора передней подвески следует увеличить на 25%, а задней подвески – на 40 %. В качестве показателя теплового режима рассматривался температурный перепад между поверхностью амортизатора и окружающим воздухом за один цикл работы амортизатора, рассчитываемый из уравнения теплового баланса по методике, предложенной А.Д. Дербаремдикером.

Наряду с установкой малолистовой рессоры, рекомендуется комплектация подвески однотрубными газонаполненными амортизаторами, позволяющими обеспечить [250]:

- надёжное демпфирование вертикальных колебаний при перемещении по участкам дорог с невысоким уровнем внешних возмущений (например, на отрезке динамометрической дороги) вследствие газового подпора столба амортизаторной жидкости, а значит, более выраженного приближения к линейной зависимости начальной зоны рабочей характеристики амортизатора;

- предотвращение появления вспенивания амортизаторной жидкости в результате воздействия внутреннего давления, что обеспечивает стабильный коэффициент сопротивления на дроссельном режиме;

- хорошее охлаждение непосредственно обдуваемого воздухом цилиндра.

Выводы по главе

1. Осуществлены расчёты вибронагруженности автомобиля-фургона с цельнометаллическим кузовом, рассматриваемого как сложная пространственная механическая система, на базе дифференциальных уравнений больших перемещений тел, с учётом комплексного характера динамического взаимодействия твёрдых, упругих тел и элементов многозвенных виброзащитных систем с

нелинейными гистерезисными характеристиками, а также деформируемости несущих конструкций, сглаживающей и поглощающей способностей шин.

2. Разработаны программы математического моделирования и динамического анализа виброзащитных систем, позволившие осуществить адаптацию программной системы ФРУНД к расчётам динамической модели автомобиля-фургона на базе дифференциальных уравнений больших перемещений тел.

3. На основе результатов дорожных испытаний проверено соответствие новой динамической модели автомобиля-фургона реальному объекту. В результате сопоставления спектральных характеристик вертикальных ускорений, полученных расчётным и экспериментальным путями, удалось сделать вывод о вполне приемлемой их сходимости для рассмотренных режимов перемещения автомобиля-фургона и допустимости использования для последующих расчётов.

4. Проведён подробный динамический анализ влияния на характер вибронагруженности конструкции автомобиля-фургона уровня внешнего кинематического воздействия, величины подрессоренных масс, жесткостных свойств рессор, влияния сухого трения при установке малолистовых рессор, целесообразности более эффективного управления диссипативными характеристиками подвесок вследствие уменьшения эксплуатационной неустойчивости межлистового трения в подвеске в связи с его заменой гидравлическим вязким сопротивлением в амортизаторах.

5. Получены и интерпретированы новые результаты по оценке параметров виброзащитных систем автомобиля-фургона с цельнометаллическим кузовом.

6. По завершении каждого параграфа приведены выводы и рекомендации по рациональному проектированию и дальнейшему совершенствованию конструкций рессорных подвесок автомобиля-фургона.

Глава 5. Динамический анализ первичных виброзащитных систем грузовых автомобилей и транспортных машин повышенной проходимости

5.1. Динамическая модель грузового автомобиля с уточнённым представлением независимых рычажно-пружинных подвесок

С целью динамического анализа вибронагруженности в программном комплексе ФРУНД разработана *новая динамическая модель перспективного грузового автомобиля с детализацией независимых рычажно-пружинных подвесок* [209, 187]. Обладая полной массой 12 т, автомобиль имеет колёсную формулу 4x4. На рис. 5.1.1 продемонстрирован общий вид расчётной системы, а её трёхмерная интерпретация приведена на рис. 5.1.2. Рассматриваемая модель представляется как система твёрдых тел, соединённых с помощью упругодемпфирующих связей (в виде пружин, амортизаторов и т. д.) и соответствующих кинематических пар, включая податливые.

Каждое из твёрдых тел, имеющих шесть степеней свободы, на рис. 5.1.1 выделено отдельным цветом. Кроме того, показаны соответствующие кинематические пары, представляющие собой шарниры и упругодемпфирующие связи. Предусматривается, что силы веса прикладываются к каждому из тел расчётной системы. Восприятие дорожного воздействия осуществляется через шины, способные осуществлять передачу трёх сил и момента относительно вертикальной оси колеса, то есть стабилизирующего момента каждой шины.

В составе каждой независимой подвески предусмотрено наличие двух поперечных рычагов. Для задних подвесок расчётная схема представлена на рис. 5.1.3, 5.1.4. В частности, обозначены маркеры сайлент-блоков (податливых шарниров) вместе с локальными системами координат указанных шарниров. Кроме того, отмечены положения центров масс каждого из тел. В качестве упругого элемента подвески выступает цилиндрическая пружина, нижняя часть которой шарнирно подсоединена к нижнему рычагу направляющего аппарата, а верхняя – к кронштейну, укреплённому на раме. Амортизатор, имеющий нелинейную характеристику, устанавливается соосно с указанной пружиной.

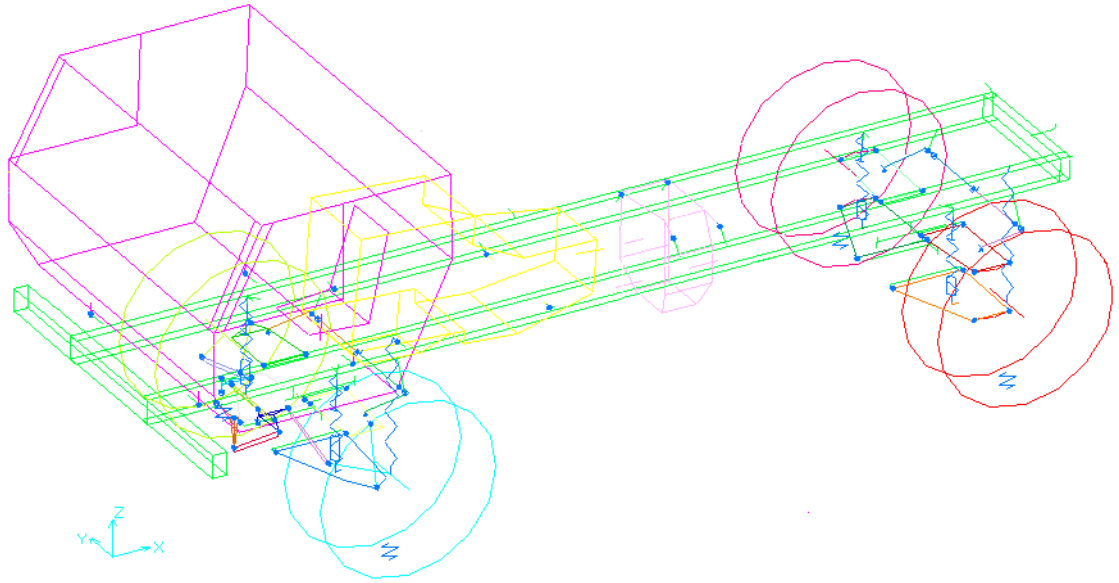


Рис. 5.1.1. Новая расчётная схема перспективного грузового автомобиля с уточнённым представлением независимых рычажно-пружинных подвесок, общий вид

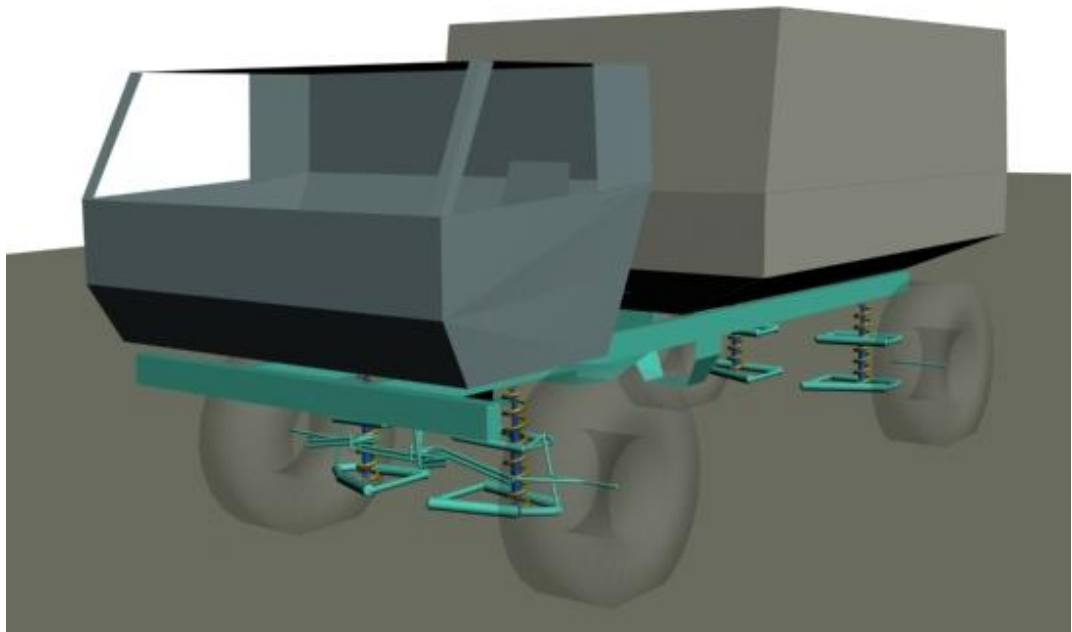


Рис. 5.1.2. Новая расчётная схема перспективного грузового автомобиля с уточнённым представлением независимых рычажно-пружинных подвесок, трёхмерное изображение

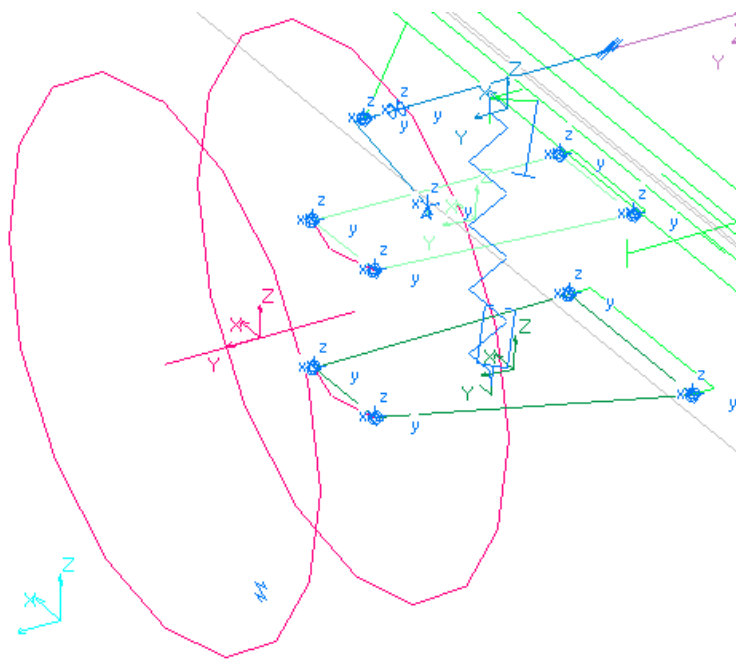


Рис. 5.1.3. Новая расчётная схема независимой задней правой рычажно-пружинной подвески

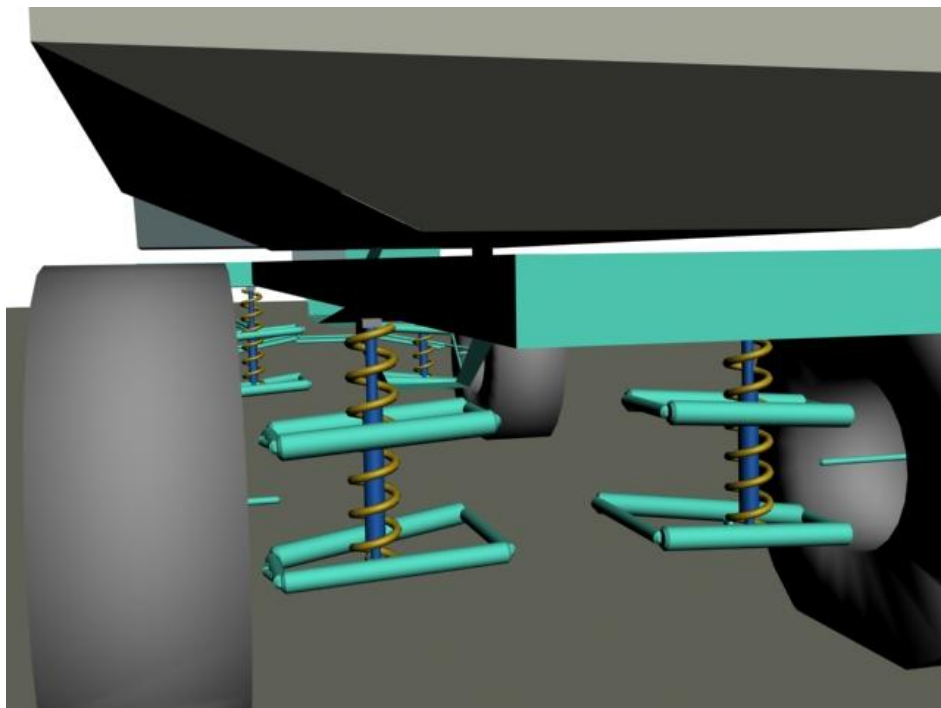


Рис. 5.1.4. Новая расчётная схема независимых задних рычажно-пружинных подвесок, трёхмерное изображение

Осуществлено включение заднего и переднего стабилизаторов в состав модели грузового автомобиля. Причём, каждый моделируется в виде двух половин – твёрдых тел, соединяемых между собой посредством элемента, крутильная жёсткость которого задана. В расчётной схеме обеспечено не только шарнирное

крепление каждой из половин стабилизатора к раме, но и их присоединение посредством серег к верхним рычагам подвесок транспортного средства.

Крепление к раме как силового агрегата, так и раздаточной коробки, осуществлено в расчётной схеме в четырёх точках, с применением податливых по каждому из трёх направлений сферических шарниров. Для каждого из таких шарниров оси ортогональны соответствующим осям системы координат рамы. Что касается кабины грузового автомобиля, то она подсоединена к раме с помощью четырёх трёхмерных опор-виброизоляторов (см. рис. 5.1.1).

Независимые передние подвески отличаются от задних наличием соединительных рычагов подвески с колесом, осуществляемым в точках оси шкворня, благодаря чему и обеспечивается возможность поворота каждого из управляемых колёс (рис. 5.1.5, 5.1.6, 5.1.7). Причём, ось шкворня сориентирована по отношению к колесу так, что при своём продолжении она пересекает плоскость дорожной поверхности в точке, определяемой центром пятна контакта шины. Таким образом, величины плеч обкатки и стабилизации управляемых колёс считаются равными нулевому значению.

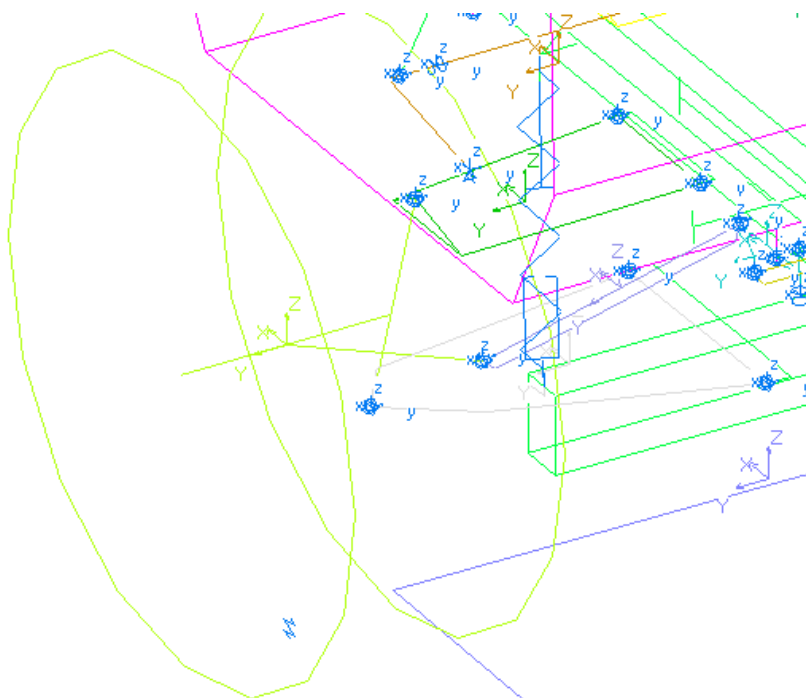


Рис. 5.1.5. Новая расчётная схема независимой передней правой рычажно-пружинной подвески

В модели рулевого привода содержатся подвижная сошка рулевого механизма, шарнирно соединённая с помощью продольного рычага с маятниковым

рычагом; два маятниковых, а также три поперечных рычага рулевого управления (расчётная схема на рис. 5.1.6). Угол поворота колёс можно задавать в модели определённым углом поворота сошки. Шарниры, соединяющие элементы рулевого управления, за исключением шарниров шкворня, считаются податливыми.

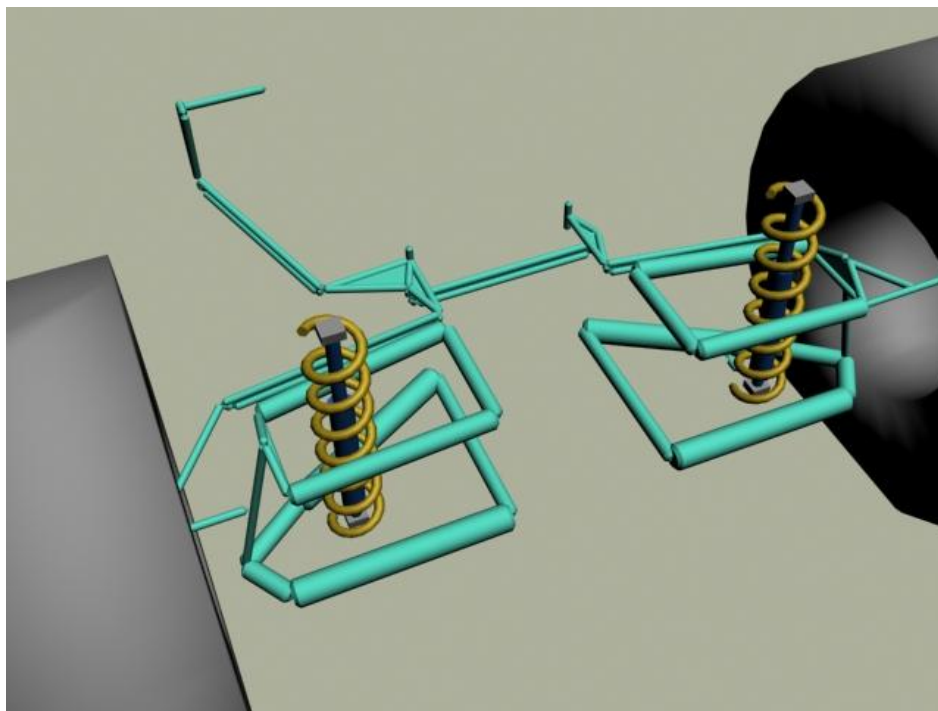


Рис. 5.1.6. Новая расчётная схема независимых передних рычажно-пружинных подвесок и рулевого управления, трёхмерное изображение

5.2. Формирование вертикальных и продольно-угловых статических характеристик рычажно-пружинных подвесок с применением пространственной модели грузового автомобиля

На базе представленной в п. 5.1 пространственной модели грузового автомобиля с применением уравнений больших перемещений тел осуществлено формирование и исследование статических характеристик независимых рычажно-пружинных подвесок, принимая во внимание уточнённую кинематику элементов подвесок, а также особенности их расположения в составе транспортного средства.

Формирование характеристик вертикальной упругости

Расчёт вертикальных жёсткостей подвесок осуществлялся следующим образом [209, 230, 187]. Сначала определялись собственные частоты вертикальных колебаний на передней и задней подвесках. Далее выполнялось построение приведённых к колесу характеристик подвесок в процессе моделирования смещения подрессоренных масс в вертикальном направлении под воздействием медленно изменяющегося вертикального усилия.

Собственные частоты колебаний на передней и задней подвесках вычислялись при переезде транспортного средства, имеющего полную массу 12 т, через треугольную единичную неровность со скоростью 36 км/ч. В качестве параметров единичной неровности выступали её высота, равнявшаяся 0,05 м, а также длины съезда и въезда, составлявшие 1 м. Кинограмма относительных смещений элементов подвесок в процессе переезда через единичную неровность продемонстрирована на рис. 5.2.1.

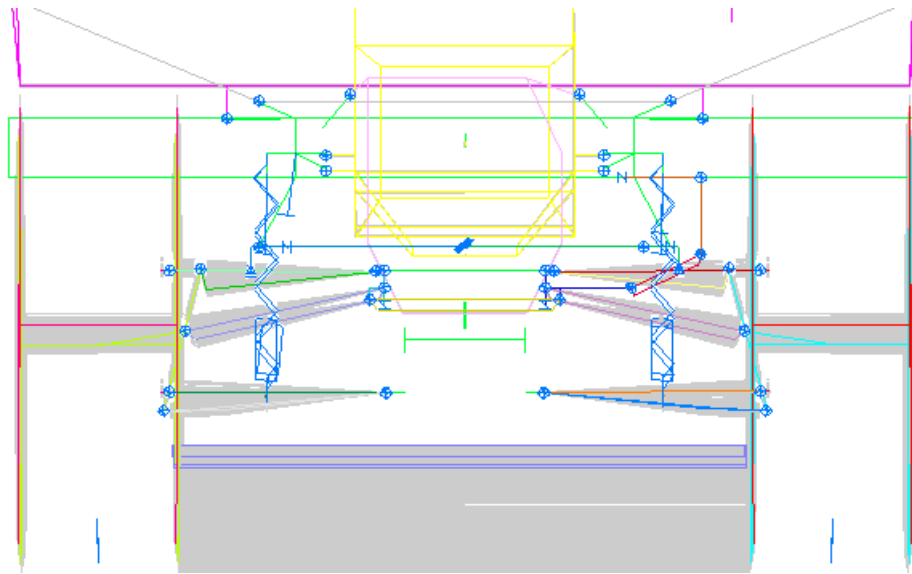


Рис. 5.2.1. Вид кинограммы относительных смещений элементов подвесок в процессе переезда со скоростью 36 км/ч через единичную неровность

Значения статических жёсткостей каждой пружины передних и задних подвесок считались равными и составляли 800 кН/м. Причём, их длины в свободном состоянии соответствовали 0,76 м. Такой вариант пружины подвески принимался в качестве исходного. Что касается статической жёсткости шины, то она достигала 900 кН/м и соответствовала величине среднего статического прогиба, равной 0,033 м (для полной массы рассматриваемого транспортного средства).

Частоты колебаний на подвесках для исходного варианта параметров пружин подвесок определялись по кривым относительных перемещений точек рамы над соответствующими мостами, приведённым на рис. 5.2.2. Как показали расчёты, значение частоты вертикальных колебаний составило 1,5 Гц над передним и 1,15 Гц – над задним мостом.

Наряду с исходным, осуществлялось рассмотрение ещё двух вариантов статической жёсткости пружины: в 1,5 раза превышавших первоначальную, а также в 1,5 раза меньших. Полученные расчётные данные приводятся в табл. 5.2.1. С уменьшением жёсткости пружины возрастает её статический ход, и понижается частота колебаний подрессоренных масс транспортного средства на подвеске.

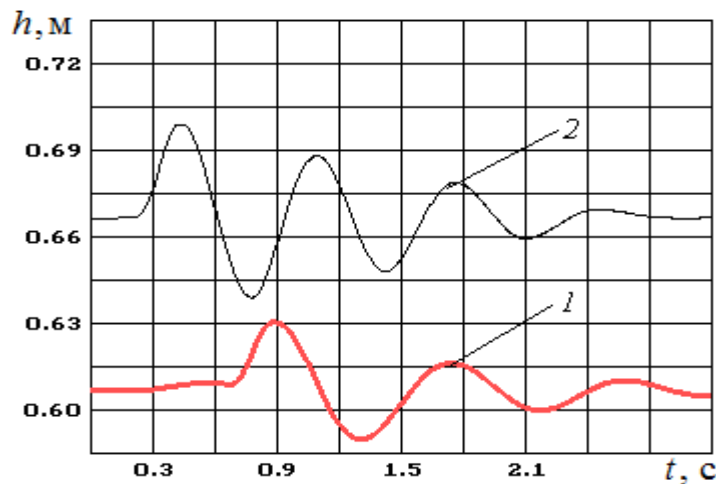


Рис. 5.2.2. Относительные смещения рамы над мостами в вертикальном направлении в процессе переезда со скоростью 36 км/ч через треугольную единичную неровность высотой 0,05 м, с длинами съезда и въезда 1 м:

1 – относительно заднего моста; 2 – относительно переднего моста

Таблица 5.2.1. Сопоставление вариантов жёсткости пружин подвесок в процессе переезда со скоростью 36 км/ч через треугольную единичную неровность высотой 0,05 м, с длинами съезда и въезда 1 м

Статическая жёсткость пружины, кН/м	Частота колебаний, Гц		Статическая жёсткость, приведённая к колесу, кН/м		Статический ход подвески, приведённый к колесу, м	
	передней подвески	задней подвески	передней подвески	задней подвески	передней подвески	задней подвески
530	1,3	1	138	171	0,160	0,217
800 (исходная)	1,5	1,15	216	255	0,100	0,142
1200	1,69	1,36	325	375	0,074	0,112

Итак, наличие независимой подвески, обеспечивающей высокие значения динамических ходов (до 0,400 м), укомплектованной цилиндрической пружиной, обладающей линейной характеристикой, обуславливает появление определённых ограничений на свойства соответствующей подвески. В частности, при обеспечении приемлемой величины статического хода подвески, составляющей 0,150...0,200 м, значение собственной частоты подвески не должно быть выше 1,4...1,5 Гц. Однако, слишком низкие значения собственной частоты обуславливают наличие значительных изменений статического хода подвесок (см. табл. 5.2.1), в особенности задних, что отрицательно скажется на показателях вибронегруженности.

Далее рассчитывалась приведённая к колесу характеристика вертикальной упругости подвески в процессе моделирования вертикальных перемещений транспортного средства, неподвижного вдоль горизонтальной оси, при воздействии медленно изменяющейся вертикальной нагрузки, прикладываемой к центру вертикальной упругости подвесок. Он определялся путём подбора точки приложения вертикального усилия таким образом, чтобы при вертикальном нагружении транспортного средства продольно-угловой крен оказался бы минимальным. Было установлено, что для автомобиля, имеющего полную массу, указанный центр расположен по отношению к передней оси на расстоянии 2,380 м (в то время, как для центра масс это расстояние составляет 2,720 м).

Для синусоидального нагружающего усилия частота составляла 0,1 Гц, а амплитуда достигала 230 кН. Выбор фазы усилия выполнялся так, чтобы вначале осуществлялось сжатие пружин подвесок, и только потом – процесс их растяжения. Кинограмма относительных вертикальных смещений элементов расчётной схемы рассматриваемого транспортного средства в случае описанного вертикального нагружения продемонстрирована на рис. 5.2.3.

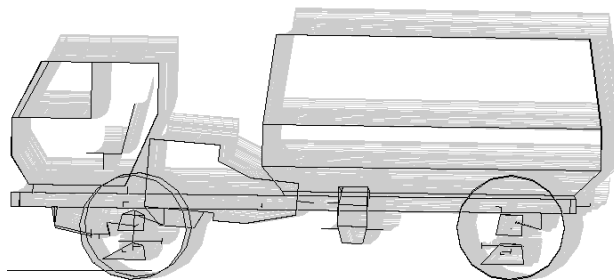


Рис. 5.2.3. Вид кинограммы относительных вертикальных смещений элементов расчётной схемы в процессе построения характеристик вертикальной упругости подвесок, на фазе сжатия пружин подвесок

Построение приведённой к соответствующему колесу характеристики вертикальной упругости каждой из подвесок осуществлялось в виде зависимости вертикального усилия, приходящегося на колесо, от вертикального смещения относительно рамы оси рассматриваемого колеса (рис. 5.2.4).

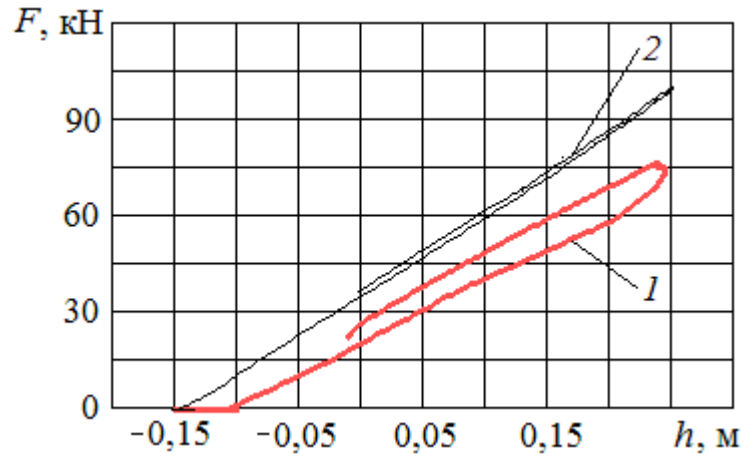


Рис. 5.2.4. Характеристики вертикальной упругости подвесок, приведённые к колесу (при исходном варианте жёсткости пружины): 1 – передняя подвеска; 2 – задняя подвеска

Появление явно выраженной гистерезисной петли на характеристике передней подвески обусловлено наличием трения в пятне контакта шины в процессе её бокового смещения, проявляющегося при учёте в расчётной схеме особенностей кинематики рычажного направляющего аппарата подвески на базе уравнений больших перемещений тел. Для задней подвески малая ширина гистерезисной петли вызвана наличием трения лишь в шарнирах подвески, которое не превышает 500 Н.

Таким образом, с помощью построенной модели удалось ещё на этапе проектирования скорректировать геометрические параметры рычагов передней подвески, предотвращая чрезмерный износ шин в процессе дальнейшей эксплуатации.

Построение с использованием пространственной модели статической характеристики подвески позволяет определить приведённый к колесу статический ход, величина которого при исходном варианте жёсткости пружины составляет 0,150 м для задней подвески, а для передней 0,100 м (рис. 5.2.4). Передняя подвеска обладает меньшей величиной статического хода, чем задняя, вследствие различия в статических нагрузках. При эксплуатации транспортного средства с неполной загрузкой, с уменьшением в два раза значения статической

нагрузки, приходящейся на заднюю подвеску, происходит соответствующее убывание статического хода.

Характеристики подвесок с увеличенной и уменьшенной, по сравнению с исходной (табл. 5.2.1), статическими жёсткостями пружины строились аналогичным образом (рис. 5.2.5).

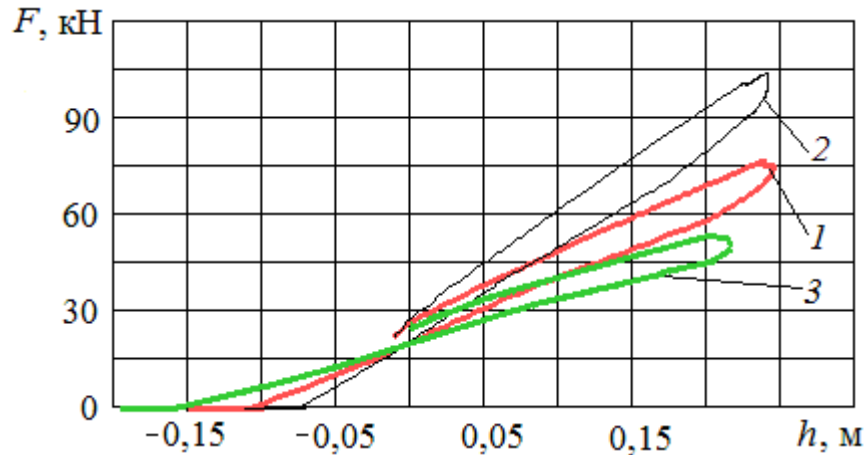


Рис. 5.2.5. Характеристики вертикальной упругости передней подвески, приведённые к колесу, в случаях различных статических жёсткостей пружины: 1 – 800 кН/м (исходный вариант статической жёсткости); 2 – 1200 кН/м (статическая жёсткость увеличена в 1,5 раза); 3 – 530 кН/м (статическая жёсткость уменьшена в 1,5 раза)

Возрастание вертикальной жёсткости подвески сопровождается пропорциональным уменьшением статического хода. В частности, статический ход убывает с 0,100 м до 0,074 м в случае полуторного увеличения жёсткости передней подвески. Статический ход задней подвески принимает несколько большие величины по сравнению с передней, что обусловлено её более высокой нагруженностью, но при разгрузке транспортного средства статический ход задней подвески уменьшается.

Таким образом, подвеске, обладающей значительным ходом, в целях её более рационального функционирования следует придавать прогрессивную характеристику вертикальной упругости, обеспечиваемую применением упругого элемента с нелинейной характеристикой (в частности, пневмогидравлического элемента), или созданием нелинейности, благодаря специальной кинематике направляющего аппарата подвески, обуславливающей, например, переменное наклонное расположение упругого элемента. Другой вариант конструктивного

выполнения подвески с большой величиной хода может заключаться в установке упругого элемента, жёсткость которого регулируема.

Формирование характеристик поперечно-угловой упругости

Расчёт поперечно-угловых жёсткостей подвесок осуществлялся в процессе имитации поперечного крена неподвижного в продольном направлении транспортного средства, при воздействии медленно изменявшегося синусоидального поперечного усилия [212, 230, 187] (рис. 5.2.7).

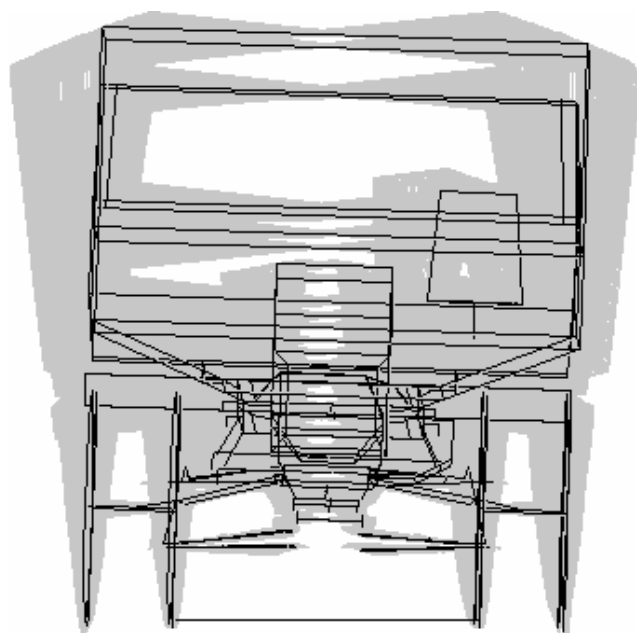


Рис. 5.2.7. Вид кинограммы поперечно-углового крена под воздействием синусоидального поперечного усилия

Приложение поперечной силы осуществлялось в точке, определяемой высотой центра масс всего рассматриваемого транспортного средства. При рассмотрении автомобиля с полной массой указанная высота достигала 1,580 м. Частота воздействия была на уровне 0,1 Гц, а амплитудное значение поперечной силы соответствовало 40 кН. Вид кинограммы относительных смещений элементов расчётной схемы транспортного средства под воздействием боковой силы продемонстрирован на рис. 5.2.7.

Расчёт поперечно-угловой жёсткости осуществлялся путём рассмотрения двух вариантов, в одном из которых не принималась во внимание, а в другом учитывалась податливость шин. Следует заметить, что в обоих случаях учиты-

вается дополнительный момент, появляющийся при крене вследствие горизонтального смещения центра тяжести поддрессоренной массы транспортного средства.

При расчётах, *не учитывавших податливость шин*, угловая жёсткость находилась в виде отношения нагружающего момента от указанной поперечной силы к углу поперечного крена поддрессоренной массы транспортного средства относительно подвески, определявшемуся относительным перемещением оси колеса относительно кузова (рис. 5.2.8). Включение в модели передней и задней подвесок стабилизатора, угловая жёсткость которого 25 (кН·м)/рад, обеспечивает почти двукратное возрастание угловой жёсткости подвески (от 770 (кН·м)/рад до 1500 (кН·м)/рад) при наличии исходного варианта статической жёсткости пружины каждой подвески.

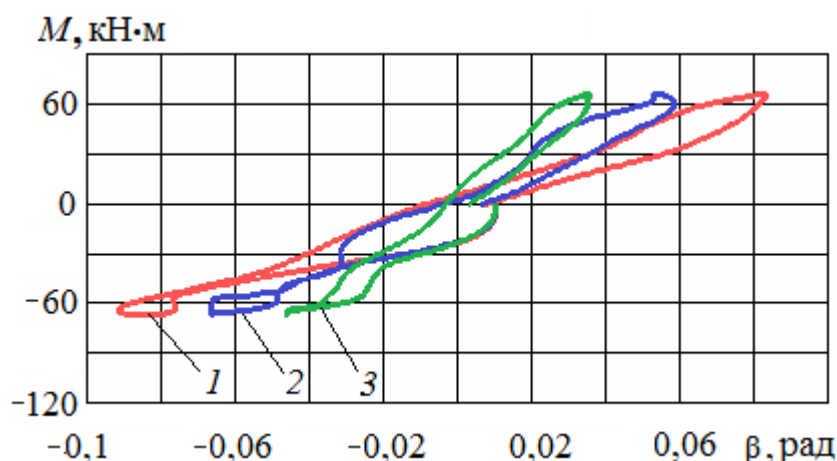


Рис. 5.2.8. Вид характеристик поперечно-угловой упругости подвески, не учитывающих податливость шин: 1 – стабилизатор отсутствует; 2 – установлен стабилизатор с угловой жёсткостью 10 (кН·м)/рад; 3 – установлен стабилизатор с угловой жёсткостью 25 (кН·м)/рад

В случае осуществления вычислений, *учитывающих податливость шин*, угловая жёсткость подвески определялась отношением нагружающего момента от поперечной силы к углу крена рамы транспортного средства (рис. 5.2.9).

Учёт податливости шин способствует значительному снижению угловой жёсткости подвески, а также уменьшает влияние включаемого в её состав стабилизатора. В частности, при отсутствии стабилизатора угловая жёсткость будет 530 (кН·м)/рад, что в 1,45 раза меньше получаемой при расчётах, не предусматривающих учёт податливости шин. При включении же стабилизатора, об-

ладающего угловой жёсткостью 25 (кН·м)/рад, угловая жёсткость подвески повысится до 700 (кН·м)/рад, то есть возрастёт, но не двукратно, а только в 1,32 раза.

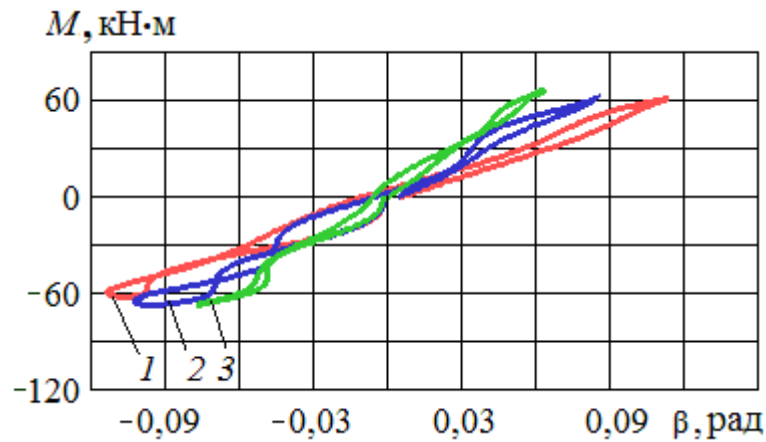


Рис. 5.2.9. Вид характеристик поперечно-угловой упругости подвески, учитывающих податливость шин: 1 – стабилизатор отсутствует; 2 – установлен стабилизатор с угловой жёсткостью 10 (кН·м)/рад; 3 – установлен стабилизатор с угловой жёсткостью 25 (кН·м)/рад

Резюмируя вышеизложенное, можно отметить следующее.

1. Разработка новой динамической модели перспективного грузового автомобиля с детализацией независимых рычажно-пружинных подвесок обеспечила возможность построения и исследования приведённых к соответствующему колесу статических характеристик независимых рычажно-пружинных подвесок с обеспечением учёта нелинейностей характеристик, обусловленных уточнением кинематики направляющего аппарата, учётом гистерезисных свойств виброзащитных элементов, влиянием податливости шин. Полноценное решение этой задачи возможно только на базе уравнений больших перемещений тел.

2. Наличие независимой подвески, обеспечивающей высокие значения вертикальных динамических ходов (до 0,400 м), укомплектованной в качестве упругого элемента цилиндрической пружиной, обладающей линейной характеристикой, обуславливает появление определённых ограничений на свойства соответствующей подвески. В частности, при обеспечении приемлемой величины статического хода подвески, составляющей 0,150...0,200 м, значение собственной частоты подвески не должно быть выше 1,4...1,5 Гц.

3. Однако, слишком низкие значения собственной частоты обуславливают наличие значительных изменений статического хода подвесок, в особенности

задних, что отрицательно скажется на показателях вибронагруженности. Поэтому в нашем примере для передней подвески предпочтителен вариант со статической жёсткостью пружины 530 кН/м, а для задней – со статической жёсткостью 800 кН/м.

4. Подвеске, обладающей значительным ходом, в целях её более рационального функционирования, следует придавать прогрессивную характеристику вертикальной упругости, обеспечиваемую применением упругого элемента с нелинейной характеристикой (в частности, пневмогидравлического элемента), или созданием нелинейности, благодаря специальной кинематике направляющего аппарата подвески, обуславливающей, например, переменное наклонное расположение упругого элемента. Другой вариант конструктивного выполнения подвески с большой величиной хода может заключаться в установке упругого элемента, жёсткость которого регулируется.

5. Учёт податливости шин способствует значительному снижению поперечно-угловой жёсткости подвески, а также уменьшает влияние включаемого в её состав стабилизатора.

5.3. Оценка вибронагруженности грузового автомобиля с уточнённым представлением независимых рычажно-пружинных подвесок

С помощью разработанной динамической модели грузового автомобиля с уточнённым представлением независимых рычажно-пружинных подвесок удастся определить показатели вибронагруженности при перемещении по случайному дорожному микропрофилю [216, 218, 187].

Все расчёты для рассматриваемого транспортного средства осуществлялись при его перемещении с постоянной скоростью по дороге с твёрдым покрытием в виде разбитого булыжника, соответствующего булыжнику автополигона НИЦИАМТ. Графики спектральных плотностей вертикальных ускорений характерных точек конструкции строились по полученным расчётным путём реализациям ускорений.

Вид кинограммы относительных смещений элементов расчётной схемы транспортного средства в случае передвижения по разбитому булыжнику с по-

стоянной скоростью 100 км/ч приведён на рис. 5.3.1. Указанные смещения представлены в системе координат, связанной с рамой.

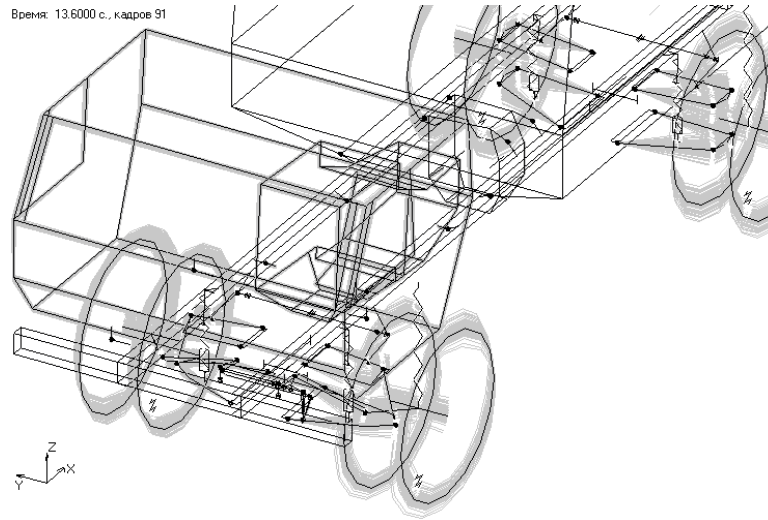


Рис. 5.3.1. Вид кинограммы относительных смещений элементов расчётной схемы грузового автомобиля с уточнённым представлением независимых рычажно-пружинных подвесок (перемещение по участку с разбитым булыжником с постоянной скоростью 100 км/ч)

Благодаря созданной математической модели, можно выполнять анализ вибронагруженности в характерных точках конструкции рассматриваемого транспортного средства, а также осуществлять оценку влияния соответствующих параметров на изменение показателей вибронагруженности.

В частности, на рис. 5.3.2 продемонстрированы расчётные спектральные характеристики вертикальных ускорений трёх различных точек конструкции – под сиденьем водителя, на полу кабины, а также спереди грузовой платформы и в задней её части. Указанные места интересны с позиций уменьшения вибронагруженности как зоны размещения водителя и перевозимого груза. Представленные графики показывают, что максимальные низкочастотные колебания происходят в задней части транспортного средства и соответствуют частоте подвески. Вместе с этим, вибрации при 10 Гц, соответствующие неподрессоренной массе моста, здесь проявляются в меньшей степени, чем в точке, взятой на полу кабины.

Анализ спектральных характеристик вертикальных ускорений этих (см. рис. 5.3.2) и других точек показал, что вид рассматриваемых графиков отличается в зависимости от расположения выбранной точки измерения. Сопоставле-

ние среднеквадратичных вертикальных ускорений этих и других точек вдоль длины транспортного средства показало, что зона, в которой наблюдаются наименьшие среднеквадратичные вертикальные ускорения, находится внутри колёсной базы и смещена к передней подвеске, с меньшей жёсткостью, приведённой к колесу.

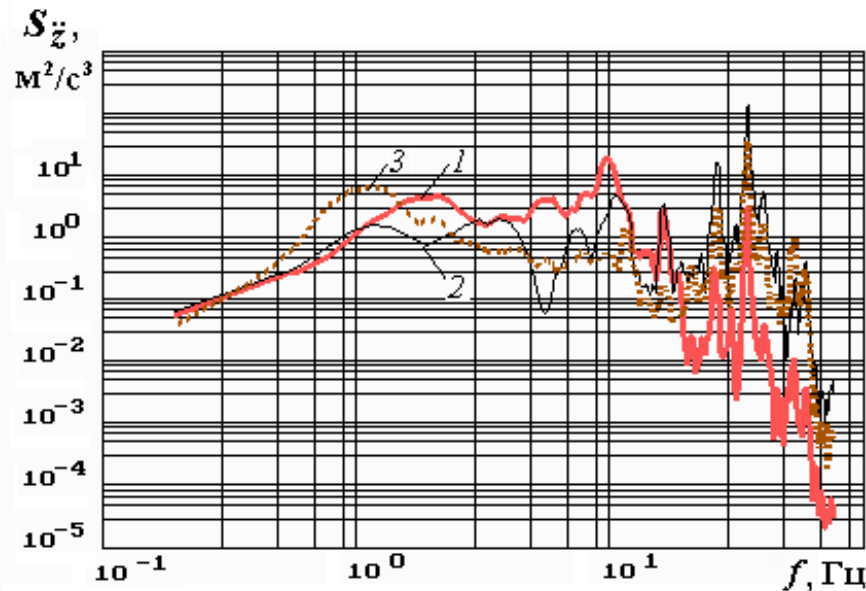


Рис. 5.3.2. Спектральные характеристики вертикальных ускорений (перемещение по участку с разбитым булыжником, 60 км/ч):

1 – под сиденьем водителя транспортного средства, на полу кабины; 2 – передняя часть грузовой платформы; 3 – задняя часть грузовой платформы

С помощью динамической модели рассматриваемого транспортного средства удаётся оценить воздействие конструктивных параметров подвесок на вибронагруженность конструкции, в частности, для амортизатора – его коэффициентов сопротивления на дроссельном режиме.

Повышение коэффициентов сопротивления амортизаторов, включённых в состав задней подвески, обуславливает уменьшение дисперсии вертикальных ускорений в области первого низкочастотного максимума спектральной характеристики с одновременным её возрастанием в межрезонансной области, то есть между основными низкочастотным и высокочастотным максимумами (рис. 5.3.3).

Поэтому при повышении усилий сопротивления указанных амортизаторов наибольшее снижение вибронагруженности приходится на частотный диапазон 0,6...2 Гц. В частности, при двукратном возрастании коэффициентов сопротив-

ления среднеквадратичное значение (СКЗ) вертикальных ускорений в указанном частотном диапазоне снижается на 21,7 %, то есть с 2,219 м/с² до 1,738 м/с².

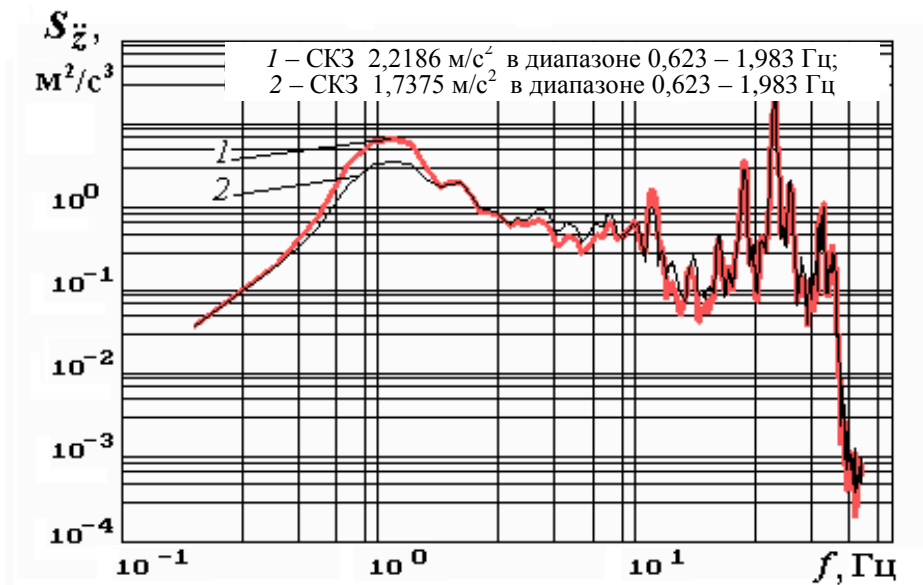


Рис. 5.3.3. Воздействие коэффициентов сопротивления амортизатора рычажно-пружинной подвески на характер вибронгруженности грузовой платформы, в её задней части.

Спектральные плотности вертикальных ускорений (перемещение по участку с разбитым булыжником, 60 км/ч): 1 – исходные коэффициенты сопротивления; 2 – двукратное их увеличение

Повышение ординат спектральной характеристики в межрезонансном диапазоне существенно меньше, чем их убывание в области низкочастотного максимума, но наблюдается в более широком частотном интервале (2,5...9 Гц). Поэтому уменьшение в области низкочастотного резонанса площади, ограниченной графиком спектральной характеристики, может получиться меньше, чем возрастание площади в межрезонансной зоне. Это повлечёт за собой возрастание суммарной площади, то есть дисперсии вертикальных ускорений и их СКЗ в диапазоне 0,3...70 Гц.

Резюмируя вышеизложенное, можно отметить следующее.

1. Вид спектральных характеристик вертикальных ускорений отличается в зависимости от выбранной точки измерения. Сопоставление среднеквадратичных вертикальных ускорений этих и других точек вдоль длины транспортного средства показало, что зона, в которой наблюдаются наименьшие среднеквадра-

тичные вертикальные ускорения, находится внутри колёсной базы и смещена к передней подвеске, обладающей меньшей жёсткостью, приведённой к колесу.

2. Возрастание коэффициентов сопротивления амортизаторов, включённых в состав задней подвески, обуславливает уменьшение дисперсии вертикальных ускорений в области первого низкочастотного максимума спектральной характеристики с одновременным её возрастанием в межрезонансной области, то есть между основными низкочастотным и высокочастотным максимумами. Поэтому наибольшее снижение вибронагруженности приходится на частотный диапазон 0,6...2 Гц.

5.4. Динамическая модель транспортной машины повышенной проходимости с уточнённым представлением независимых рычажно-пружинных подвесок

На базе программного комплекса ФРУНД построена *новая пространственная модель перспективной транспортной машины повышенной проходимости с уточнённым представлением независимых рычажно-пружинных подвесок*, предназначенная для перемещения по твёрдым дорожным поверхностям плохого качества, обеспечивающим значительные относительные перемещения элементов виброзащитных систем. Уточнение кинематических особенностей элементов подвесок и характера их установки в составе модели позволило выполнить оценку вибронагруженности на основе уравнений больших перемещений тел, с учётом нелинейных характеристик элементов систем виброзащиты.

Расчётная модель транспортной машины представляется в виде механической системы, включающей в себя абсолютно твёрдые тела (раму, силовой агрегат, раздаточную коробку, задний и передний ведущие мосты, рычажную систему рулевого управления, подсистему «человек – неподрессоренное сиденье»), соединённые друг с другом элементами, моделирующими рычаги направляющего аппарата подвесок, шины, опоры-виброизоляторы кузова и силового агрегата, амортизаторы, а также передний и задний стабилизаторы поперечной устойчивости (рис. 5.4.1, 5.4.2).

Кузов транспортной машины устанавливается на раме с помощью восьми опор-виброизоляторов. Двигатель в сборе с коробкой передач расположен про-

дольно и крепится к раме посредством пары задних и пары передних виброизоляторов.

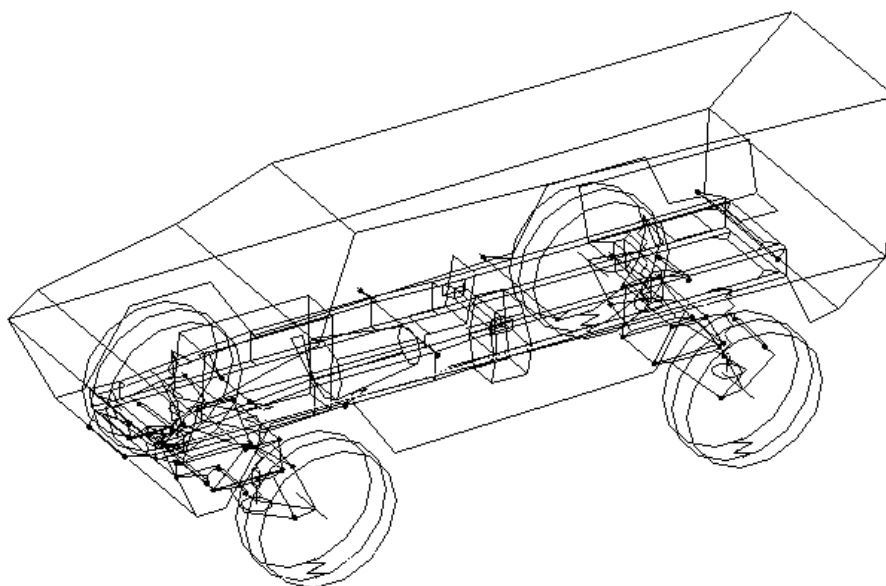


Рис. 5.4.1. Новая расчётная схема транспортной машины повышенной проходимости с уточнённым представлением рычажно-пружинных независимых подвесок

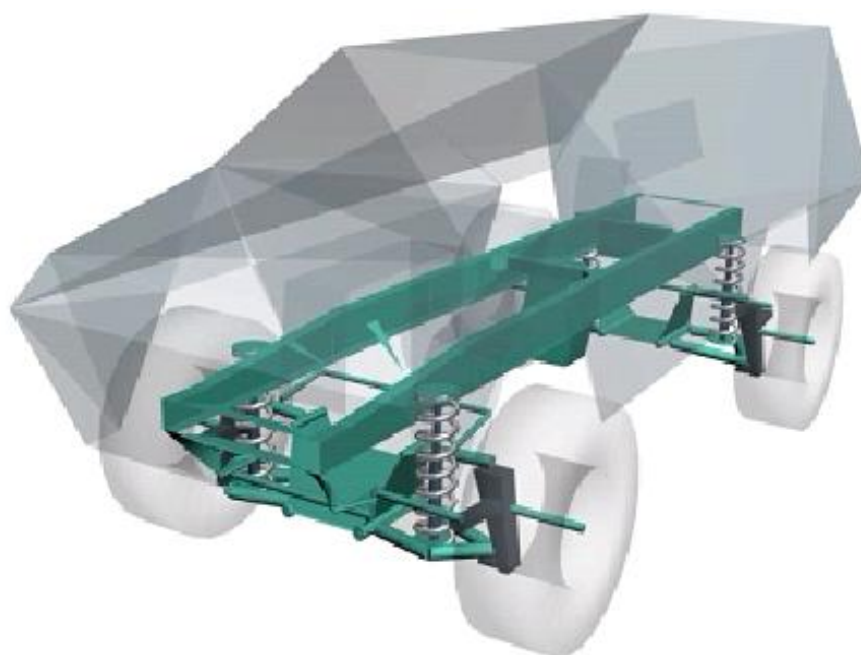


Рис. 5.4.2. Трёхмерное представление новой расчётной схемы транспортной машины повышенной проходимости с уточнённым представлением независимых рычажно-пружинных подвесок

Отдельного внимания заслуживает детализация в модели независимых рычажно-пружинных подвесок (рис. 5.4.3). Для каждой из них направляющий аппарат подвески включает два рычага, способных качаться в поперечной плоско-

сти транспортного средства. Упругий элемент каждой подвески представлен цилиндрической пружиной, соосно расположенной с амортизатором. На нижнем поперечном рычаге подвески осуществлена установка нижней опорной чашки пружины. Предусмотрено шарнирное крепление верхней опорной чашки пружины к кронштейну рамы.

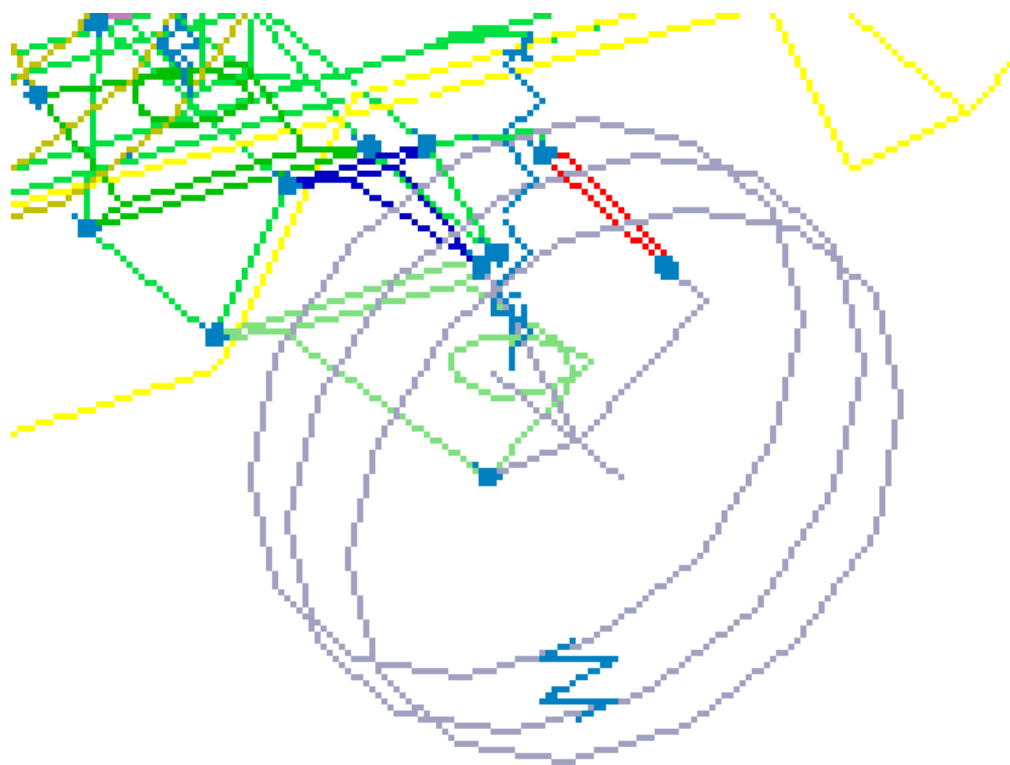


Рис. 5.4.3. Новая расчётная схема задней левой рычажно-пружинной подвески

Амортизаторы каждой подвески представлены вертикальными демпфирующими связями, обладающими кусочно-линейными скоростными характеристиками демпфирования. Причём, в качестве исходных данных задаются ход поршня в амортизаторе, коэффициенты сопротивления дроссельного и клапанного режимов при совершении ходов сжатия и отбоя, и, кроме того, – значения скоростей в начале открытия разгрузочных клапанов при совершении ходов сжатия и отбоя. Что касается скоростной кусочно-линейной характеристики амортизатора, то она состоит из четырёх участков, соответствующих клапанному и дроссельному рабочим режимам и различных на ходах сжатия и отбоя. Нижняя часть каждого амортизатора в модели шарнирно крепится к нижнему рычагу направляющего аппарата подвески, а шарнирное крепление верхней части амортизатора осуществляется к кронштейну рамы транспортной машины.

Предусмотрено включение в динамическую модель транспортного средства стабилизаторов поперечной устойчивости передней и задней подвесок. Такой стабилизатор моделируется в виде двух половин – твёрдых тел, соединяемых элементом, крутильная жёсткость которого задана. Моделирование мест креплений звеньев стабилизатора к серьгам и каждой серьги к кронштейну рамы осуществляется с помощью соединительных элементов, механическая характеристика каждого из которых учитывает как упругую, так и демпфирующую составляющие.

5.5. Особенности построения статических характеристик независимых рычажно-пружинных подвесок с применением пространственной модели транспортной машины повышенной проходимости

Формирование характеристики вертикальной упругости

С целью рационализации вертикальной жёсткости цилиндрических пружин независимых подвесок выполнялось построение статических характеристик вертикальной жёсткости, приведённых к колесу [221, 222]. Статические жёсткости каждой из пружин в составе передних и задних подвесок принимались равными между собой. Выполнялось моделирование вертикального перемещения транспортного средства при воздействии медленно изменявшейся вертикальной нагрузки, представлявшей собой синусоидальную силу, приложенную к центру вертикальной упругости подвесок. Его определение осуществлялось путём подбора точки приложения вертикального усилия таким образом, чтобы угол продольно-углового крена поддрессоренной массы транспортного средства при его вертикальном нагружении оказался бы минимальным. Результаты расчётов при таком моделировании приведены на рис. 5.5.1 и представляют собой зависимости вертикального усилия, приходящегося на колесо, от смещения оси колеса относительно кабины в вертикальном направлении.

Рассматривались пружины двух вариантов. В первом из них статическая жёсткость пружины составляла 850 кН/м, величина деформации пружины под воздействием статической нагрузки достигала 0,055 м, а длина её в свободном состоянии была равной 0,759 м. Для второго же варианта названные параметры равнялись, соответственно, 700 кН/м, 0,067 м и 0,771 м.

Полученные характеристики имеют нелинейный вид и представлены на рис. 5.5.1. Установка первого варианта пружины позволяет обеспечить значение статического хода оси колеса в вертикальном направлении, равное 0,100 м. В случае же применения второго варианта пружины рассматриваемый параметр достигнет 0,132 м.

Ограничить динамический ход оси колеса значениями 0,120...0,150 м удаётся путём установки буфера хода сжатия. Соответствующий график характеристики вертикальной упругости при включении в состав подвески буфера и первого варианта пружины показан на рис. 5.5.2. Причём, жёсткость буфера принималась в четыре раза превышающей статическую жёсткость установленной пружины.

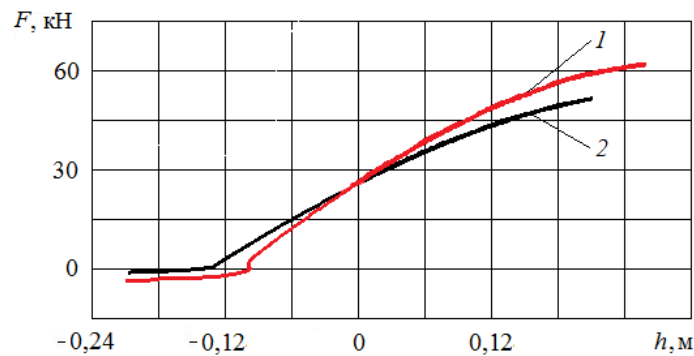


Рис. 5.5.1. Зависимость вертикального усилия, приходящегося на колесо, от смещения оси колеса относительно кабины в вертикальном направлении: 1 – пружина со статической жёсткостью 850 кН/м; 2 – пружина со статической жёсткостью 700 кН/м

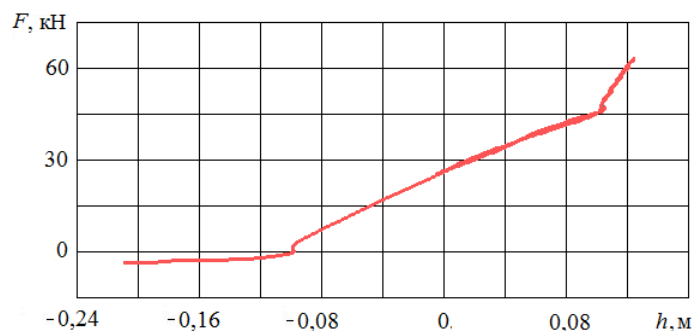


Рис. 5.5.2. Зависимость вертикального усилия, приходящегося на колесо, от смещения оси колеса относительно кабины в вертикальном направлении при комплектации подвески буфером хода сжатия, а также пружиной со статической жёсткостью 850 кН/м

Затем удалось определить частоту вертикальных колебаний в условиях переезда со скоростью 18 км/ч через единичную неровность, обладающую треугольной формой и имевшую высоту 0,090 м, а длину основания 2 м. В связи с этим, проводилось рассмотрение временных реализаций относительных перемещений в вертикальном направлении сиденья водителя при установке пружин указанных ранее вариантов (рис. 5.5.3). Применение пружин с названными жесткостными параметрами позволяет обеспечить значение частоты колебаний в вертикальном направлении на сиденье водителя, соответственно, 1,38 Гц – для первого варианта устанавливаемой пружины и 1,22 Гц – для второго.

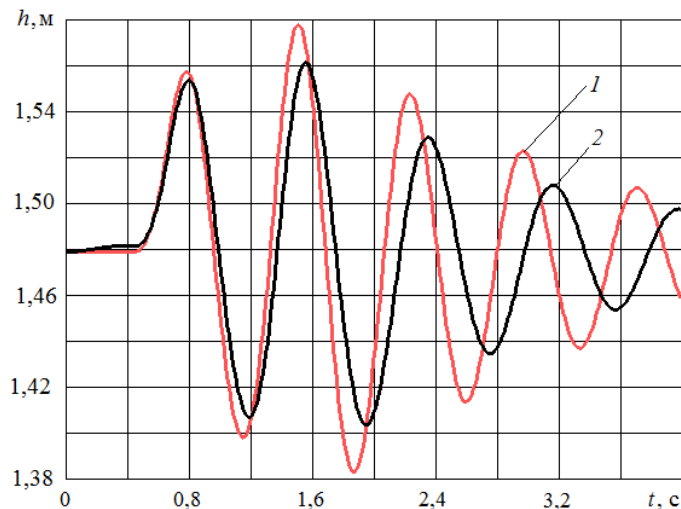


Рис. 5.5.3. Временная реализация относительных перемещений сиденья водителя в вертикальном направлении в процессе переезда со скоростью 18 км/ч через единичную неровность, обладающую треугольной формой: 1 – пружина со статической жёсткостью 850 кН/м; 2 – пружина со статической жёсткостью 700 кН/м

Формирование характеристики поперечно-угловой упругости

В целях рационализации параметров стабилизатора поперечной устойчивости осуществлялось построение характеристик поперечно-угловой упругости [221, 225]. Выполнялось моделирование поперечно-угловых перемещений подпрессоренных масс под воздействием медленно изменявшегося поперечного усилия, прикладываемого к центру масс рассматриваемого транспортного средства.

Производилась установка двух ранее указанных вариантов пружины подвески. По результатам моделирования строились зависимости кренящего момента от поперечно-угловых перемещений кабины (например, для передней подвески соответствующие графики приведены на рис. 5.5.4).

На рис. 5.5.4 показано, что применение первого варианта пружины позволяет обеспечить значение статической поперечно-угловой жёсткости передней подвески, равное 1106 (кН·м)/рад, в то время, как при установке второго варианта пружины оно достигает лишь 900 (кН·м)/рад.

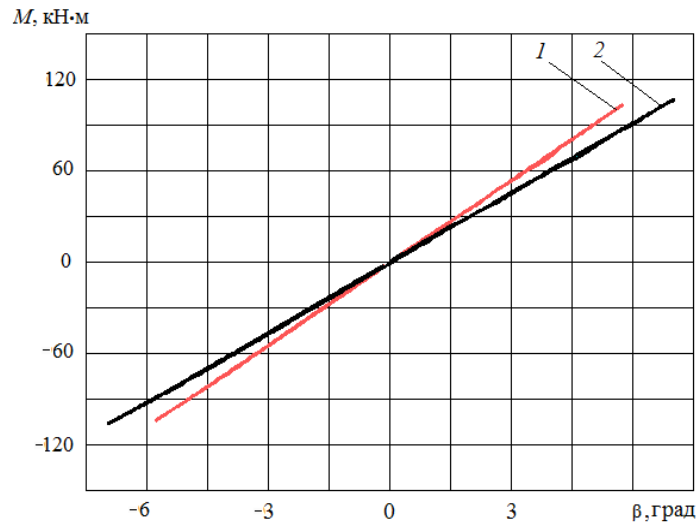


Рис. 5.5.4. Зависимости кренящего момента от поперечно-угловых перемещений кабины: 1 – пружина со статической вертикальной жёсткостью 850 кН/м; 2 – пружина со статической вертикальной жёсткостью 700 кН/м

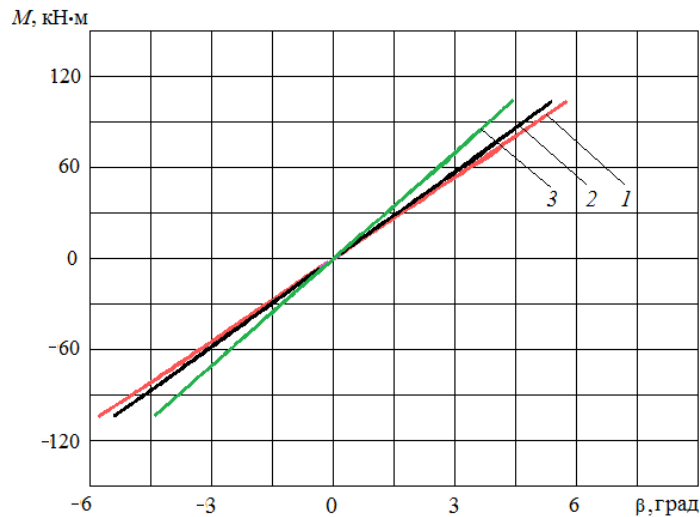


Рис. 5.5.5. Зависимости кренящего момента от поперечно-угловых перемещений кабины в случае установки в составе подвесок пружины, вертикальная жёсткость которой 850 кН/м: 1 – стабилизатор отсутствует; 2 – установлен стабилизатор, обладающий угловой жёсткостью 5 (кН·м)/рад; 3 – установлен стабилизатор, обладающий угловой жёсткостью 25 (кН·м)/рад

С установкой стабилизатора, угловая жёсткость которого составляет 25 (кН·м)/рад, угловая жёсткость передней подвески при наличии первого варианта пружины повышается в 1,3 раза (рис. 5.5.5).

После этого выполнялось нахождение частоты поперечно-угловых колебаний в процессе переезда со скоростью 18 км/ч через единичную неровность, обладавшую треугольной формой и имевшей высоту 0,050 м, а длину основания 2 м. Осуществлялось рассмотрение временных реализаций поперечно-угловых перемещений кабины по отношению к продольной оси транспортной машины (рис. 5.5.6). Установка в подвесках пружины с жёсткостью 850 кН/м способна обеспечить значение частоты поперечно-угловых колебаний, равное 1,03 Гц, при отсутствии стабилизатора и 1,16 Гц – при установке стабилизатора, угловая жёсткость которого составляет 25 (кН·м)/рад.

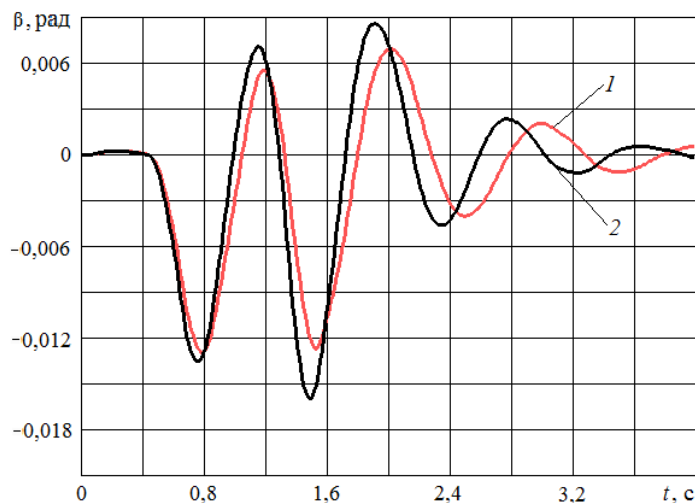


Рис. 5.5.6. Временная реализация поперечно-угловых перемещений кабины относительно продольной оси транспортной машины в процессе переезда со скоростью 18 км/ч через единичную неровность, обладающую треугольной формой, в случае установки в составе подвесок пружины, вертикальная жёсткость которой 850 кН/м:

1 – стабилизатор отсутствует; 2 – установлен стабилизатор, обладающий угловой жёсткостью 25 (кН·м)/рад

Резюмируя вышеизложенное, можно отметить следующее.

1. С применением построенной пространственной модели транспортной машины повышенной проходимости удалось на базе дифференциальных уравнений больших перемещений тел получить приведённые к колесу нелинейные

статические характеристики вертикальных и поперечно-угловых упругостей рычажно-пружинных подвесок, принимая во внимание геометрические нелинейности, обеспечиваемые уточнённым представлением направляющего аппарата подвески, влияние особенностей установки пружины, амортизатора и стабилизатора, а также воздействие деталей крепления и включения ограничительных буферов на характеристику подвески, с учётом радиальной и боковой податливостей шин.

2. В качестве рациональной целесообразно принять вертикальную жёсткость пружины, составляющую 700 кН/м. При этом на сиденье водителя обеспечивается частота вертикальных колебаний, равная 1,22 Гц, а величина статического хода оси колеса составляет 0,132 м. Значение суммарного хода оси колеса, обеспечиваемого такой подвеской, соответствует около 0,400 м.

3. Требуется комплектация подвесок буферами ходов сжатия, способными осуществить ограничение динамических перемещений оси колеса величинами 0,120...0,150 м.

4. В целях дальнейшего увеличения статического хода оси колеса можно рекомендовать комплектацию нелинейными упругими элементами, или для пружины подвески изменить координаты мест её крепления.

5. Установка в подвеске пружины со статической жёсткостью 850 кН/м способна обеспечить значение частоты поперечно-угловых колебаний, равное 1,03 Гц, при отсутствии стабилизатора и 1,16 Гц – при установке стабилизатора, угловая жёсткость которого 25 (кН·м)/рад. Комплектация подвески пружиной со статической жёсткостью 700 кН/м позволит достигнуть частоты поперечно-угловых колебаний выше 1 Гц лишь при наличии указанного стабилизатора.

6. Определение рациональной величины угловой жёсткости стабилизатора целесообразно осуществлять лишь после того, как найдена статическая жёсткость пружины подвески, рациональная с точки зрения вертикальных колебаний.

5.6. Построение кинематических характеристик рычажно-пружинных подвесок при разгоне транспортной машины повышенной проходимости

Процесс интенсивного торможения или разгона транспортной машины связан с возникновением значительных инерционных сил. Их наличие обуславливает продольно-угловой крен кузова, оказывающий неблагоприятное воздействие как на самого водителя, так и перевозимых людей. Параметры продольно-углового крена кузова во многом определяются кинематикой элементов подвески. Поэтому ещё на этапе проектирования целесообразна проверка способности подвески оказывать определённое противодействие продольно-угловым перемещениям кузова при разгоне или торможении транспортной машины [128].

В качестве основной причины, провоцирующей продольно-угловой крен кузова при разгоне или торможении, следует рассматривать возникновение момента от продольной силы инерции. Для такой силы плечо определяет расстояние вдоль вертикальной оси между центром масс кузова и центром продольно-углового крена кузова [128].

В целях проверки обеспечения допускаемых углов продольно-углового крена поддресоренных масс транспортного средства моделировался режим разгона [223]. При этом осуществлялось плавное увеличение продольных усилий, прикладываемых на площадках контакта шин с поверхностью дороги. Значение максимальной суммарной касательной реакции составляло 68 кН, то есть на каждое колесо приходилось 17 кН.

Рассматривались пружины двух вариантов. В первом из них статическая жёсткость пружины составляла 850 кН/м, величина деформации пружины под воздействием статической нагрузки достигала 0,055 м, а длина её в свободном состоянии была равной 0,759 м. Для второго же варианта названные параметры равнялись, соответственно, 700 кН/м, 0,067 м и 0,771 м.

Кинематическими характеристиками подвесок, определяющими их свойства в процессе разгона, были приняты:

а) зависимости угла крена в продольной плоскости кузова транспортной машины от суммарной касательной реакции на всех колёсах при разгоне (рис. 5.6.1);

б) зависимости процентного отношения динамического хода подвески к величине её статического хода от суммарной касательной реакции на всех колёсах при разгоне – показатели подъёма кузова транспортной машины на пружинах передних подвесок и его опускания на пружинах задних подвесок (рис. 5.6.2).

При установке рассматриваемых вариантов пружин углы крена кузова в продольной плоскости транспортной машины оказались близкими друг к другу и, соответственно, достигли 2,6 и 2,2 градусов под действием максимального значения суммарной касательной реакции на колёсах, равного 68 кН (рис. 5.6.1).

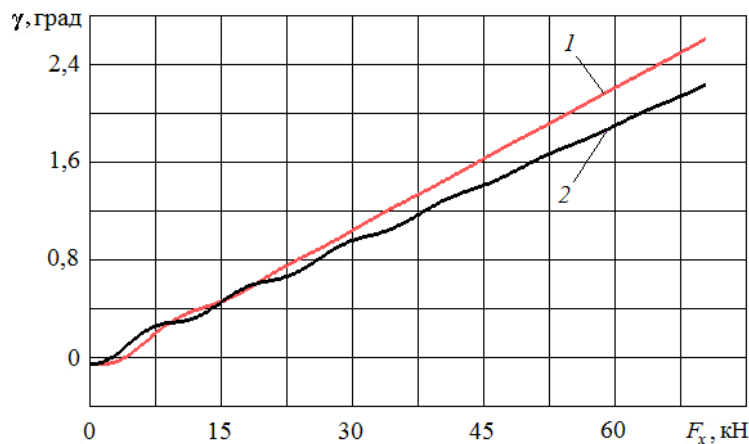


Рис. 5.6.1. Зависимости угла крена в продольной плоскости кузова транспортной машины от суммарной касательной реакции на всех колёсах при разгоне: 1 – статическая жёсткость пружины 850 кН/м; 2 – статическая жёсткость пружины 700 кН/м

Как можно заметить на рис. 5.6.2, характеристики, позволяющие оценить подъём кузова транспортной машины на передней подвеске, совпадают для обоих вариантов пружин. Соответствующие процентные отношения приняты отрицательными, так как рассматривалось противодействие подъёму кузова со стороны упругого элемента передней подвески.

В режиме торможения аналогичные показатели при плавном возрастании продольных тормозных усилий, прикладываемых ко всем колёсам на площадках контакта шин с поверхностью дороги, получили значения, практически идентичные рассмотренным, вследствие симметричности конструкций каждой из подвесок.

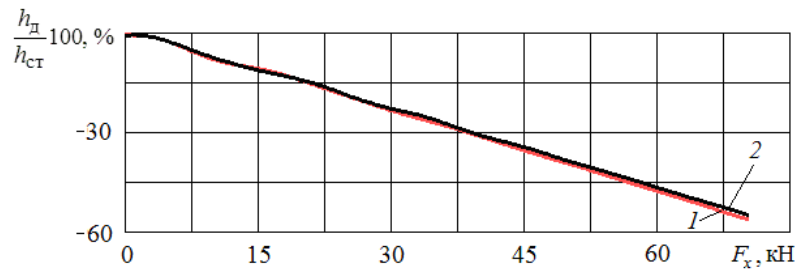


Рис. 5.6.2. Зависимости процентного отношения динамического хода передней подвески к величине её статического хода от суммарной касательной реакции на всех колёсах при разгоне: 1 – статическая жёсткость пружины 850 кН/м; 2 – статическая жёсткость пружины 700 кН/м

Резюмируя вышеизложенное, можно отметить следующее.

1. Применение пространственной модели транспортной машины повышенной проходимости с детализацией независимых рычажно-пружинных подвесок позволило получить кинематические характеристики подвесок при разгоне, с учётом уточнённой кинематики элементов подвесок и особенностей их установки в составе транспортной машины, на базе уравнений больших перемещений тел.

2. При установке пружин со статическими жёсткостями 850 кН/м и 700 кН/м углы крена кузова в продольной плоскости транспортной машины оказались близкими друг к другу и, соответственно, достигли 2,6 и 2,2 градусов под действием максимального значения суммарной касательной реакции, равного 68 кН, то есть по 17 кН на каждом колесе.

3. При необходимости дальнейшего уменьшения угла крена кузова в продольной плоскости транспортной машины, а соответственно, и динамических ходов подвески в процессе разгона и торможения, следует изменить координаты мест крепления рычагов направляющего аппарата подвески. Осуществление этого мероприятия следует согласовать с кинематической характеристикой рулевого управления.

5.7. Динамическая модель транспортной машины повышенной проходимости с уточнённым представлением рессорных подвесок

В целях повышения эффективности анализа вибронгруженности *транспортной машины повышенной проходимости, укомплектованной зависи-*

мыми рессорными подвесками, на основе программного комплекса ФРУНД осуществлено создание *новой динамической модели* [219, 187] с учётом пространственного характера колебаний, с детализацией представления рессор и особенностей их крепления, нелинейностей гистерезисных динамических характеристик элементов виброзащитных систем.

Рассматриваемая модель транспортной машины представляется как механическая система, включающая в себя абсолютно твёрдые тела (раму, силовой агрегат, раздаточную коробку, задний и передний ведущие мосты, рычажную систему рулевого управления, подсистему «человек – неподрессоренное сиденье»), связанные друг с другом элементами, моделирующими звенья рессор, опоры-виброизоляторы кузова и силового агрегата, амортизаторы, передний и задний стабилизаторы поперечной устойчивости, шины (расчётная схема на рис. 5.7.1).

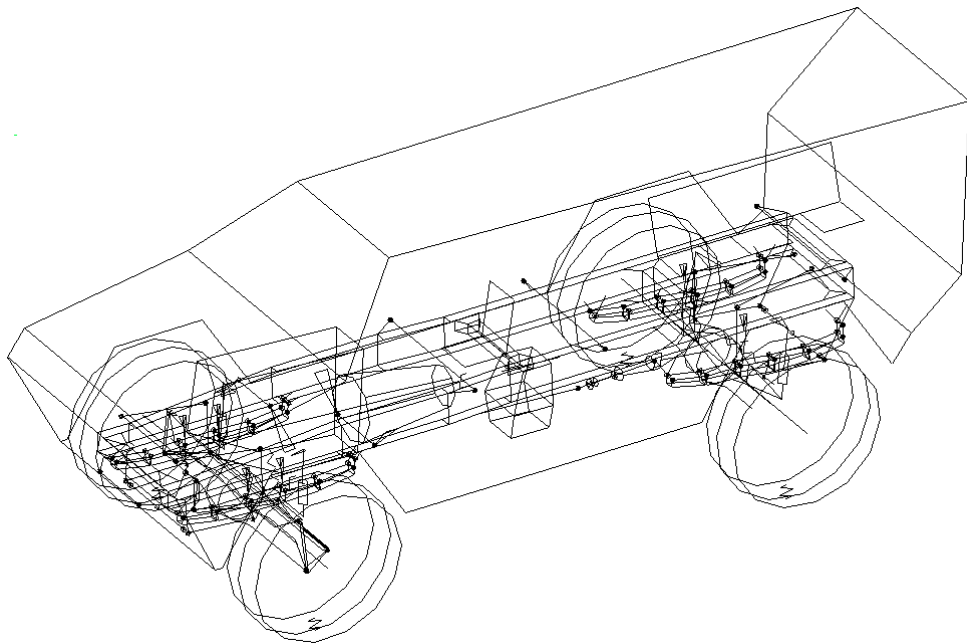


Рис. 5.7.1. Новая расчётная схема транспортной машины повышенной проходимости с уточнённым представлением рессорных подвесок

В процессе построения динамической модели транспортной машины пристальное внимание обращалось на проработку элементов рессорных подвесок, особенностям учёта их установки и крепления. Каждую рессору моделировали пятью звеньями – телами, связанными шарнирами с упругофрикционными угловыми связями, выбранными из условия эквивалентности вертикальной жёсткости рессорной подвески с учётом усилий трения (рис. 5.7.2, 5.7.3).

Предусмотрено жёсткое крепление среднего звена рессоры (представляющего собой её неактивный участок, зажатый стремянками) к балке ведущего моста (рис. 5.7.3). К этому звену одним из своих концов шарнирно подсоединяются два других звена, к которым также крепятся соответствующие звенья. Одновременно осуществляется шарнирное присоединение крайнего переднего по ходу транспортной машины звена к соответствующему кронштейну рамы, а крайнего заднего – к серьге крепления рессоры. В свою очередь, серьга каждой рессоры прикреплена шарнирно к соответствующему кронштейну на раме.

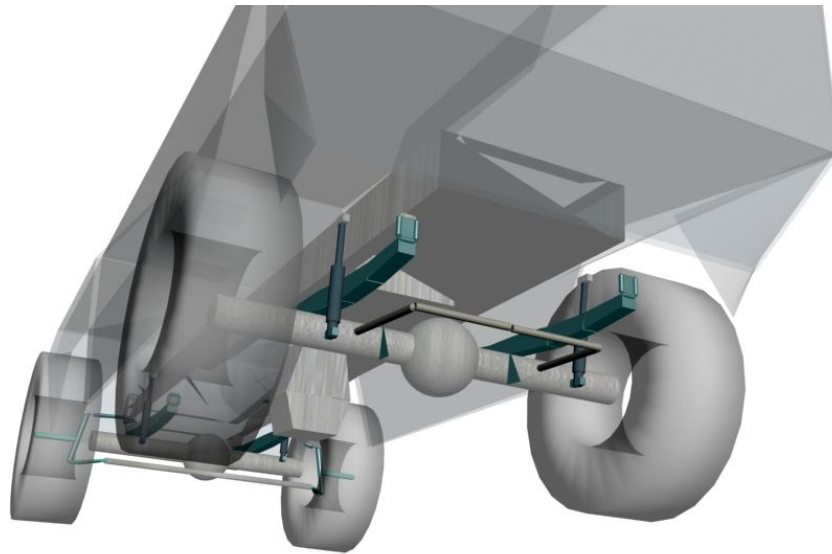


Рис. 5.7.2. Элементы задней подвески в составе новой расчётной схемы транспортной машины повышенной проходимости

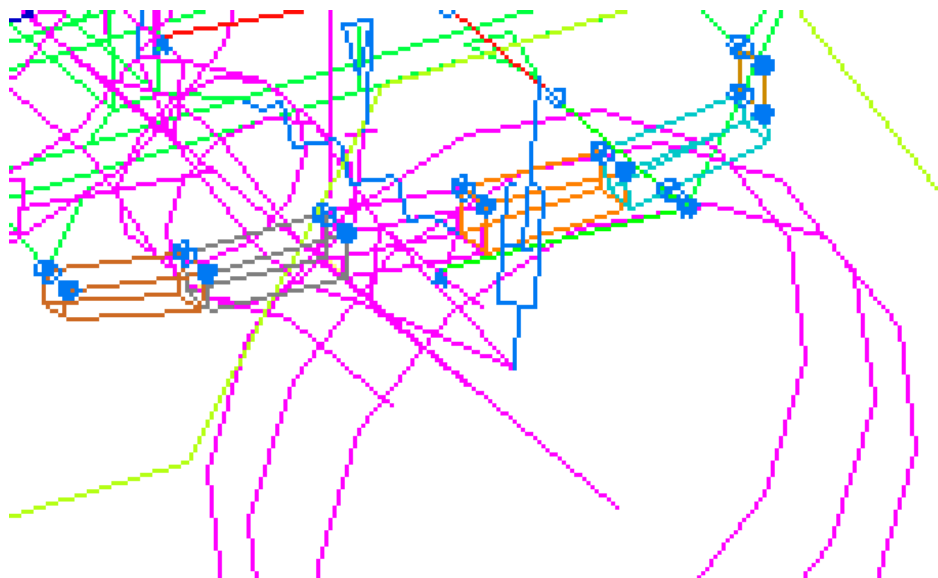


Рис. 5.7.3. Новая пятизвенная расчётная схема задней левой рессоры

Детализация представления рессоры в расчётной схеме даёт возможность принимать во внимание сокращение активной длины рессоры, обусловленное зажатием стремянками её средней части, что влечёт за собой увеличение жёсткости подвески. Включение в состав расчётной модели серьги обеспечивает учёт изменения длины, а значит, и жёсткости рессоры в течение её динамических деформаций, а также воздействия на указанную жёсткость переменного значения угла наклона серьги. В расчётной схеме подвески учтены как параметры соответствующей рессоры, так и влияние жесткостных и демпфирующих характеристик элементов её крепления (в частности, резиновых втулок в ушках рессоры).

Моделирование характеристики подвески с учётом динамической жёсткости рессоры подробно описано в п. 3.1.

Буферы ограничения ходов сжатия также добавлены в состав динамической модели транспортной машины. Причём, каждый из них начинает функционировать в вертикальном направлении в случае возникновения контакта с ним рессоры, и, ввиду этого, его характеристика моделируется в виде зазора с односторонним упором.

Амортизаторы подвесок моделируются в виде вертикальных демпфирующих связей с кусочно-линейными характеристиками. В качестве исходных данных при этом задаются максимальный ход поршня амортизатора, коэффициенты сопротивления на дроссельном и клапанном рабочих режимах (при совершении ходов отбоя и сжатия), скорости в момент начала срабатывания разгрузочных клапанов для ходов отбоя и сжатия. Скоростная кусочно-линейная характеристика амортизатора состоит из четырёх участков, соответствующих дроссельному и клапанному рабочим режимам и различных для ходов отбоя и сжатия.

В составе динамической модели транспортной машины предусмотрено наличие переднего и заднего стабилизаторов поперечной устойчивости. Стабилизатор состоит из двух половин – твёрдых тел, соединяемых элементом, крутильная жёсткость которого задана. Каждая из таких половин, помимо крепления к балке моста, шарнирно подсоединена к серьге, которая, в свою очередь, шарнирно связана с кронштейном на раме. Места крепления серьги стабилизатора и его звеньев представлены соединительными элементами, механическая характеристика каждого из которых учитывает как упругую, так и демпфирующую составляющие.

5.8. Особенности построения статических характеристик рессорных подвесок с применением пространственной модели транспортной машины повышенной проходимости

Формирование характеристики вертикальной упругости

В целях рационализации вертикальных жёсткостей листовых рессор зависимых подвесок осуществлялось построение статических характеристик вертикальной упругости, приведённых к колесу [208]. Статические жёсткости рессор, входящих в переднюю и заднюю подвески, принимались одинаковыми.

Выполнялось моделирование вертикального перемещения транспортной машины при воздействии медленно изменяющейся вертикальной нагрузки, представлявшей собой синусоидальную силу, приложенную к центру вертикальной упругости подвесок. Его определение производилось путём подбора точки приложения вертикального усилия таким образом, чтобы угол крена кузова в продольной плоскости транспортного средства при его вертикальном нагружении оказался бы минимальным. Графическая визуализация результатов такого моделирования представляет собой зависимость вертикального усилия, приходящегося на соответствующее колесо, от смещения оси колеса относительно кабины в вертикальном направлении (рис. 5.8.1).

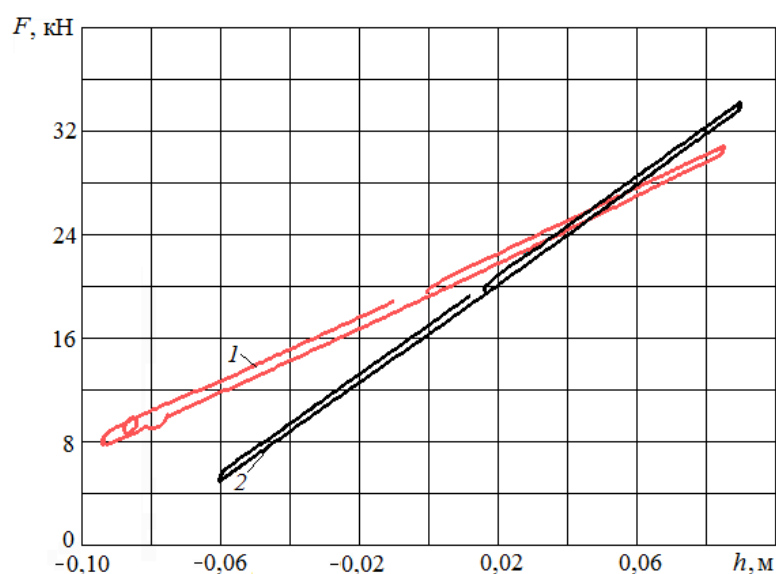


Рис. 5.8.1. Зависимость вертикального усилия, приходящегося на колесо, от смещения оси колеса относительно кабины в вертикальном направлении: 1 – статическая жёсткость рессоры 130 кН/м; 2 – статическая жёсткость рессоры 196 кН/м

Осуществлялось исследование двух вариантов листовой рессоры. Первый из них предполагал значение статической жёсткости 130 кН/м и наличие стрелы прогиба в свободном состоянии, достигавшей 0,200 м. Во втором же случае обозначенные параметры составляли 196 кН/м и 0,133 м соответственно.

Как показано на рис. 5.8.1, оба варианта рессор способны обеспечить примерно одинаковые величины статической и динамической деформаций, равные 0,100 м. Причём, сила, обусловленная сухим межлистовым трением, достигала 1000 Н.

После этого осуществлялось определение частоты вертикальных колебаний при рассмотрении переезда со скоростью 18 км/ч единичной неровности, обладавшей треугольной формой, при высоте 0,050 м, а длине основания 2 м. Выполнялось рассмотрение временных реализаций относительных перемещений сиденья водителя в вертикальном направлении при комплектации подвески обоими вариантами рессоры (рис. 5.8.2). Применение указанных вариантов жёсткости рессоры позволит получить величину частоты колебаний в вертикальном направлении на сиденье водителя 1,15 Гц в случае первого варианта и 1,32 Гц – для второго.

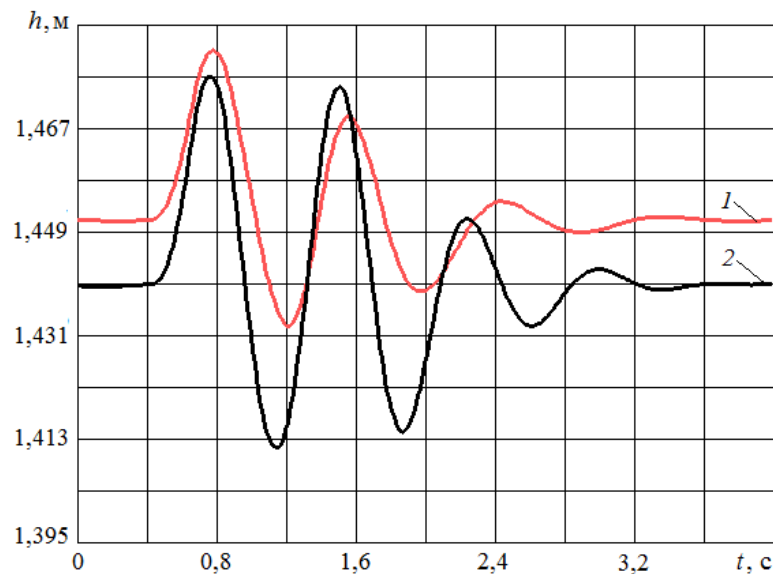


Рис. 5.8.2. Временная реализация относительных перемещений сиденья водителя в вертикальном направлении в случае переезда со скоростью 18 км/ч единичной неровности, обладающей треугольной формой: 1 – статическая жёсткость рессоры 130 кН/м; 2 – статическая жёсткость рессоры 196 кН/м

Кроме того, кинематикой листовой рессоры должен быть обеспечен динамический прогиб передней подвески в 0,100 м. Превышение этой величины провоцирует передачу на раму ударных нагрузок. Следовательно, целесообразна установка буфера хода сжатия передней рессоры.

Формирование характеристики поперечно-угловой упругости

Построение характеристик поперечно-угловой упругости было обусловлено необходимостью рационализации параметров стабилизатора поперечной устойчивости [219]. Поэтому осуществлялось моделирование поперечно-угловых перемещений подрессоренных масс транспортной машины в условиях воздействия медленно изменяющегося поперечного усилия, прикладываемого к центру масс транспортной машины. Выполнялось рассмотрение двух ранее названных вариантов рессор. В процессе моделирования удалось получить зависимости нагружающего момента от поперечно-угловых перемещений. В частности, для передней подвески они представлены на рис. 5.8.3.

Комплектация первым вариантом рессоры позволяет получить величину статической угловой жёсткости передней подвески, достигающую 498 (кН·м)/рад. При наличии же второго варианта рессоры этот параметр равен 629 (кН·м)/рад.

С установкой стабилизатора, угловая жёсткость которого составляет 25 (кН·м)/рад, угловая жёсткость передней подвески при наличии первого варианта пружины повышается от 629 (кН·м)/рад до 961 (кН·м)/рад, то есть в 1,5 раза (рис. 5.8.4).

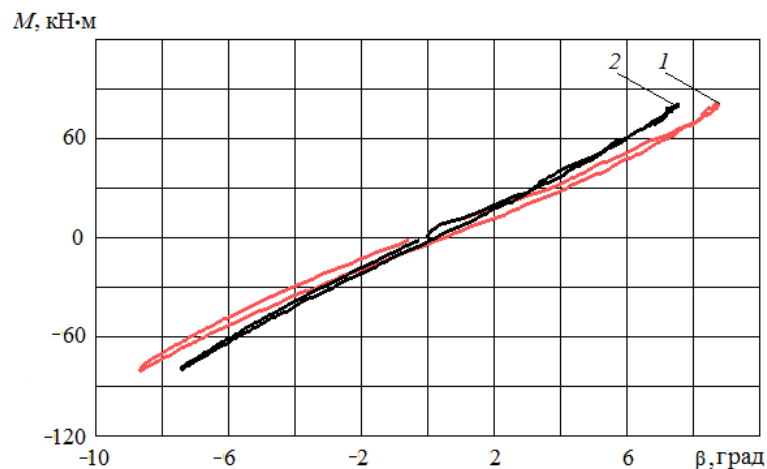


Рис. 5.8.3. Зависимости кренившего момента от поперечно-угловых перемещений кабины: 1 – статическая вертикальная жёсткость рессоры 130 кН/м; 2 – статическая вертикальная жёсткость рессоры 196 кН/м

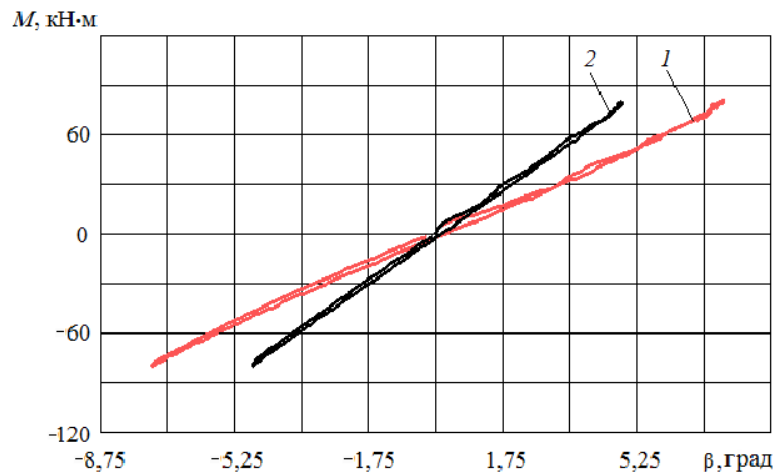


Рис. 5.8.4. Зависимости кренящего момента от поперечно-угловых перемещений кабины в случае установки в состав подвесок рессоры, вертикальная статическая жёсткость которой 196 кН/м: 1 – стабилизатор отсутствует; 2 – установлен стабилизатор, обладающий угловой жёсткостью 25 (кН·м)/рад

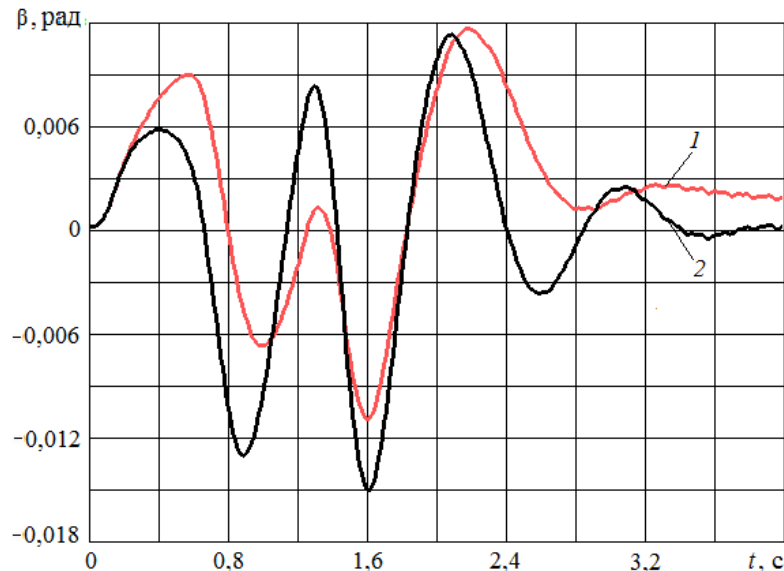


Рис. 5.8.5. Временная реализация поперечно-угловых перемещений кабины относительно продольной оси транспортной машины в процессе переезда со скоростью 18 км/ч через единичную неровность, обладающую треугольной формой, в случае установки в состав подвески рессоры, вертикальная статическая жёсткость которой 196 кН/м: 1 – стабилизатор отсутствует; 2 – установлен стабилизатор, обладающий угловой жёсткостью 25 (кН·м)/рад

Затем выполнялось нахождение частоты поперечно-угловых колебаний в условиях переезда со скоростью 18 км/ч единичной неровности, имевшей треугольную форму, при высоте 0,050 м, а длине основания 2 м. Графики временных реализаций поперечно-угловых перемещений кабины представлены на

рис. 5.8.5. Установка в составе подвесок рессоры со статической жёсткостью 196 кН/м способна обеспечить значение частоты поперечно-угловых колебаний, равное 0,92 Гц, при отсутствии стабилизатора и 1,02 Гц – при установке стабилизатора с угловой жёсткостью 25 (кН·м)/рад.

Резюмируя вышеизложенное, отметим следующие положения.

1. С помощью построенной пространственной многотельной нелинейной динамической модели транспортной машины повышенной проходимости удалось на базе дифференциальных уравнений больших перемещений тел получить статические гистерезисные характеристики вертикальных и поперечно-угловых упругостей рессорных подвесок, принимая во внимание уточнённую кинематику элементов подвесок и особенности их установки в составе транспортной машины.

2. В качестве рациональной целесообразно принять статическую вертикальную жёсткость рессоры, составляющую 196 кН/м. При этом на сиденье водителя обеспечивается частота вертикальных колебаний, равная 1,32 Гц, и достаточная энергоёмкость при малой величине динамического хода 0,100 м. Значение суммарного прогиба рессоры составляет около 0,200 м.

3. Для передних рессор рекомендуется установка буферов ходов сжатия, способных осуществить ограничение динамических перемещений переднего моста величиной 0,100 м. В случае её превышения произойдёт обусловленная кинематикой рессоры передача на раму ударной нагрузки.

4. Установка рессоры со статической жёсткостью 196 кН/м способна обеспечить значение частоты поперечно-угловых колебаний, равное 0,92 Гц, при отсутствии стабилизатора и 1,02 Гц – при установке стабилизатора, угловая жёсткость которого 25 (кН·м)/рад. Комплектация подвески рессорой с жёсткостью 130 кН/м обуславливает появление слишком низкой частоты поперечно-угловых колебаний, а это нежелательно.

5. Определение рациональной величины угловой жёсткости стабилизатора целесообразно осуществлять лишь после того, как найдена вертикальная статическая жёсткость рессоры подвески, рациональная с точки зрения вертикальных колебаний.

5.9. Построение кинематических характеристик рессорных подвесок при разгоне транспортной машины повышенной проходимости

Созданная пространственная модель транспортной машины повышенной проходимости с уточнённым представлением зависимых рессорных подвесок позволяет получить кинематические характеристики подвесок, определяющие углы крена кузова в продольно-угловом направлении в процессе разгона [220], принимая во внимание уточнённую кинематику элементов подвесок и особенности их установки в составе транспортной машины.

Для проверки обеспечения допускаемых углов продольно-углового крена кузова и продольно-угловой жёсткости рессорных подвесок осуществлялось моделирование режима разгона при плавном увеличении продольных усилий, прикладываемых на площадках контактирования шин с дорожной поверхностью. Причём, максимальная величина суммарной касательной реакции составляла 68 кН, то есть на каждое колесо приходилось 17 кН.

Ранее, в п. 5.8, было осуществлено определение вертикальной жёсткости рессоры, наиболее рациональной с позиций вертикальных и поперечно-угловых колебаний. Она достигала 196 кН/м, причём величина стрелы прогиба в свободном состоянии рессоры соответствовала 0,133 м [208]. В связи с этим, осуществлялось рассмотрение лишь указанного варианта рессоры.

Основными кинематическими характеристиками подвесок, определяющими их свойства в процессе разгона, выступали:

а) зависимости угла крена в продольной плоскости кузова транспортной машины от суммарной касательной реакции на всех колёсах при разгоне (рис. 5.9.1);

б) зависимости процентного отношения вертикального динамического хода рессорной подвески к величине её статического хода от суммарной касательной реакции на всех колёсах при разгоне – показатели подъёма кузова транспортной машины на передних рессорах и его опускания на задних рессорах (рис. 5.9.2).

Углы крена в продольной плоскости кузова транспортной машины в случае установки рессор со статической жёсткостью 196 кН/м в составе зависимых подвесок и для варианта пружины с жёсткостью 850 кН/м, входящей в состав независимых подвесок, оказались примерно одинаковыми и под воздействием

максимальной суммарной касательной реакции на всех колёсах, достигли, соответственно, 2,8 и 2,6 градусов (рис. 5.9.1).

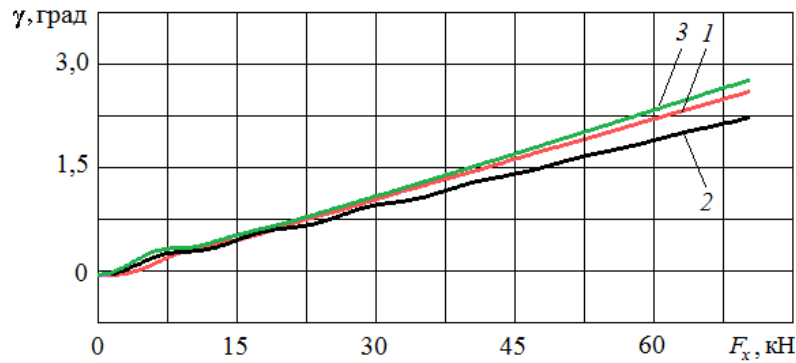


Рис. 5.9.1. Зависимости угла крена в продольной плоскости кузова транспортной машины от суммарной касательной реакции на колёсах при разгоне.

Вариант подвески: 1 – рычажно-пружинная, жёсткость пружины 850 кН/м; 2 – рычажно-пружинная, жёсткость пружины 700 кН/м; 3 – рессорная зависимая, жёсткость рессоры 196 кН/м

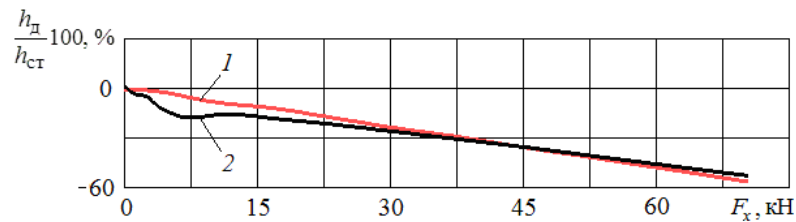


Рис. 5.9.2. Зависимости процентного отношения вертикального динамического хода рессорной подвески к величине её статического хода от суммарной касательной реакции на всех колёсах при разгоне.

Вариант подвески: 1 – передняя рычажно-пружинная, статическая жёсткость пружины 850 кН/м; 2 – задняя рессорная, статическая жёсткость рессоры 196 кН/м

Зависимости, описывающие подъём кузова транспортной машины на передних независимых подвесках при установке пружины с жёсткостью 850 кН/м, а также опускание кузова на рессорах задней зависимой подвески со статической жёсткостью рессоры 196 кН/м в процессе разгона транспортной машины, получились почти идентичны (рис. 5.9.2).

Сопоставление аналогичных показателей во время торможения, в процессе плавного увеличения тормозных усилий, приложенных в продольном направле-

нии ко всем колёсам, позволило обнаружить идентичность их значений вследствие конструктивной симметрии каждой из подвесок.

Наличие новой многозвенной модели рессорной подвески в составе разработанной модели транспортной машины и применение дифференциальных уравнений больших перемещений тел позволили ещё на этапе проектирования обнаружить, что прикладывание продольных усилий на площадках контакта шин с дорожной поверхностью может вызвать появление *S-образного продольного изгиба рессор* во время разгона транспортной машины (рис. 5.9.3, 5.9.4), а также при её торможении. *Это впервые удалось учесть с помощью предложенной модели.* В особенности, это касается задней подвески рассматриваемой транспортной машины.

Такой эффект обусловлен воздействием на рессору в процессе разгона и торможения скручивающего момента, действующего в продольной плоскости транспортной машины и вызывающего поворот балки ведущего моста, а следовательно, и площадки закрепления среднего участка рессоры [170].

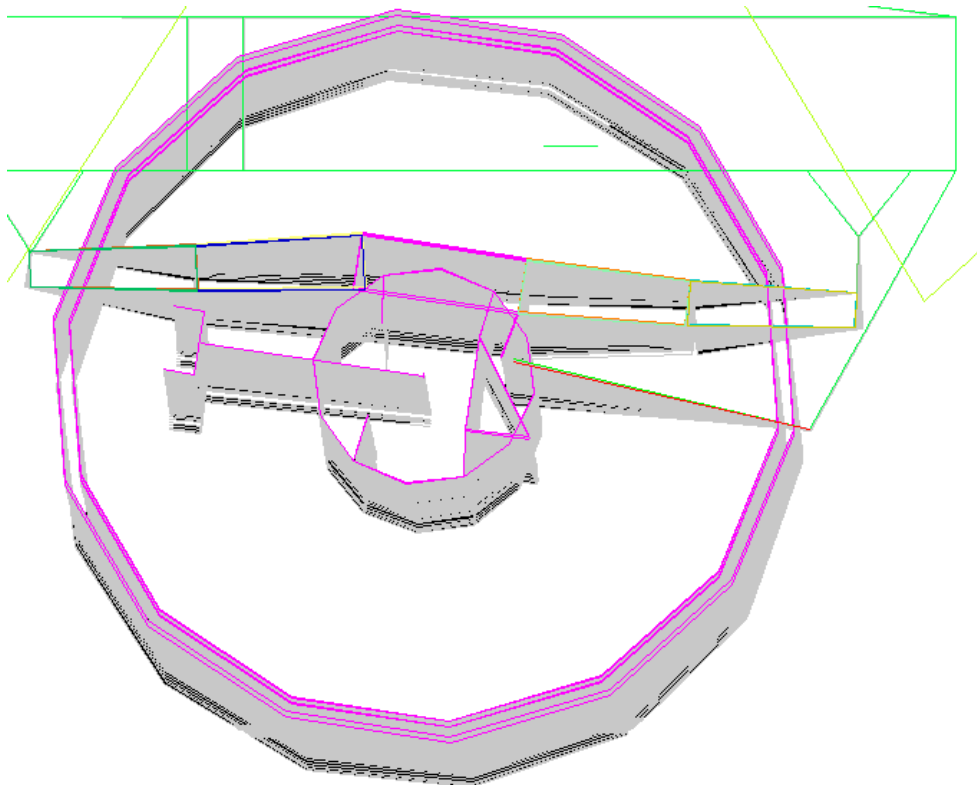


Рис. 5.9.3. Вид кинограммы *S*-образного продольного изгиба симметричных задних рессор при разгоне транспортной машины

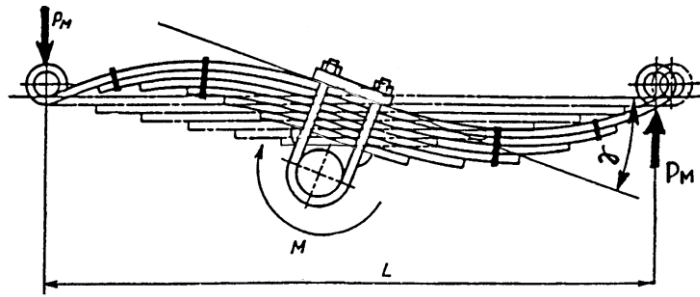


Рис. 5.9.4. Схема появления S-образного продольного изгиба симметричной рессоры при воздействии скручивающего момента [170]:

P_M – вертикальная нагрузка, вызванная воздействием скручивающего момента M , которая приходится на каждое ушко рессоры; M – скручивающий момент, действующий в продольной плоскости транспортной машины; γ – величина продольно-угловой деформации рессоры; L – длина рессоры

В случае S-образного продольного изгиба рессоры на конце одного из её звеньев напряжения от вертикального воздействия суммируются с напряжениями, обусловленными скручивающим моментом [170]. При применении в составе подвески рессор, жёсткость которых недостаточно высока, это обстоятельство становится причиной недопустимо больших значений названных напряжений. К тому же, наличие поворота балки ведущего моста при воздействии скручивающего момента провоцирует нежелательное возрастание угла в заднем карданном шарнире, что отрицательно скажется как на его долговечности, так и на ресурсе работы главной передачи [128].

Предотвращению S-образного продольного изгиба рессор способствует реализация следующих мер [128]:

1) увеличение статической жёсткости рессоры (целесообразно согласовывать с необходимостью обеспечения жёсткости, рациональной с позиций вертикальных и поперечно-угловых колебаний);

2) комплектация транспортной машины несимметричной рессорой, обладающей разной длиной переднего и заднего активных участков (как правило, более коротким принимают переднее звено рессоры, поскольку при этом ведущий вал главной передачи поворачивается по направлению угла в заднем карданном шарнире);

3) комплектация подвески дополнительными резиновыми буферами, взаимодействующими с поверхностью передней части картера главной передачи

или с поверхностью коренного листа рессоры – сзади и спереди от оси ведущего моста;

4) установка реактивных продольных штанг, расположенных под рессорами или над ними.

С целью устранения *S*-образного продольного изгиба задних рессор на основе выполненных расчётов предложены рациональные геометрические параметры продольных реактивных штанг и координаты мест их установки.

Резюмируя вышеизложенное, можно отметить следующее.

1. Применение пространственной модели транспортной машины повышенной проходимости с детализацией зависимых рессорных подвесок позволило получить кинематические характеристики подвесок при разгоне, с учётом уточнённой кинематики элементов подвесок и особенностей их установки в составе транспортной машины, на базе уравнений больших перемещений тел.

2. При установке рессор со статической жёсткостью 196 кН/м удаётся обеспечить углы крена в продольной плоскости кузова транспортной машины, идентичные модификации с независимыми подвесками и пружинами с жёсткостью 850 кН/м.

3. С помощью новой многозвенной модели рессоры, на базе дифференциальных уравнений больших перемещений тел, удалось впервые учесть появление *S*-образного продольного изгиба рессоры при разгоне и торможении с учётом особенностей её установки и деталей крепления, что позволило ещё на этапе проектирования предпринять меры по его устранению путём выбора рационального варианта установки продольных реактивных штанг.

Выводы по главе

1. Построены пространственные динамические модели перспективного грузового автомобиля с независимыми рычажно-пружинными подвесками, транспортных машин повышенной проходимости с уточнённым представлением рычажно-пружинных и рессорных подвесок, на базе дифференциальных уравнений больших перемещений тел.

2. Включение многозвенной модели рессорной подвески с детализацией особенностей установки и крепления в составе динамической модели транспортной машины повышенной проходимости позволило впервые, уже на этапе проектирования подвески, зафиксировать возможность появления *S*-образного

продольного изгиба задних рессор при разгоне, что дало возможность своевременно предложить рациональный вариант по его устранению.

3. Ещё на этапе проектирования осуществлено построение кинематических характеристик подвесок с целью проверки обеспечения подвесками допусковых углов продольно-углового крена при разгоне и торможении. Это удалось выполнить, благодаря детализации направляющих аппаратов подвесок в динамических моделях представленных транспортных машин.

4. Проработка в расчётной схеме особенностей направляющих аппаратов пружинных подвесок, а также особенностей установки и крепления упругих и демпфирующих элементов подвесок, позволила уже на этапе проектирования названных транспортных средств построить статические характеристики вертикальной и поперечно-угловой упругостей подвесок, приведённые к колесу, то есть с учётом уточнения кинематики элементов подвесок и упругодемпфирующих характеристик соединительных элементов, включения ограничительных буферов. Это дало возможность аргументировано подойти не только к вопросам выбора рациональных вертикальных жёсткостей, но и к проблеме выбора угловой жёсткости стабилизатора.

5. Конкретные рекомендации по рационализации конструкций подвесок приведены в конце соответствующих параграфов.

Глава 6. Динамический анализ первичной виброзащитной системы транспортной машины с пневмогидравлическими подвесками

6.1. Особенности динамической модели транспортной машины с уточнённым представлением пневмогидравлических подвесок

В процессе адаптации программного комплекса ФРУНД к расчёту транспортных средств с различными вариантами подвесок удалось выполнить построение *новой пространственной модели транспортной машины повышенной проходимости ГАЗ-29651 с детализацией пневмогидравлических подвесок*, что обеспечило возможность осуществления оценки вибронагруженности рассматриваемой конструкции, принимая во внимание большие перемещения твёрдых тел, уточнённую кинематику элементов подвесок и особенности их установки в составе транспортной машины [229, 232, 343].

Возрастание эффективности решения проблем, вызванных обеспечением рационального проектирования и дальнейшего усовершенствования современных систем виброзащиты транспортных машин, тесно связано с поиском новых технических решений, позволяющих широко использовать преимущества пневмогидравлических подвесок, к которым следует отнести [76]: нелинейность рабочих характеристик; компактность, вследствие высокого давления газа и объединения в составе одного узла функций упругого и демпфирующего элементов подвески; допустимость регулировки высоты кузова над дорожной поверхностью. Поэтому очевидна перспективность создания динамических моделей транспортных машин с названным типом подвесок, расширения возможностей проектирования и отладки конструктивных особенностей подвесок в процессе компьютерного имитационного моделирования, то есть ещё до построения опытного образца.

Осуществлялось рассмотрение многомассовой динамической модели транспортной машины повышенной проходимости с уточнённым представлением пневмогидравлических подвесок, учитывающей специфичность кинематики элементов в составе указанных подвесок, а также имеющихся упругодемпфирующих связей.

На рис. 6.1.1 продемонстрирован общий вид транспортной машины. Все тела, включённые в состав динамической модели, принимались в качестве абсо-

лютно твёрдых (рис. 6.1.2, 6.1.3). В связи с тем, что работу трансмиссии здесь не учитываем, раздаточную коробку, а также соответствующие карданные валы в модель не включаем.



Рис. 6.1.1. Общий вид транспортной машины повышенной проходимости с установкой пневмогидравлических подвесок

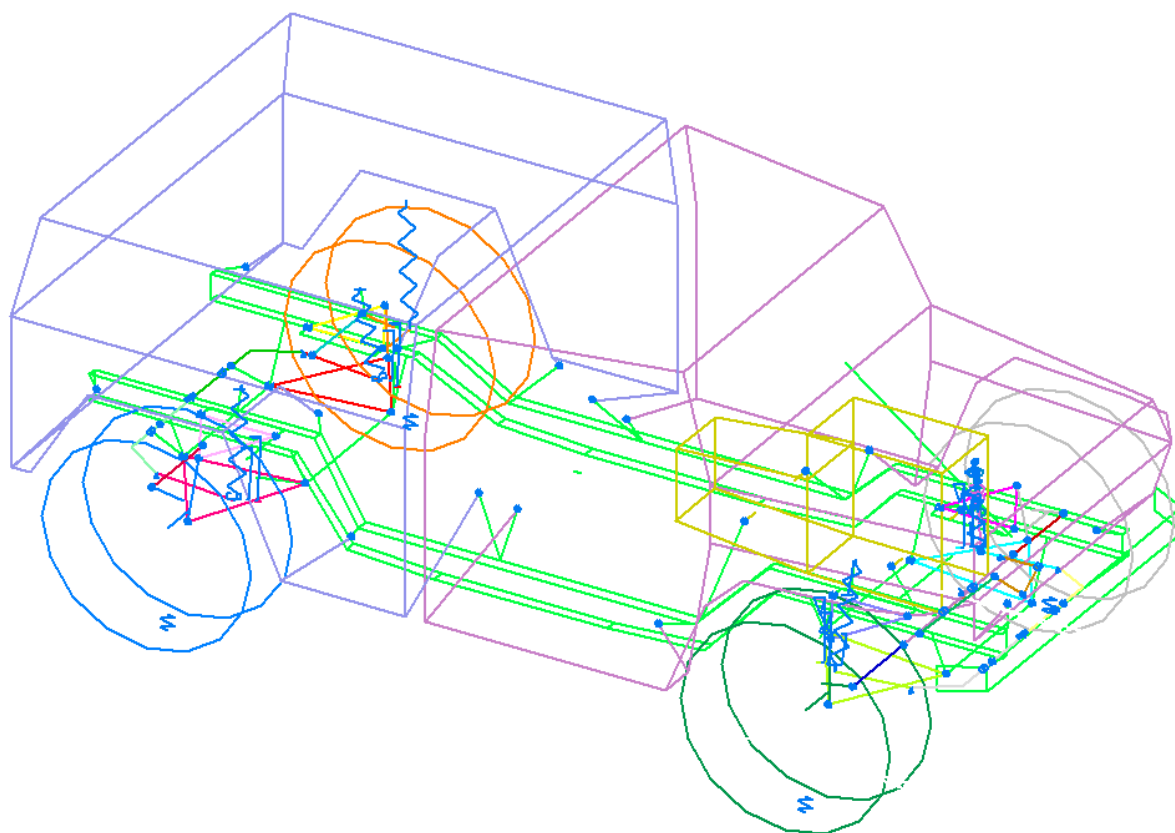


Рис. 6.1.2. Новая расчётная схема транспортной машины с уточнённым представлением пневмогидравлических подвесок, общий вид

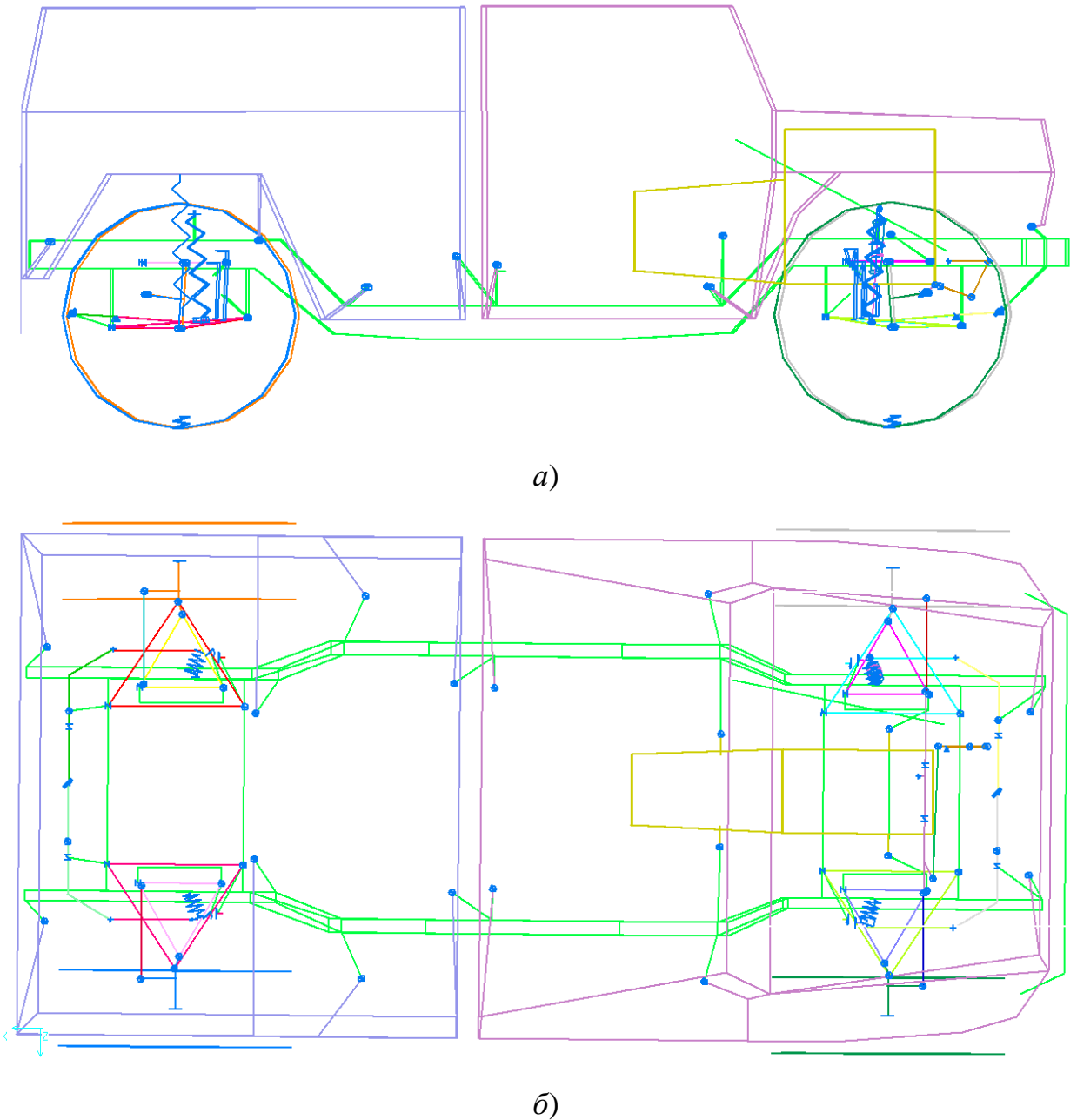


Рис. 6.1.3. Новая расчётная схема транспортной машины с уточнённым представлением пневмогидравлических подвесок: а) вид сбоку; б) вид сверху

В состав динамической модели рассматриваемой транспортной машины включены в виде твёрдых тел рама, фургонный кузов, кабина, силовой агрегат, звенья рычажного направляющего аппарата каждой подвески, рычаги рулевого привода, колёса, связанные с помощью соединительных элементов.

Кабину жёстко закрепляют в шести точках на раме, а кузов имеет восемь точек крепления. Двигатель в сборе с коробкой передач расположен продольно и монтируется на раме, благодаря двум передним и двум задним опорам-

виброизоляторам, обладающим одинаковыми жесткостными и демпфирующими характеристиками. На рис. 6.1.4 приведена расчётная схема в трёхмерной интерпретации.

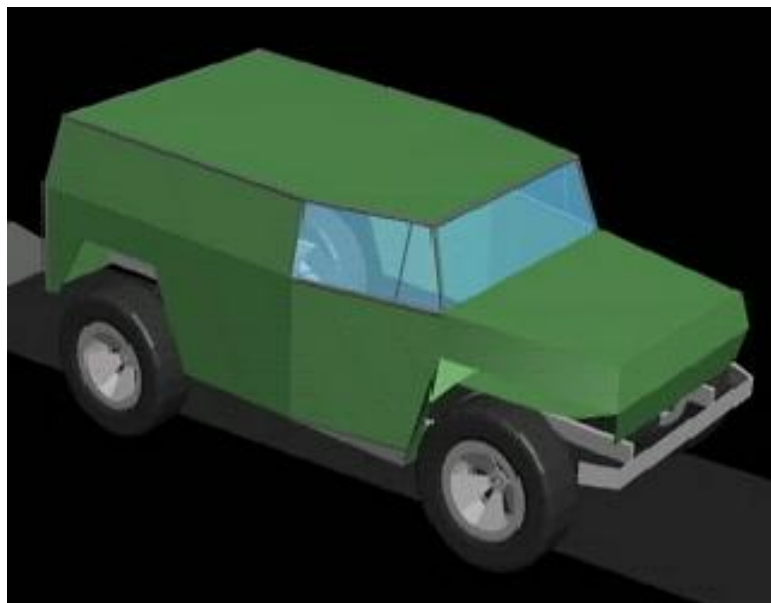


Рис. 6.1.4. Трёхмерное изображение новой расчётной системы транспортной машины с установкой пневмогидравлических подвесок

Отдельного внимания заслуживают *независимые пневмогидравлические подвески* (рис. 6.1.5) и особенности их расчётных схем (рис. 6.1.6).

В роли направляющего аппарата в модели каждой подвески выступают два рычага, способных качаться в поперечной плоскости транспортной машины. Причём, каждый из верхних рычагов обладает V-образной конфигурацией, с расположением головок шарнирного крепления в узлах треугольника.

В отличие от верхних, нижние рычаги подвесок с ∇ -образной формой снабжены осью, к которой осуществлено шарнирное подсоединение нижней части пневмогидравлического элемента подвески.

В основании каждого рычага имеются две головки, которые посредством сайлент-блоков шарнирно крепятся к кронштейнам на раме. Для того, чтобы показать, что они обладают одной общей осью качания, в составе модели транспортной машины каждый из рычагов выполняется треугольным. Головка, расположенная в вершине рычага, входящего в состав передней подвески, соединяется шарнирно с цапфой поворотного кулака. В составе модели он жёстко закреплён на ступице колеса. В задней подвеске рассматриваемая головка рычага

соединена шарнирно с цапфой ступицы соответствующего колеса транспортного средства.

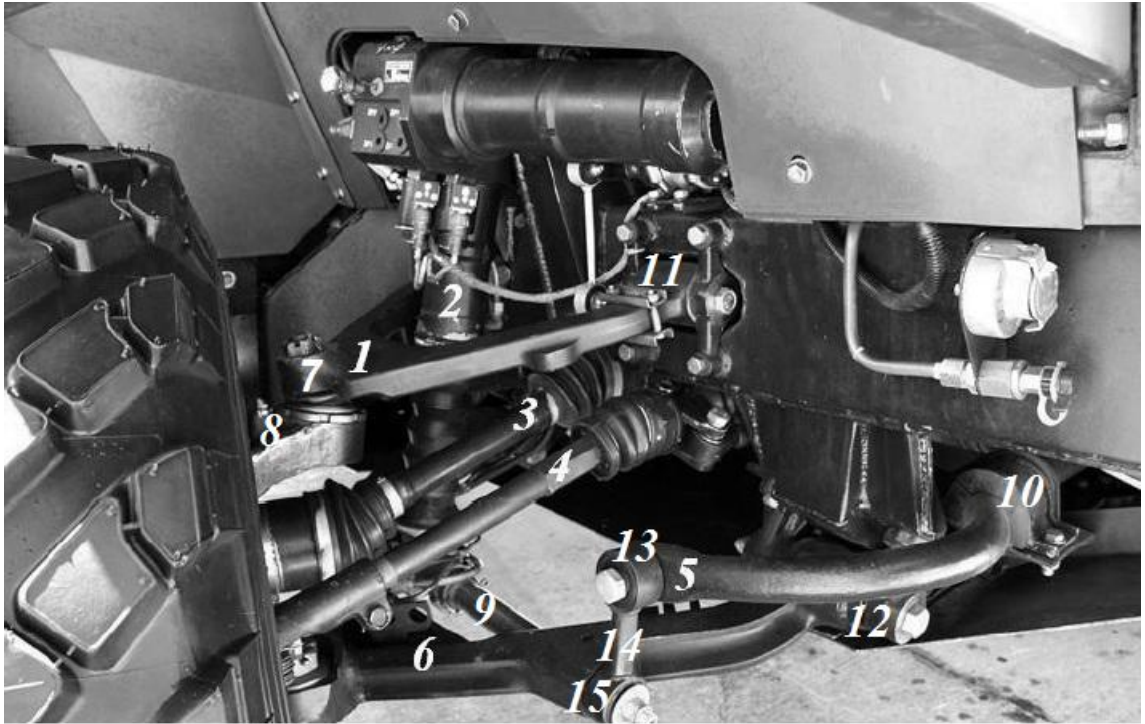


Рис. 6.1.5. Конструкция пневмогидравлической передней правой подвески транспортной машины [8]:

1 – верхний, *6* – нижний рычаги направляющего аппарата; *2* – корпус пневмогидравлического элемента; *3* – наличие карданного вала, обеспечивающего привод правого переднего колеса; *4* – установка поперечной тяги, входящей в состав рулевого привода; *5* – штанга стабилизатора обеспечения поперечной устойчивости; *7* – шарнирное соединение верхнего рычага направляющего устройства с верхней цапфой поворотного кулака; *8* – часть верхней цапфы поворотного кулака; *9* – вид оси нижнего рычага направляющего устройства подвески, к которой шарнирно крепится пневмогидравлический элемент; *10* – резиновая подушка при креплении правой части стабилизатора поперечной устойчивости к кронштейну на раме; *11* – шарнирное соединение с помощью сайлент-блока верхнего рычага направляющего аппарата с кронштейном на раме; *12* – шарнирное соединение с помощью сайлент-блока нижнего рычага направляющего аппарата с кронштейном на раме; *13* – шарнирное соединение штанги стабилизатора с серьгой его крепления; *14* – соединение посредством серьги стабилизатора с нижним рычагом подвески; *15* – шарнирное соединение серьги стабилизатора с нижним рычагом направляющего аппарата подвески

Как видим, в созданной модели удалось учесть особенности конфигурации и крепления рычагов направляющего аппарата подвесок, что обеспечило повышение точности их кинематики.

Противодействие поперечным кренам транспортной машины обеспечивает включение в модель стабилизаторов поперечной устойчивости передней и задней подвесок. Причём, каждый из них рассматривается как состоящий из двух половин – твёрдых тел, соединяемых между собой элементом, крутильная жёсткость которого задана. Предусмотрено шарнирное соединение концевой части каждой такой половины с помощью серьги к нижнему рычагу подвески, и крепление через резиновые подушки средней части стабилизатора к кронштейну, установленному на раме транспортной машины.

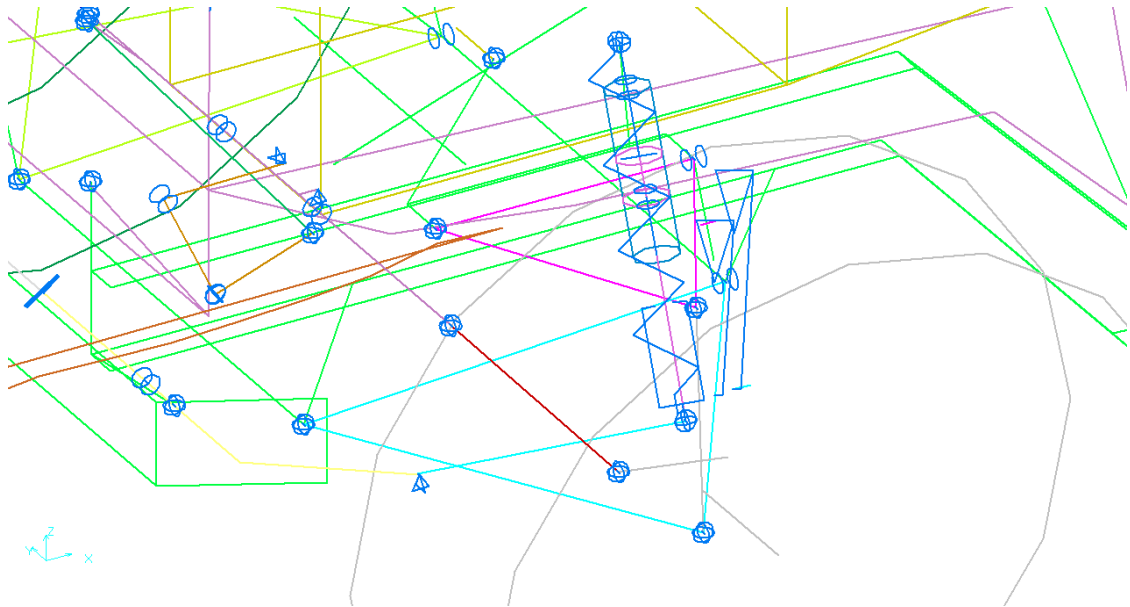


Рис. 6.1.6. Новая расчётная схема пневмогидравлической передней левой подвески транспортной машины

В расчётной схеме пневмогидравлического элемента без противодействия удалось совместить функции не только упругого, но и демпфирующего устройства каждой из подвесок. Осуществлено шарнирное крепление его нижней части к оси нижнего поперечного рычага соответствующей подвески, а верхней – к кронштейну, установленному на раме транспортной машины.

Нелинейность характеристики пневмогидравлического элемента описывается известным из курса термодинамики уравнением политропы. Особенности формирования характеристик пневмогидравлических элементов посвящён

п. 3.4. Полученные экспериментальным путём при непосредственном участии автора статические характеристики (рис. 3.4.4) рассматриваемого пневмогидравлического элемента представляют собой зависимости усилия, действующего на поршень, от хода поршня внутри рабочего цилиндра при соответствующих объёмах газа в цилиндре под статической нагрузкой.

6.2. Оценка соответствия динамической модели транспортной машины с уточнённым представлением пневмогидравлических подвесок реальному объекту по результатам дорожных испытаний

Проверка обеспечения соответствия созданной динамической модели реальному объекту осуществлялась при сопоставлении расчётных характеристик вибронгруженности с полученными экспериментальным путём [229, 232, 343].

Внешнее кинематическое воздействие на транспортную машину определяли два случайных, дискретных, стационарных процесса изменения соответствующих ординат дорожного микропрофиля, которые подавались отдельно на колёса левой и правой сторон транспортного средства. Осуществлялось представление ординат микропрофиля в виде случайных процессов, полученных во время соответствующих замеров на дорожных участках автополигона.

Выполнялось моделирование прямолинейного перемещения указанной транспортной машины с постоянными скоростями по отрезкам дорог с твёрдым покрытием, при наличии случайного микропрофиля. Проведение расчётов связано с применением стандартных микропрофилей автополигона ГАЗ: ровного булыжника (со скоростями перемещения 25 – 30 км/ч и 55 – 65 км/ч), а также динамометрической дороги (со скоростями перемещения 50 – 60 км/ч; 70 – 90 км/ч; 100 – 110 км/ч).

Оценить характер вибронгруженности транспортной машины позволила запись сигналов, поступавших со стороны датчиков вертикальных ускорений. При этом осуществлялось рассмотрение точек, взятых

- непосредственно под сиденьем водителя, на полу кабины транспортной машины;
- над левым задним колесом транспортной машины, на левом лонжероне рамы.

Обработка реализаций ускорений выполнялась в программной системе ФРУНД. Спектральные плотности вертикальных ускорений вычисляли, применяя быстрое преобразование Фурье [58, 251, 294], усреднение по блокам, а также используя временное окно Хэннинга [124].

Расчётные спектральные характеристики указанных ранее точек конструкции были сопоставлены с полученными при непосредственном участии автора диссертации экспериментальными результатами испытаний в дорожных условиях (рис. 6.2.1 – 6.2.10).

Рассмотрение спектральных характеристик вертикальных ускорений вышеназванных точек конструкции транспортной машины показало, что полученные графики даже для одного и того же автотранспортного средства могут иметь существенные различия, определяемые не только характером и уровнем внешнего дорожного воздействия (то есть скоростью перемещения и видом покрытия дорожного участка), но и положением точки осуществления замера.

Так как проведение экспериментальных испытаний сопряжено с трудностью обеспечения строгого постоянства скорости перемещения транспортной машины, предложено выполнить корректировку расчётной и экспериментальной спектральных характеристик ускорений в вертикальном направлении по минимумам, появление которых обусловлено наличием преимущественно вертикальных колебаний кузова на определённых частотах при отсутствии продольно-угловых колебаний.

При передвижении со скоростью 25...30 км/ч рассматриваемой транспортной машины на дорожном участке с покрытием в виде ровного булыжника на спектральных характеристиках вертикальных ускорений точки, взятой непосредственно под водительским сиденьем, на полу кабины, отчётливо проявляются минимумы (рис. 6.2.1), обусловленные тремя первыми гармониками возбуждения вертикальных колебаний, которые соответствуют длинам волны L ; $(1/2)L$; $(1/3)L$. Причём, L – величина колёсной базы автотранспортного средства.

При возрастании скорости перемещения транспортной машины до 55...65 км/ч на дороге с покрытием в виде ровного булыжника, на спектральных характеристиках вертикальных ускорений в вышеназванной точке (рис. 6.2.3) чётко заметен лишь минимум, определяемый частотой первой гармоники, соответствующей длине волны L .

В случаях перемещения по отрезку динамометрической дороги для всех рассматриваемых скоростных режимов на спектральных характеристиках вертикальных ускорений точки, взятой под водительским сиденьем, на полу кабины, отмечено чёткое проявление только одного минимума, определяемого частотой первой из указанных гармоник (рис. 6.2.5, 6.2.7, 6.2.9).

Итак, принимая во внимание предложенную корректировку спектральных характеристик, наилучшее совпадение с данными экспериментов показали графики, полученные при перемещении по участку с ровным булыжником со скоростями 27 км/ч для диапазона скоростей в эксперименте 25 – 30 км/ч (рис. 6.2.1) и 65 км/ч для диапазона скоростей в эксперименте 55 – 65 км/ч (рис. 6.2.3), а по отрезку динамометрической дороги – со скоростями 60 км/ч (рис. 6.2.5), 90 км/ч (рис. 6.2.7), 110 км/ч (рис. 6.2.9) для диапазонов скоростей в эксперименте, соответственно, 50 – 60 км/ч; 70 – 90 км/ч; 100 – 110 км/ч.

Помимо датчиков вертикальных ускорений, в каждом из четырёх пневмогидравлических элементов подвески транспортной машины устанавливался датчик рабочих давлений. В результате было получено качественное соответствие расчётных и экспериментальных спектральных плотностей давлений в пневмогидравлических элементах подвесок. Наибольшее совпадение с экспериментальными данными обеспечивают спектральные плотности давлений, полученные при перемещении по участку с ровным булыжником со скоростью 27 км/ч (рис. 6.2.11), а также по отрезку динамометрической дороги – со скоростью 60 км/ч (рис. 6.2.12).

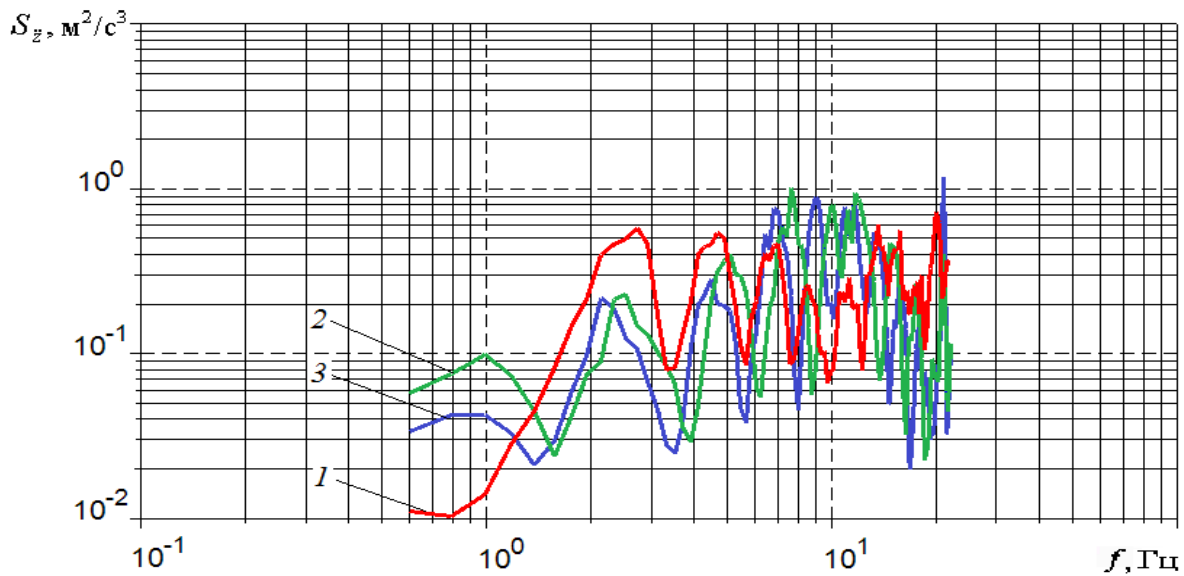


Рис. 6.2.1. Выполнение корректировки спектральных характеристик вертикальных ускорений при выборе расчётной точки под сиденьем водителя транспортной машины, на полу кабины, по минимумам, обусловленным тремя первыми гармониками возбуждения вертикальных колебаний, соответствующим длинам волны L ; $(1/2)L$; $(1/3)L$ (движение по участку с ровным булыжником): 1 – экспериментальный результат, скорость 25...30 км/ч; 2 – расчётный результат, скорость 30 км/ч; 3 – расчётный результат, скорость 27 км/ч

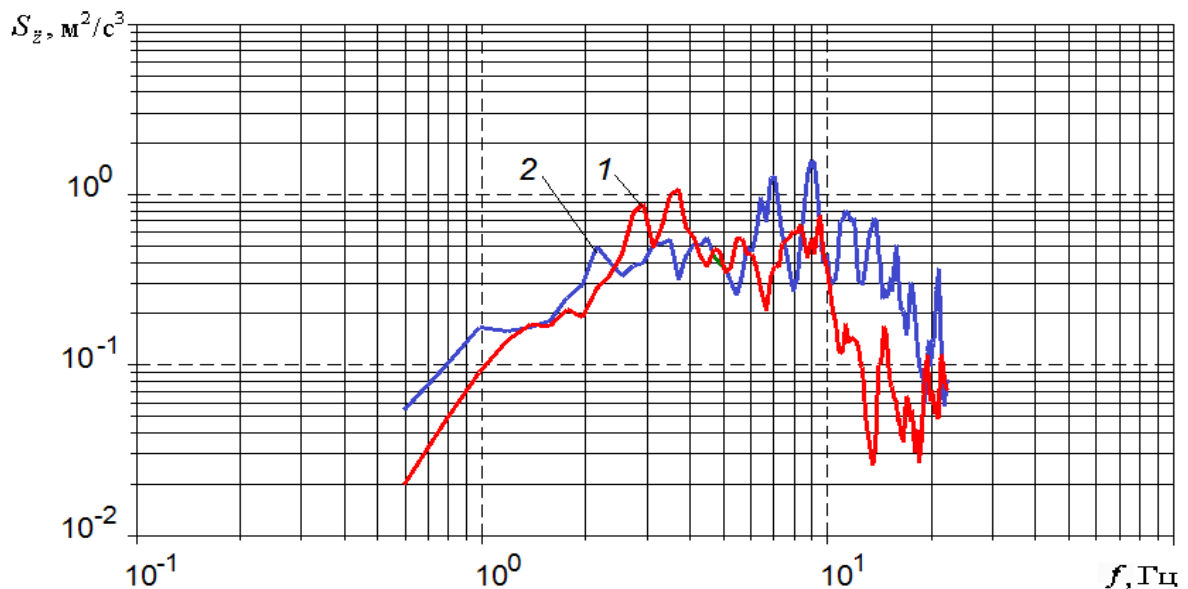


Рис. 6.2.2. Спектральные характеристики вертикальных ускорений точки, взятой над левым задним колесом, на левом лонжероне рамы (движение по участку с ровным булыжником): 1 – экспериментальный результат, скорость 25...30 км/ч; 2 – расчётный результат, скорость 27 км/ч

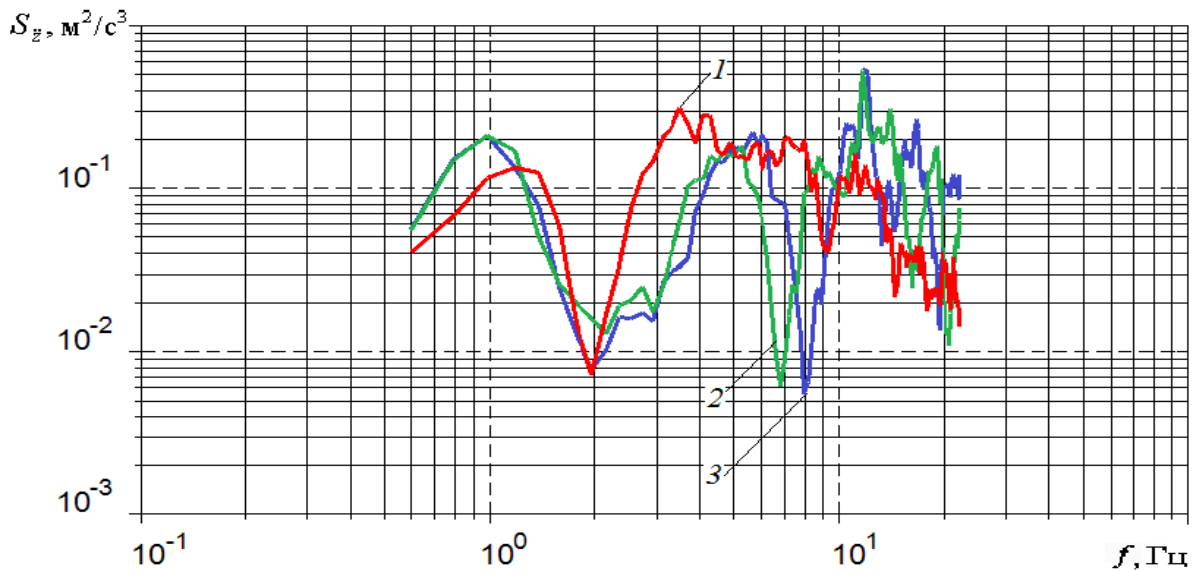


Рис. 6.2.3. Выполнение корректировки спектральных характеристик вертикальных ускорений при выборе расчётной точки под сиденьем водителя транспортной машины, на полу кабины, по минимуму, обусловленному наличием только первой гармоники возбуждения вертикальных колебаний, соответствующей длине волны L (движение по участку с ровным булыжником): 1 – экспериментальный результат, скорость 55...65 км/ч; 2 – расчётный результат, скорость 55 км/ч; 3 – расчётный результат, скорость 65 км/ч

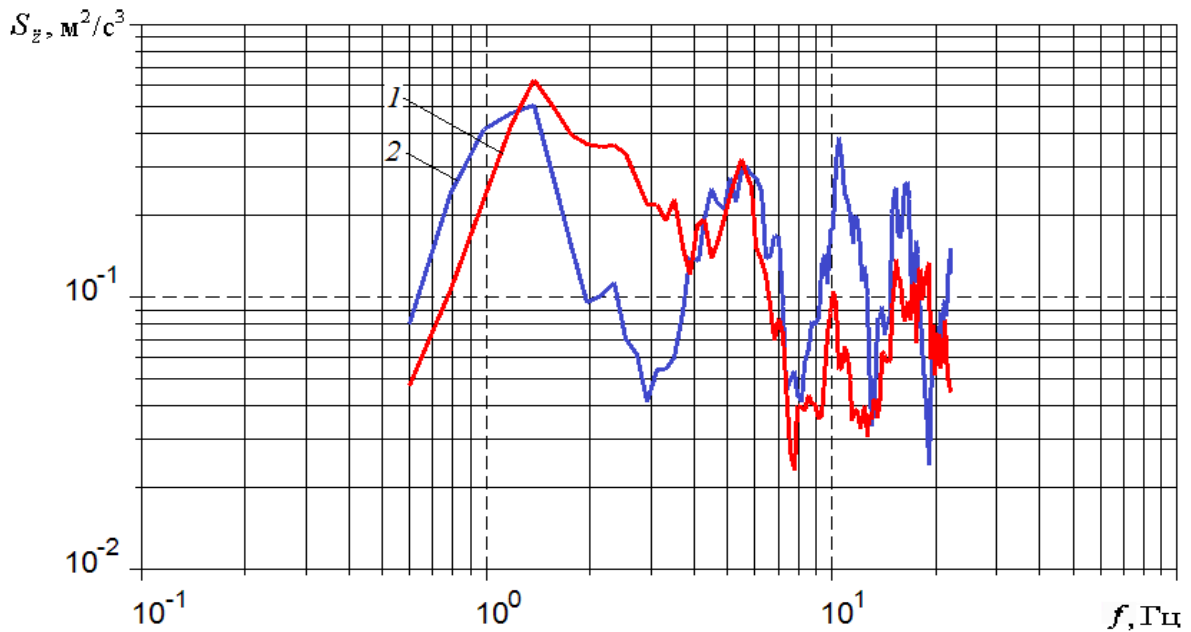


Рис. 6.2.4. Спектральные характеристики вертикальных ускорений точки, взятой над левым задним колесом, на левом лонжероне рамы (движение по участку с ровным булыжником): 1 – экспериментальный результат, скорость 55...65 км/ч; 2 – расчётный результат, скорость 65 км/ч

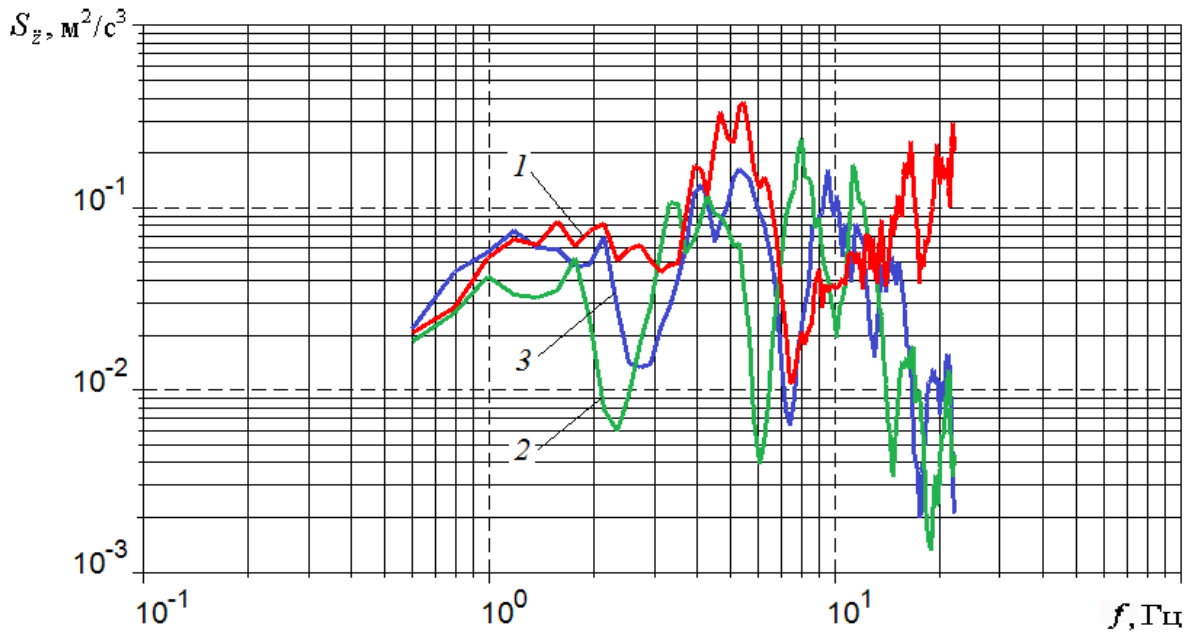


Рис. 6.2.5. Выполнение корректировки спектральных характеристик вертикальных ускорений при выборе расчётной точки под сиденьем водителя транспортной машины, на полу кабины, по минимуму, обусловленному наличием только первой гармоники возбуждения вертикальных колебаний, соответствующей длине волны L (движение по отрезку динамометрической дороги): 1 – экспериментальный результат, скорость 50...60 км/ч; 2 – расчётный результат, скорость 50 км/ч; 3 – расчётный результат, скорость 60 км/ч

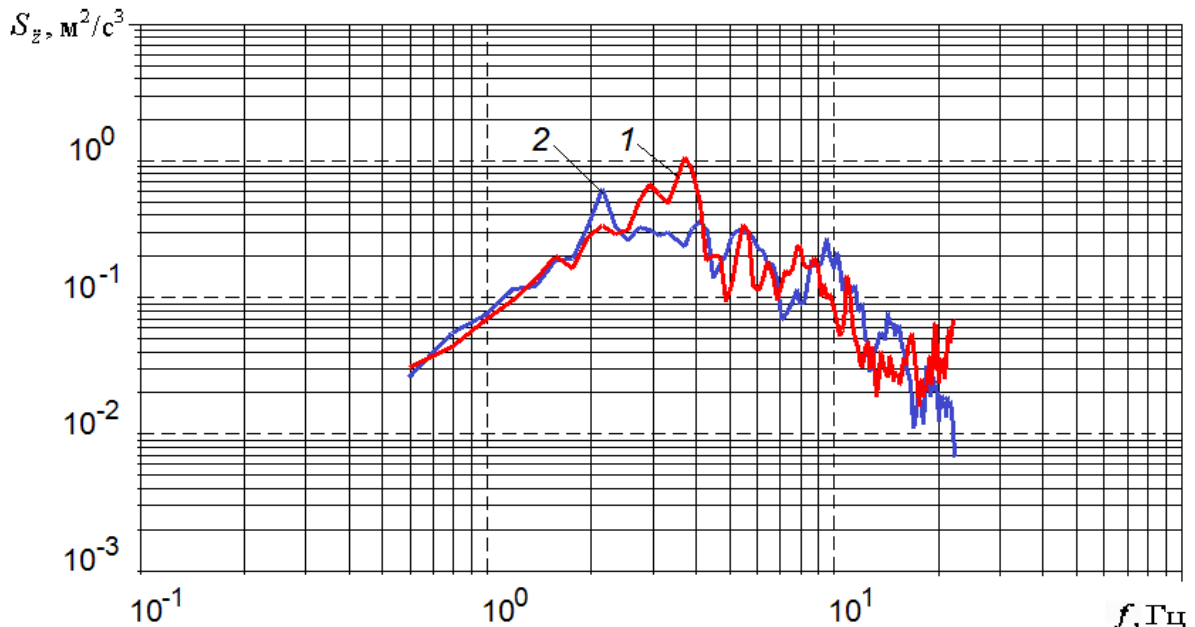


Рис. 6.2.6. Спектральные характеристики вертикальных ускорений точки, взятой над левым задним колесом, на левом лонжероне рамы (движение по отрезку динамометрической дороги): 1 – экспериментальный результат, скорость 50...60 км/ч; 2 – расчётный результат, скорость 60 км/ч

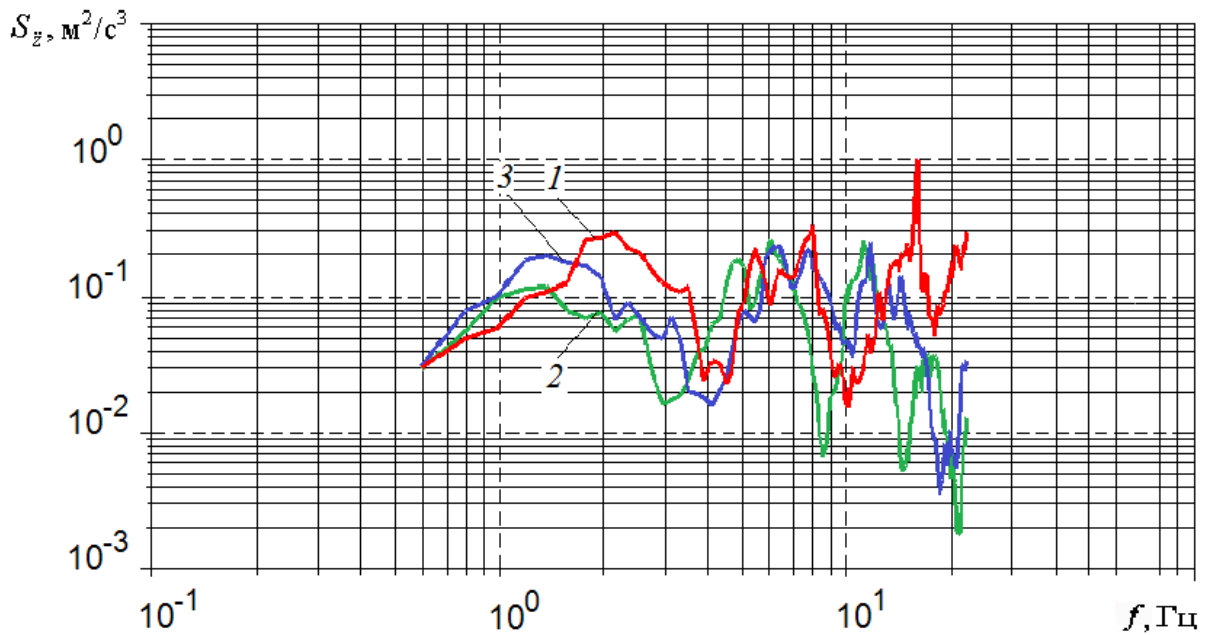


Рис. 6.2.7. Выполнение корректировки спектральных характеристик вертикальных ускорений при выборе расчётной точки под сиденьем водителя транспортной машины, на полу кабины, по минимуму, обусловленному наличием только первой гармоники возбуждения вертикальных колебаний, соответствующей длине волны L (движение по отрезку динамометрической дороги): 1 – экспериментальный результат, скорость 70...90 км/ч; 2 – расчётный результат, скорость 70 км/ч; 3 – расчётный результат, скорость 90 км/ч

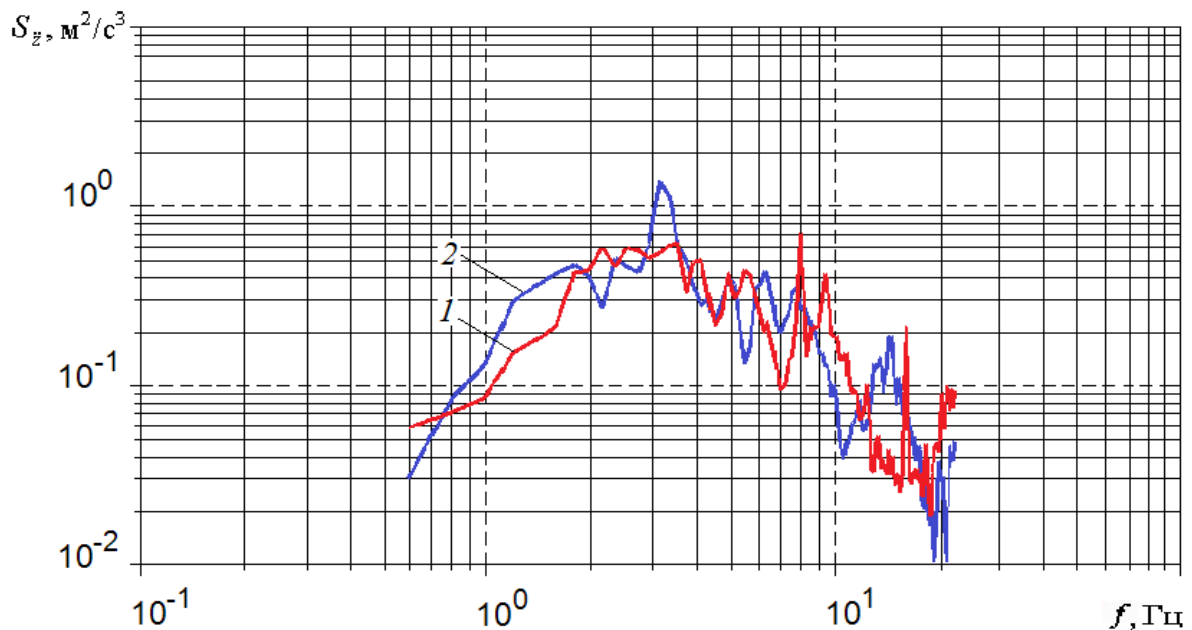


Рис. 6.2.8. Спектральные характеристики вертикальных ускорений точки, взятой над левым задним колесом, на левом лонжероне рамы (движение по отрезку динамометрической дороги): 1 – экспериментальный результат, скорость 70...90 км/ч; 2 – расчётный результат, скорость 90 км/ч

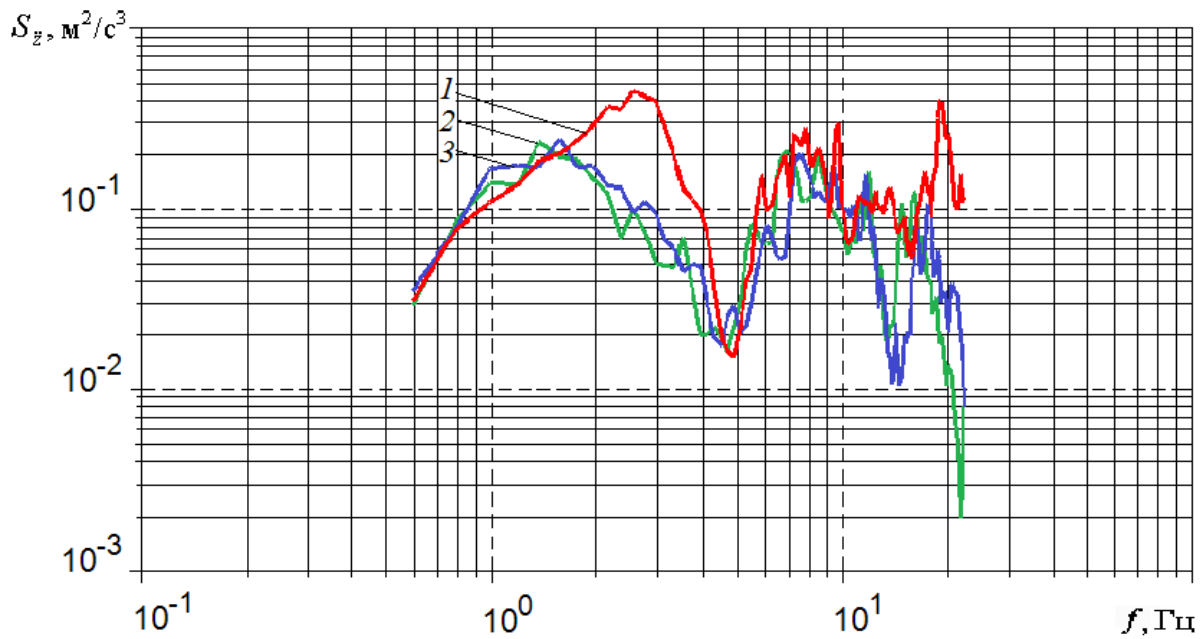


Рис. 6.2.9. Выполнение корректировки спектральных характеристик вертикальных ускорений при выборе расчётной точки под сиденьем водителя транспортной машины, на полу кабины, по минимуму, обусловленному наличием только первой гармоники возбуждения вертикальных колебаний, соответствующей длине волны L (движение по отрезку динамометрической дороги): 1 – экспериментальный результат, скорость 100...110 км/ч; 2 – расчётный результат, скорость 100 км/ч; 3 – расчётный результат, скорость 110 км/ч

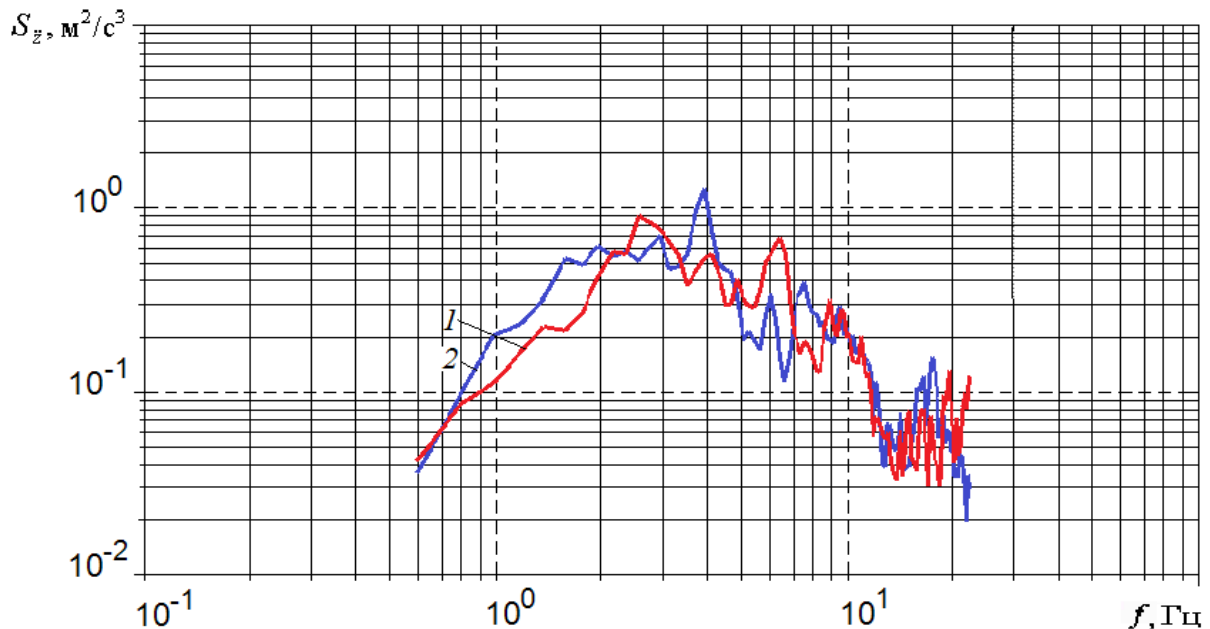


Рис. 6.2.10. Спектральные характеристики вертикальных ускорений точки, взятой над левым задним колесом, на левом лонжероне рамы (движение по отрезку динамометрической дороги): 1 – экспериментальный результат, скорость 100...110 км/ч; 2 – расчётный результат, скорость 110 км/ч

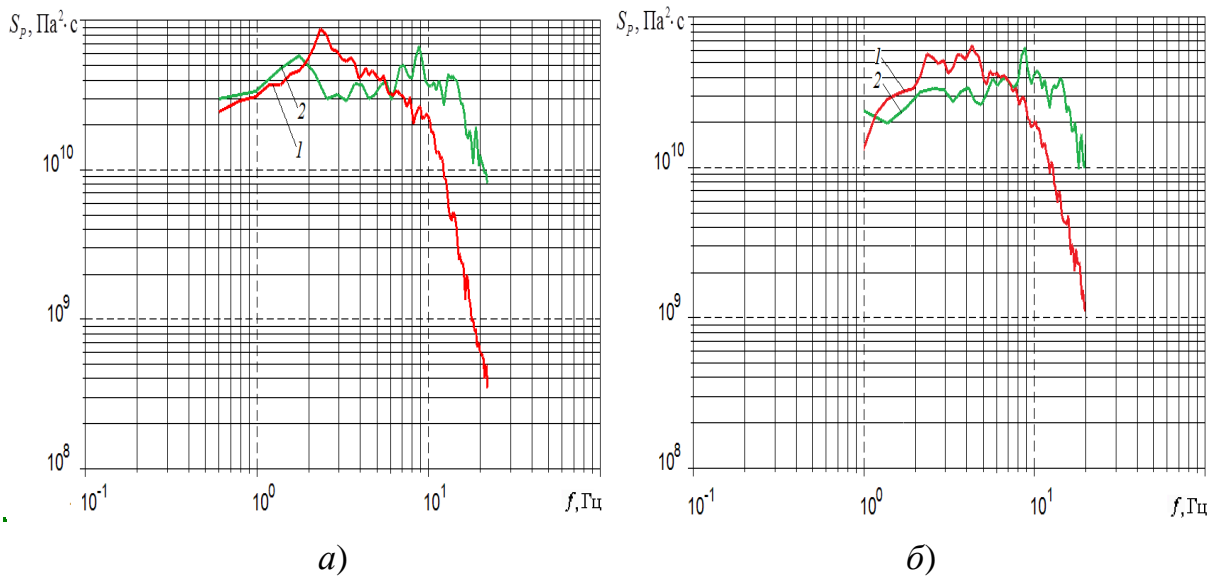


Рис. 6.2.11. Спектральные плотности рабочих давлений в пневмогидравлических элементах подвесок (движение по участку с ровным булыжником): *а)* в левом переднем пневмогидравлическом элементе; *б)* в левом заднем пневмогидравлическом элементе; *1* – экспериментальный результат, скорость перемещения 25...30 км/ч; *2* – расчётный результат, скорость перемещения 27 км/ч

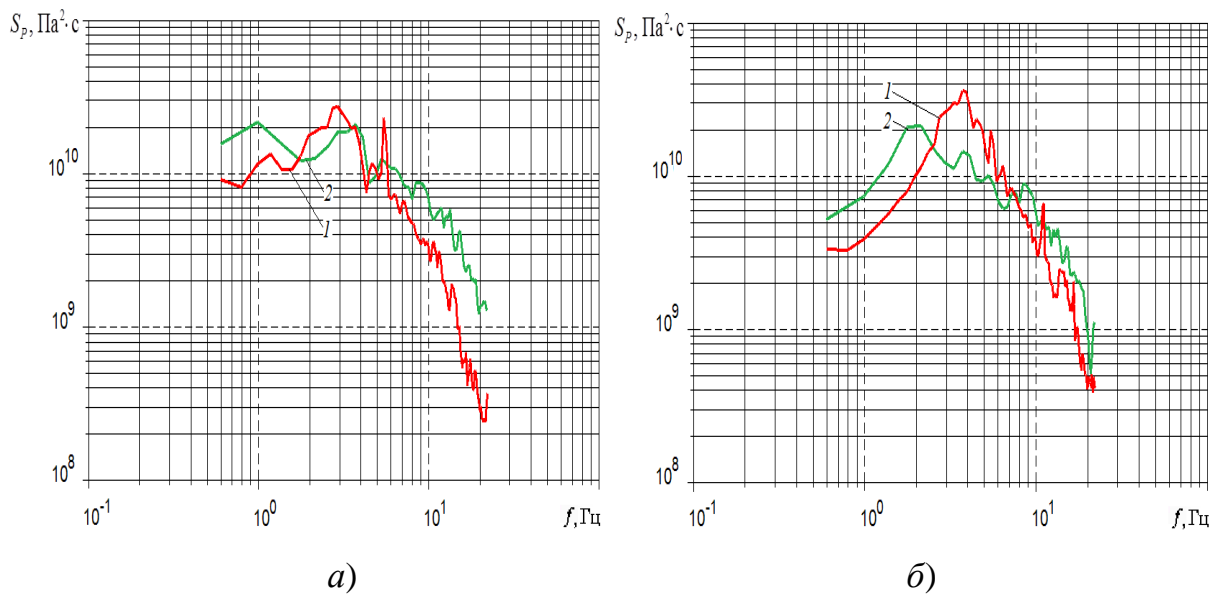


Рис. 6.2.12. Спектральные плотности рабочих давлений в пневмогидравлических элементах подвесок (движение по отрезку динамометрической дороги): *а)* в левом переднем пневмогидравлическом элементе; *б)* в левом заднем пневмогидравлическом элементе; *1* – экспериментальный результат, скорость перемещения 50...60 км/ч; *2* – расчётный результат, скорость перемещения 60 км/ч

Резюмируя вышеизложенное, можно отметить следующее.

1. Осуществлено построение новой пространственной модели транспортной машины с уточнённым представлением пневмогидравлических подвесок колёс, что обеспечило возможность выполнения оценки вибронгруженности рассматриваемой конструкции, принимая во внимание уточнённую кинематику элементов подвесок и особенности их установки в составе транспортной машины, что обеспечивается выполнением расчётов на основе дифференциальных уравнений больших перемещений тел.

2. В процессе сопоставления спектральных характеристик вертикальных ускорений было установлено наличие соответствия экспериментальных и расчётных результатов для названных ранее режимов перемещения, причём, не только по спектральным характеристикам вертикальных ускорений, но и по спектральным плотностям рабочих давлений в цилиндрах пневмогидравлических элементов подвесок. Созданная динамическая модель транспортной машины с уточнённым представлением пневмогидравлических подвесок вполне обеспечивает соответствие динамическому поведению реального объекта, и была применена для последующих расчётов.

3. Так как проведение экспериментальных испытаний сопряжено с трудностью обеспечения строгого постоянства скорости перемещения транспортной машины, предложено выполнить корректировку расчётной и экспериментальной спектральных характеристик вертикальных ускорений по минимумам, обусловленным тремя первыми гармониками возбуждения вертикальных колебаний, которые соответствуют длинам волны L ; $(1/2)L$; $(1/3)L$. Причём, L – величина колёсной базы автотранспортного средства.

6.3. Оценка влияния коэффициентов демпфирования пневмогидравлического элемента подвески на вибронгруженность транспортной машины

Следует обратить внимание на выполнение пневмогидравлическим элементом, наряду с функциями упругого, функций демпфирующего устройства подвески. Причём, скоростную характеристику демпфирования удобно задавать в виде кусочно-линейной функции, имеющей четыре участка, с учётом различных коэффициентов сопротивления дроссельного и клапанного режимов при осуществлении ходов сжатия, а также отбоя.

Для расчётов был применён режим демпфирования, предусматривающий исходное значение коэффициента сопротивления на дроссельном режиме, рав-

ное 40000 (Н·с)/м – при выполнении хода отбоя и 25000 (Н·с)/м – при реализации хода сжатия [228, 231].

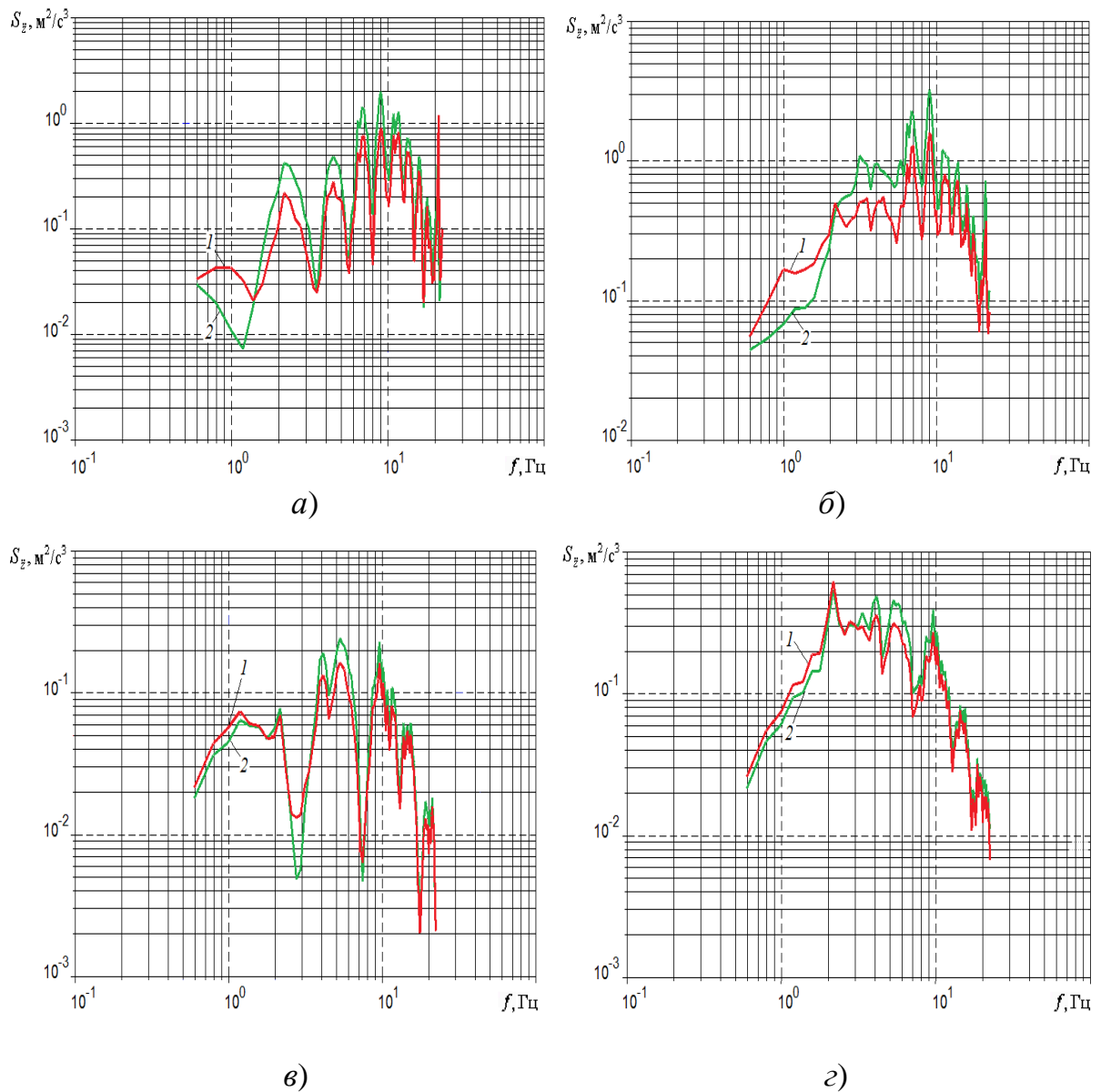


Рис. 6.3.1. Оценка воздействия коэффициентов демпфирования пневмогидравлического элемента на характер виброн нагруженности рассматриваемой конструкции. Спектральные характеристики вертикальных ускорений: а), в) – под сиденьем водителя, на полу кабины; б), г) – над левым задним колесом, на левом лонжероне рамы; а), б) – перемещение по участку с ровным булыжником, 27 км/ч; в), г) – перемещение по отрезку динамометрической дороги, 60 км/ч; 1 – при исходном варианте коэффициентов демпфирования; 2 – при двукратном увеличении коэффициентов демпфирования

В случае клапанного режима названные коэффициенты были уменьшены в 10 раз. Величина скорости поршня, при которой начинается открытие разгрузочных клапанов, для ходов сжатия, а также отбоя соответствовала 0,10 м/с.

Анализ рис. 6.3.1, *а, б*, показал, что для перемещения по участку с ровным булыжником со скоростью 27 км/ч при двукратном возрастании коэффициентов демпфирования для дроссельного и клапанного рабочих режимов происходит уменьшение дисперсии вертикальных ускорений в области первого низкочастотного спектрального пика (0,6...1,5 Гц), но в зоне проявления трёх первых гармоник возбуждения вертикальных колебаний, которые соответствуют длинам волны L ; $(1/2)L$; $(1/3)L$ (причём, L – величина колёсной базы автотранспортного средства), она возрастает. К тому же, повышение ординат в указанной области осуществляется на значительно меньшую величину, чем их уменьшение в месте расположения низкочастотного спектрального максимума, но отмечается в более широком частотном интервале. Следовательно, уменьшение в области низкочастотного резонанса площади, ограниченной графиком спектральной плотности, может получиться меньше, чем возрастание площади в зоне проявления указанных гармоник. Это обстоятельство обуславливает возрастание суммарной площади в интервале 0,60 – 22,4 Гц, и значит – дисперсии, а также среднеквадратичных значений (СКЗ) вертикальных ускорений. Как видим, в случае возрастания усилий демпфирования наибольшее снижение вибронгруженности происходит в частотной области 0,6 – 1,5 Гц.

Рассмотрение перемещения на отрезке динамометрической дороги (60 км/ч) позволило отметить наличие аналогичных зависимостей. При этом воздействие коэффициентов демпфирования проявляется в значительно меньшей степени, чем на участке с ровным булыжником (рис. 6.3.1, *в, г*). Причём, на спектральных характеристиках вертикальных ускорений при выборе расчётной точки под сиденьем водителя транспортной машины, на полу кабины, отчётливо заметно расположение только минимума, определяемого частотой первой гармоники возбуждения вертикальных колебаний (рис. 6.3.1, *в*), соответствующей длине волны L .

Резюмируя вышеизложенное, можно отметить следующее.

1. В случае возрастания усилий демпфирования пневмогидравлического элемента наибольшее снижение вибронгруженности происходит в области 0,6 – 1,5 Гц. На основе проведённого сопоставления спектральных характеристик было установлено, что в зоне 1 Гц расположен первый резонансный пик, а минимум, соответствующий диапазону 2,5...3,5 Гц, представляет собой первый

минимум, обусловленный первой гармоникой возбуждения вертикальных колебаний (рис. 6.3.1, в), соответствующей длине волны L (L – величина колёсной базы).

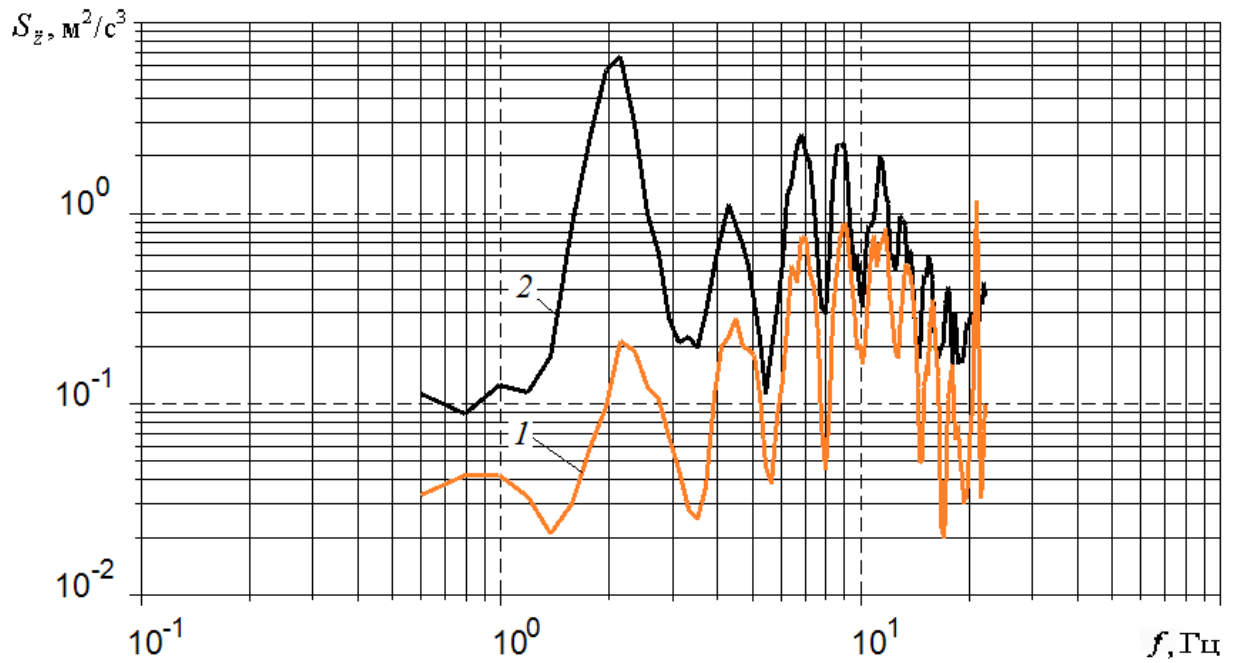
2. При двукратном возрастании коэффициентов демпфирования на дроссельном и клапанном рабочих режимах происходит уменьшение дисперсии вертикальных ускорений в области первого низкочастотного спектрального пика (0,6 – 1,5 Гц), но в зоне проявления ранее указанных гармоник возбуждения вертикальных колебаний она возрастает.

Причём, повышение ординат в указанной области наблюдается на существенно меньшую величину, чем происходит их убывание в месте расположения низкочастотного спектрального максимума, но отмечается в более широком частотном интервале.

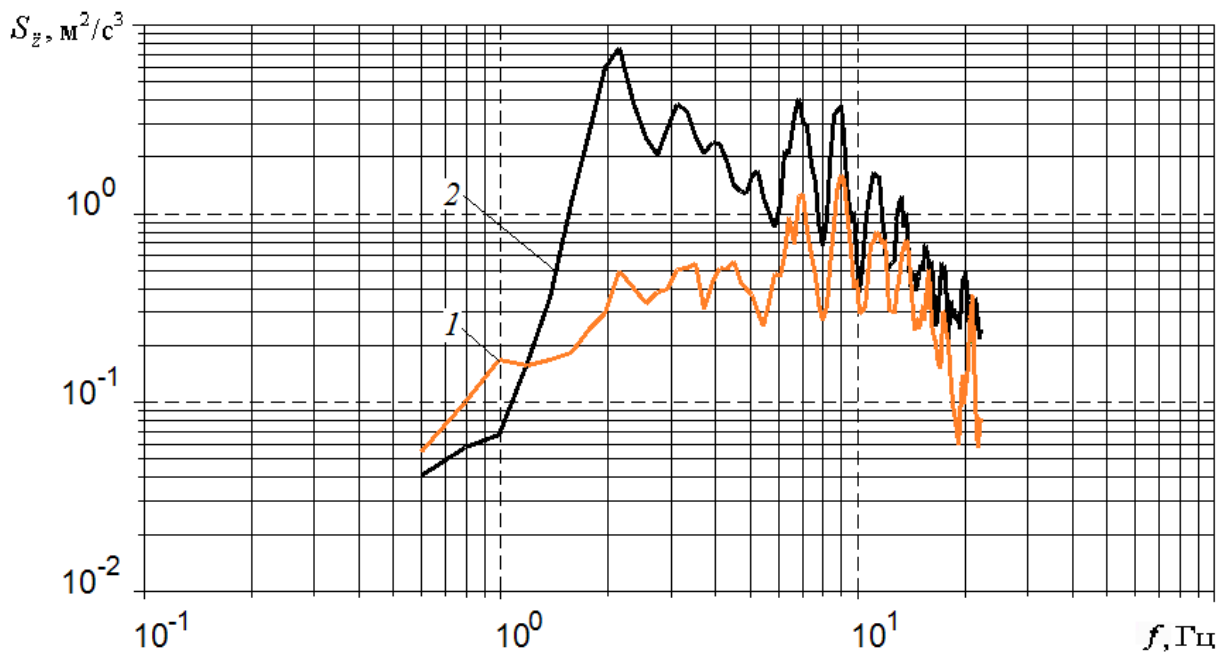
3. Так как при рассмотрении перемещения на отрезке динамометрической дороги воздействие коэффициентов демпфирования проявляется в значительно меньшей степени, чем на участке с ровным булыжником, целесообразно при перемещении по дорожным участкам, обладающим покрытием хорошего качества (дороги 1, 2 категорий), применять вариант с исходными коэффициентами демпфирования в пневмогидравлических элементах. В случаях передвижения по дорогам с твёрдым покрытием плохого качества (дороги 3 категории) рекомендуется их двукратное увеличение.

6.4. Воздействие зарядного объёма пневмогидравлического элемента на характер вибронегруженности транспортной машины

Под зарядным объёмом принято понимать объём газа в рабочем цилиндре пневмогидравлического элемента, находящегося под статической нагрузкой. Полученные экспериментальным путём при непосредственном участии автора статические характеристики рассматриваемого пневмогидравлического элемента представляют собой зависимости усилия, действующего на поршень, от хода поршня внутри рабочего цилиндра при соответствующих зарядных объёмах (рис. 3.4.4).



а)



б)

Рис. 6.4.1. Воздействие зарядного объёма пневмогидравлического элемента на характер вибронагруженности рассматриваемой конструкции. Спектральные характеристики вертикальных ускорений (перемещение по участку с ровным булыжником): а) под сиденьем водителя, на полу кабины; б) над левым задним колесом, на левом лонжероне рамы; 1 – расчётный результат, скорость перемещения 27 км/ч, величина зарядного объёма 900 см^3 ; 2 – расчётный результат, скорость перемещения 27 км/ч, величина зарядного объёма 700 см^3

При этом наибольшей жёсткостью характеристики, определяемой как тангенс угла наклона с осью абсцисс касательной к любой точке рабочей характеристики, обладает пневмогидравлический элемент, имеющий зарядный объём 700 см^3 . В случае возрастания зарядного объёма до 1100 см^3 происходит значительное уменьшение жёсткости характеристики [227].

Убывание зарядного объёма на 22 % (с 900 см^3 до 700 см^3) и связанное с этим повышение жёсткости рабочей характеристики пневмогидравлического элемента приводят к значительному возрастанию уровня спектральной характеристики в области $0,6 \dots 15 \text{ Гц}$, в особенности в зоне $1,5 \dots 5 \text{ Гц}$ [193, 234] (рис. 6.4.1). Вариант зарядного объёма 900 см^3 обеспечивает получение расчётных результатов, наиболее близких к экспериментальным.

В связи с этим, величину зарядного объёма следует увеличивать. Однако, верхнее значение рассматриваемого параметра ограничено необходимостью обеспечения определённого допустимого давления в цилиндре при заданной статической нагрузке на пневмогидравлический элемент. Нижнее значение зарядного объёма определяется недопустимым повышением жёсткости рабочей характеристики, что приводит к соответствующему повышению вибронагруженности конструкции.

6.5. Влияние жёсткости сайлент-блоков рычагов пневмогидравлических подвесок на вибронагруженность транспортной машины

Осуществлена оценка влияния жёсткости сайлент-блоков нижних рычагов пневмогидравлических подвесок автомобиля на вибронагруженность его конструкции при перемещении по участку с ровным булыжником со скоростью 27 км/ч [241].

Анализ рис. 6.5.1 показал, что на спектральных характеристиках вертикальных ускорений характерных точек конструкции при установке сайлент-блоков нижних рычагов подвесок с исходной жёсткостью чётко прослеживается максимум на частоте 22 Гц , соответствующий вибрации нижних рычагов подвесок.

Увеличение жёсткости сайлент-блоков в 2 раза обуславливает перемещение указанного максимума на частоту 28 Гц . Поскольку коэффициент демпфирования каждого сайлент-блока прямо пропорционален квадратному корню от

его жёсткости, то повышение жёсткости сайлент-блока в 2 раза вызывает значительное понижение ординаты названного максимума (в 6 раз).

Повышение жёсткости сайлент-блоков в 2,5 раза приводит к полному исчезновению указанного максимума, который сливается с общим уровнем спектральной плотности.

Таким образом, идентифицирован максимум графика спектральной плотности вертикальных ускорений, определяющий вибрацию нижних рычагов подвесок и зависящий от жёсткости соответствующих сайлент-блоков. Указанное повышение их жёсткости приводит к устранению названного пика спектральной плотности.

Выводы по главе

1. Выполнено построение новой пространственной модели транспортной машины повышенной проходимости с детализацией представления пневмогидравлических подвесок, что обеспечило возможность выполнения оценки вибронагруженности рассматриваемой конструкции, принимая во внимание уточнённую кинематику элементов подвесок и особенности их установки в составе транспортной машины, что обеспечивается выполнением расчётов на основе дифференциальных уравнений больших перемещений тел.

2. Установлено наличие соответствия экспериментальных и расчётных результатов для названных ранее скоростных режимов перемещения транспортной машины, причём, не только по спектральным характеристикам вертикальных ускорений, но и по спектральным плотностям рабочих давлений в цилиндрах пневмогидравлических элементов подвесок. Созданная динамическая модель транспортной машины с включением пневмогидравлических подвесок вполне обеспечивает соответствие динамическому поведению реального объекта, и была применена для последующих расчётов.

3. Впервые выполненная оценка влияния жесткостных параметров сайлент-блоков рычагов подвесок на характер вибронагруженности конструкции транспортного средства позволила ещё на стадии проектирования предотвратить появление характерных спектральных пиков на частотах свыше 20 Гц, в несколько раз превышающих общий уровень спектра, и подобрать рациональные упругодемпфирующие характеристики сайлент-блоков.

4. Выполнена оценка влияния основных параметров пневмогидравлической подвески на вибронгруженность рассматриваемой транспортной машины. Полученные результаты и рекомендации приведены в конце каждого параграфа.

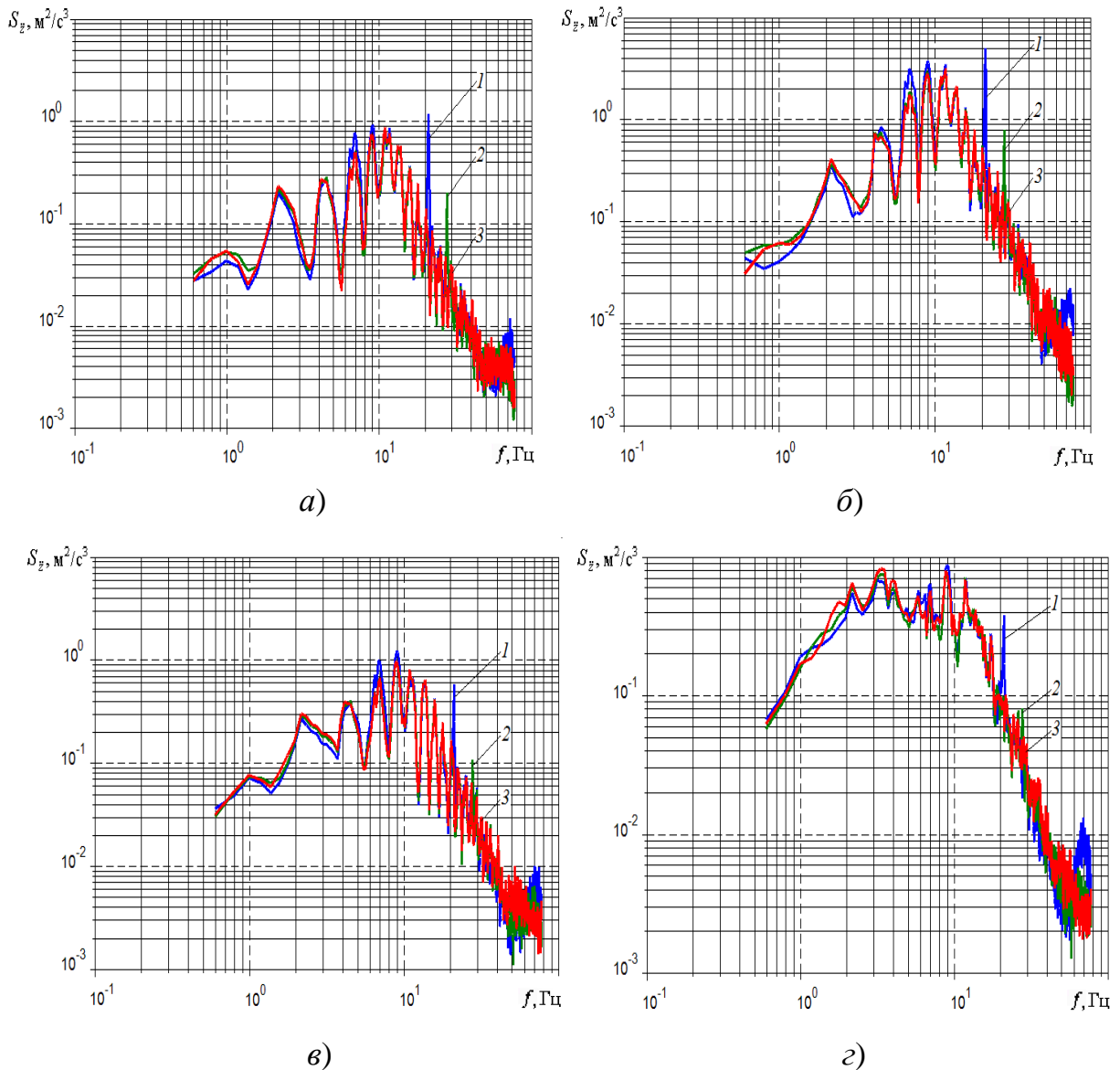


Рис. 6.5.1. Влияние жёсткости сайлент-блоков нижних рычагов пневмогидравлической подвески на вибронгруженность рассматриваемой конструкции. Спектральные характеристики вертикальных ускорений (ровный булыжник, 27 км/ч): *а)* под сиденьем водителя транспортной машины, на полу кабины; *б)* на полу кабины транспортной машины, над её левой средней опорой; *в)* на полу кузова, над его левой передней опорой; *г)* на полу кузова, над его левой третьей опорой; *1* – исходный вариант жёсткости сайлент-блоков; *2* – жёсткость сайлент-блоков увеличена в 2 раза; *3* – жёсткость сайлент-блоков увеличена в 2,5 раза

Глава 7. Динамический анализ вторичных систем виброзащиты транспортных средств

7.1. Основные варианты компоновки подвесок кабин грузовых транспортных средств

Вопрос уменьшения вибронагруженности рабочего места водителя транспортного средства по-прежнему сохраняет свою актуальность, и в настоящее время его целесообразно решать комплексно, путём рационализации параметров не только первичной системы виброзащиты (подвесок транспортного средства), но и виброзащитных систем второго (подвесок кабин, опор-виброизоляторов кузова, силового агрегата) и третьего уровней (подвеска, подушка и спинка сиденья). Причём, особое значение приобретает принятие того или иного компоновочного варианта подвески кабины транспортного средства [226, 203].

Подвеска кабины представляет собой одно из важнейших звеньев системы виброзащиты второго уровня, необходимое для эффективного поглощения вибраций на всём пути их передачи, начиная с колёс и заканчивая подушкой сиденья. Предусмотренная на большинстве грузовых автомобилей и магистральных тягачей, подвеска кабины позволяет снизить вибронагруженность сиденья, главным образом, посредством поглощения высокочастотных составляющих вибрационного воздействия [51]. Упругими элементами подвески кабины обычно являются резиновые опоры-виброизоляторы, пружины, торсионы, листовые рессоры. Что касается демпфирования колебаний, совершаемых кабиной, то, как правило, оно обеспечивается установкой в состав подвески кабины гидравлических амортизаторов.

Как отмечено в работе [83], рациональность компоновки широко применяемых четырёхопорной и трёхопорной кабин, все опоры которых являются упругими (рис. 7.1.1, *в*, *д*, *ж*), предполагает выполнение соотношения:

$$\rho^2 = ab.$$

Здесь a , b – соответствующие расстояния от опор кабины до её центра масс; ρ – числовое значение радиуса инерции кабины.

Выбор параметров скоростных характеристик амортизаторов, входящих в состав подвески кабины, осуществляется в рамках проектного расчёта и базиру-

ется на определённых сведениях о нагрузках, действующих на опоры кабины, а также о жёсткостях этих опор.

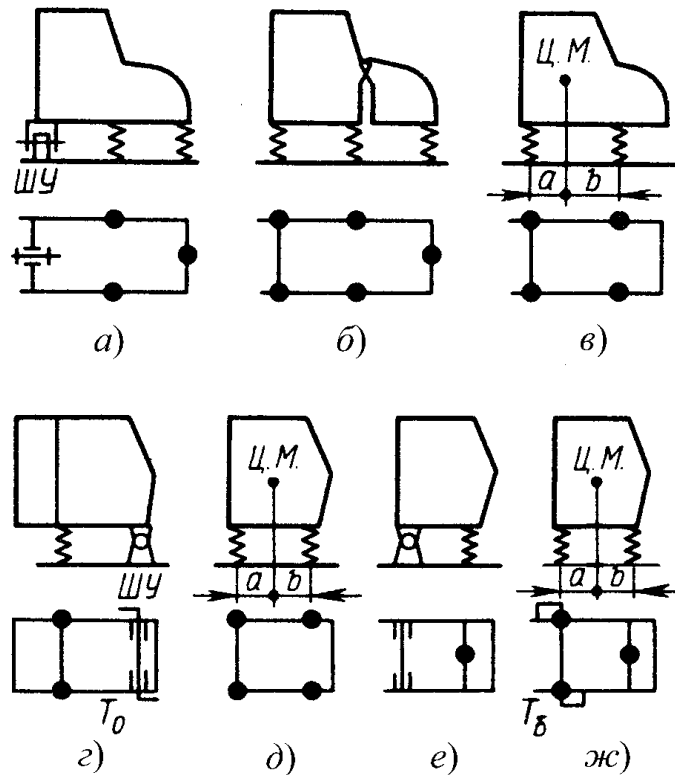


Рис. 7.1.1. Основные компоновочные схемы подвесок кабин грузовых автомобилей [83]:

a) – в) компоновка кабины за двигателем; *г) – жс)* компоновка кабины над двигателем; T_0 – торсион, входящий в состав устройства опрокидывания кабины; ШУ – шарнир с упругими соединениями кабины и рамы; $T_Б$ – стабилизатор поперечной устойчивости, входящий в состав подвески кабины; a , b – соответствующие расстояния от опор кабины до её центра масс

В самом первом приближении нагрузку, приходящуюся на опору кабины, моделируют с помощью массы, демпфирование колебаний которой следует осуществить. Тогда по жёсткости упругого элемента опоры можно определить требуемый коэффициент неупругого сопротивления амортизатора подвески кабины [83]:

$$k = 2\psi\sqrt{mc},$$

где ψ – числовое значение коэффициента апериодичности, то есть относительного коэффициента затухания; m – действующая на рассматриваемую опору масса; c – статическая вертикальная жёсткость рассматриваемой опоры.

Основываясь на определённой по указанному выражению величине коэффициента неупругого сопротивления, который условно обеспечивает коэффициент апериодичности, равный 0,5 (тогда $2\psi = 1$), осуществляется построение соответствующей характеристики амортизатора подвески кабины с учётом квадратичного сопротивления на дроссельном рабочем режиме, а также эффективной разгрузки при заданном ограничении скорости колебаний. С учётом нелинейности характеристик вертикальной упругости опор, характеристику амортизатора следует выбирать симметричной [83].

В целях более обоснованного подхода к задаче виброзащиты, в частности выбора размерности амортизаторов, следует иметь в виду, что характеристики упругости кабин, приведённые к опорам, зависят от схемы установки опор. Это в наибольшей мере характерно для цельнометаллических сварных кабин, размещённых за двигателем и соответствующим образом соединённых с капотом и оперением (рис. 7.1.1, а, б). При этом, помимо жёсткости самих опор, определяют приведённую к опорной точке жёсткость кабины [83]. Последнюю находят в каждой точке крепления кабины, предварительно демонтировав упругий элемент опоры, т. е. при отсутствии опоры (рис. 7.1.2). Суммарную жёсткость опоры и кабины при осуществлении проектного расчёта принимают на базе анализа имеющихся сведений о прототипах или с помощью экспериментов, проводимых на опытных образцах.

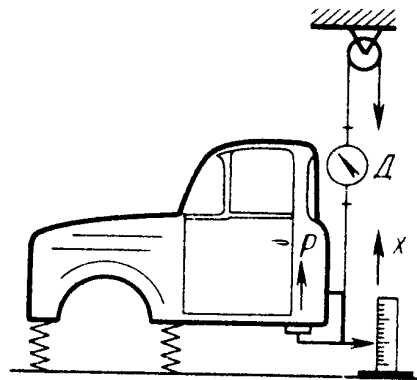


Рис. 7.1.2. Принципиальная схема нахождения приведённой к опорной точке жёсткости кабины [83]:

P – сила при смещении опоры на расстояние x ; D – динамометр

Указанным способом достаточно точно удаётся определить нагрузку, действующую на рассматриваемую опору. Это даёт возможность корректировки выбранной на стадии проектирования характеристики амортизатора. Поскольку

возможны значительные изменения характера нагрузки кабины: как минимум, один водитель, и как максимум – вариант занятия всех мест, в том числе и спального, целесообразно устанавливать автоматически настраивающиеся амортизаторы для задних опор кабин [83]. Однако, при этом возможна потеря унификации амортизаторов.

Кабины современных транспортных машин, как правило, компоновочно связаны с рядом агрегатов и систем транспортного средства. В связи с этим, при проектировании кабины желательно минимизировать её смещения относительно рамы, а также двигателя и остальных агрегатов. Это позволяет обеспечить в местах возможных контактов минимально требуемые зазоры. Такой эффект удаётся получить, благодаря выбору параметров существенно нелинейных характеристик опор, которые изготавливаются, в основном, из резины.

Следует иметь в виду, что в некоторых случаях наличие указанных опор не позволяет получить необходимых низких собственных частот и ожидаемого затухания колебаний. В результате может наблюдаться усиление вибронагруженности кабины в целом и, в частности, сиденья водителя [83].

Упругое крепление кабины в сочетании с демпфированием её колебаний является достаточно эффективным способом увеличения долговечности кабины с одновременным снижением её металлоёмкости, особенно в случаях размещения кабины над двигателем (рис. 7.1.1, *г – ж*). При этом, как правило, обеспечивается снижение пространственных вибрационных воздействий на сиденье водителя при перемещении рассматриваемого транспортного средства по особо неровным дорожным поверхностям. Вместе с тем, при эксплуатации на усовершенствованных дорогах колебания подрессоренной кабины на собственных частотах могут происходить со значениями амплитуд, несколько превышающих соответствующие смещения рамы [83]. Похожая ситуация наблюдалась и для транспортных машин с капотным вариантом компоновки (рис. 7.1.1, *а – в*).

В тех местах, где зафиксированы наименьшие вибрации, желательна установка на раме более жёстких опор кабины, а в сильно вибрирующих местах целесообразно размещение более мягких опор [83]. К последним, в большинстве случаев, относятся передние части лонжеронов рамы. Поэтому вариант, изображённый на рис. 7.1.1, *е*, с указанных позиций, предпочтительнее схем, приведённых на рис. 7.1.1, *г, д, ж*. В целях уменьшения колебаний кабин в продольной и поперечной плоскостях, в особенности, сопровождающихся сущест-

венными крутильными колебаниями рамы, помимо стабилизаторов (рис. 7.1.1, *ж*), устанавливают амортизаторы, имеющие соответствующие наклонные в продольной и поперечной плоскостях [83].

Как отмечается в работе В.Ф. Платонова [183], по результатам экспериментальных испытаний КамАЗ-4310 с системой вторичного поддрессирования, аналогичной представленной на рис. 7.1.1, *з*, было зафиксировано четыре резонансных режима вертикальных виброперемещений передней транспортной средства. Наибольшее возрастание амплитуд виброперемещений (в 2 – 2,5 раза) для поддрессированных масс, в том числе и кабины, зафиксировано во время первого резонанса. Максимальному уровню вибронегруженности по вертикальным ускорениям соответствует третий резонанс в диапазоне 7 – 10 Гц. В этой частотной области ускорения оказались в несколько раз большими, чем на первом и втором резонансном режимах. В частности, для амплитуды возбуждающего воздействия в 1 см вертикальные ускорения в передней части рамы они составили 0,6 g, на полу кабины равнялись 0,85g, а на сиденье водителя достигли 1,05g. Это обусловило более внимательный подход к подбору коэффициентов сопротивления амортизаторов кабины, что дало возможность полностью устранить второй резонанс по амплитуде вертикальных перемещений (в зоне 2,5 – 3,5 Гц) и значительно уменьшить вибронегруженность кабины в области третьего резонанса [183].

Резюмируя вышеизложенное, отметим следующее [83, 226, 203].

1. Вопрос уменьшения вибронегруженности рабочего места водителя транспортного средства требует своего комплексного решения. Сначала осуществляется определение рациональных жесткостных и демпфирующих параметров подвесок транспортного средства. Далее выполняется приближение к необходимому уровню вибронегруженности посредством нахождения и корректировки параметров систем виброзащиты второго и третьего уровней: вначале подвески кабины, а впоследствии – подвески сиденья водителя транспортного средства.

2. Рационализацию характеристик подвески кабины следует производить, принимая во внимание кинематические особенности элементов направляющего аппарата, учитывая наличие податливости входящих в его состав рычагов и упругодемпфирующих свойств шарниров их крепления, что наиболее полно обеспечивается применением дифференциальных уравнений больших перемещений

тел, с точным описанием угловой ориентации тел, без использования допущения о малости углов поворота.

3. Характеристики упругости кабин, приведённые к опорам, зависят от схемы установки опор.

4. В тех местах, где зафиксированы наименьшие вибрации, желательна установка на раме более жёстких опор кабины, а в сильно вибрирующих местах целесообразно размещение более мягких опор. К последним, в большинстве случаев, относятся передние концы рамы.

7.2. Особенности динамической модели грузового автомобиля с уточнением представления элементов передней и задней подвесок кабины

Расчёт параметров вибронегруженности осуществлялся на базе построенной в программном комплексе ФРУНД *новой пространственной динамической модели грузового автомобиля с детализацией передней рессорной и задней пневматической подвесок и с уточнением представления элементов передней и задней подвесок кабины* [205, 342, 207, 236, 187] (рис. 7.2.1).

К внешним силам, действующим на модель, были отнесены силы веса, прикладывавшиеся к центрам масс каждого из тел, входящих в состав модели, и, кроме того, импульсное воздействие со стороны единичных неровностей или случайное – от дорожного микропрофиля, передаваемое через шины к подвескам мостов, а затем – к раме и другим агрегатам. Так как с помощью указанной модели анализируются лишь колебания от внешнего кинематического воздействия в виде микропрофиля или единичных неровностей, возмущения от двигателя и со стороны трансмиссии не учитываются.

Рессора, входящая в состав передней подвески, представляется состоящей из трёх взаимосвязанных звеньев – твёрдых тел, соединяемых с помощью шарниров с упругофрикционными угловыми связями, выбираемыми с условием обеспечения эквивалентности вертикальной жёсткости рессоры при учёте межлистового трения (рис. 7.2.2, рис. 7.2.3).

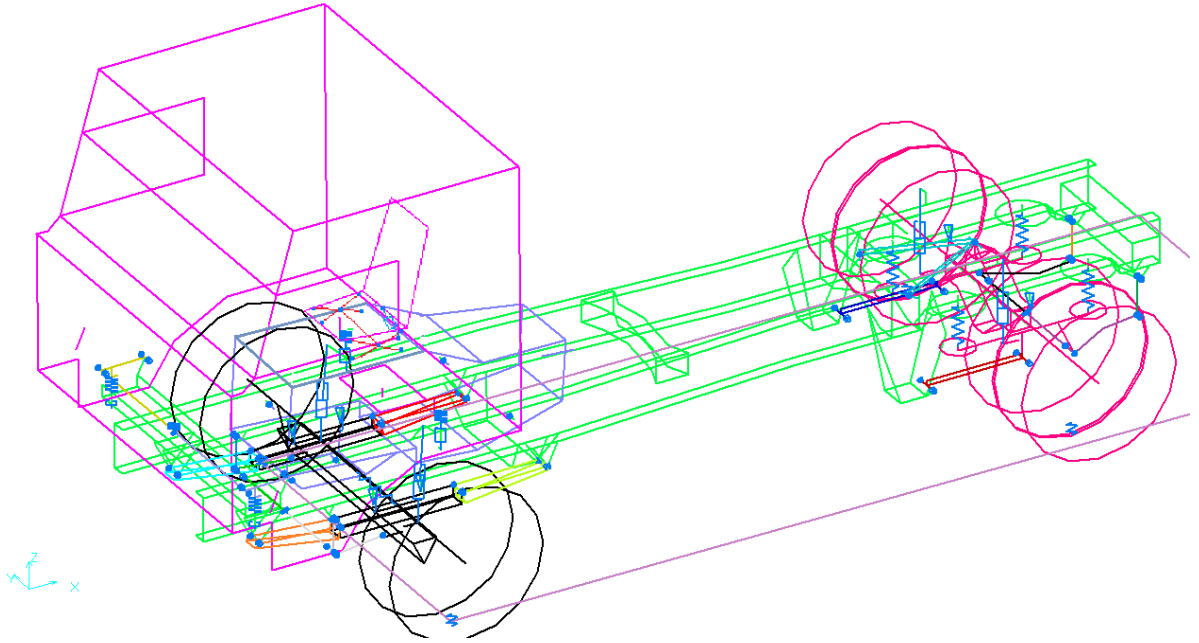


Рис. 7.2.1. Общий вид новой расчётной схемы грузового автомобиля, снабжённого передней рессорной и задней пневматической подвесками

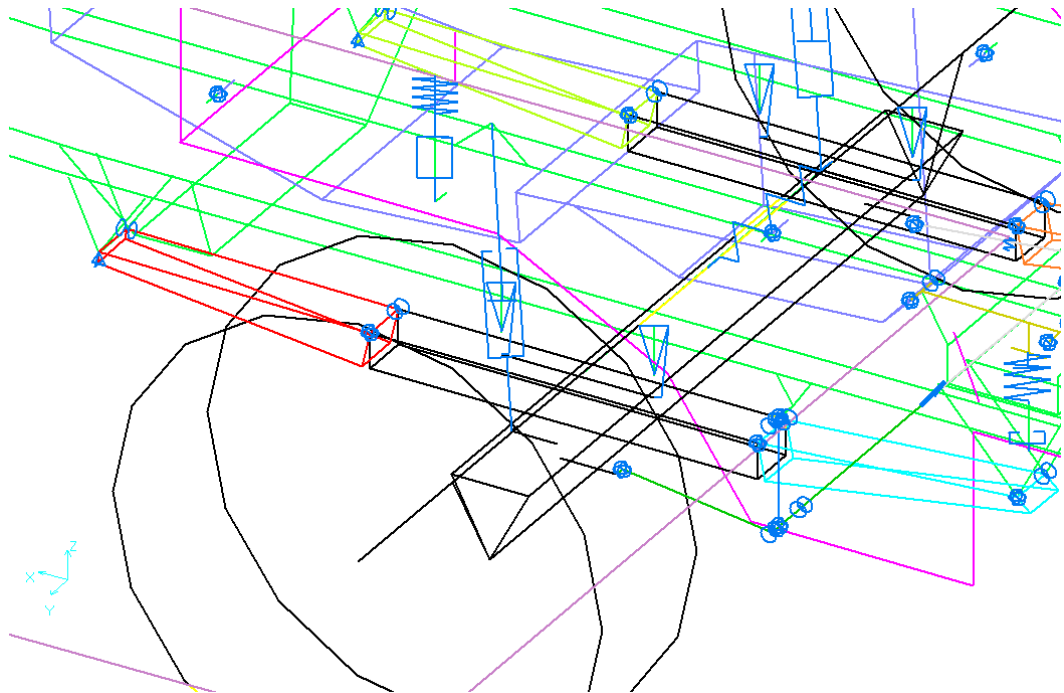


Рис. 7.2.2. Новая расчётная схема передней правой рессоры в составе расчётной схемы грузового автомобиля, общий вид

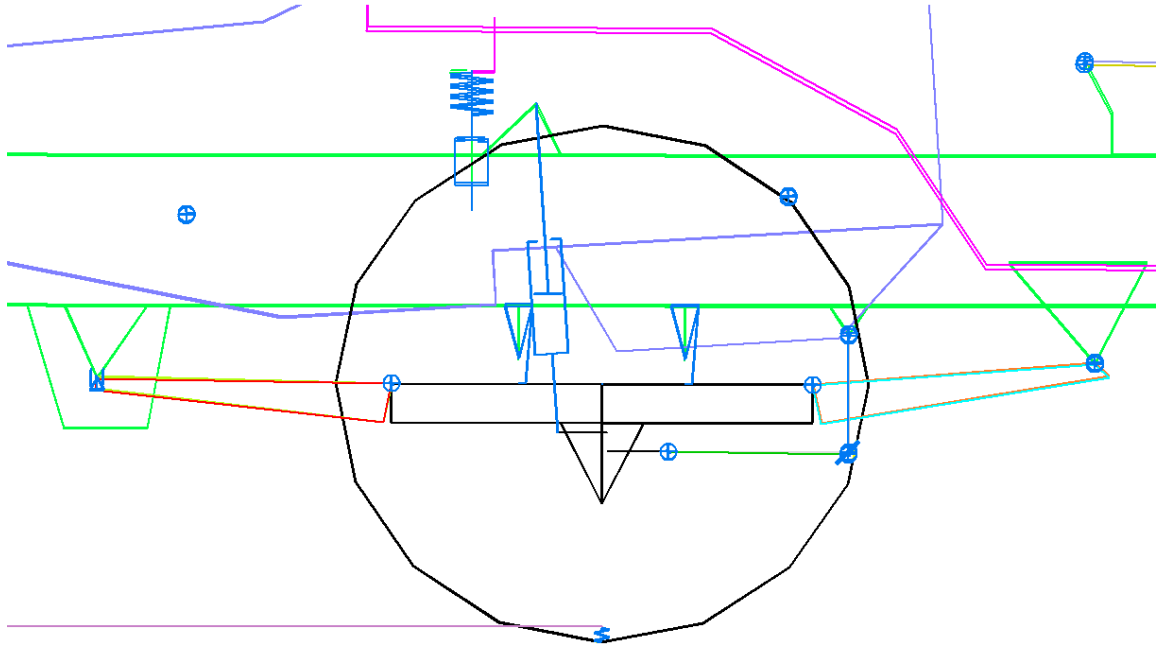


Рис. 7.2.3. Новая расчётная схема передней правой рессоры в составе расчётной схемы грузового автомобиля, вид сбоку

Такая структура даёт возможность точного описания нелинейной характеристики вертикальной упругости, а также кинематических свойств рессоры, в частности, продольного смещения балки моста при её вертикальном перемещении, обусловленном изменением кривизны рессорных листов.

В разработанной расчётной схеме предусмотрено жёсткое крепление среднего звена рессоры к площадке на балке моста. В свою очередь, к этому звену выполнено подсоединение концов двух других звеньев. К тому же, осуществлено одновременное шарнирное крепление крайних звеньев к соответствующим кронштейнам на раме. Так как конструкцией предусматривается крепление концов рессоры посредством съёмного ушка, а также цилиндрической профилированной опоры, включение серьги в состав исследуемой модели не предусматривалось. Учёт влияния на жёсткость рессоры профилированной опоры её заднего конца осуществляется посредством обеспечения нелинейной характеристики шарнирного соединения с кронштейном на раме.

В передней подвеске также предусмотрено наличие нелинейных амортизаторов, буферов ходов сжатия. Стабилизатор моделируется в виде двух половин – твёрдых тел, соединяемых элементом, крутильная жёсткость которого задана. Каждое из них одним своим концом шарнирно соединено с серьгой, а та, в свою

очередь, шарнирно крепится к соответствующему кронштейну рамы. Предусмотрена установка силового агрегата на раме с помощью упругодемпфирующих опор-виброизоляторов.

В заднюю подвеску включены модели четырёх пневмобаллонов. Каждый из них выполняет функции упругого элемента и обладает нелинейной характеристикой вертикальной упругости (рис. 7.2.4; рис. 7.2.5). Способ моделирования такой характеристики подробно описан в п. 3.3.

Для каждого пневмобаллона осуществляется задание его характеристики в виде политропной кривой, определяемой объёмом баллона при статической нагрузке и начальным давлением в нём, в свою очередь, зависящими от величины статической нагрузки, приходящейся на задний мост. В каждый из пневмобаллонов встроены буферы ходов сжатия. Помимо этого, в состав расчётной схемы включён центральный буфер, осуществляющий ограничение вертикального перемещения балки заднего моста в процессе ходов сжатия задней подвески.

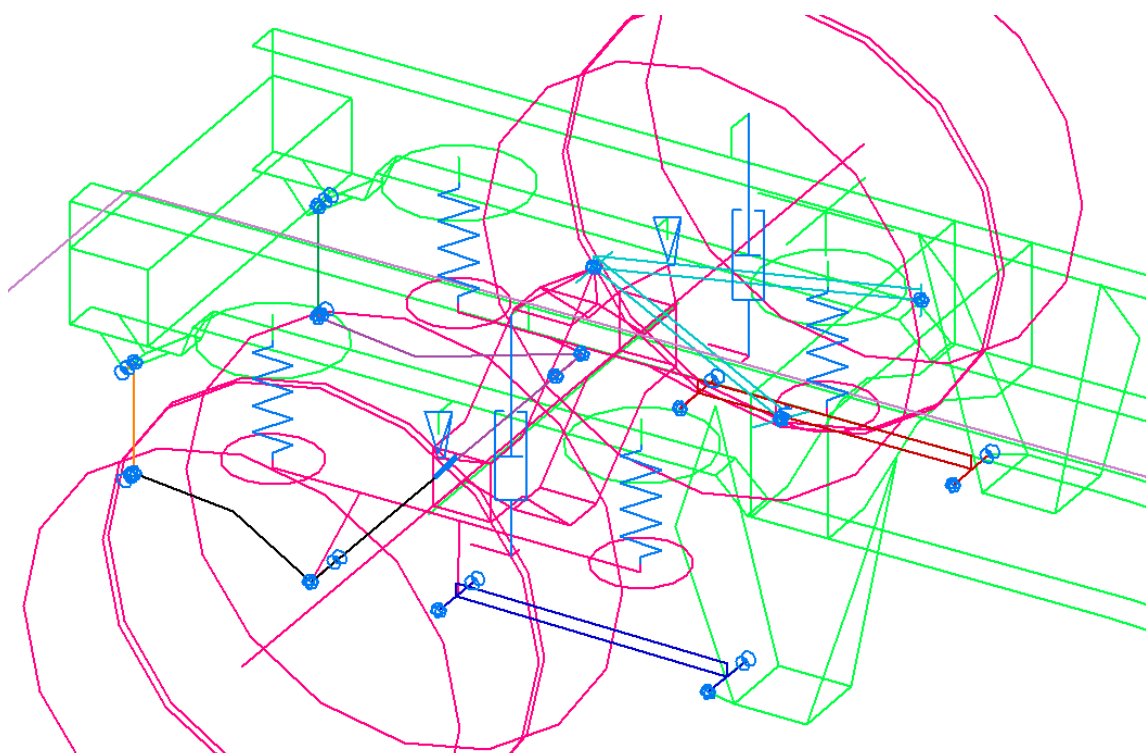


Рис. 7.2.4. Новая расчётная схема задней пневматической подвески грузового автомобиля, общий вид

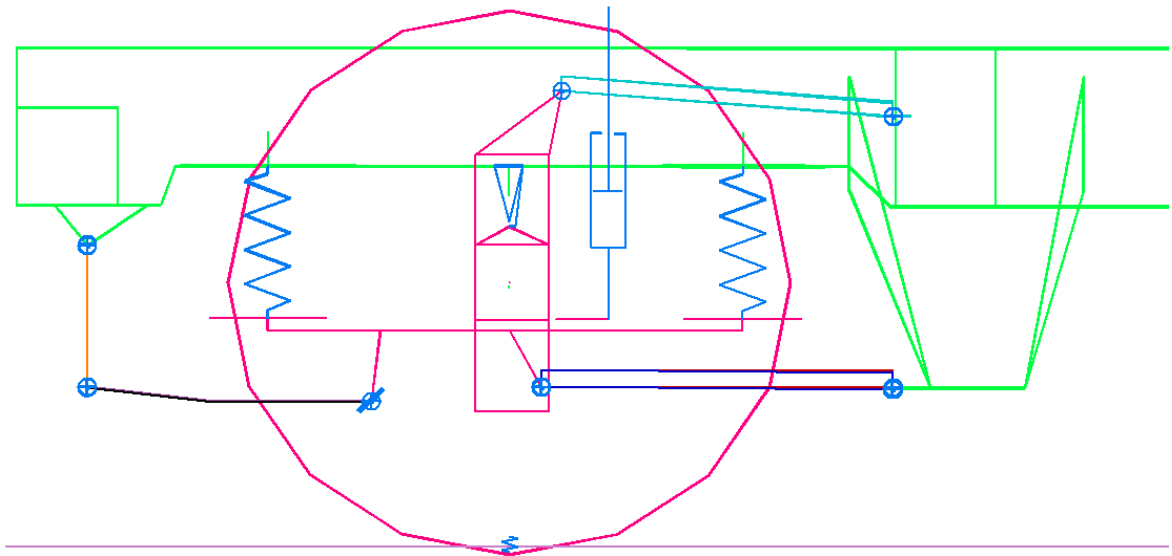


Рис. 7.2.5. Новая расчётная схема задней пневматической подвески грузового автомобиля, вид сбоку

В роли направляющего аппарата подвески выступает рычажная система. При этом нижние продольные рычаги способны воспринимать преимущественно продольные усилия. В свою очередь, верхние тяги, установленные V-образно по отношению продольной оси симметрии транспортного средства, предназначены для восприятия как продольных, так и боковых нагрузок.

В составе модели задней подвески предусмотрены амортизаторы с нелинейной скоростной характеристикой каждого из них, а также имеется стабилизатор, моделируемый аналогично стабилизатору поперечной устойчивости, включённому в состав передней подвески.

7.3. Включение подвесок кабины над двигателем в динамическую модель грузового автомобиля

Осуществлено создание *новой модели виброзащитной системы кабины, в которой впервые удалось реализовать уточнённое представление элементов её подвесок* [205, 342, 207, 236, 187].

Кабина грузового автомобиля с передней рессорной и задней пневматической подвесками, расчётная схема которого представлена в п. 7.2, крепится с помощью упругодемпфирующих связей к раме (рис. 7.3.1 – 7.3.4).

Особое внимание обращалось на представление элементов передней подвески кабины. В роли направляющего устройства выступают продольные рыча-

ги подвески кабины. Предусмотрено крепление их задних концов к кронштейнам кабины, упругое соединение их средних частей с рамой, что обеспечивает учёт податливости направляющего аппарата подвески кабины (рис. 7.3.2, 7.3.3, 7.3.5). Что касается стабилизатора, входящего в состав передней подвески кабины, то он представляется в виде отдельного тела, соединённого с передними частями продольных рычагов упругими элементами, позволившими принимать во внимание крутильную и изгибную жёсткости стабилизатора (рис. 7.3.1, 7.3.2, 7.3.5).

Установка на раме задней части кабины осуществляется посредством пружин, соосно с которыми размещены амортизаторы. Каждый из них обладает кучочно-линейной характеристикой, состоящей из четырёх участков (рис. 7.3.2, 7.3.3).

При исследовании воздействия подвесок кабины на характер её виброн нагруженности осуществлялось рассмотрение варианта размещения кабины на пружинах с жёсткостью 120 кН/м, обеспечивавших значение частоты вертикальных колебаний, равное 3,3 Гц [205, 187]. Указанные параметры пружины задней подвески кабины были выбраны, исходя из предварительного анализа, который показал значительное изменение виброзащитных свойств подвески кабины, определяемое параметрами устройства уравнивания кабины.

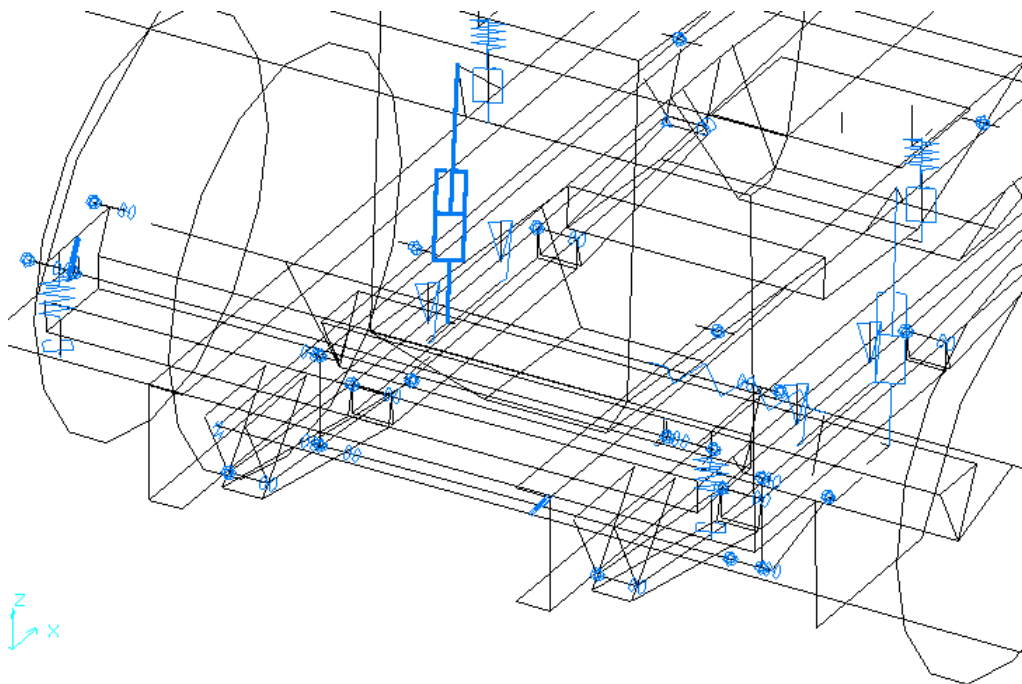


Рис. 7.3.1. Новая расчётная схема виброзащитной системы кабины с уточнённым представлением передней и задней подвесок кабины

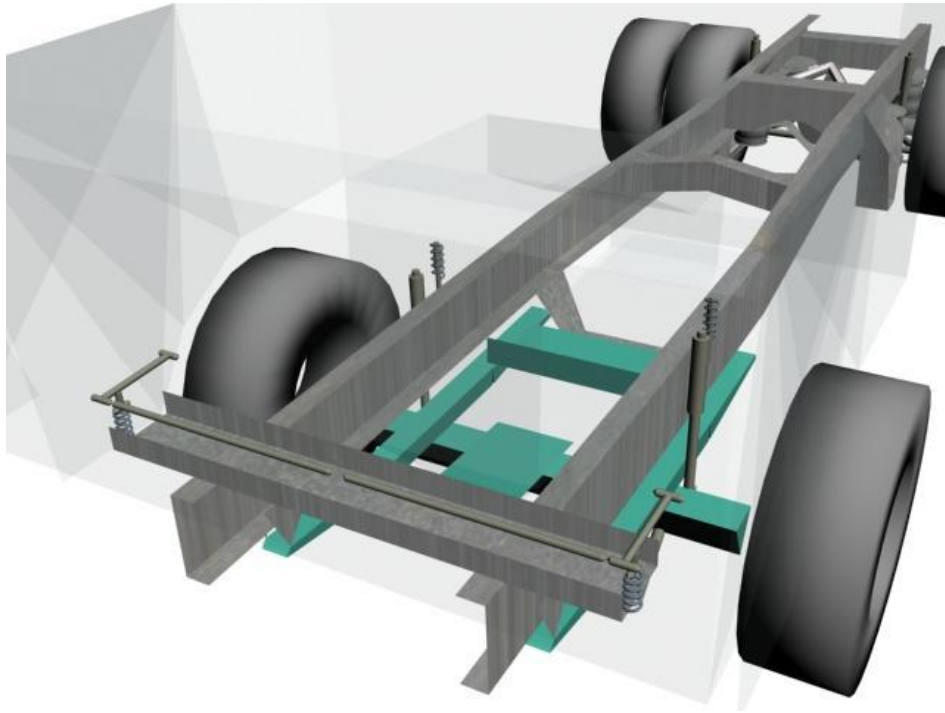


Рис. 7.3.2. Элементы новой расчётной схемы виброзащитной системы кабины в составе грузового автомобиля



Рис. 7.3.3. Новая расчётная схема подвесок кабины, вид сбоку

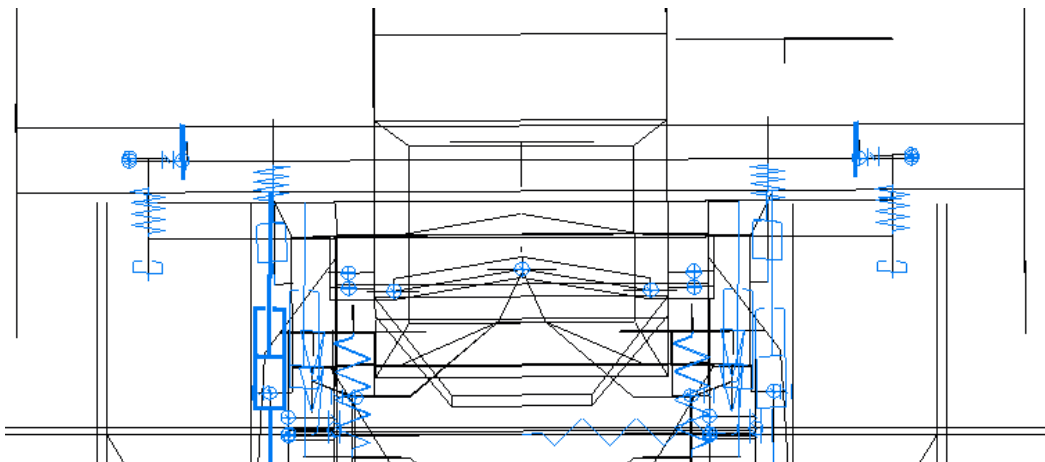


Рис. 7.3.4. Новая расчётная схема подвесок кабины, вид спереди

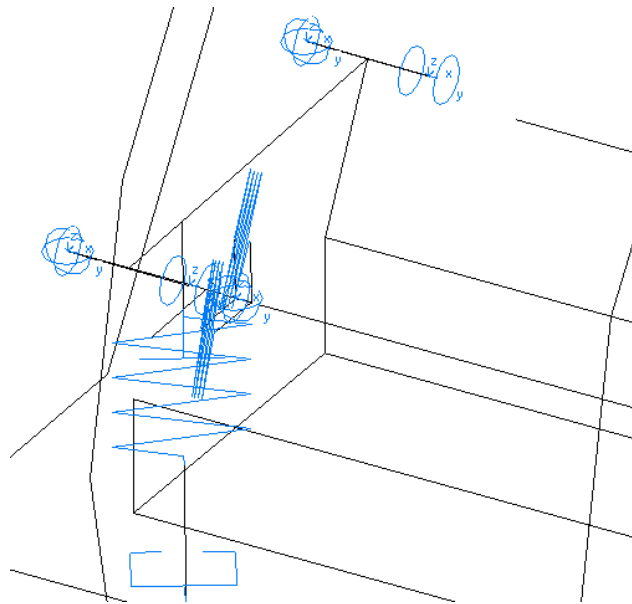


Рис. 7.3.5. Новая расчётная схема крепления продольного рычага передней подвески кабины и крепления стабилизатора подвески кабины к этому рычагу

Рассматривая параметры устройства уравнивания кабины, удалось обратить внимание на наличие двух факторов. В первую очередь, идёт речь о податливости продольных рычагов, включённых в переднюю подвеску кабины. Кроме того, следует упомянуть об избыточности связей в соответствующих кинематических парах, способных обеспечить возможность поворота кабины относительно поперечно проходящей оси.

С теоретических позиций, обеспечить поворотную связь кабины с рамой вполне возможно при наличии одного рычага передней подвески кабины, качающегося в продольной плоскости. Пара таких рычагов введена для придания необходимой жёсткости соединению. Тем не менее, известным из теории механизмов и машин фактом [11, 291], считается появление повышенных реакций, вызванных избыточными связями в кинематических парах и обусловленных технологическими погрешностями. Применительно к нашему примеру, это может привести к возрастанию усилий трения в подвеске кабины, что повлечёт за собой ухудшение её виброзащитных качеств.

Поэтому неслучайно в представленной работе особое внимание было уделено выполнению анализа свойств узлов установки передней части кабины рассматриваемого транспортного средства, так как в случае нерационального выбора их параметров не удаётся достигнуть теоретической эффективности виброзащиты при низкой собственной частоте, характерной для исследуемой подвес-

ки кабины. Учёт податливости рычагов, включённых в переднюю подвеску кабины, осуществлялся посредством упругостей соединений указанных рычагов с кабиной и рамой.

7.4. Варианты установки передней части кабины на раме грузового автомобиля с позиций её вибронагруженности

Сопоставив вариант применения передней подвески кабины с вариантом жёсткой установки на раме её передней части (рис. 7.4.1), удалось установить целесообразность учёта влияния подвесок кабины в динамической модели транспортного средства в процессе расчётов [205, 207, 234, 236, 187].

Наличие упругого крепления передней части кабины способно обеспечить уменьшение колебаний на 22 – 23 % в интервале 1 – 5 Гц. Однако, это сопровождается возрастанием вибраций в зонах 5 – 8 Гц, а также 10 – 15 Гц, определяемых, в основном, наличием податливости рычагов направляющего аппарата передней подвески кабины и изменением угловой жёсткости стабилизатора, включённого в подвеску кабины, что будет показано в п. 7.5, 7.6. Свою эффективность использования передняя подвеска кабины обнаруживает и в более высоких частотных диапазонах: 20 – 30 Гц, 40 – 50 Гц, а также выше 60 Гц.

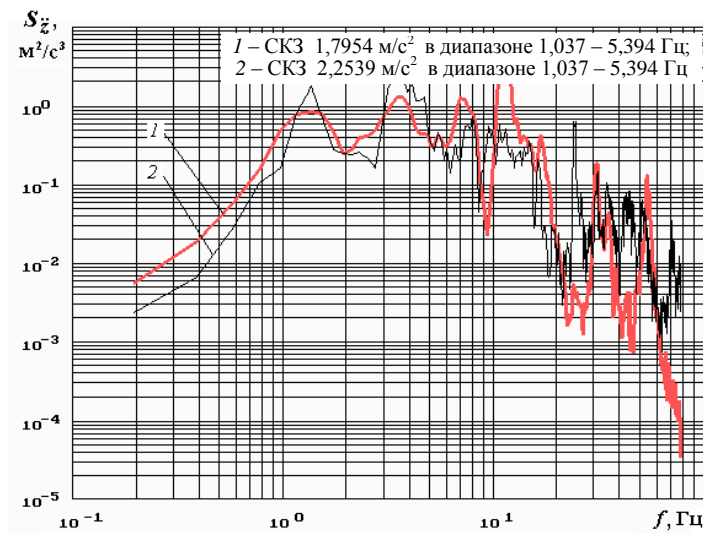


Рис. 7.4.1. Спектральные характеристики вертикальных ускорений на подушке сиденья водителя. Варианты установки передней части кабины на лонжеронах рамы (перемещение по участку с ровным булыжником, 60 км/ч): 1 – предусмотрена передняя подвеска кабины; 2 – наличие жёсткого крепления к раме

7.5. Воздействие угловой жёсткости стабилизатора, включённого в переднюю подвеску кабины грузового автомобиля

Стабилизатор, противодействующий появлению поперечно-углового крена и входящий в переднюю подвеску кабины, можно характеризовать изгибной, а также угловой (крутильной) жёсткостями. Обратим внимание, что детального рассмотрения заслуживает только оценка угловой жёсткости, так как, по результатам предварительных расчётов, влияние на вибрации кабины изгибной жёсткости стабилизатора не существенно [205, 342, 187].

Расчёты производились для варианта перемещения грузовой машины по участку спецдороги автополигона с покрытием в виде ровного булыжника с постоянной скоростью 60 км/ч, что соответствовало 3 категории дорог [205, 342, 217, 187]. Характеристики спектральных плотностей вертикальных ускорений на подушке сиденья водителя, полученные при различных угловых жёсткостях стабилизатора, приведены на рис. 7.5.1. При этом жёсткость каждого из шарниров рычагов направляющего аппарата передней подвески кабины равнялась 30000 кН/м.

Уже на частотах, превышающих 2,5 Гц, влияние угловой жёсткости стабилизатора на уровень колебаний на подушке сиденья становится весьма существенным. Причём, если угловая жёсткость мала (30 (кН·м)/рад), что обеспечивается штангой стабилизатора, имеющей диаметр 45 мм, а длину 1400 мм, то в области 5 – 15 Гц отмечается наличие уровня колебаний, более высокого, по сравнению с двумя другими вариантами – со значительной угловой жёсткостью (400 (кН·м)/рад), а также при отсутствии стабилизатора. Наиболее заметные преимущества рассматриваемого варианта перед двумя остальными прослеживаются в областях 2,5 – 5 Гц, а также 15 – 30 Гц.

Что касается варианта отсутствия стабилизатора, то его эффективность обнаруживается только в среднечастотном диапазоне 10 – 15 Гц. Примечателен и тот факт, что варианты со значительной жёсткостью стабилизатора и с его отсутствием способствуют обеспечению близких уровней рассматриваемых спектральных характеристик (рис. 7.5.1).

В процессе анализа виброзащиты кабины необходимо обратить пристальное внимание на диапазон 5 – 12 Гц, так как именно в этом интервале отмечаются значительные возмущения, обусловленные колебаниями мостов. В целях

динамического анализа следует рассмотреть модули передаточных функций в качестве характеристик опор кабины (рис. 7.5.2, 7.5.3).

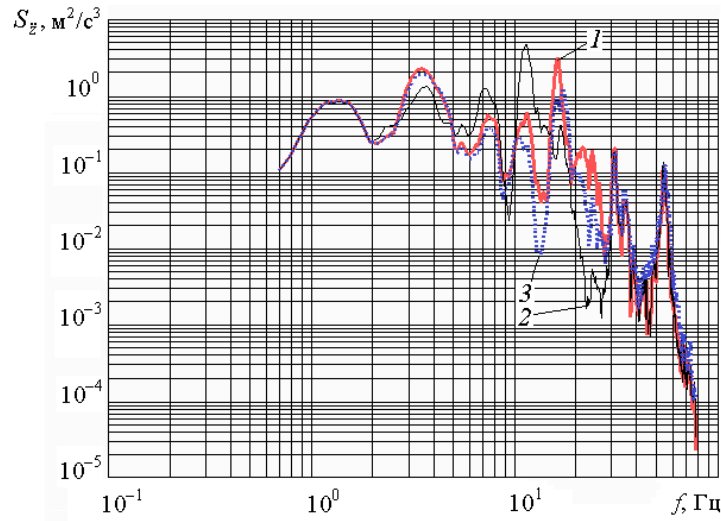


Рис. 7.5.1. Спектральные характеристики вертикальных ускорений на подушке сиденья водителя в зависимости от угловой жёсткости стабилизатора подвески кабины (перемещение по участку с ровным булыжником, 60 км/ч; 30000 кН/м – жёсткость каждого шарнира рычагов, входящих в переднюю подвеску кабины): 1 – стабилизатор со значительной угловой жёсткостью 400 (кН·м)/рад; 2 – стабилизатор с малой угловой жёсткостью 30 (кН·м)/рад; 3 – стабилизатор отсутствует

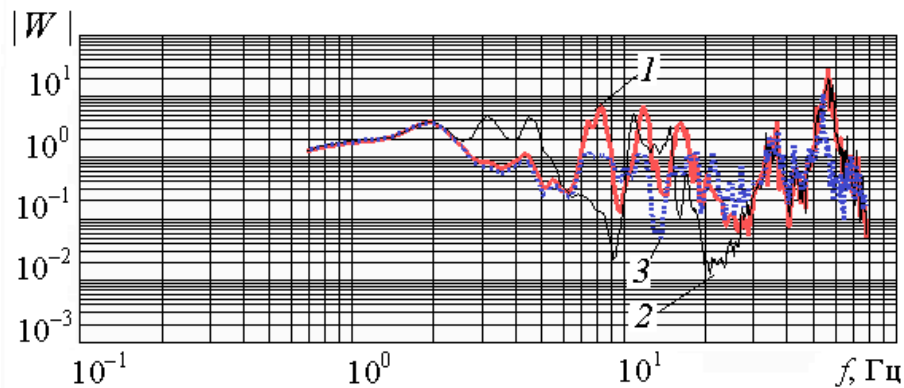


Рис. 7.5.2. Модули передаточных функций по вертикальным ускорениям, передаваемым на кабину со стороны рамы в зоне расположения левой передней опоры кабины, в зависимости от угловой жёсткости стабилизатора подвески кабины (перемещение по участку с ровным булыжником, 60 км/ч; 30000 кН/м – жёсткость каждого шарнира рычагов, входящих в переднюю подвеску кабины): 1 – стабилизатор со значительной угловой жёсткостью 400 (кН·м)/рад; 2 – стабилизатор с малой угловой жёсткостью 30 (кН·м)/рад; 3 – стабилизатор отсутствует

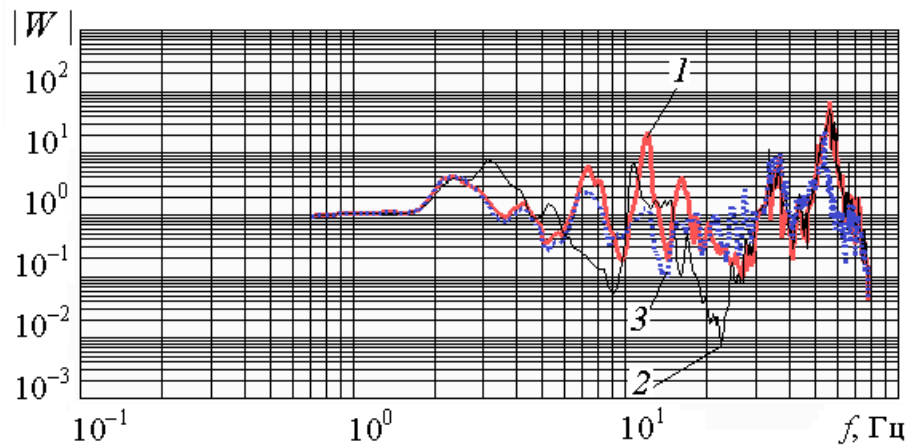


Рис. 7.5.3. Модули передаточных функций по вертикальным ускорениям, передаваемым на кабину со стороны рамы в зоне расположения левой задней опоры кабины, в зависимости от угловой жёсткости стабилизатора подвески кабины (перемещение по участку с ровным булыжником, 60 км/ч; 30000 кН/м – жёсткость каждого шарнира рычагов, входящих в переднюю подвеску кабины): 1 – стабилизатор со значительной угловой жёсткостью 400 (кН·м)/рад; 2 – стабилизатор с малой угловой жёсткостью 30 (кН·м)/рад; 3 – стабилизатор отсутствует

Рассмотрение модулей передаточных функций по вертикальным ускорениям левой передней опоры кабины (рис. 7.5.2), позволило установить, что варианты со значительной угловой жёсткостью стабилизатора и с его отсутствием способны обеспечить гашение вертикальных колебаний в области 2,5...6 Гц, в то время как в интервалах 6...10 Гц, а также 15...30 Гц наибольшее убывание колебаний происходит в случае установки стабилизатора, имеющего малую угловую жёсткость 30 (кН·м)/рад.

Аналогичную картину для модулей передаточных функций по ускорениям в вертикальном направлении удалось зафиксировать при рассмотрении левой задней опоры кабины (рис. 7.5.3).

На рис. 7.5.4 осуществлена визуализация модулей передаточных функций по поперечным (боковым) ускорениям левой передней опоры крепления кабины. Здесь происходит уменьшение поперечных колебаний в диапазоне 1,5 – 6 Гц для всех рассматриваемых вариантов (рис. 7.5.4). Но для интервалов 6 – 18 Гц, а также 35 – 45 Гц, осуществление передачи боковых вибраций с существенным усилением характерно для всех вариантов.

С точки зрения снижения боковых ускорений, наибольшая эффективность размещения стабилизатора, угловая жёсткость которого мала и составляет $30 \text{ (кН}\cdot\text{м)/рад}$, проявляется в зоне $15 - 30 \text{ Гц}$. Однако, при $10 - 15 \text{ Гц}$ этим же вариантом, в отличие от двух остальных, обеспечивается значительное усиление передачи боковых вибраций.

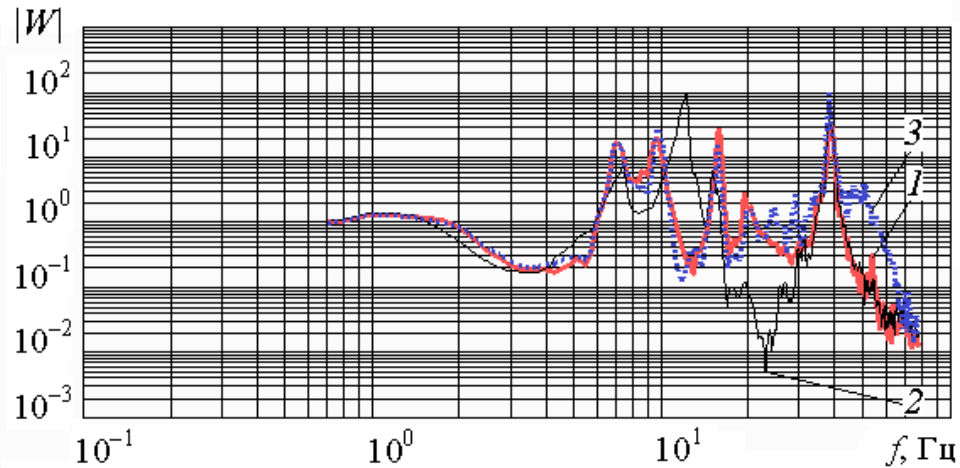


Рис. 7.5.4. Модули передаточных функций по поперечным ускорениям, передаваемым на кабину со стороны рамы в зоне расположения левой передней опоры кабины, в зависимости от угловой жёсткости стабилизатора подвески кабины (перемещение по участку с ровным булыжником, 60 км/ч , 30000 кН/м – жёсткость каждого шарнира рычагов, входящих в переднюю подвеску кабины): 1 – стабилизатор со значительной угловой жёсткостью $400 \text{ (кН}\cdot\text{м)/рад}$; 2 – стабилизатор с малой угловой жёсткостью $30 \text{ (кН}\cdot\text{м)/рад}$; 3 – стабилизатор отсутствует

Резюмируя сказанное выше, обратим внимание на следующие моменты.

1. В процессе выполнения расчётов вибронгруженности кабины целесообразен учёт лишь угловой (крутильной) жёсткости стабилизатора, включённого в переднюю подвеску кабины, так как влияние изгибной жёсткости стабилизатора на вибрации кабины не существенно.

2. На частотах, превышающих $2,5 \text{ Гц}$, влияние угловой жёсткости стабилизатора, включённого в переднюю подвеску кабины, на уровень колебаний на подушке сиденья становится весьма заметным.

3. В случае стандартной жёсткости шарниров рычагов, входящих в переднюю подвеску кабины, варианты со значительной жёсткостью стабилизатора и с его отсутствием способствуют обеспечению близких уровней спектральных характеристик вертикальных ускорений.

4. По результатам рассмотрения модулей передаточных функций по вертикальным ускорениям, варианты со значительной угловой жёсткостью стабилизатора и с его отсутствием способны обеспечить гашение вертикальных колебаний в области 2,5 – 6 Гц, в то время как в интервалах 6 – 10 Гц, а также 15 – 30 Гц наибольшее убывание колебаний характерно в случае установки стабилизатора, имеющего малую угловую жёсткость 30 (кН·м)/рад.

5. В процессе анализа виброзащиты кабины целесообразно обратить пристальное внимание на диапазон 5 – 12 Гц, так как именно в этом интервале отмечаются значительные возмущения, обусловленные колебаниями мостов.

7.6. Воздействие жёсткости шарниров крепления рычагов, входящих в переднюю подвеску кабины грузового автомобиля

Характеристики спектральных плотностей вертикальных ускорений на подушке сиденья водителя приведены на рис. 7.6.1 [207, 342, 187].

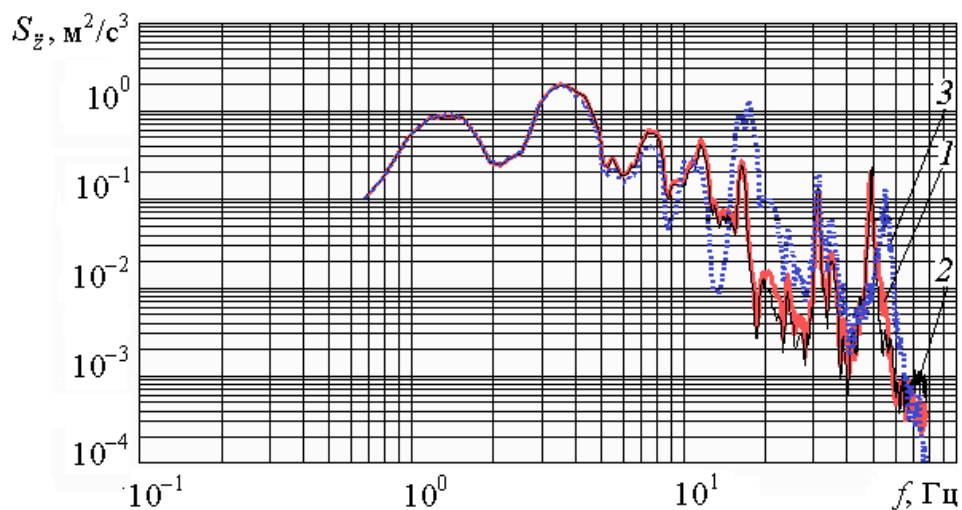


Рис. 7.6.1. Спектральные характеристики вертикальных ускорений на подушке сиденья водителя, зависящие от угловой жёсткости стабилизатора и жёсткости шарниров рычагов, входящих в переднюю подвеску кабины (перемещение по участку с ровным булыжником, 60 км/ч):

1 – стабилизатор обладает угловой жёсткостью 200 (кН·м)/рад, а жёсткость каждого шарнира рычагов, входящих в переднюю подвеску кабины – 300000 кН/м; 2 – стабилизатор отсутствует, а жёсткость каждого шарнира рычагов, входящих в переднюю подвеску кабины, 300000 кН/м; 3 – стабилизатор отсутствует, а жёсткость каждого шарнира рычагов, входящих в переднюю подвеску кабины, 30000 кН/м

Путём сопоставления графиков 1, 2 (рис. 7.6.1), удалось обнаружить, что в случае повышенной жёсткости указанных шарниров влияние угловой жёсткости стабилизатора передней подвески кабины незначительно. Сравнение графиков 2 и 3 показало, что десятикратное возрастание жёсткости каждого из рассматриваемых шарниров обуславливает заметное снижение высокочастотных ускорений для области 15 – 30 Гц при незначительном их повышении для интервала 7 – 15 Гц.

Спектральные характеристики вертикальных ускорений на подушке сиденья при различных жёсткостях шарниров рычагов, входящих в переднюю подвеску кабины, представлены на рис. 7.6.2. Причём, рассматриваются варианты при *отсутствии стабилизатора в составе подвески кабины*. В случае установки жёстких шарниров (этому варианту соответствует график 1) удаётся достигнуть самой высокой степени виброзащиты кабины по вертикальным ускорениям на подушке сиденья водителя. Для десятикратного ужесточения шарниров характерно значительное снижение вертикально направленных вибраций в зонах 15 – 30 Гц, а также 50 – 60 Гц (это отражено на графиках 1, 2).

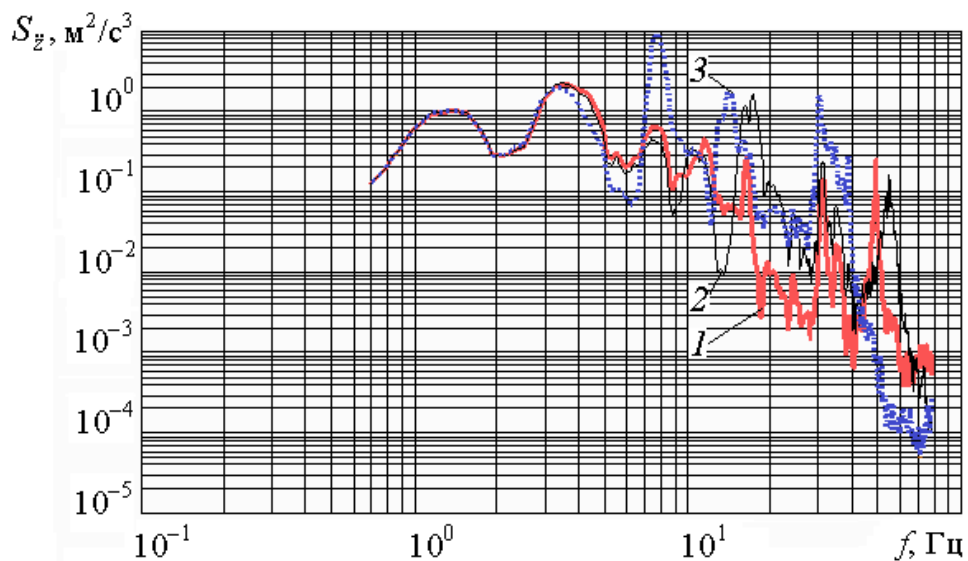


Рис. 7.6.2. Спектральные характеристики вертикальных ускорений на подушке сиденья водителя при различных жёсткостях шарниров рычагов, входящих в переднюю подвеску кабины, при отсутствии стабилизатора (перемещение по участку с ровным булыжником, 60 км/ч):

1 – жёсткость каждого шарнира рычагов, входящих в переднюю подвеску кабины, 300000 кН/м; 2 – жёсткость каждого шарнира рычагов, входящих в переднюю подвеску кабины, 30000 кН/м; 3 – жёсткость каждого шарнира рычагов, входящих в переднюю подвеску кабины, 10000 кН/м

Модули передаточных функций по вертикальным ускорениям, передаваемым на кабину со стороны рамы левой передней опорой кабины, продемонстрированы на рис. 7.6.3. Причём, стабилизатор исключён из состава подвески кабины. В результате десятикратного ужесточения шарниров рычагов, входящих в переднюю подвеску кабины, значительно снижается передача вибраций в области 15 – 30 Гц, а также для частот 50 – 60 Гц.

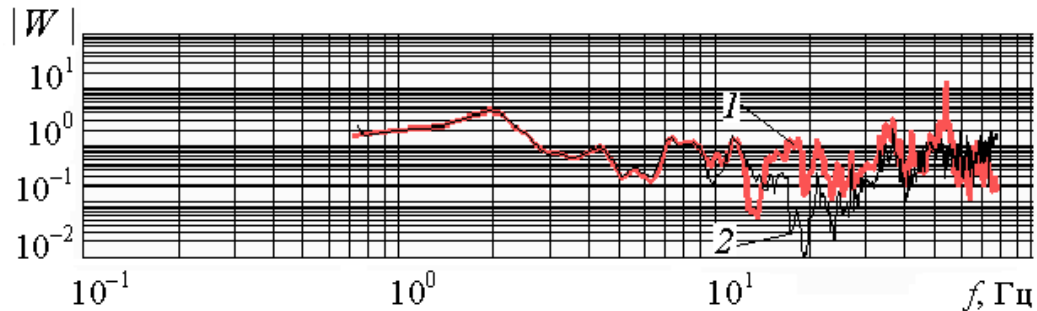


Рис. 7.6.3. Модули передаточных функций по вертикальным ускорениям, передаваемым на кабину со стороны рамы левой передней опорой кабины. Перемещение по участку с ровным булыжником, 60 км/ч, стабилизатор отсутствует: 1 – жёсткость каждого шарнира рычагов, входящих в переднюю подвеску кабины, составляет 30000 кН/м; 2 – жёсткость каждого шарнира рычагов, входящих в переднюю подвеску кабины, составляет 300000 кН/м

Модули передаточных функций по поперечным ускорениям, передаваемым на кабину со стороны рамы левой передней опорой, в случае десятикратного возрастания жёсткости каждого шарнира значительно снижаются в интервале 6 – 12 Гц и 15 – 18 Гц при резком их увеличении, начиная с 60 Гц (рис. 7.6.4).

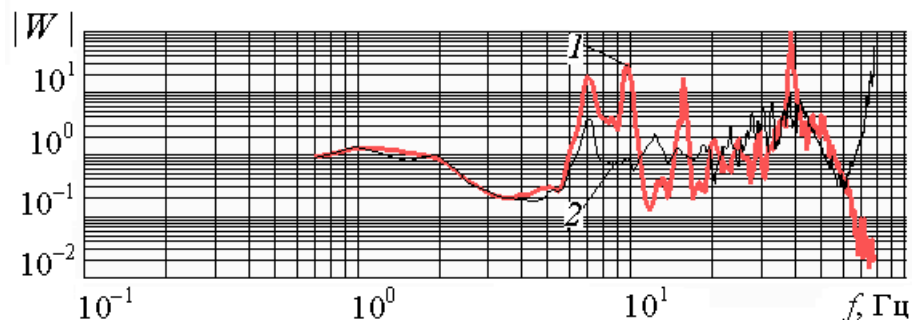


Рис. 7.6.4. Модули передаточных функций по поперечным ускорениям, передаваемым на кабину со стороны рамы левой передней опорой кабины. Перемещение по участку с ровным булыжником, 60 км/ч, стабилизатор отсутствует: 1 – жёсткость каждого шарнира рычагов, входящих в переднюю подвеску кабины, составляет 30000 кН/м; 2 – жёсткость каждого шарнира рычагов, входящих в переднюю подвеску кабины, составляет 300000 кН/м

Снижение жёсткости каждого из рассматриваемых шарниров рычагов до 10000 кН/м сопровождается возрастанием вертикальных ускорений на подушке сиденья водителя (рис. 7.6.5). В этих условиях оказался наиболее рационален вариант с малой угловой жёсткостью стабилизатора, входящего в переднюю подвеску кабины, соответствующий 30 (кН·м)/рад (график 2 на рис. 7.6.5). С ужесточением стабилизатора до величины, равной 200 (кН·м)/рад, происходит незначительное возрастание межрезонансного спектрального пика, расположенного на 2,5 – 4 Гц, сопровождающееся заметным повышением спектральной характеристики в интервале 9 – 25 Гц. Случай отсутствия стабилизатора, помимо аналогичного возрастания межрезонансного максимума спектра, характеризуется заметным увеличением ускорений на интервале 13 – 28 Гц.

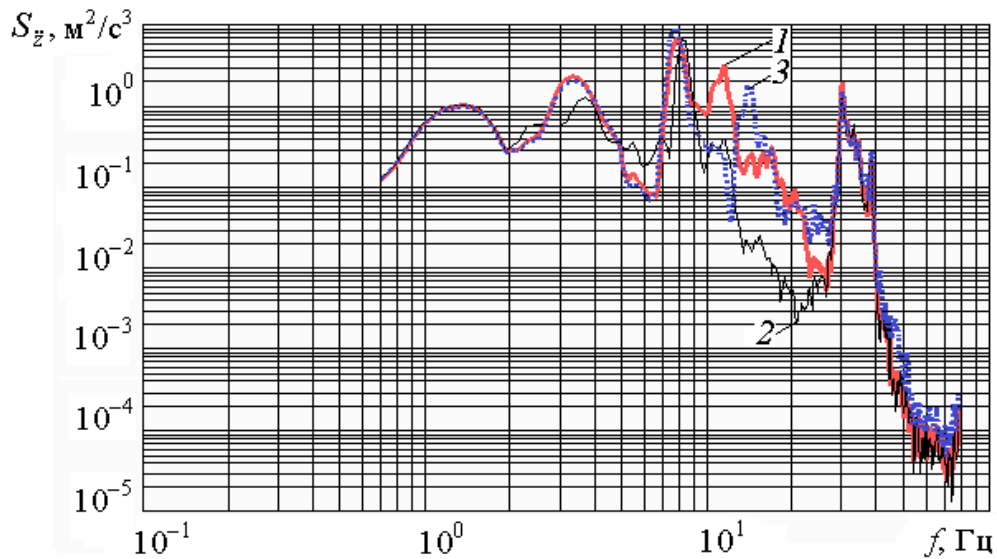


Рис. 7.6.5. Спектральные характеристики вертикальных ускорений на подушке сиденья водителя, зависящие от угловой жёсткости стабилизатора (перемещение по участку с ровным булыжником, 60 км/ч, жёсткость каждого шарнира рычагов, входящих в переднюю подвеску кабины, 10000 кН/м). Значение угловой жёсткости стабилизатора: 1 – 200 (кН·м)/рад; 2 – 30 (кН·м)/рад; 3 – стабилизатор отсутствует

Для варианта с малой жёсткостью каждого шарнира рычагов, входящих в переднюю подвеску кабины, модули передаточных функций по вертикальным и поперечным ускорениям приобретают следующий вид, приведённый на рис. 7.6.6, рис. 7.6.7.

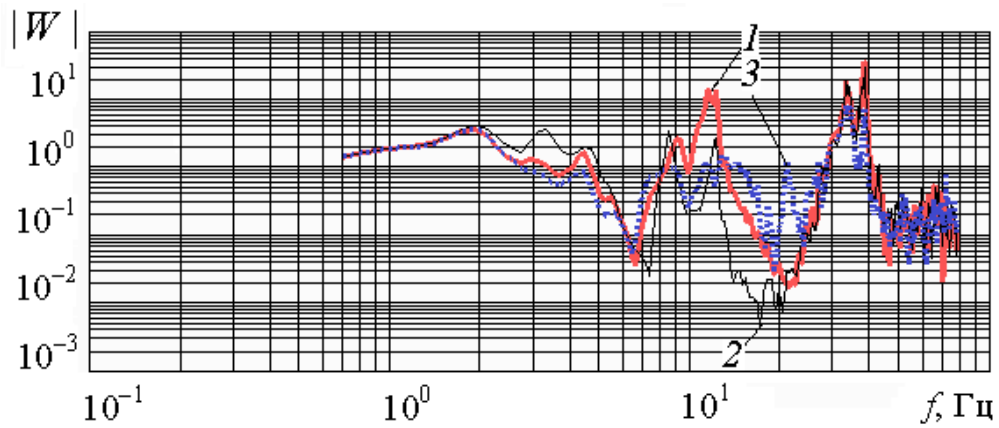


Рис. 7.6.6. Модули передаточных функций по вертикальным ускорениям, передаваемым на кабину со стороны рамы левой передней опорой кабины, при соответствующих угловых жёсткостях стабилизатора. Перемещение по участку с ровным булыжником, 60 км/ч, жёсткость каждого шарнира рычагов, входящих в переднюю подвеску кабины, составляет 10000 кН/м. Значение угловой жёсткости стабилизатора: 1 – 200 (кН·м)/рад; 2 – 30 (кН·м)/рад; 3 – стабилизатор отсутствует

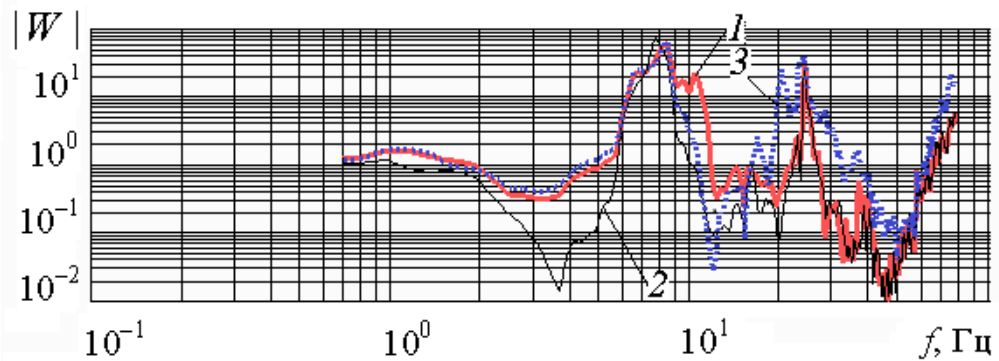


Рис. 7.6.7. Модули передаточных функций по поперечным ускорениям, передаваемым на кабину со стороны рамы левой передней опорой кабины, при соответствующих угловых жёсткостях стабилизатора. Перемещение по участку с ровным булыжником, 60 км/ч, жёсткость каждого шарнира рычагов, входящих в переднюю подвеску кабины, составляет 10000 кН/м. Значение угловой жёсткости стабилизатора: 1 – 200 (кН·м)/рад; 2 – 30 (кН·м)/рад; 3 – стабилизатор отсутствует

На основе рассмотрения указанных графиков (рис. 7.6.6, рис. 7.6.7) можно прийти к заключению о том, что при наличии шарниров, обладающих малой жёсткостью, наиболее рациональна установка вариантов малых жёсткостей стабилизатора, включённого в переднюю подвеску кабины.

Оценка воздействия параметров направляющего механизма передней подвески кабины на характер её вибронагруженности осуществлялась при условии перемещения по дорогам с плохим качеством покрытия, в частности по участку с ровным булыжником. Как было установлено в процессе соответствующих расчётов, при передвижении по отрезку динамометрической дороги воздействие податливости рычагов подвески оказалось незначительным. Спектральные характеристики при этом обладают в 3 – 4 раза меньшим уровнем, чем на ровном булыжнике, и на частотах свыше 10 Гц быстро убывают (рис. 7.6.8).

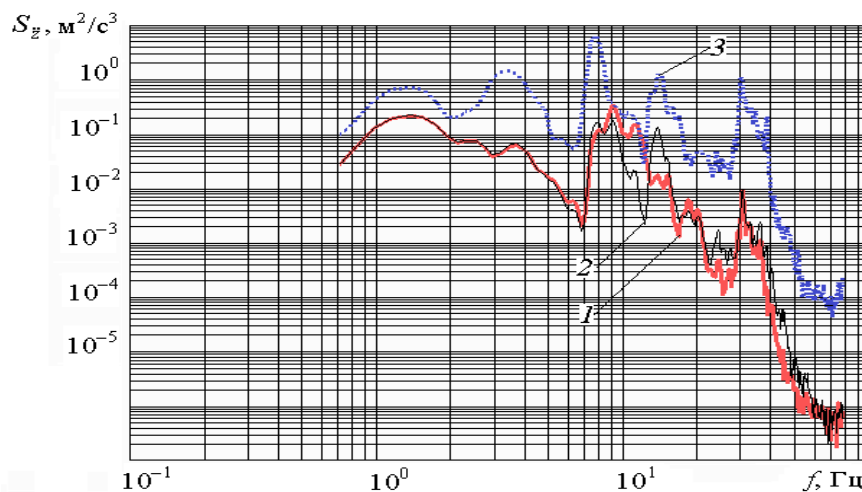


Рис. 7.6.8. Спектральные характеристики вертикальных ускорений на подушке сиденья водителя при двух вариантах дорожного покрытия: 1 – величина угловой жёсткости стабилизатора 30 (кН·м)/рад (перемещение по отрезку динамометрической дороги, 70 км/ч); 2 – стабилизатор отсутствует (перемещение по отрезку динамометрической дороги, 70 км/ч); 3 – стабилизатор отсутствует (перемещение по участку с ровным булыжником, 60 км/ч)

Резюмируя изложенное выше, остановимся на следующем [207, 342, 187].

1. В случае высокой жёсткости шарниров рычагов, входящих в переднюю подвеску кабины, влияние угловой жёсткости стабилизатора подвески кабины незначительно. Десятикратное возрастание жёсткости каждого из рассматриваемых шарниров обуславливает заметное снижение высокочастотных ускорений в области 15 – 30 Гц при незначительном повышении спектральной характеристики вертикальных ускорений для интервала 7 – 15 Гц.

2. При отсутствии в составе подвески кабины стабилизатора самой высокой степени виброзащиты кабины по вертикальным ускорениям на подушке сиденья водителя удаётся достигнуть путём установки жёстких шарниров рыча-

гов, входящих в переднюю подвеску кабины. Для десятикратного ужесточения шарниров характерно значительное снижение вертикально направленных вибраций в зонах 15 – 30 Гц, а также 50 – 60 Гц.

3. При наличии шарниров, обладающих малой жёсткостью, наиболее рациональна установка вариантов малых жёсткостей стабилизатора, включённого в переднюю подвеску кабины.

7.7. Воздействие упругих форм колебаний рамы и подсистемы «кабина – цельнометаллический фургон» на характер вибронагруженности автомобиля-фургона

Применение динамической модели автомобиля-фургона с цельнометаллическим кузовом (см. п. 4.1), с включением в качестве конечно-элементных упругих моделей рамы и подсистемы «кабина – фургон», обеспечивает уточнение характеристик вибронагруженности, полученных с помощью твердотельной модели [187, 195].

Для сопоставления получаемых результатов необходимые расчёты выполнялись на базе двух созданных динамических моделей автомобиля-фургона (ровный булыжник, 45 км/ч; динамометрическая дорога, 50 км/ч). В одной из них рама, кабина и фургон были представлены в твердотельном исполнении, в другой «кабина – цельнометаллический фургон» и рама рассматривались как упругие, конечно-элементные подсистемы.

Анализ спектральных характеристик вертикальных ускорений ряда характерных точек конструкции, примеры которых приведены на рис. 7.7.1, 7.7.2, позволил выявить следующие зависимости.

В области низкочастотного резонанса ординаты графиков спектральных характеристик точек модели в твердотельном исполнении и модели с включением упругих подсистем практически совпадают. Следовательно, низкочастотный максимум описывает колебания рамы и подсистемы «кабина – фургон» как твёрдых тел в составе подрессоренных частей конструкции автомобиля-фургона.

При проведении расчётов с помощью рассматриваемых моделей примерно с частоты 6 Гц графики спектральных характеристик вертикальных ускорений точек, взятых под сиденьем, на полу кабины автомобиля-фургона, и на подушке сиденья водителя, начинают различаться. Указанное различие весьма существ-

венно и влияет на ширину и ординату высокочастотного (второго) резонансного пика. В частности, на рис. 7.7.1, *а, б* продемонстрировано, что учёт упругости рамы и кузова влечёт за собой пятикратное повышение ординаты вершины второго резонансного максимума, наблюдаемого в области 6 – 9 Гц. СКЗ вертикальных ускорений при этом возрастают на 25 %.

Анализируя спектральные характеристики вертикальных ускорений точек, взятых на заднем свесе рамы, приходим к заключению, что воздействие упругих форм колебаний рамы и подсистемы «кабина – фургон» начинает проявляться уже с 5 Гц (рис. 7.7.2, *в*).

Что касается точек, взятых на поперечинах рамы и посередине колёсной базы, то для них влияние упругих форм колебаний оказалось более существенным (рис. 7.7.1, *в, г*; рис. 7.7.2, *а, б*).

В частности, на рис. 7.7.2, *а* продемонстрировано значительное повышение (в 5 – 6 раз) уровня спектральной плотности, начиная с частоты 7 Гц, при включении моделей кузова и рамы как упругих подсистем. На рис. 7.7.1, *в, г* видно, что при пренебрежении упругостью рамы и кузова уже на частотах свыше 2,5 Гц происходит резкое понижение спектра. При этом СКЗ вертикальных ускорений при использовании модели с включением упругих подсистем возрастает в 1,5 раза для точки, взятой на поперечине рамы, под задней опорой силового агрегата, и в 2 раза – при рассмотрении точки на раме, под его передней опорой.

Как видим, в зависимости от расположения характерных точек вдоль колёсной базы автомобиля-фургона, интенсивность воздействия упругих форм колебаний различна. Причём, наименьшее проявление их виброактивности наблюдается в точках, расположенных близко к осям подвесок, где вертикальные ускорения формируются, главным образом, твердотельными колебаниями рамы и кузова. Указанное обстоятельство сказывается и на величине СКЗ вертикальных ускорений, которые для модели с включением упругих подсистем больше на 25 – 100 %, что обусловлено расположением конкретной точки. К тому же, для точек, взятых на раме, воздействие упругих форм более заметно, чем для соответствующих им точек, взятых на полу фургона.

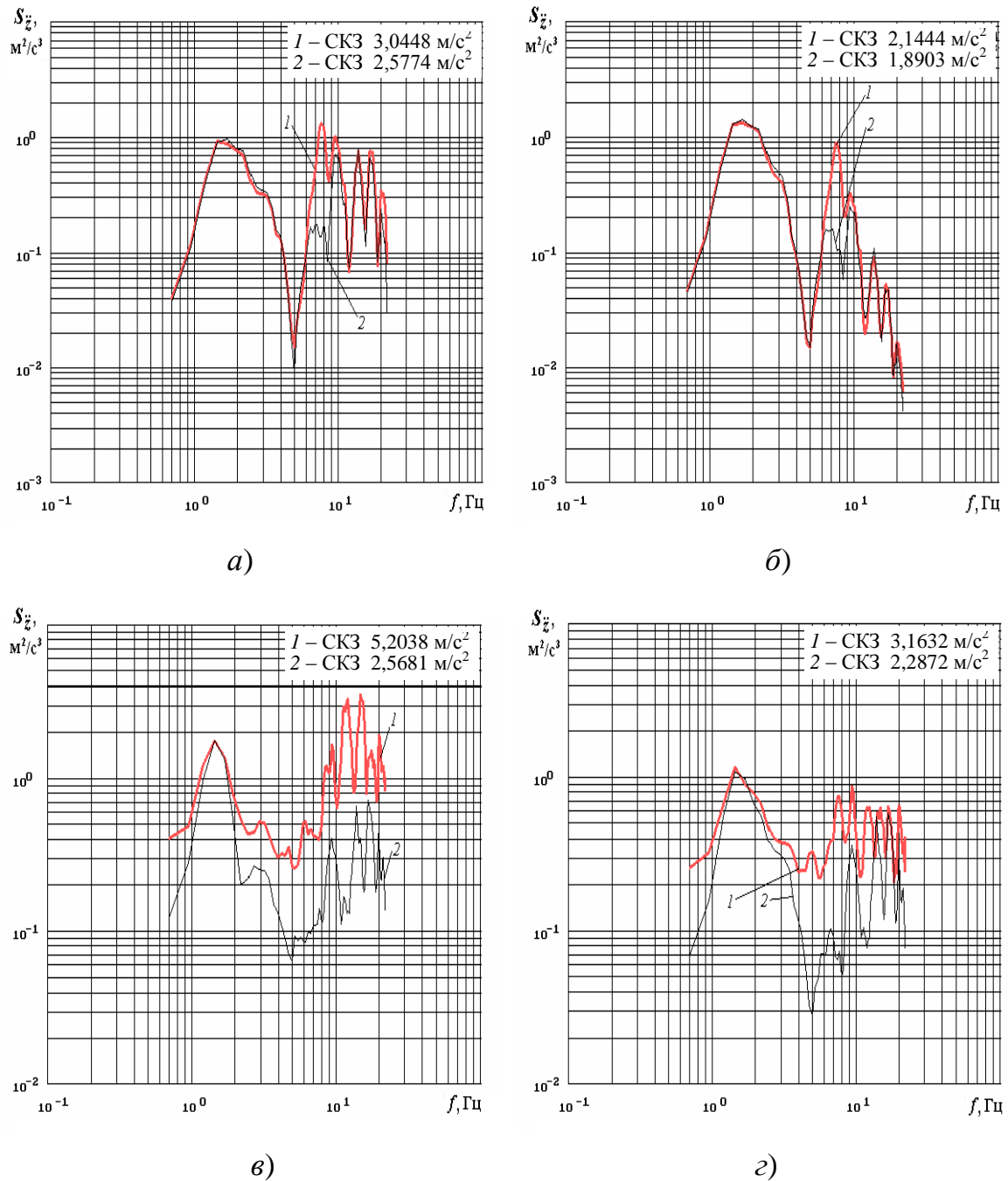


Рис. 7.7.1. Воздействие упругих форм колебаний рамы и подсистемы «кабина – фургон» на характер вибронгруженности автомобиля-фургона. Спектральные характеристики вертикальных ускорений (ровный булыжник, 45 км/ч):

а) под сиденьем, на полу кабины автомобиля-фургона; *б)* на подушке сиденья водителя автомобиля-фургона; *в)* на поперечине рамы, под передней опорой силового агрегата; *г)* на поперечине рамы, под задней опорой силового агрегата; 1 – «кабина – фургон», рама – упругие, конечно-элементные подсистемы; 2 – рама, фургон, кабина – в твердотельном исполнении

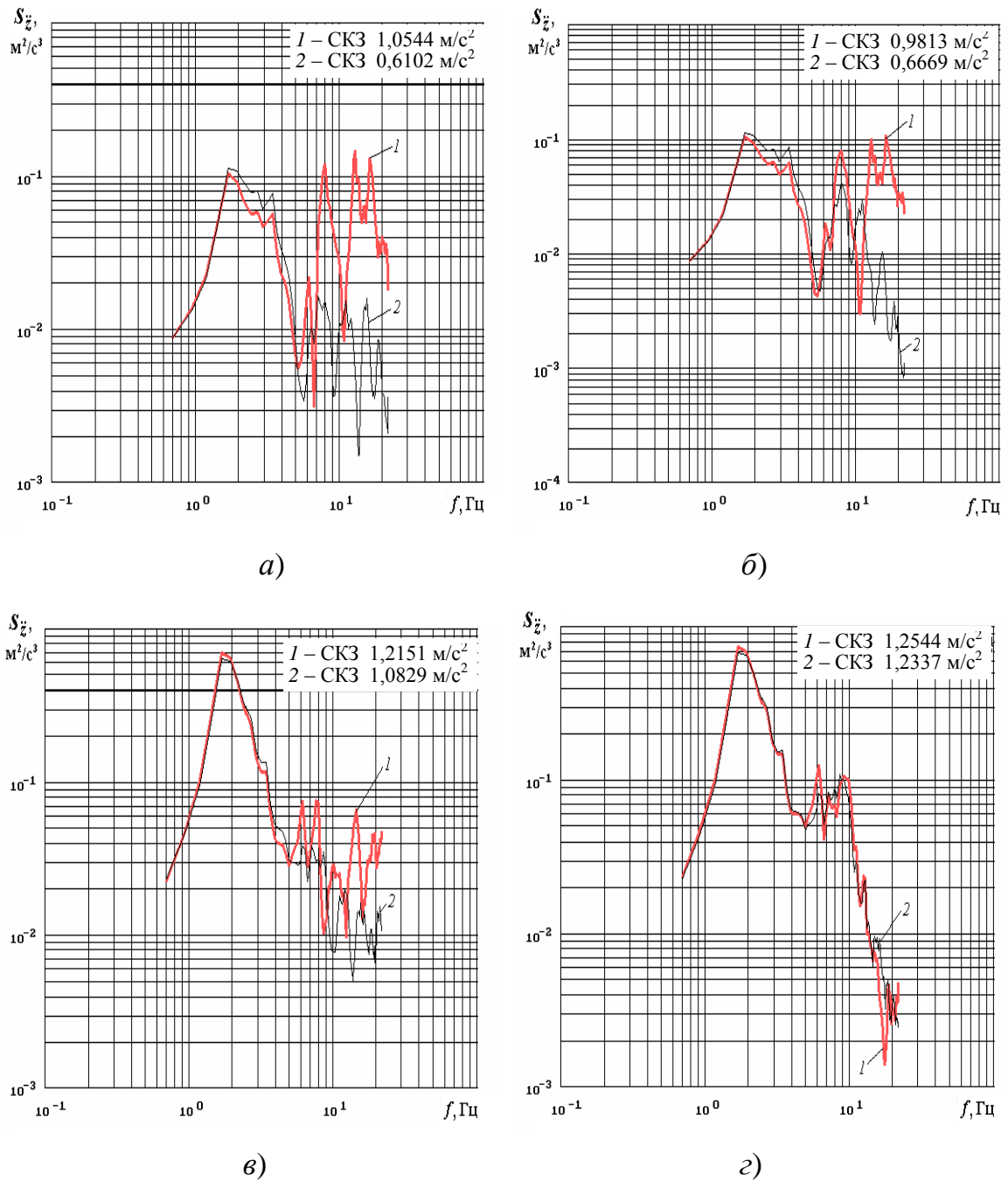


Рис. 7.7.2. Воздействие упругих форм колебаний рамы и подсистемы «кабина – фургон» на характер вибронегруженности автомобиля-фургона. Спектральные характеристики вертикальных ускорений (динамометрическая дорога, 50 км/ч):

посередине колёсной базы: *а)* на лонжероне рамы, под пятой опорой кузова; *б)* на полу, над пятой опорой кузова; на заднем свесе: *в)* рамы; *г)* кузова;

1 – «кабина – фургон», рама – упругие, конечно-элементные подсистемы; 2 – рама, фургон, кабина – в твердотельном исполнении

Резюмируя вышеизложенное, отметим следующее.

1. При комплектации автомобиля-фургона упруго-податливыми рамой и цельнометаллическим кузовом пренебрежение их упругими свойствами обуславливает значительное снижение точности результатов расчёта как по среднеквадратичным значениям (СКЗ) вертикальных ускорений, так и по уровням их спектральных характеристик. При этом наиболее существенная погрешность проявляется при получении спектральных характеристик точек конструкции, взятых посередине колёсной базы, а также на поперечинах рамы. СКЗ вертикальных ускорений при включении рассматриваемых упругих подсистем в зависимости от места расположения точки больше на 25 – 100 % по сравнению с вариантом применения твердотельной модели.

2. Включение в динамическую модель транспортного средства рамы и подсистемы «кабина – цельнометаллический фургон» в качестве упругих подсистем существенно повышает точность расчётов вибронагруженности этих и других подсистем автомобиля-фургона (например, подсистемы «человек – сиденье», начиная с частоты 6 Гц, а силового агрегата – с 2,5 Гц). Следовательно, в целях более точного описания динамического поведения рассматриваемого транспортного средства, целесообразен учёт упругих форм колебаний рамы и подсистемы «кабина – цельнометаллический фургон».

3. Для характерных точек, взятых на раме, воздействие упругих форм более заметно, чем для соответствующих им точек, взятых на полу фургона.

7.8. Оценка вариантов установки подсистемы «кабина – фургон» на опорах-виброизоляторах

С целью определения эффективности вариантов виброизоляторов для установки на раму подсистемы «кабина – фургон» рассматривалось два случая [187] (табл. 7.8.1). В первом из них (исходном) присутствовало 12 пар опор-виброизоляторов. Во втором варианте четвёртая, пятая, седьмая, десятая и одиннадцатая пары виброизоляторов были удалены, однако, при этом для второй, третьей, восьмой и девятой пар виброизоляторов жёсткости по всем трём направлениям были увеличены в 2 раза, а для двенадцатой пары – в 10 раз [187].

Расчёты выполнялись для автомобиля-фургона (см. п. 4.1) с полной массой. В качестве показателей вибронагруженности рассматривались среднеквадра-

тичные значения и спектральные плотности вертикальных ускорений различных точек кузова, а также на ящике аккумуляторной батареи и на корпусе бензобака.

Таблица 7.8.1. Жесткостные параметры опор-виброизоляторов подсистемы «кабина – фургон» [187]

Номер пары виброизоляторов	Координата расположения опоры по длине автомобиля-фургона (вдоль оси x), мм	Исходный вариант жёсткостей (12 пар виброизоляторов), кН/м	Предлагаемый вариант жёсткостей (7 пар виброизоляторов), кН/м
1	0 (передняя опора кабины)	$K_x = 1100$ $K_y = 1100$ $K_z = 570$	$K_x = 1100$ $K_y = 1100$ $K_z = 570$
2	1115	$K_x = 300$ $K_y = 300$ $K_z = 480$	$K_x = 600$ $K_y = 600$ $K_z = 960$
3	1373	$K_x = 300$ $K_y = 300$ $K_z = 480$	$K_x = 600$ $K_y = 600$ $K_z = 960$
4	2101	$K_x = 300$ $K_y = 300$ $K_z = 480$	$K_x = 0$ $K_y = 0$ $K_z = 0$
5	2503	$K_x = 300$ $K_y = 300$ $K_z = 480$	$K_x = 0$ $K_y = 0$ $K_z = 0$
6	2900	$K_x = 1100$ $K_y = 1100$ $K_z = 570$	$K_x = 1100$ $K_y = 1100$ $K_z = 570$
7	3065	$K_x = 300$ $K_y = 300$ $K_z = 480$	$K_x = 0$ $K_y = 0$ $K_z = 0$
8	3435	$K_x = 300$ $K_y = 300$ $K_z = 480$	$K_x = 600$ $K_y = 600$ $K_z = 960$
9	4163	$K_x = 300$ $K_y = 300$ $K_z = 480$	$K_x = 600$ $K_y = 600$ $K_z = 960$
10	4535	$K_x = 300$ $K_y = 300$ $K_z = 480$	$K_x = 0$ $K_y = 0$ $K_z = 0$
11	4875	$K_x = 300$ $K_y = 300$ $K_z = 480$	$K_x = 0$ $K_y = 0$ $K_z = 0$
12	5316	$K_x = 300$ $K_y = 300$ $K_z = 480$	$K_x = 3000$ $K_y = 3000$ $K_z = 4800$

В результате было установлено, что второй вариант обеспечивает 15-процентное преимущество по СКЗ вертикальных ускорений точки, взятой под сиденьем водителя автомобиля-фургона, на полу кузова, в частотном интервале

0,3 – 20 Гц (рис. 7.8.1). Наряду с этим, незначительно увеличиваются колебания на крыше и боковинах кузова. В центре пола кузова, в диапазоне до 20 Гц, колебания снижаются, а в точках расположения 5-й и 11-й опор – возрастают. Наиболее заметное повышение колебаний отмечено в задней части кузова (рис. 7.8.2).

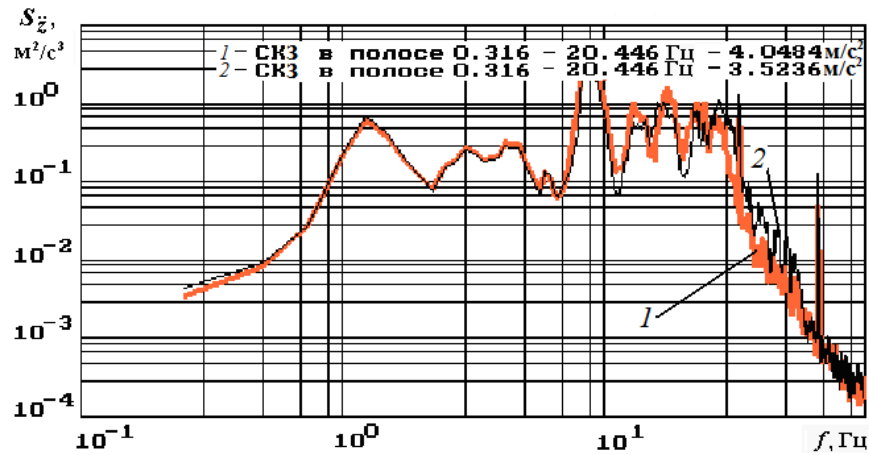


Рис. 7.8.1. Спектральные характеристики вертикальных ускорений под сиденьем водителя, на полу кабины, для рассматриваемых вариантов установки подсистемы «кабина – фургон» (ровный булыжник, 60 км/ч):

1 – на 12 парах виброизоляторов; 2 – на 7 парах виброизоляторов

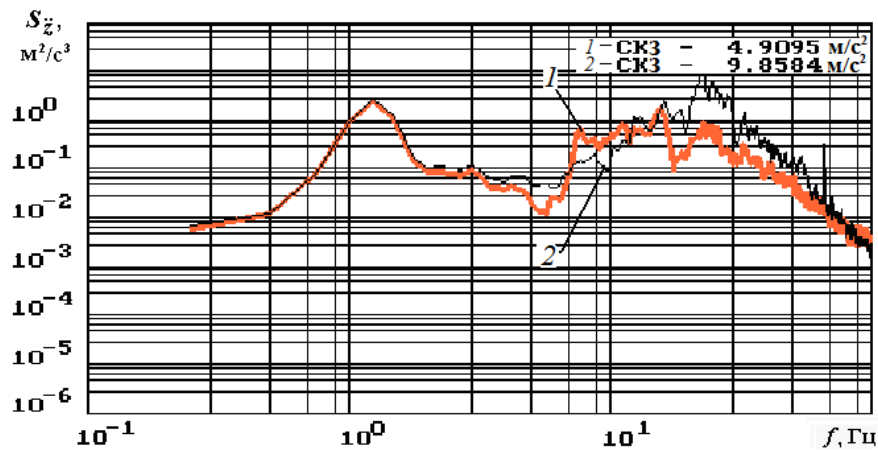


Рис. 7.8.2. Спектральные характеристики вертикальных ускорений на полу кузова, у одиннадцатой опоры, для рассматриваемых вариантов крепления подсистемы «кабина – фургон» (ровный булыжник, 60 км/ч):

1 – на 12 парах виброизоляторов; 2 – на 7 парах виброизоляторов

Боковые ускорения точек рамы, взятых над передним и задним мостами, при применении второго варианта размещения опор-виброизоляторов несколько возрастают. Это сопровождается снижением вертикальных ускорений над задним мостом.

Особенно заметны значительные упругие деформации бензобака и ящика аккумуляторной батареи. На графиках спектральных плотностей вертикальных и боковых ускорений точек, взятых на этих конструктивных элементах, прослеживаются низкочастотные максимумы на 6 – 7 Гц, которые обуславливают значительные перемещения и могут вызывать появление поломок (рис. 7.8.5).

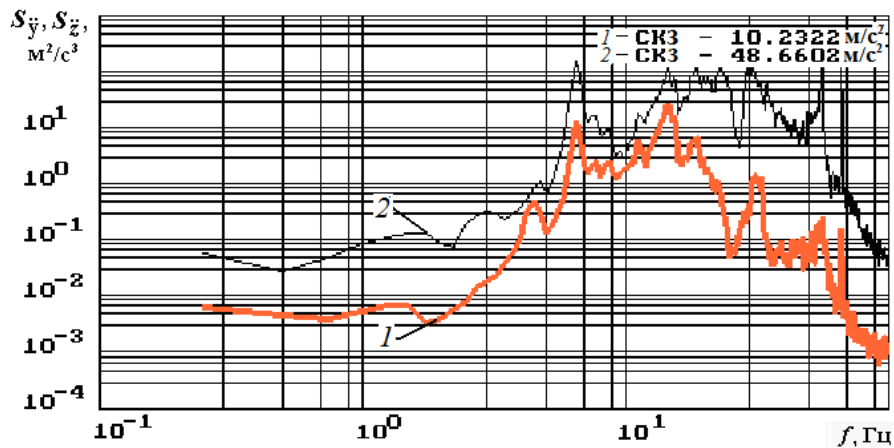


Рис. 7.8.5. Спектральные плотности ускорений на ящике аккумуляторной батареи (ровный булыжник, 60 км/ч):

1 – ускорения по оси y ; 2 – ускорения по оси z

Резюмируя вышеизложенное, отметим следующее.

Сопоставление представленных вариантов опор-виброизоляторов подсистемы «кабина – фургон» дало возможность обнаружить закономерности.

1. Вариант с семью парами виброизоляторов с жесткостными параметрами, указанными в табл. 7.8.1, обеспечивает выигрыш в 10 – 15 % по уровням вибрации на полу кузова автомобиля-фургона.

2. Вибрации крыши и боковых стенок кузова при установке подсистемы «кабина – фургон» на семи парах виброизоляторов увеличиваются на 5 – 7 %.

3. Установка подсистемы «кабина – фургон» на семи парах виброизоляторов приводит к 10-процентному возрастанию вертикальных и поперечных ускорений бензобака и ящика аккумуляторной батареи.

7.9. Определение рациональных жёсткостей сайлент-блоков рычагов подвесок и опор-виброизоляторов кузова транспортной машины повышенной проходимости

Как было отмечено в п. 5.4, кузов рассматриваемой транспортной машины крепится к раме посредством восьми опор-виброизоляторов. Размещённый про-

дольно двигатель в сборе с коробкой передач устанавливается на раме, благодаря двум передним и двум задним виброизоляторам.

В целях определения рациональных параметров опор-виброизоляторов кузова осуществлялось моделирование перемещения транспортной машины со скоростью 60 км/ч по участку с разбитым булыжником [233]. Этот тип дороги способен обеспечить наличие мощного внешнего возбуждения в широком интервале частот.

В качестве исходных принимались следующие величины номинальных жёсткостей: для каждой опоры-виброизолятора кузова по 40 МН/м, а для каждого из сайлент-блоков рычагов направляющего аппарата подвески – по 45 МН/м.

Спектральные характеристики вертикальных ускорений на подушке сиденья водителя для номинальной, а также двукратно увеличенной жёсткости каждой из опор кузова продемонстрированы на рис. 7.9.1.

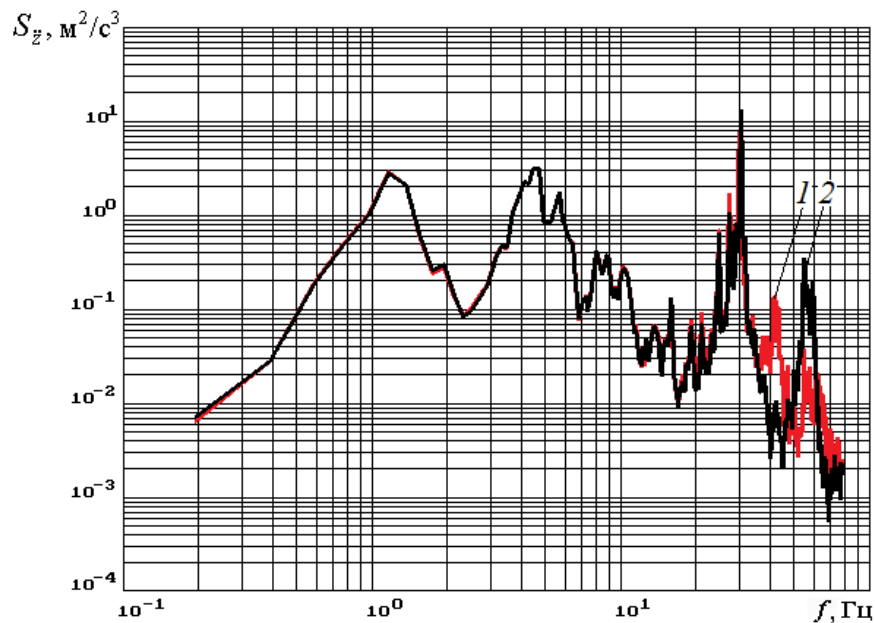


Рис. 7.9.1. Спектральные характеристики вертикальных ускорений на подушке сиденья водителя (перемещение по участку с разбитым булыжником, 60 км/ч):

1 – номинальные значения жёсткостей опор-виброизоляторов кузова, а также сайлент-блоков рычагов направляющего аппарата подвесок; 2 – двукратное увеличение жёсткости каждой опоры-виброизолятора кузова

В результате сопоставления указанных графиков удалось установить, что появление спектрального пика на частоте 42 Гц обусловлено воздействием жёсткости опоры-виброизолятора кузова, так как двукратное её увеличение вызы-

вает перемещение рассматриваемого максимума на частоту 55 Гц. В свою очередь, спектральный пик, соответствующий 30 Гц, вызван вибрациями рычагов направляющего аппарата передних подвесок.

Что касается рациональных значений жёсткостей опор-виброизоляторов кузова и сайлент-блоков рычагов направляющего аппарата подвесок, то их целесообразно определять, исходя из предположения о том, что для кузовных опор и рычагов подвесок частоты проявления указанных спектральных максимумов должны располагаться выше 120 Гц, то есть частоты третьей гармоники двигателя. В связи с этим, по результатам расчётов, в качестве рациональных жесткостных параметров были приняты следующие: по 720 МН/м для каждого из сайлент-блоков рычагов направляющего аппарата, а также по 640 МН/м – для каждой из кузовных опор-виброизоляторов.

Сопоставление спектральных характеристик вертикальных ускорений на подушке сиденья водителя при рациональных и номинальных жёсткостях приведено на рис. 7.9.2.

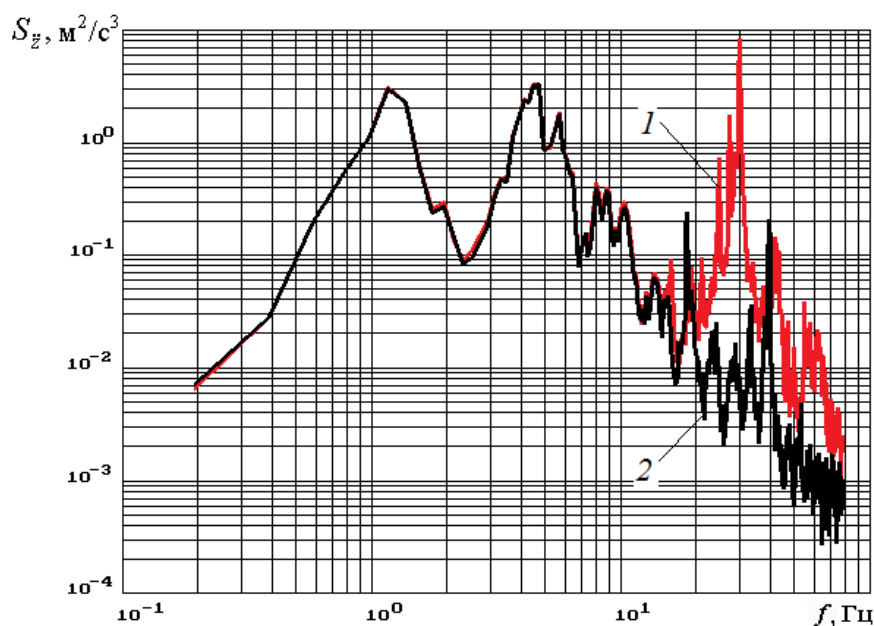


Рис. 7.9.2. Спектральные характеристики вертикальных ускорений на подушке сиденья водителя (перемещение по участку с разбитым булыжником, 60 км/ч):

1 – номинальные значения жёсткостей опор-виброизоляторов кузова, а также сайлент-блоков рычагов направляющего аппарата подвесок; 2 – рациональные величины жёсткостей опор-виброизоляторов кузова, а также сайлент-блоков рычагов направляющего аппарата подвесок

Вышеуказанное повышение жёсткостей кузовных опор, а также сайлент-блоков рычагов направляющего аппарата подвесок обуславливает существенное снижение спектрального уровня в диапазоне 20 – 80 Гц. Причём, наибольшего эффекта снижения вибронагруженности удалось достигнуть в интервале 20 – 35 Гц, что связано со смещением в область более высоких частот спектрального максимума, соответствующего вибрациям рычагов направляющего аппарата передних подвесок.

Резюмируя вышеизложенное, отметим следующее.

1. Детализация особенностей установки на раме кузова транспортной машины, а также элементов направляющего аппарата подвесок открывает новые возможности прогнозирования вибронагруженности в области оценки воздействия жесткостных параметров виброизолирующих опор, а также сайлент-блоков рычагов подвесок, на основе уравнений больших перемещений тел.

2. В случае номинальных жесткостных параметров опор-виброизоляторов кузова, а также сайлент-блоков рычагов направляющего аппарата независимых подвесок, было установлено наличие двух характерных пиков спектральной характеристики на сиденье водителя. Причём, появление спектрального пика на частоте 42 Гц обусловлено воздействием жёсткости опоры-виброизолятора кузова. В свою очередь, спектральный пик, соответствующий 30 Гц, вызван вибрациями рычагов направляющего аппарата передних подвесок.

3. Определение рациональных значений жёсткостей опор-виброизоляторов кузова и сайлент-блоков рычагов направляющего аппарата подвесок целесообразно осуществлять, исходя из предположения о том, что для кузовных опор и рычагов подвесок частоты проявления указанных спектральных максимумов должны располагаться выше частоты третьей гармоники двигателя, которая в рассматриваемом примере соответствует 120 Гц. В связи с этим, по результатам расчётов, в качестве рациональных жесткостных параметров были приняты следующие: по 720 МН/м для каждого из сайлент-блоков рычагов направляющего аппарата, а также по 640 МН/м – для каждой из кузовных опор-виброизоляторов.

Выводы по главе

1. Предложен и программно реализован новый метод формирования динамических моделей кабин при их включении в пространственные динамические модели транспортных средств. В отличие от известных, при которых крепление кабины к раме или не учитывали вообще, или моделировали 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 упруго-демпфирующих свойств деталей крепления элементов подвески кабины. Это дало возможность впервые, на стадии проектирования:

- оценить влияние наличия упругого крепления передней части кабины по сравнению с вариантом её жёсткого крепления, в особенности, наблюдаемое на частотах свыше 10 Гц;

- исследовать воздействие угловой жёсткости стабилизатора и жесткостных параметров шарниров рычагов подвески кабины на вибронгруженность конструкции самой кабины и сиденья водителя, заметно проявляющееся на частотах свыше 7 Гц.

2. При комплектации транспортного средства упругоподатливой рамой и цельнометаллическим кузовом-фургоном пренебрежение их упругими свойствами обуславливает значительное снижение точности результатов расчёта как по среднеквадратичным значениям (СКЗ) вертикальных ускорений, так и по уровням их спектральных характеристик. При этом наиболее существенная погрешность проявляется при получении спектральных характеристик точек конструкции, взятых посередине колёсной базы, а также на поперечинах рамы.

3. Благодаря детализации представления в моделях систем вторичной виброзащиты, идентифицирован спектральный пик, в несколько раз превышающий общий уровень спектра, обусловленный воздействием жесткостных параметров опор-виброизоляторов кузова, что позволяет ещё на стадии проектирования подобрать рациональные упругодемпфирующие характеристики опор-виброизоляторов.

4. Представлены рекомендации по рационализации жесткостных параметров опор-виброизоляторов подсистемы «кабина – фургон» автомобиля-фургона

с цельнометаллическим кузовом и транспортной машины повышенной проходимости, а также сайлент-блоков рычагов пружинных подвесок последней.

Глава 8. Динамический анализ виброзащитных свойств подсистем «человек – сиденье»

8.1. Постановка задачи выбора динамической модели «человек – сиденье»

Так как реальные упругодемпфирующие свойства подвесок сидений, их подушек и спинок сопоставимы с соответствующими характеристиками тела человека, имеется целесообразность построения единой подсистемы «человек – сиденье».

В целях осуществления практических расчётов и теоретических исследований элементов систем виброзащиты человека-оператора, обычно формируют динамические модели «человек – сиденье» с помощью аналитических соотношений, в частности, частотных характеристик, а также в виде эквивалентных механических систем, имеющих несколько степеней свободы [44].

К настоящему времени отечественными и зарубежными учёными выполнен ряд исследований по построению и определению параметров не только биодинамических моделей человека в целом, но и некоторых основных органов [81, 164, 171, 176, 276, 321, 334, 335, 337, 349]. Главное затруднение при формировании биодинамической модели сводится к тому, что человеческое тело представляет собой систему с распределёнными параметрами. Поэтому его представление в виде динамической системы, включающей в себя конечное число пассивных элементов, можно всегда считать, в достаточной степени, условным [296].

Попытки учёта характера колебаний как можно большего числа органов человека при моделировании приводят к построению довольно сложных расчётных систем [120, 328, 344, 357]. Однако, если создаваемая биомеханическая модель предназначена лишь для анализа вибронагруженности транспортного средства и определения виброзащитных параметров сиденья, то, как показали экспериментальные исследования, её можно существенно упростить [296, 276].

Ещё одним препятствием при построении биодинамической модели человека является то обстоятельство, что человеческое тело представляет собой самонастраивающуюся систему, характеристики которой изменяются в широких пределах, определяемых интенсивностью и направлением внешних возмуще-

ний, характером посадки человека на сиденье и т. д. Обращает на себя внимание тот факт, что упругодемпфирующие характеристики тела человека в процессе колебаний не остаются постоянными. Тело сидящего человека не является стационарной колебательной системой, поскольку ему присуща способность к авторегуляции (конечно, в ограниченных пределах) [44, 253]. Она заключается в такой возможности изменения параметров, при которой внешнее колебательное воздействие будет уменьшаться. Изменение характера посадки при сокращении определённых групп мышц приводит к рассогласованию частот собственных колебаний внутренних органов и частот внешних возмущений. Кроме того, вестибулярный аппарат человека обладает способностью приспосабливаться к вторгающимся колебательным воздействиям [252].

Известно, что параметры тела человека, находящегося в неудобном положении (напряжённая посадка), существенно отличаются от характеристик водителя при свободной или естественной посадке [296, 357].

В качестве естественной посадки обычно рассматривается та, при которой человек, не напрягаясь, без дополнительных усилий для удержания на подушке сиденья, облокачивается на спинку сиденья, слегка выставив вперёд свои ноги, и смотрит прямо [252]. Свободная посадка отличается тем, что тело расположившегося на сиденье человека достаточно расслаблено, в частности, голова опущена вниз, грудь несколько наклонена вперёд, а руки располагаются вдоль тела. При неудобной посадке водитель упирается в пол ногами, сильно прижимаясь к спинке сидения, мышцы его шеи напряжены [296]. Как правило, водитель большую часть времени находится в естественной позе, и при исследовании вибронегруженности рабочего места водителя учитываются параметры человека именно при этом виде посадки.

Ещё одним немаловажным обстоятельством, которое следует иметь в виду, приступая к моделированию подсистемы «человек – сиденье», является то, что зависимость характеристик сидящего человека от параметров действующего на него внешнего возмущения обуславливает нелинейные свойства рассматриваемой динамической системы [296]. Тем не менее, исследования значительной группы людей различного возрастного состава (19 ... 41 год), с широким диапазоном изменения роста (1,69 ... 1,92 м) и массы тела (60 ... 110 кг), выявили, что в определённом диапазоне амплитуд внешних возмущений, зависящем от частоты, сидящего человека вполне допустимо моделировать с помощью линейной

расчётной схемы [335]. Значительное отступление от линейности происходило лишь тогда, когда уровень ускорений головы превышал определённые предельные значения, связанные с появлением у испытуемых болевых ощущений [296].

Идея замены тела человека эквивалентной биодинамической моделью, включающей в себя определённую систему масс, связанных между собой упругодемпфирующими связями (пружинами и демпферами), представляется весьма заманчивой. Несмотря на то, что такие попытки предпринимались неоднократно, пока не удалось получить желаемых результатов вследствие трудностей моделирования связей человека с подушкой, спинкой сиденья и полом, а также необходимостью самонастройки биодинамической модели человека в зависимости от рассматриваемого внешнего воздействия [124].

Конкретизация целей и уточнение постановки задачи виброзащиты сиденья определяет возможность применения различных моделей (см. п. 1.4). Если требуется ограничить вибрации на сиденье нормативными уровнями вибрации, то следует применять модели, обеспечивающие эквивалентность человеческому телу механическому импедансу на входе рассматриваемой подсистемы «человек – сиденье» [44]. Если же в задаче необходимо минимизировать интенсивность колебаний головы, туловища, т. е. отдельных частей тела человека, то появляется потребность в более сложных моделях, обеспечивающих эквивалентность телу водителя по амплитудно-частотным и фазочастотным показателям [44]. Это важно, так как водитель в условиях внешнего вибрационного воздействия управляет соответствующими системами транспортного средства, оценивает показания различных приборов.

Область применимости моделей также во многом определяется шириной рассматриваемого частотного диапазона. Например, если он не превышает 8 Гц, то вполне допустимо использование одномассовых моделей. Повышение количества учитываемых масс в составе модели и переход в пределе к вариантам с распределёнными параметрами обеспечивает более точное представление динамических характеристик человеческого тела в рассматриваемом частотном диапазоне [44].

Вплоть до настоящего времени, во многих работах, например в [81, 103, 171], рассматривается двухмассовая система «человек – сиденье», отличающаяся своей простотой и, вместе с тем, позволяющая принимать во внимание основную частоту органов человека, а также вторую резонансную частоту, зави-

сящую как от характеристик человека, так и от параметров сиденья. Указанная модель включает в себя массу m_1 , в которую, помимо массы груди, включены массы плеч, а также головы, часть массы рук, а также массу m_2 , которая представляет собой массу таза с учётом части массы ног. Масса m_2 устанавливается на основании, упругодемпфирующая характеристика которого определяется параметрами сиденья. Другая же масса m_1 прикрепляется к m_2 с помощью пружины и демпфера, параметры которых определяют в зависимости от свойств тела человека.

На сегодняшний день разработаны различные варианты моделей подсистемы «человек – сиденье», некоторые из которых упомянуты в п. 1.4. Основной их недостаток заключается в отсутствии надёжных подтверждений реалистичности динамических характеристик колебаний при включении в пространственную многотельную нелинейную динамическую модель транспортного средства. Попытки совершенствования расчётных моделей «человек – сиденье» неизбежно влекли за собой их существенное усложнение, что затрудняло их применение для динамического анализа параметров сиденья, особенно в составе пространственной нелинейной динамической модели транспортного средства, то есть с учётом сложного характера взаимодействия подсистемы «человек – сиденье» с остальными элементами конструкции транспортного средства.

8.2. Конструктивные особенности виброзащитных систем «человек – сиденье»

Конструктивные особенности подсистем «человек – сиденье» определяются, главным образом, особенностями системы подрессоривания сиденья, конфигурацией подвески сиденья.

Так, например, нормируемые параметры вибрации на сиденье тракториста [283] удаётся обеспечить с помощью подрессоренного сиденья, показанного на рис. 8.2.1.

Подушка 1 и спинка 2 такого сиденья закреплены на остова 3. Направляющий механизм подвески сиденья параллелограмного типа представлен рычагами 8. Верхние концы последних шарнирно крепятся к кронштейну 9, а их нижние концы шарнирно связаны с двумя кронштейнами 4 и 7 основания сиденья.

Упругим элементом подвески сиденья служит цилиндрическая пружина 5, внутри которой соосно установлен гидравлический телескопический амортизатор 6 для гашения вертикальных колебаний.

В зависимости от веса человека, осуществляется регулировка жёсткости подвески сиденья с помощью перестановки нижней головки крепления чаши пружины и амортизатора 6 в пазах А, Б, В и Г рычага.

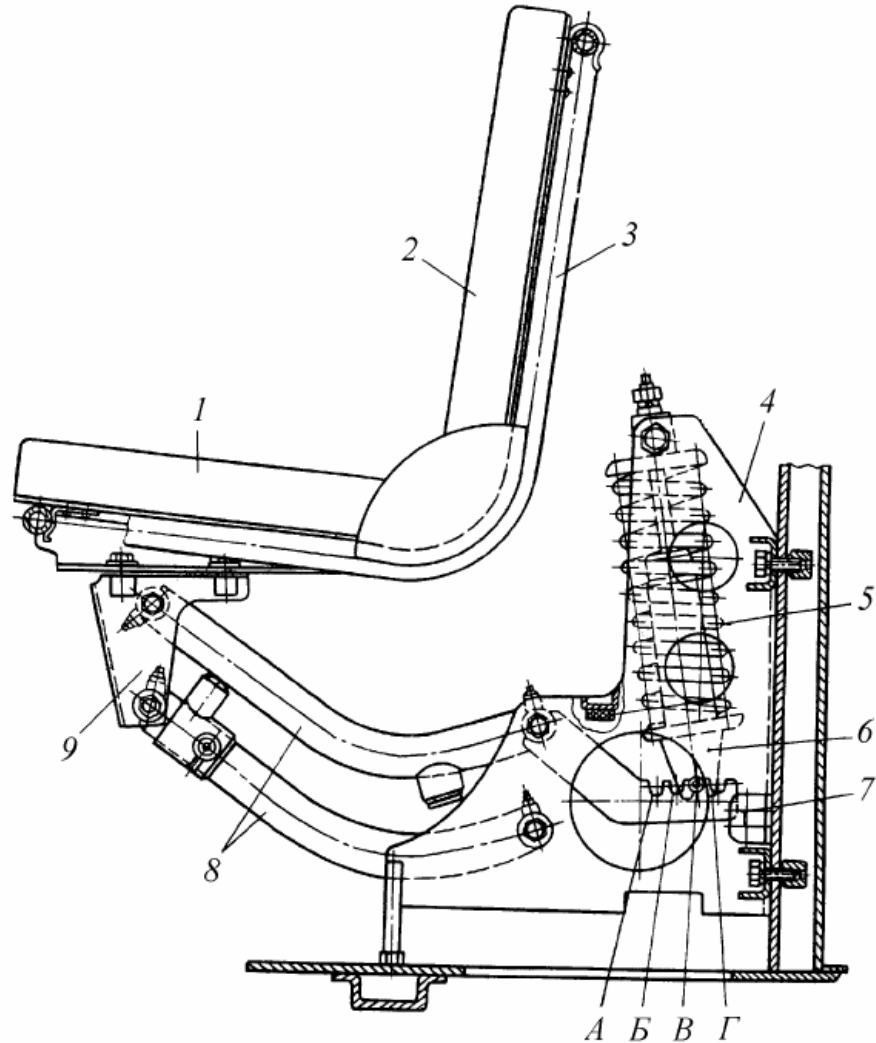


Рис. 8.2.1. Поддрессоренное сиденье тракториста [283]: 1 – подушка; 2 – спинка; 3 – остов сиденья; 4, 7 – кронштейны основания сиденья; 5 – цилиндрическая пружина; 6 – амортизатор подвески сиденья; 8 – направляющие рычаги подвески сиденья; 9 – кронштейн остова сиденья

В качестве другого примера рассмотрим конструкцию поддрессоренного сиденья водителя КамАЗ (рис. 8.2.2).

Поддрессоренное сиденье КамАЗ, помимо возможности регулировки продольного положения, снабжено устройствами, обеспечивающими установку под

определённым углом спинки, а также изменение преднатяга упругого торсиона. Нижние части рычагов направляющего аппарата подвески сиденья подсоединены шарнирно к кронштейнам основания сиденья. Верхние части рычагов, наклонённых в левую (по ходу транспортного средства) сторону, подсоединены шарнирно к остову сиденья. К верхним частям остальных двух рычагов крепятся части пластинчатого торсиона, заключённые в трубу, установленную в задней части остова. Амортизатор подвески сиденья крепится шарнирно к поперечинам основания и остова. В зависимости от веса человека, осуществляется изменение жёсткости путём корректировки угла поворота упругого элемента подвески.

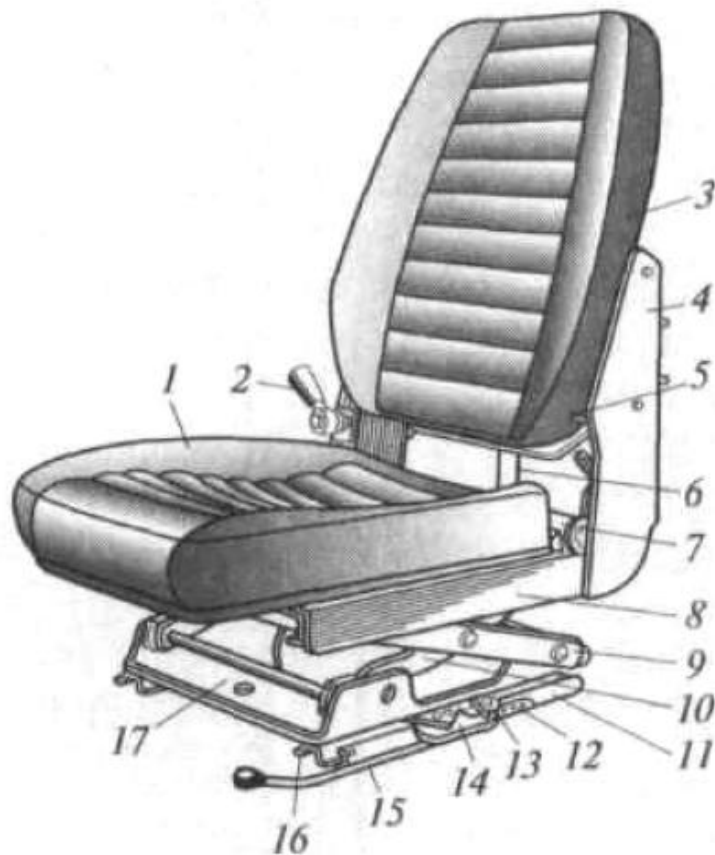


Рис. 8.2.2. Конструктивные особенности сиденья КамАЗ [152, 283]:

1, 3 – закреплённые на остове подушка и спинка сиденья; 2 – ручка управления закручиванием упругого торсиона 7 подвески сиденья; 4 – боковая часть остова сиденья 8; 5 – рукоятка рычага регулировки угла наклона спинки; 6 – демпфирующее устройство (амортизатор); 9, 10 – рычаги направляющего аппарата подвески; 11, 16 – направляющие для продольного перемещения сиденья; 12 – отверстия для установки стопорящего устройства в одном из заданных положений; 13 – пружина; 14 – стопорящее устройство; 15 – рукоятка стопорящего устройства; 17 – основание сиденья

В работе [334] приведена конструкция подвески сиденья с аналогичным направляющим аппаратом ножничного типа, в котором, однако, подвижными являются верхние крепления рычагов (рис. 8.2.3).

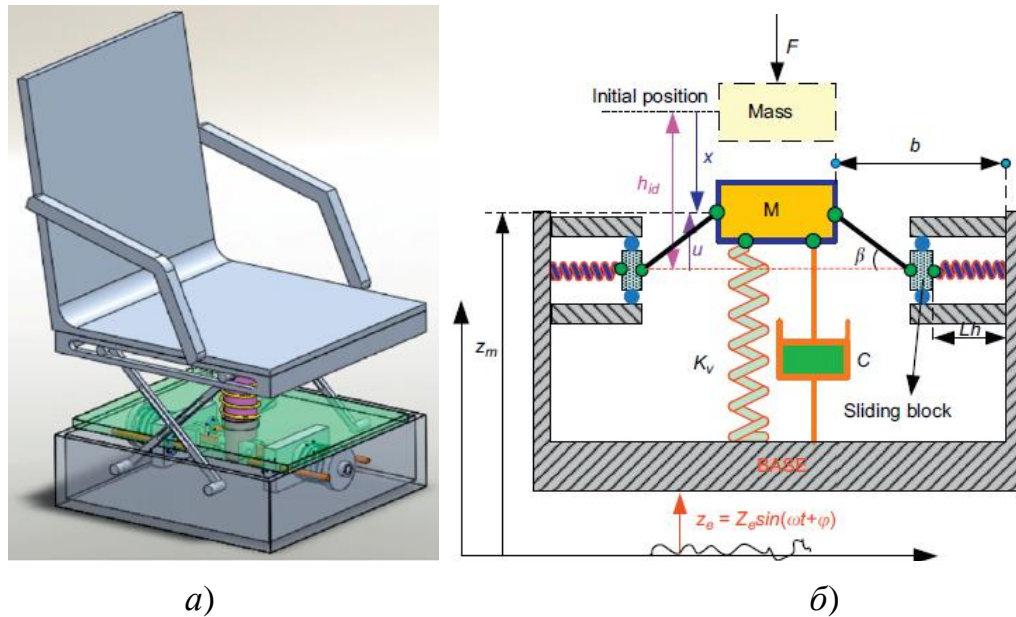


Рис. 8.2.3. Конструктивная (а) и расчётная (б) схемы подвески сиденья с рычажным аппаратом ножничного типа [334]

Кроме того, в качестве упругого элемента подвески здесь выступает пружина, размещённая под сиденьем и установленная соосно с амортизатором подвески сиденья. Причём, упругий элемент и амортизатор здесь расположены вертикально и крепятся к полу и остову сиденья.

Приведена также расчётная схема подвески сиденья, в которой остов сиденья представлен в виде массы, совершающей вертикальные колебания на пружине и демпфере. Для имитации действия направляющего аппарата предусмотрено ограничение хода массы остова сиденья в продольном направлении.

Рассмотрим теперь конструкцию и принцип действия пневмоподвесок сиденья с устройством преобразования движения и без него [8]. Каждая из представленных пневмоподвесок состоит из двух основных частей: пневматической и механической.

В частности, пневматическая часть конструкции, показанной на рис. 8.2.4, включает в себя рабочую камеру 1, выполненную на базе пневмобаллона модели И-08, демпферную камеру 2 и трубопровод 3, соединяющий названные камеры. В составе пневмоподвески без преобразования движения трубопровод укомплектован штуцером, а также дросселем 4 жиклёрной конструкции.

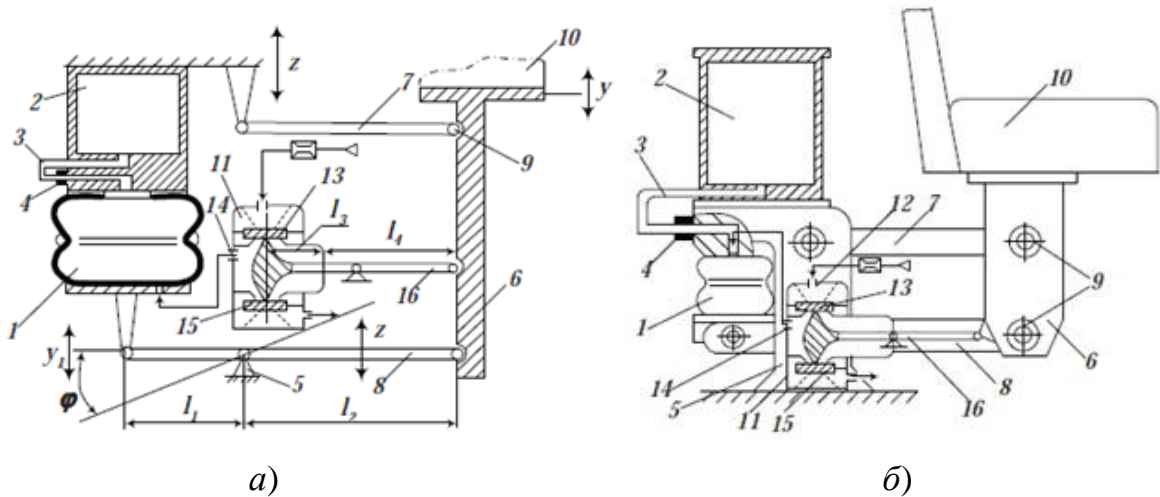


Рис. 8.2.4. Пневмоподвеска сиденья с жиклёрным дросселем между рабочей и демпферной камерами [8]: а) рисунок, поясняющий принцип действия; а) конструктивное исполнение

Параллелограмный направляющий механизм подвески снабжён скобами, одна из которых 5 жёстко закреплена на основании, а другая 6 имеет возможность перемещения в соответствии с кинематикой, обеспечиваемой с помощью рычагов 7 и 8. Шарнирные связи рычагов осуществляются с помощью шарикоподшипников 9. Основная пневмокамера 1 крепится шарнирно к удлинённым концам нижних рычагов 8. Подушка кресла 10 установлена на подвижной скобе 6.

Указанное выполнение механической части подвески даёт возможность минимизировать силу сухого трения в опорах 9 и обеспечивает требуемую жёсткость конструктивных связей, что обуславливает отсутствие резонансов в изолируемом частотном диапазоне.

У нижнего рычага 8 длины плеч l_1 и l_2 имеют размеры: $l_1 = 0,07$ м; $l_2 = 0,20$ м. Передаточное отношение, обеспечиваемое параллелограмным механизмом, $i = 2,87$. Оно обуславливает наибольшее перемещение скобы 6, составляющее $\pm 0,07$ м. Позиционер 11 пневмоподвески необходим для автоматической горизонтальной установки рычагов параллелограмного механизма 7 и 8 (вне зависимости от веса человека, расположившегося на сиденье 10). Позиционер 11 включает в себя дроссельное устройство 12, а также клапан впуска 13, соединённые с питающей магистралью, а также выходной дроссель 14, сообщающийся через трубопровод с рабочей камерой 1. В состав позиционера входят также клапан выпуска 15 и толкающий рычаг 16, одно из плеч которого l_3

взаимодействует с клапанами 13 , 15 , а другое плечо l_4 шарнирно подсоединено к подвижной скобе 6 [8].

В процессе работы пневмоподвески, в частности, при осуществлении хода сжатия, скоба 6 движется вниз, и основная пневмокамера 1 деформируется. Тогда воздух из неё поступает через межкамерный дроссель 4 по трубопроводу 3 в демпферную камеру 2 . При осуществлении хода отбоя имеющийся в указанной камере воздух снова попадает в основную пневмокамеру 1 .

Таким образом, необходимая сила упругости в рассматриваемой пневмоподвеске обеспечивается путём деформации основной пневмокамеры 1 . Появление неупругого сопротивления в подвеске происходит в процессе поступления воздуха через дроссель 4 из основной пневмокамеры 1 в демпферную 2 .

Конструкция пневмоподвески, показанной на рис. 8.2.5, отличается от первого варианта (рис. 8.2.4) наличием дополнительного двуплечего рычага 17 , шарнирно связанного одним плечом l_5 с подвижной скобой 6 , а своей средней частью – с основанием 18 кресла [8]. На другом плече l_6 прикреплён инерционный элемент 19 . Остальные цифровые обозначения приведены в пояснениях к рис. 8.2.4.

Таким образом, рассматриваемая пневмоподвеска снабжена устройством преобразования движения (УПД) [92], которое обеспечивает работу в режиме динамического гашения, реализуя значительное снижение уровня колебаний сиденья на частоте, зависящей от конкретных параметров УПД.

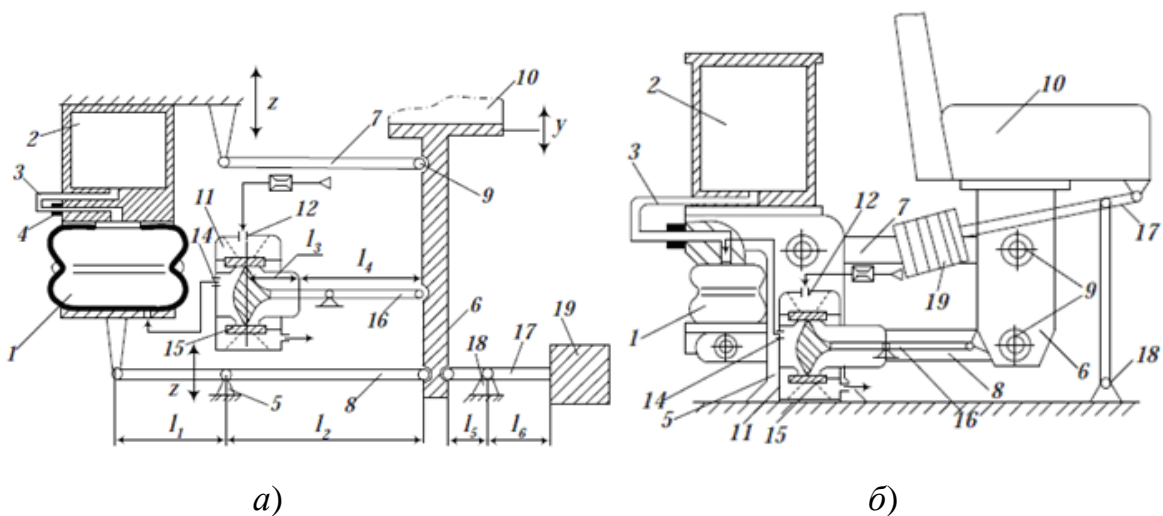


Рис. 8.2.5. Пневмоподвеска сиденья с жиклёрным дросселем, инерционным элементом, а также устройством преобразования движения [8]: а) рисунок, поясняющий принцип действия; а) конструктивное исполнение

8.3. Новая динамическая модель подсистемы «водитель – поддресоренное сиденье»

Разработаны новые модели «водитель – поддресоренное сиденье» [187, 204, 210, 211, 213, 214, 215], обеспечивающие более точное воспроизведение работы реальной конструкции при включении в качестве подсистемы в динамическую модель транспортного средства (рис. 8.3.1).

Тщательный анализ отечественных и зарубежных исследований, связанных с проблемой повышения виброзащитных характеристик сидений транспортных средств, показал, что при включении подсистемы «человек – сиденье» в пространственную нелинейную динамическую модель транспортного средства совершенно не учитываются геометрические особенности конструкции направляющего аппарата и особенности установки амортизатора подвески сиденья. Моделирование подвески сиденья осуществляется путём установки параллельно расположенных пружины, жёсткость которой соответствует жёсткости подвески, приведённой к вертикальной оси, и демпфера, имитирующего гидравлическое сопротивление амортизатора.

Осуществление дальнейшей детализации конструкции подвески сиденья ограничивалось использованием предположения о малых перемещениях тел и сложностью включения модели подсистемы «человек – сиденье» в состав пространственной динамической модели транспортного средства.

Применение дифференциальных уравнений больших перемещений тел открывает возможности осуществления учёта кинематических особенностей всех элементов подвески сиденья, динамических жёсткостей подвески, подушки и спинки сиденья, геометрических нелинейностей перемещений рычагов направляющего аппарата подвески сиденья, связанной с нелинейностями характеристик подвески, амортизатора сиденья, а также изменениями динамических реакций, демпфирующих и упругих сил в шарнирах крепления рычагов и амортизатора подвески сиденья. Такое представление подвески сиденья позволяет более точно учитывать изменение её хода, а, следовательно, и величины деформации упругого элемента в процессе имитационного моделирования перемещения транспортного средства. Это способствует своевременному включению ограничительных буферов ходов сжатия $C_{б.сж.с}$ и отбоя $C_{б.отб.с}$, включённых в рассматриваемую модель.

Разработаны пространственные модели «водитель – подрессоренное сиденье» с применением рычажных направляющих аппаратов подвески сиденья параллелограмного (рис. 8.3.1, *а*) и ножничного (рис. 8.3.1, *б*) типов.

В первом случае (рис. 8.3.1, *а*) он состоит из двух параллелограмно расположенных рычагов, каждый из которых шарнирно крепится одним из своих концов к основанию сиденья, установленному на полу кабины, а другим – к кронштейну остова сиденья. Упругодемпфирующие свойства подвески моделируются пружиной с соосно расположенным амортизатором, нижняя часть которого крепится шарнирно к основанию сиденья, а головка верхнего крепления находится на одной оси с нижним рычагом направляющего устройства подвески сиденья. Диссипативный элемент, учитывающий сухое трение в шарнирах подвески сиденья, считается включённым параллельно упругому элементу.

Второй вариант направляющего аппарата предполагает наличие четырёх наклонных рычагов (по два рычага с боковых сторон остова сиденья) (рис. 8.3.1, *б*). Упругий элемент подвески моделируется двумя пружинами C_c с параллельно включенными диссипативными элементами, учитывающими сухое трение.

Традиционно при построении динамической модели подрессоренного сиденья принимались во внимание лишь линейные жёсткости подвески и подушки сиденья и совершенно не учитывались упругодемпфирующие характеристики спинки сиденья [81, 103, 296, 321, 349]. В новую же модель «водитель – подрессоренное сиденье» предлагается включить гистерезисные характеристики упругости подвески, подушки и спинки сиденья. Способ их формирования аналогичен описанному в п. 3.1 для рессорной подвески. Наличие указанных характеристик даёт возможность принимать во внимание динамические жёсткости подвески, подушки и спинки сиденья, обусловленные определённой шириной гистерезисной петли и амплитудой дорожных случайных возмущений. Это особенно важно при движении по динамометрической дороге, в условиях малых амплитуд колебаний.

Кроме того, с помощью гистерезисной характеристики удаётся оценивать влияние сухого трения в шарнирах подвески сиденья на показатели его виброн нагруженности. К тому же, рассматриваемый способ моделирования позволяет учитывать включение ограничительных буферов подвески, а также буфера ограничения хода сжатия подушки сиденья. Процессы их функционирования оп-

ределяют участки резкого увеличения жёсткости соответствующих характеристик вертикальной упругости. При этом (рис. 8.3.1, б) буфер хода сжатия вступает в действие плавно, что при моделировании отражается наличием участка переходной жёсткости на характеристике. Полученные при непосредственном участии автора диссертации экспериментально характеристики подвески и подушки сиденья водителя автомобиля-фургона ЗиЛ-5301СС приведены на рис. 8.3.2.

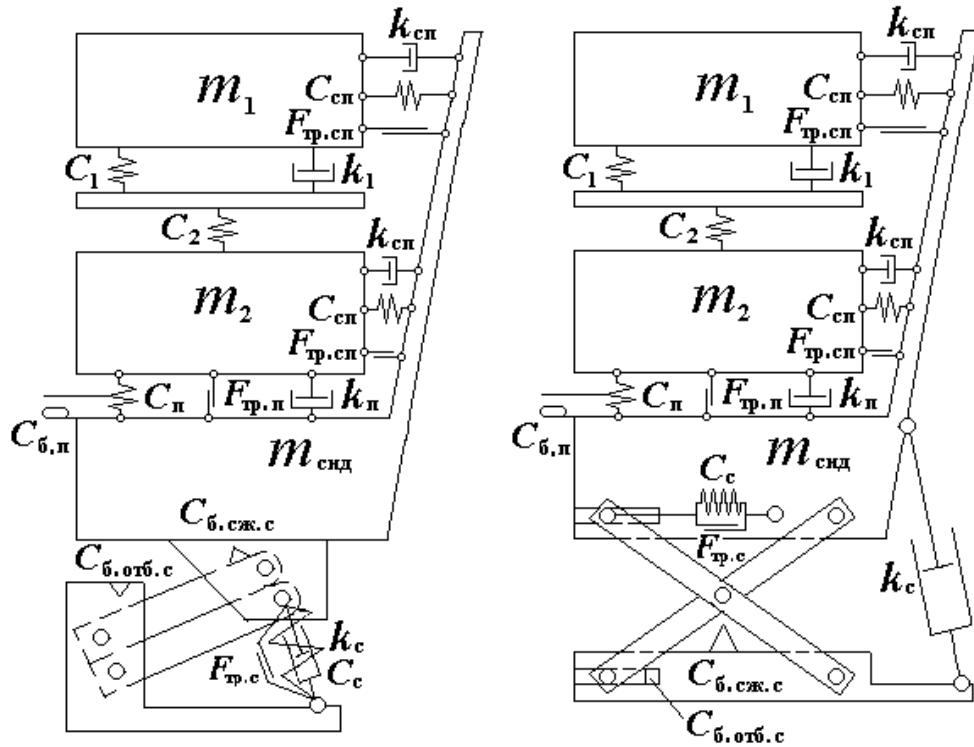


Рис. 8.3.1. Новая пространственная расчётная схема подсистемы «водитель – подрессоренное сиденье» с детализацией рычажного направляющего аппарата подвески сиденья: а) параллелограмного типа; б) ножничного типа
 m_1 – масса груди, кроме того, включающая массы плеч, головы, часть массы рук водителя; m_2 – масса таза с учётом части массы ног водителя; $m_{сид}$ – подрессоренная часть массы сиденья; C_1, C_2, k_1 – пружины и демпфер, зависящие от характеристик тела человека; $C_{сп}, C_{п}$ – жёсткости спинки и подушки сиденья; $C_{б.п}$ – жёсткость буфера хода сжатия подушки сиденья; C_c – жёсткость подвески сиденья; $C_{б.сж.с}, C_{б.отб.с}$ – жёсткости буферов ходов сжатия и отбоя подвески сиденья; $F_{тр.сп}, F_{тр.п}, F_{тр.с}$ – сухое трение в спинке, подушке и подвеске сиденья; $k_{сп}, k_{п}, k_c$ – коэффициенты вязкого демпфирования спинки, подушки и амортизатора подвески сиденья

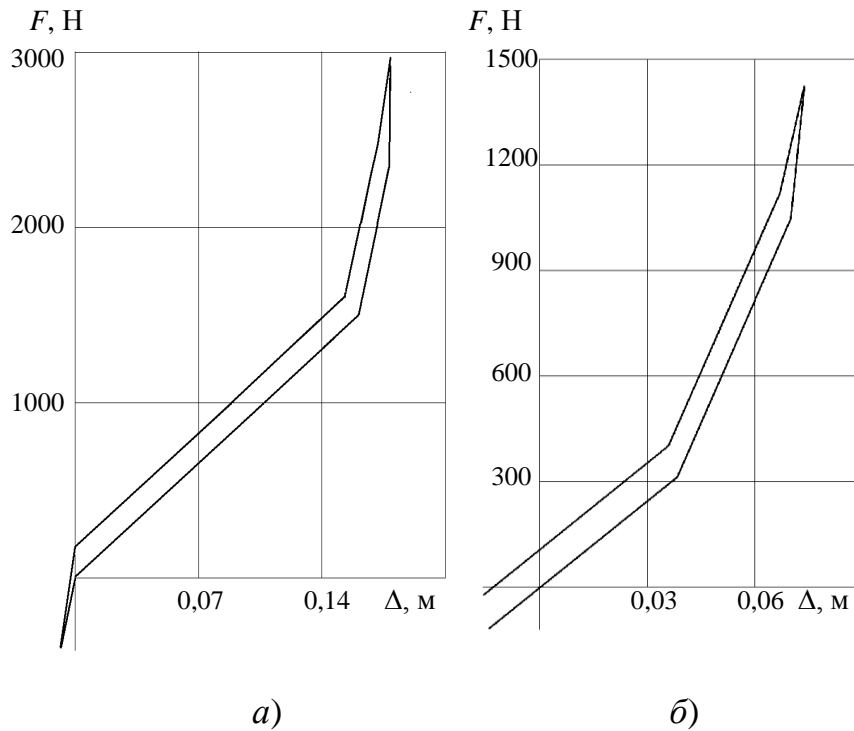


Рис. 8.3.2. Экспериментальные характеристики вертикальной упругости элементов подсистемы «человек – поддрессоренное сиденье»: а) подвески сиденья автомобиля-фургона; б) подушки сиденья автомобиля-фургона

Оценка неупругого сопротивления в подсистеме «человек – поддрессоренное сиденье» теперь может быть осуществлена, благодаря включению в расчётную схему амортизатора подвески сиденья, формирование характеристики которого приведено в п. 3.5. Характеристика амортизатора описывается в виде кусочно-линейной зависимости демпфирующей силы от скорости относительного перемещения поршня, включающей четыре участка, что позволяет принимать во внимание различные коэффициенты сопротивления на дроссельном и клапанном режимах при ходах сжатия и отбоя, а также учитывать скорости начала открытия разгрузочных клапанов [214, 211].

В модели с направляющим аппаратом ножничного типа (рис. 8.3.1, б) нижний конец амортизатора k_c шарнирно крепится к основанию сиденья, а верхний – к его остову. В случае применения параллелограмного направляющего устройства (рис. 8.3.1, а) нижняя часть амортизатора также крепится шарнирно к основанию сиденья, но головка верхнего его крепления находится на одной оси с нижним рычагом направляющего устройства подвески сиденья. Такая детализация модели позволяет принимать во внимание влияние переменного угла наклона амортизатора к вертикальной оси на его коэффициент сопротивления.

Введение вязкого демпфирования $k_{сп}$, $k_{п}$ позволяет учитывать демпфирующие свойства воздуха, а также материала подушки и спинки сиденья.

В отличие от ранее использовавшихся моделей, предполагавших лишь вертикальные колебания человека на сиденье, в разработанной модели была учтена возможность перемещения тела человека относительно подушки и спинки сиденья в трёх взаимно перпендикулярных направлениях.

Это достигается установкой на сферических шарнирах всех соединительных элементов между массами m_2 и $m_{сид}$, а именно: пружин $C_{сп}$, $C_{п}$, имитирующих упругие свойства спинки и подушки сиденья, демпферов $k_{сп}$, $k_{п}$ подушки и спинки сиденья, а также диссипативных элементов $F_{тр.сп}$, $F_{тр.п}$, учитывающих сухое трение в спинке и подушке сиденья.

В целях уточнения упругодемпфирующих связей тела сидящего человека при моделировании его тела между массами m_1 (в неё, помимо массы груди, включены массы плеч, а также головы, часть массы рук) и m_2 (она представляет собой массу таза с учётом части массы ног), наряду с пружиной жёсткостью C_1 и демпфером k_1 , пружины с жёсткостью C_2 , у которой параллельно включённый демпфер отсутствует (рис. 8.3.1) [187, 211, 210].

Числовые значения $C_1 = 8000$ Н/м, $k_1 = 700$ (Н·с)/м, $C_2 = 11000$ Н/м, определяемые характеристиками тела человека, подбирались с целью обеспечения максимального приближения расчётного и экспериментального графиков модуля передаточной функции подрессоренного сиденья, а также спектральных плотностей вертикальных ускорений на подушке сиденья.

Разработанная модель «водитель – подрессоренное сиденье» с направляющим аппаратом подвески сиденья параллелограмного типа (рис. 8.3.1, а) была включена в качестве подсистемы в пространственную динамическую модель автомобиля-фургона ЗиЛ-5301СС.

Сравним результаты вычислений, полученных с использованием модели, в которую добавлена недемпфированная пружина жёсткостью C_2 (без параллельной установки демпфера), с результатами расчётов при использовании модели, в которой эта пружина удалена, и массы m_1 и m_2 соединены между собой лишь посредством пружины жёсткостью C_1 , а также демпфера k_1 .

Соответствующий динамический анализ выполнялся при перемещении с полной массой, с учётом установки малолистовых рессор и наиболее рациональных для них амортизаторов. Сухое трение в подвеске, подушке и спинке сиденья водителя было уменьшено до 25 Н, т. е. до минимального конструктивно возможного значения. Рассматривались два варианта дорожного покрытия: ровный булыжник, 60 км/ч и динамометрическая дорога, 70 км/ч.

Сопоставим вначале *графики модулей передаточных функций подвески и подушки сиденья и всего подпрессоренного сиденья водителя* (рис. 8.3.4, 8.3.5).

Включение в расчётную модель «человек – сиденье» пружины C_2 , не имеющей параллельно включённого демпфера, позволяет смоделировать второй максимум графиков передаточных функций подвески, подушки сиденья и всего подпрессоренного сиденья водителя в целом. Он соответствует частоте собственных колебаний внутренних органов сидящего человека на сиденье и расположен в частотном диапазоне 5..8 Гц. Такая зависимость проявляется при перемещении по обоим типам рассматриваемых дорог, т. е. не зависит от варианта дорожного покрытия (рис. 8.3.4, 8.3.5). Что касается второго максимума графика передаточной функции только одной подвески сиденья (рис. 8.3.4, *a*, 8.3.5, *a*), то его появление объясняется обратным воздействием колебаний нелинейной подсистемы «человек – сиденье» на подвеску сиденья.

Результаты расчётов подтверждаются сопоставлением с экспериментальными данными, полученными при непосредственном участии автора диссертации (рис. 8.3.3).

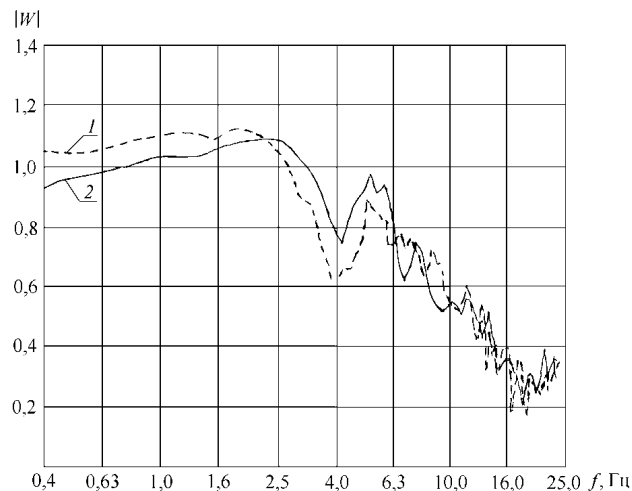


Рис. 8.3.3. Модуль передаточной функции подпрессоренного сиденья водителя автомобиля-фургона (ровный булыжник, 45 км/ч): 1 – расчёт; 2 – эксперимент

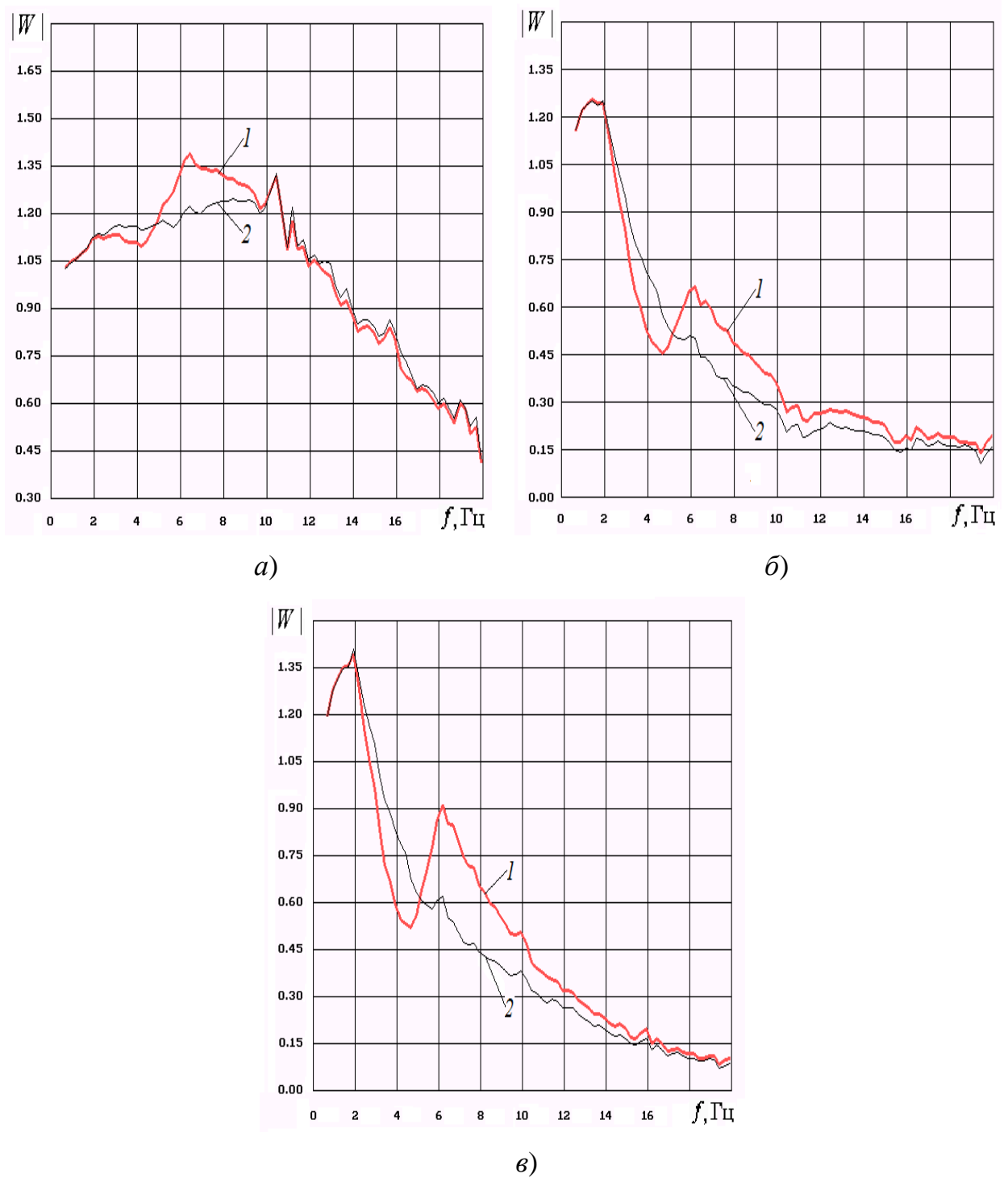


Рис. 8.3.4. Оценка влияния пружины C_2 (без параллельной установки демпфера) на вибронгруженность поддрессоренного сиденья водителя автомобиля-фургона с полной массой (ровный булыжник, 60 км/ч).

Модули передаточных функций: а) подвески сиденья; б) подушки сиденья; в) всего поддрессоренного сиденья водителя в целом; 1 – пружина C_2 включена в модель; 2 – пружина C_2 отсутствует

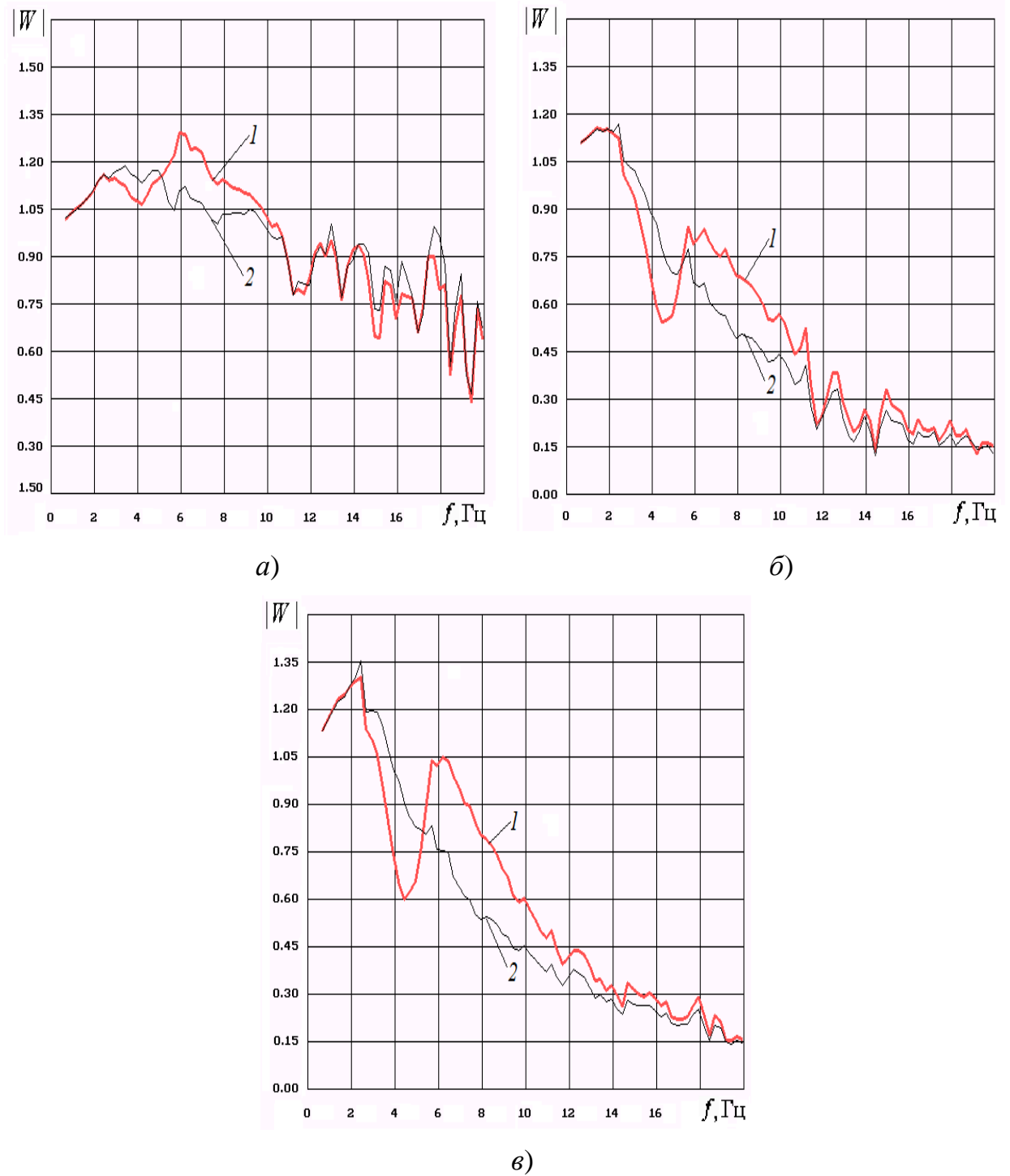


Рис. 8.3.5. Оценка влияния пружины C_2 (без параллельной установки демпфера) на вибронагруженность поддресоренного сиденья водителя автомобиля-фургона с полной массой (динамометрическая дорога, 70 км/ч). Модули передаточных функций: а) подвески сиденья; б) подушки сиденья; в) всего поддресоренного сиденья в целом; 1 – пружина C_2 включена в модель; 2 – пружина C_2 отсутствует

Сопоставляя среднеквадратичные значения (*СКЗ*) *вертикальных ускорений на подушке сиденья водителя* в диапазоне 0,7 – 22,4 Гц, видим, что при удалении рассматриваемой пружины C_2 из состава модели «человек – сиденье» *СКЗ* снижаются на 11,5 % при перемещении по динамометрической дороге, а на ровном булыжнике – на 12,8 % (рис. 8.3.6, *а, в*). Различия по *СКЗ* ускорений на остове подрессоренного сиденья водителя менее существенны (рис. 8.3.6, *б, г*).

Подробнее оценить влияние установки пружины C_2 (без параллельной установки демпфера) в состав рассматриваемой модели «человек – сиденье» позволяет *спектральный анализ*.

Наличие недемпфированной пружины C_2 позволяет сформировать не только межрезонансный пик графиков спектральных плотностей вертикальных ускорений на подушке и на остове сиденья, расположенный в частотном диапазоне 6...8 Гц и соответствующий собственным колебаниям внутренних органов человека на сиденье, но и ординату второго резонансного максимума.

При удалении из состава модели недемпфированной пружины C_2 ордината межрезонансного максимума, уменьшается в 2,5 раза, а ордината вершины второго резонансного пика понижается в 2 раза. Такая зависимость наблюдается при перемещении по обоим типам рассматриваемых дорог.

Что касается графиков спектральных плотностей вертикальных ускорений на остове сиденья (рис. 8.3.6, *б, г*), то отсутствие пружины C_2 здесь сказывается на величине ординат межрезонансного и второго резонансного максимумов существенно меньше по сравнению с соответствующими графиками на подушке сиденья. В частности, исключение рассматриваемой пружины из модели обуславливает понижение на 20 % ординаты вершины межрезонансного пика и на 10 % – второго резонансного пика. Причём, это наблюдается как на ровном булыжнике, так и на динамометрической дороге.

В ходе проверки соответствия динамической модели автомобиля-фургона реальному объекту по итогам полигонных испытаний осуществлялось сопоставление расчётных и экспериментальных графиков спектральных плотностей вертикальных ускорений на полу кабины и на сиденье с учётом указанных особенностей созданной модели подсистемы «человек – сиденье» (см. п. 4.2).

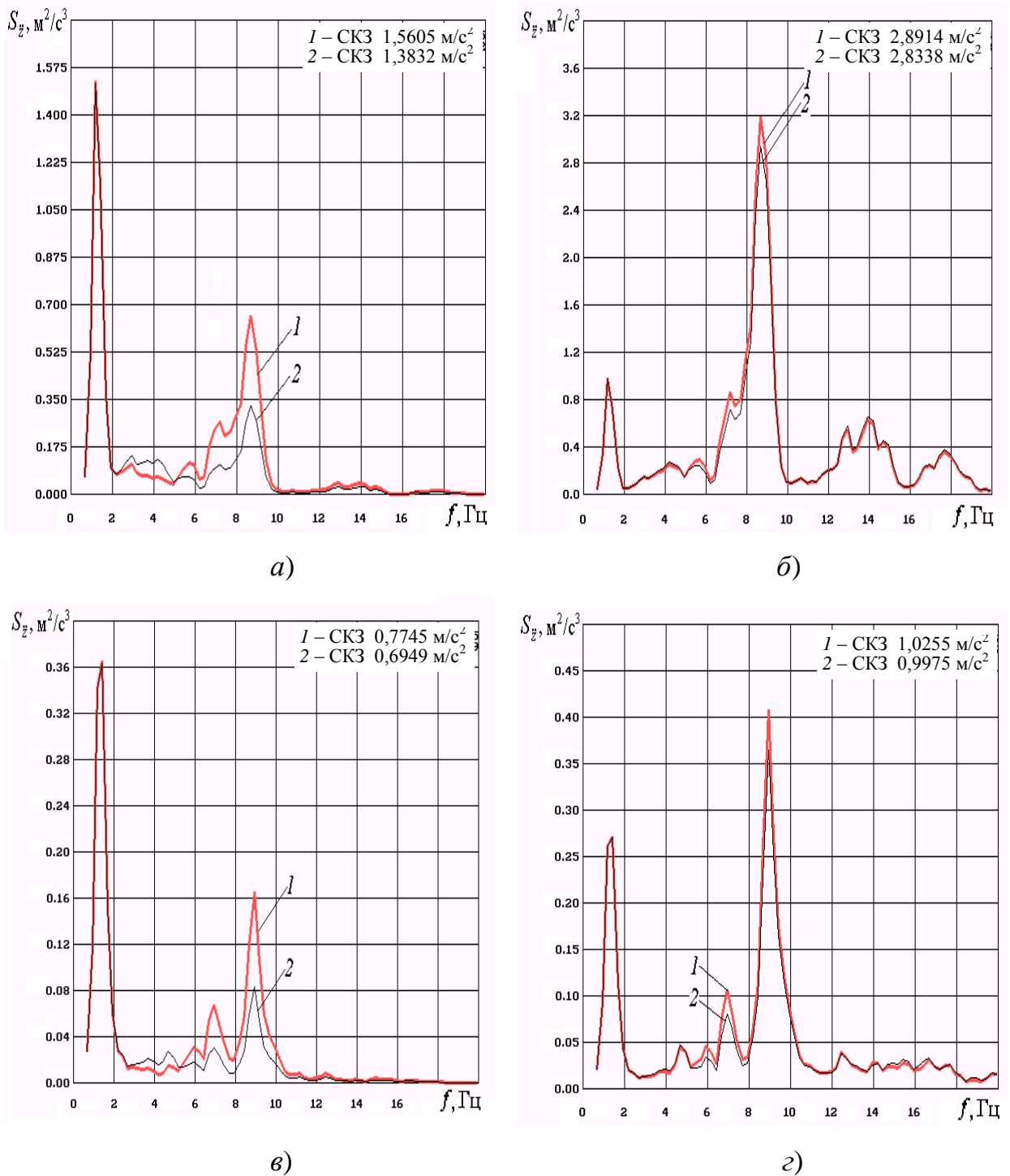


Рис. 8.3.6. Оценка влияния пружины C_2 (без параллельной установки демпфера) на вибронагруженность поддресоренного сиденья водителя автомобиля-фургона с полной массой.

Спектральные плотности вертикальных ускорений:

a), в) – на подушке сиденья; *б), г)* – на остова сиденья; *a), б)* – ровный булыжник, 60 км/ч; *в), г)* – динамометрическая дорога, 70 км/ч; 1 – пружина C_2 включена в модель; 2 – пружина C_2 отсутствует

Резюмируя вышеизложенное, отметим следующее.

1. Разработаны новые динамические модели «человек – подрессоренное сиденье» с рычажными направляющими устройствами параллелограмного и ножничного типов, обуславливающие уточнение динамических характеристик колебаний при их включении в пространственную многотельную нелинейную динамическую модель транспортного средства, что способствует более полноценному динамическому анализу вибронагруженности сидений.

2. Отличительные особенности новых моделей «водитель – подрессоренное сиденье».

а) Детализация геометрических особенностей рычажных направляющих аппаратов параллелограмного и ножничного типов, а также установки амортизатора подвески сиденья, обеспечивает более точную кинематику элементов подвески сиденья, позволяет учитывать характер изменения динамических реакций, демпфирующих и упругих сил в кинематических парах на базе дифференциальных уравнений больших перемещений тел.

б) Уточнение представления упругодемпфирующих связей в модели тела человека, расположенного на сиденье. Введение между массами m_1 и m_2 , наряду с пружиной с жёсткостью C_1 и демпфером k_1 , пружины с жёсткостью C_2 , не имеющей параллельно включённого демпфера, обеспечивает формирование второго максимума графика модуля передаточной функции подрессоренного сиденья (соответствующего частоте собственных колебаний внутренних органов сидящего человека и расположенного в частотном диапазоне 6...8 Гц), а также позволяет смоделировать, помимо ординаты второго резонансного максимума, соответствующий межрезонансный пик графика спектральной плотности вертикальных ускорений на подушке сиденья и его остова. При отсутствии в модели пружины C_2 ордината межрезонансного максимума уменьшается в 2,5 раза, а ордината второго резонансного спектрального пика – в 2 раза. Такая зависимость наблюдается при перемещении по обоим типам рассматриваемых дорог. Полученные результаты подтверждаются экспериментально.

Числовые значения C_1 , k_1 , C_2 , определяемые характеристиками тела человека, подбирались с целью обеспечения максимального приближения расчётного и экспериментального графиков модуля передаточной функции подрессорен-

ного сиденья, а также спектральных плотностей вертикальных ускорений на подушке сиденья.

в) Учёт нелинейностей гистерезисных характеристик подвески, подушки и спинки сиденья позволяет принимать во внимание динамические жёсткости указанных элементов в зависимости от изменения характера внешнего дорожного воздействия, а также включение ограничительных буферов подушки и подвески сиденья, влияние сухого трения в шарнирах подвески, в подушке и спинке сиденья на его вибронагруженность.

г) Учёт нелинейности скоростной характеристики демпфирования при моделировании амортизатора подвески сиденья, а также демпфирующих свойств подушки и спинки сиденья.

д) Учёт переменности коэффициента сопротивления амортизатора подвески сиденья, связанный с изменением угла наклона амортизатора при работе подвески, а также с выбором водителем угла наклона спинки сиденья.

е) Допускается возможность перемещения тела человека относительно подушки и спинки сиденья в трёх взаимно перпендикулярных направлениях. Это достигается установкой на сферических шарнирах всех соединительных элементов между массами m_2 и $m_{\text{сид}}$, m_1 и $m_{\text{сид}}$ (рис. 8.3.1).

8.4. Воздействие сухого трения в подвеске сиденья на вибронагруженность сиденья водителя автомобиля-фургона

Теперь оценим воздействие величины сухого трения в подвеске сиденья водителя автомобиля-фургона на показатели вибронагруженности его рабочего места. Номинальное значение силы сухого трения принято равным 35 Н, что соответствует половине ширины петли гистерезиса.

Сравнивая значения среднеквадратичные значения (СКЗ) вертикальных ускорений на остоле подрессоренного сиденья, видим, что повышение в 2 раза сухого трения в подвеске обуславливает возрастание на 4,3 % величины СКЗ при перемещении по ровному булыжнику (60 км/ч, рис. 8.4.1, б) и на 6,4 % – по динамометрической дороге (70 км/ч, рис. 8.4.2, б). Возрастание в 3 раза сухого трения влечёт за собой повышение СКЗ, соответственно, на 10,5 % и на 10 %. Таким образом, величина СКЗ повышается с возрастанием сухого трения.

Характер изменения СКЗ показывает, что влияние сухого трения на вибронагруженность на подушке проявляется значительно меньше, чем на остова. Последний вывод справедлив при перемещении обоим рассматриваемым типам дорог.

Указанные тенденции изменения величины СКЗ вертикальных ускорений удалось объяснить, выполнив *спектральный анализ* полученных графиков.

С возрастанием сухого трения при перемещении по ровному булыжнику ордината первого низкочастотного максимума графиков спектральных плотностей на остова и на подушке остаётся неизменной (рис. 8.4.1, *а, б*).

Что касается динамометрической дороги, то повышение сухого трения в 3 раза приводит к уменьшению на 5 % ординаты названного максимума (рис. 8.4.2, *а, б*). Это обусловлено возрастанием в подвеске сиденья коэффициента эквивалентного демпфирования сухим трением, а значит и коэффициента апериодичности. При этом возрастание динамической жёсткости с уменьшением амплитуды внешних возмущений не оказывает значительного влияния, иначе происходило бы увеличение ординат первого максимума, обусловленное понижением относительного коэффициента затухания.

Расположенная на частоте 7 Гц ордината межрезонансного максимума, определяемого собственными колебаниями человека, с возрастанием сухого трения понижается. В особенности это проявляется при перемещении по ровному булыжнику, на котором возрастание в 3 раза сухого трения приводит к понижению ординаты указанного пика на 30 % (рис. 8.4.1 *а, б*).

Что касается ординаты второго резонансного спектрального пика (8,5 Гц), то трёхкратное увеличение сухого трения обуславливает её понижение на 23 % при перемещении по участку с ровным булыжником и 25-процентное её возрастание на отрезке динамометрической дороги. Описанное явление заметно на спектральных характеристиках точек как остова (рис. 8.4.1, *б*, рис. 8.4.2, *б*), так и подушки сиденья (рис. 8.4.1, *а*, рис. 8.4.2, *а*), и обуславливается нелинейностью подвески сиденья, в процессе моделирования которой осуществлён учёт динамической гистерезисной характеристики, а также нелинейностью всей подсистемы «человек – поддрессоренное сиденье».

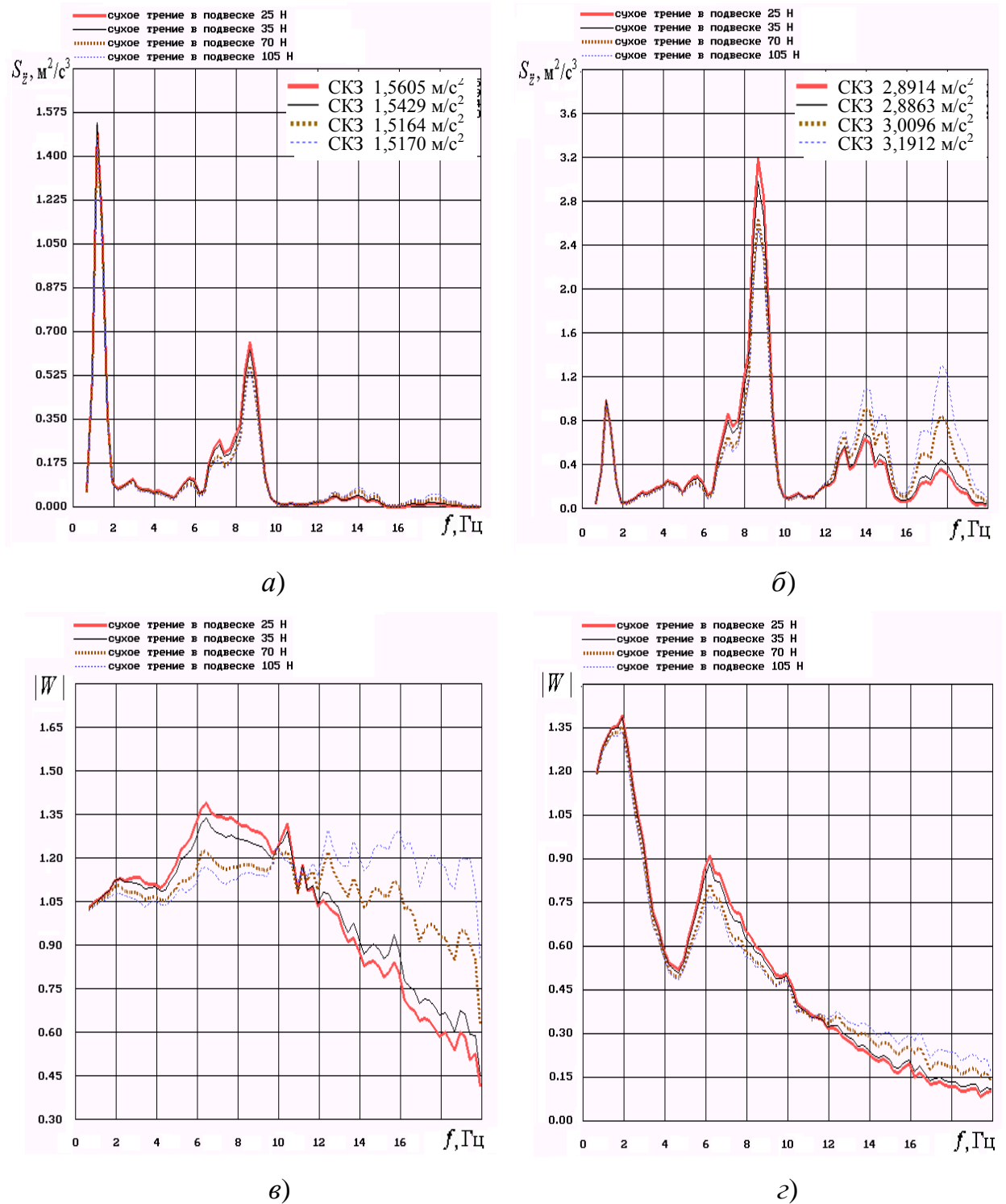


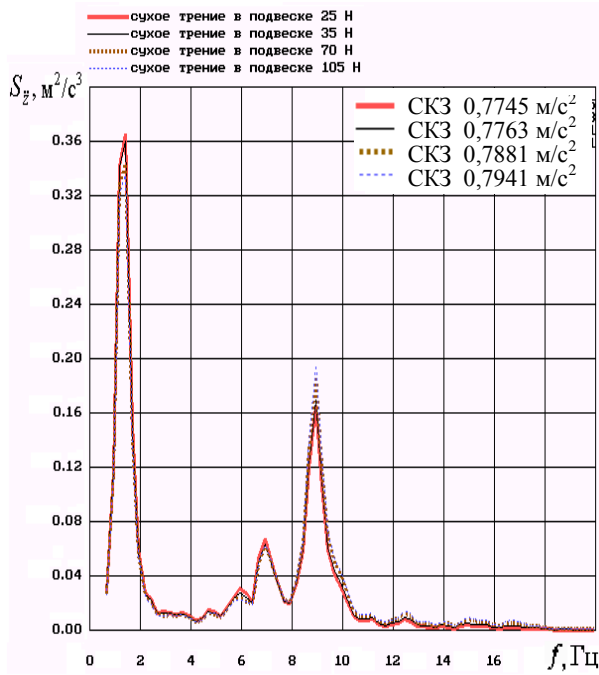
Рис. 8.4.1. Влияние сухого трения в подвеске сиденья на вибронгруженность сиденья водителя автомобиля-фургона с полной массой (ровный булыжник, 60 км/ч).

Спектральные плотности вертикальных ускорений:

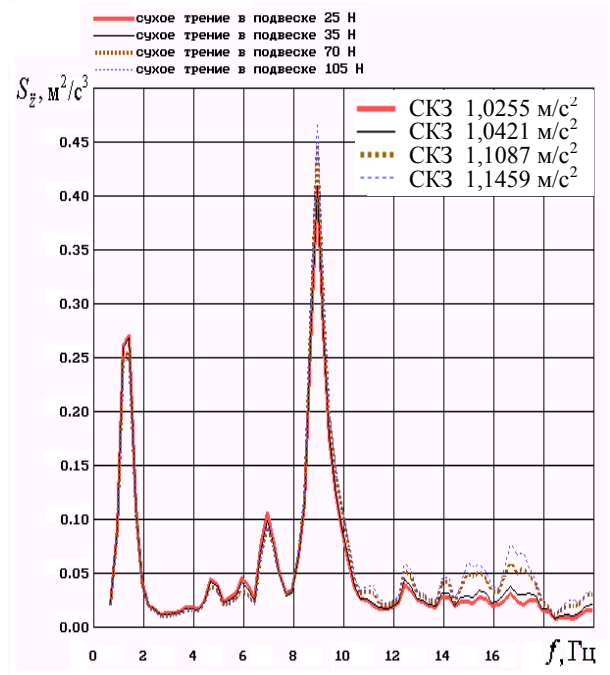
а) на подушке сиденья; б) на остова сиденья.

Модули передаточных функций:

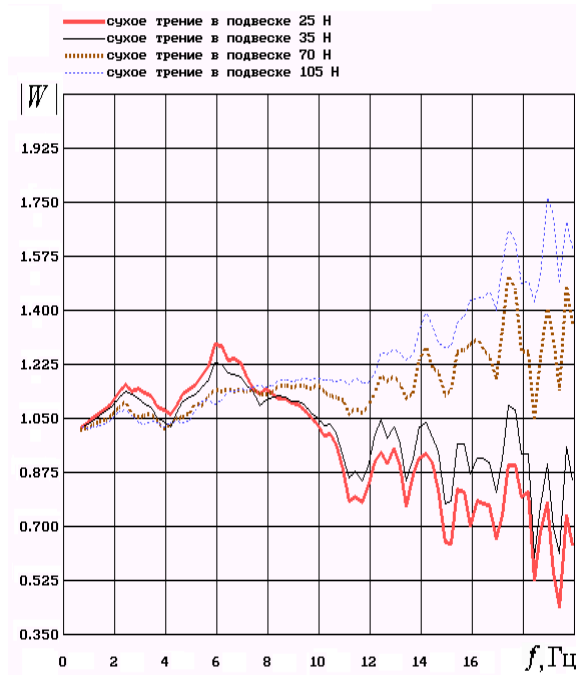
в) подвески сиденья; з) поддресоренного сиденья в целом.



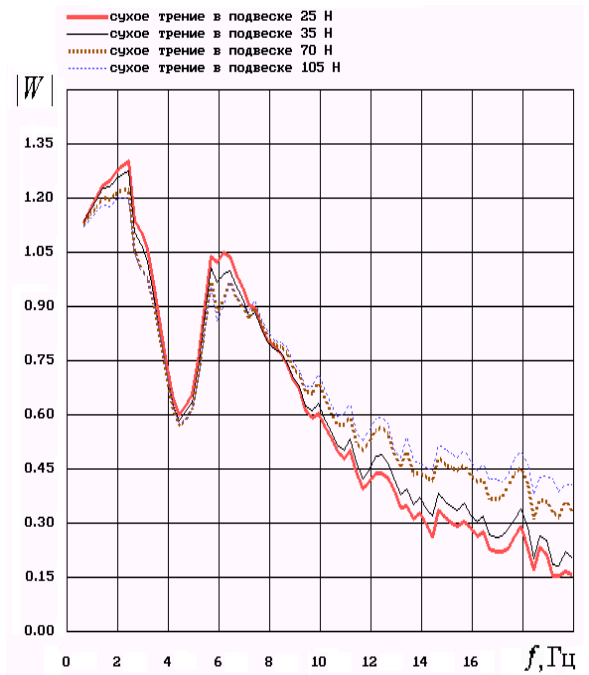
а)



б)



в)



з)

Рис. 8.4.2. Влияние сухого трения в подвеске сиденья на вибронгруженность сиденья водителя автомобиля-фургона с полной массой (динамометрическая дорога, 70 км/ч).

Спектральные плотности вертикальных ускорений:

а) на подушке сиденья; б) на остова сиденья.

Модули передаточных функций:

в) подвески сиденья; з) поддрессоренного сиденья в целом.

Сопоставляя спектральные плотности вертикальных ускорений на остовах сиденья, удаётся идентифицировать ещё два максимума, соответствующих более высоким частотам. При перемещении по ровному булыжнику их вершины оказались на 14 и 18 Гц (рис. 8.4.1, б), а на спектрах, полученных на динамометрической дороге, указанные пики проявляются на частотах 15 и 17 Гц (рис. 8.4.2, б). С трёхкратным возрастанием сухого трения в подвеске сиденья ордината пика на частоте 14 Гц повышается в 1,8 раза, а на частоте 18 Гц – в 3,25 раза при перемещении по ровному булыжнику. В свою очередь, на динамометрической дороге происходит увеличение названных максимумов в 2,4 раза и 2,8 раз соответственно.

Возникновение указанных максимумов обусловлено генерацией высокочастотных гармоник непосредственно подвеской сиденья вследствие нелинейности её гистерезисной характеристики.

На графике спектральной плотности на подушке сиденья рассматриваемые максимумы не наблюдаются, благодаря неплохой фильтрующей способности подушки, отчётливо проявляющейся на частотах свыше 6 Гц. Вследствие этого, и ордината второго резонансного максимума спектральной плотности на подушке меньше соответствующей ординаты спектральной плотности на остовах сиденья в 2,25 раза при перемещении по отрезку динамометрической дороги и в 4,5 раза – по участку с ровным булыжником.

Рассмотрим теперь влияние сухого трения в подвеске сиденья на *графики модулей передаточных функций подвески сиденья и всего подрессоренного сиденья водителя в целом* (рис. 8.4.1, в, г, рис. 8.4.2, в, г).

Анализ передаточных функций подвески сиденья показывает, что при перемещении автомобиля-фургона по ровному булыжнику (рис. 8.4.1, в) с возрастанием сухого трения в подвеске сиденья происходит незначительное понижение ординат первого резонансного максимума, обусловленного собственными колебаниями подвески сиденья, и существенное уменьшение ординат второго максимума, расположенного на частотах 4 ... 10 Гц и соответствующего собственным колебаниям водителя. Например, трёхкратное возрастание сухого трения в подвеске влечёт за собой понижение на 12,5 % ординаты второго максимума.

Кроме того, начиная с 12 Гц, повышение сухого трения в шарнирах рычажного аппарата подвески влечёт за собой значительное возрастание коэффи-

циента передачи. В частности, при перемещении по участку с ровным булыжником трёхкратное возрастание сухого трения обуславливает повышение коэффициента передачи на частоте 18 Гц в 1,8 раза.

Наиболее значительно зависимость коэффициента передачи от сухого трения проявляется на динамометрической дороге (рис. 8.4.2, в). Причём, ввиду существенного возрастания коэффициента передачи с повышением сухого трения, уровень спектра на остова сиденья, начиная с 12 Гц и более, превышает уровень спектральной плотности на полу кабины, что объясняется проявлением нелинейных свойств подвески сиденья.

Что касается передаточной функции рассматриваемого подрессоренного сиденья в целом, то его изменения определяются изменением графика передаточной функции подвески сиденья (рис. 8.4.1, з, рис. 8.4.2, з). При этом рассмотренные выше тенденции проявляются менее заметно, что обусловлено хорошими демпфирующими свойствами подушки сиденья.

Указанные выше закономерности изменения спектральных плотностей вертикальных ускорений на остова и подушке определяют соответствующие тенденции изменения СКЗ вертикальных ускорений в третьоктавных частотных полосах (рис. 8.4.3).

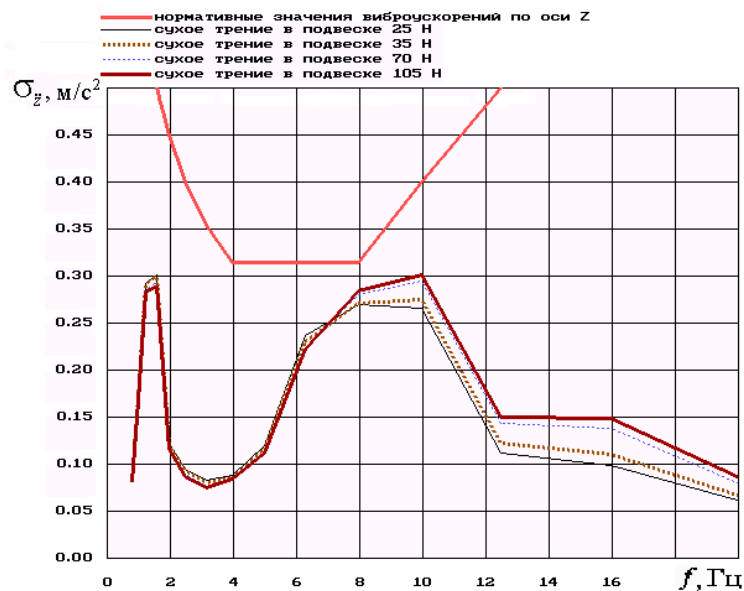


Рис. 8.4.3. Влияние сухого трения в подвеске сиденья на вибронагруженность сиденья водителя автомобиля-фургона с полной массой (динамометрическая дорога, 70 км/ч). Среднеквадратичные значения (СКЗ) вертикальных ускорений в третьоктавных полосах частот на подушке сиденья водителя по сравнению с нормативными значениями для 8 ч работы водителя.

В частности, при перемещении автомобиля-фургона по участку динамометрической дороги с трёхкратным увеличением сухого трения происходит повышение уровня вертикальных ускорений, начиная с частоты 8 Гц, в результате которого, однако, не наблюдается превышения нормативных значений по ISO 2631 (граница снижения производительности труда при восьмичасовой непрерывной работе, рис. 8.4.3).

Резюмируя вышеизложенное, приходим к следующему.

1. Оценка вибронагруженности поддрессоренного сиденья водителя во многом зависит от величины сухого трения в направляющем аппарате подвески сиденья, а потому целесообразен учёт гистерезисного характера характеристик подвесок сидений в расчётных моделях «человек – поддрессоренное сиденье».

2. Величина сухого трения в подвеске сиденья во многом определяется трением в шарнирах рычажного направляющего аппарата подвески. Наиболее полный учёт изменения величины сухого трения в зависимости от изменения положения рычагов подвески сиденья, а также динамической жёсткости подвески сиденья в зависимости от амплитуды внешнего воздействия, возможен только на базе дифференциальных уравнений больших перемещений тел, принимая во внимание гистерезисный характер динамической характеристики подвески сиденья, а также благодаря детализации в расчетной схеме подсистемы «человек – сиденье» особенностей установки и крепления элементов направляющего аппарата подвески сиденья.

3. Изменение величины сухого трения в подвеске сиденья водителя не влияет на положение первого спектрального максимума вертикальных ускорений на остове и подушке сиденья водителя, но оказывает существенное влияние на ординату межрезонансного спектрального пика (7 Гц), отвечающего собственным колебаниям человека на сиденье, и, в особенности, на величину второго резонансного максимума (8,5 Гц). Трёхкратное увеличение сухого трения обуславливает его понижение на 23 % при перемещении по участку с ровным булыжником и 25-процентное его возрастание на отрезке динамометрической дороги. Описанное явление заметно на спектральных характеристиках точек как остова, так и подушки сиденья, и обуславливается нелинейностью подвески сиденья, в процессе моделирования которой осуществлён учёт динамической гистерезисной характеристики, а также нелинейностью всей подсистемы «человек – поддрессоренное сиденье».

4. Появление высокочастотных максимумов на 14 Гц и 18 Гц обусловлено генерацией высокочастотных гармоник непосредственно подвеской сиденья, вследствие нелинейности её динамической гистерезисной характеристики.

5. Для графиков передаточных функций подвески сиденья и всего подвесочного сиденья в целом уменьшение сухого трения в подвеске сиденья приводит к незначительному повышению максимума, обусловленного собственными колебаниями водителя, и существенному снижению коэффициента передачи с частоты 12 Гц, что рассматривается как проявление нелинейности подвески сиденья.

В особенности, описанный эффект заметен на отрезке динамометрической дороги, где ввиду существенного возрастания коэффициента передачи с повышением сухого трения, уровень спектра на остове сиденья, начиная с 12 Гц и более, превышает уровень спектральной плотности на полу кабины. При этом происходит частичная блокировка подвески сиденья сухим трением, что влечёт за собой ухудшение показателей вибронгруженности сиденья.

6. В подвеске сиденья сухое трение следует по возможности минимизировать. В рассматриваемом случае оно было доведено до 25 Н. Неплохого результата по снижению сухого трения удаётся достигнуть путём установки шарикоподшипников взамен традиционных шарниров. Однако, это скажется на повышении стоимости подвески сиденья.

8.5. Воздействие коэффициентов демпфирования амортизатора, установленного в составе подвески сиденья, на вибронгруженность сиденья водителя автомобиля-фургона

Особенность демпфирования рассматриваемого сиденья заключается в применении однотрубного амортизатора, имеющего компенсационную камеру, наполненную находящимся под давлением воздухом и отделённую поршнем от амортизаторной жидкости.

Значительная интенсивность колебаний и толчки, следующие один за другим, обуславливают повышение внимания водителя к состоянию дорожного покрытия. При этом человек на сиденье инстинктивно выпрямляется, приподнимается и т. п., стремясь принять более высокое положение.

Несимметричная скоростная характеристика сопротивления амортизатора обеспечивается конструкцией его дросселирующей системы. Повышенное сопротивление на ходе сжатия способствует обеспечению адаптационного эффекта «приподнимания» тела человека сиденьем, которое происходит при перемещении по неровной дороге, при повышении интенсивности колебаний [85]. Указанное изменение положения сиденья положительно воспринимается человеком, облегчая наблюдение за дорожным полотном и процесс управления автомобилем-фургоном. Наблюдающееся при этом соответствующее увеличение динамического хода сжатия способствует уменьшению вероятности «пробоев», т. е. срабатывания ограничительных буферов подвески сиденья [85].

Установим, как влияет изменение коэффициентов демпфирования амортизатора подвески сиденья автомобиля-фургона на вибронагруженность его рабочего места (рис. 8.5.1, 8.5.2).

Сопоставляя среднеквадратичные значения (СКЗ) вертикальных ускорений на остове сиденья, удалось установить, что двукратное повышение коэффициентов демпфирования амортизатора обуславливает снижение величины СКЗ на 4,6 % на ровном булыжнике, 60 км/ч (рис. 8.5.1, а), и на 2,4 % – на динамометрической дороге, 70 км/ч (рис. 8.5.2, а). Трёхкратное возрастание коэффициентов демпфирования влечёт за собой уменьшение СКЗ на 8 % и 4,3 % соответственно.

Последующее повышение коэффициентов демпфирования представляется нецелесообразным вследствие весьма малого процента снижения СКЗ при неизбежном существенном возрастании теплонапряжённости и силовой нагруженности рассматриваемого амортизатора.

Понижение СКЗ вертикальных ускорений на подушке сиденья водителя ещё менее значительно, чем на остове (рис. 8.5.1, б, рис. 8.5.2, б). Так, при перемещении по ровному булыжнику двукратное возрастание коэффициентов сопротивления вызывает уменьшение СКЗ на 2,7 %, а трёхкратное – на 4,8 % (на динамометрической дороге на 1 % и на 1,7 % соответственно).

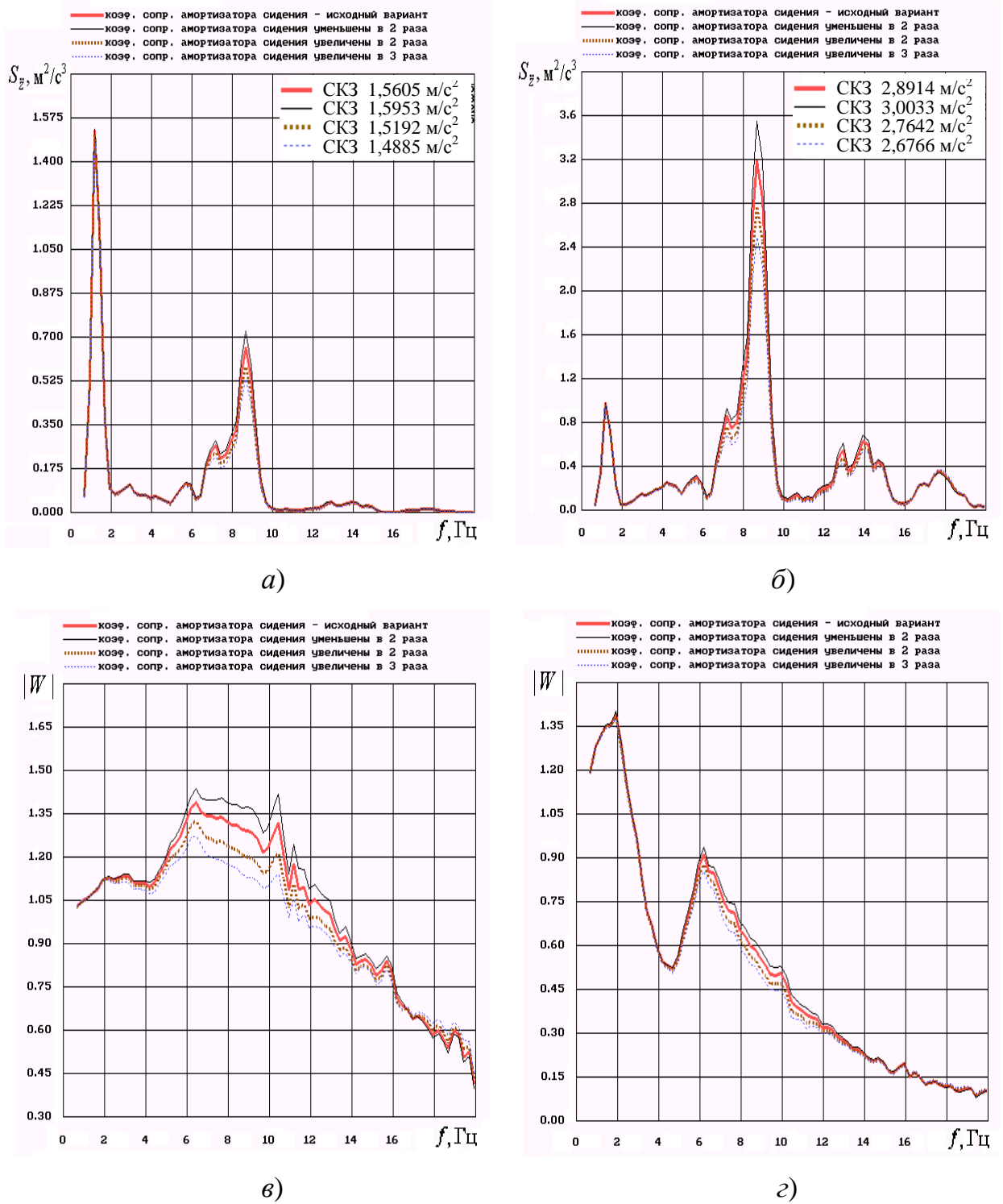


Рис. 8.5.1. Влияние коэффициентов сопротивления амортизатора подвески сиденья на вибронагруженность сиденья водителя автомобиля-фургона с полной массой (ровный булыжник, 60 км/ч).

Спектральные плотности вертикальных ускорений:

а) на подушке сиденья; б) на остова сиденья.

Модули передаточных функций:

в) подвески сиденья; г) подрессоренного сиденья в целом.

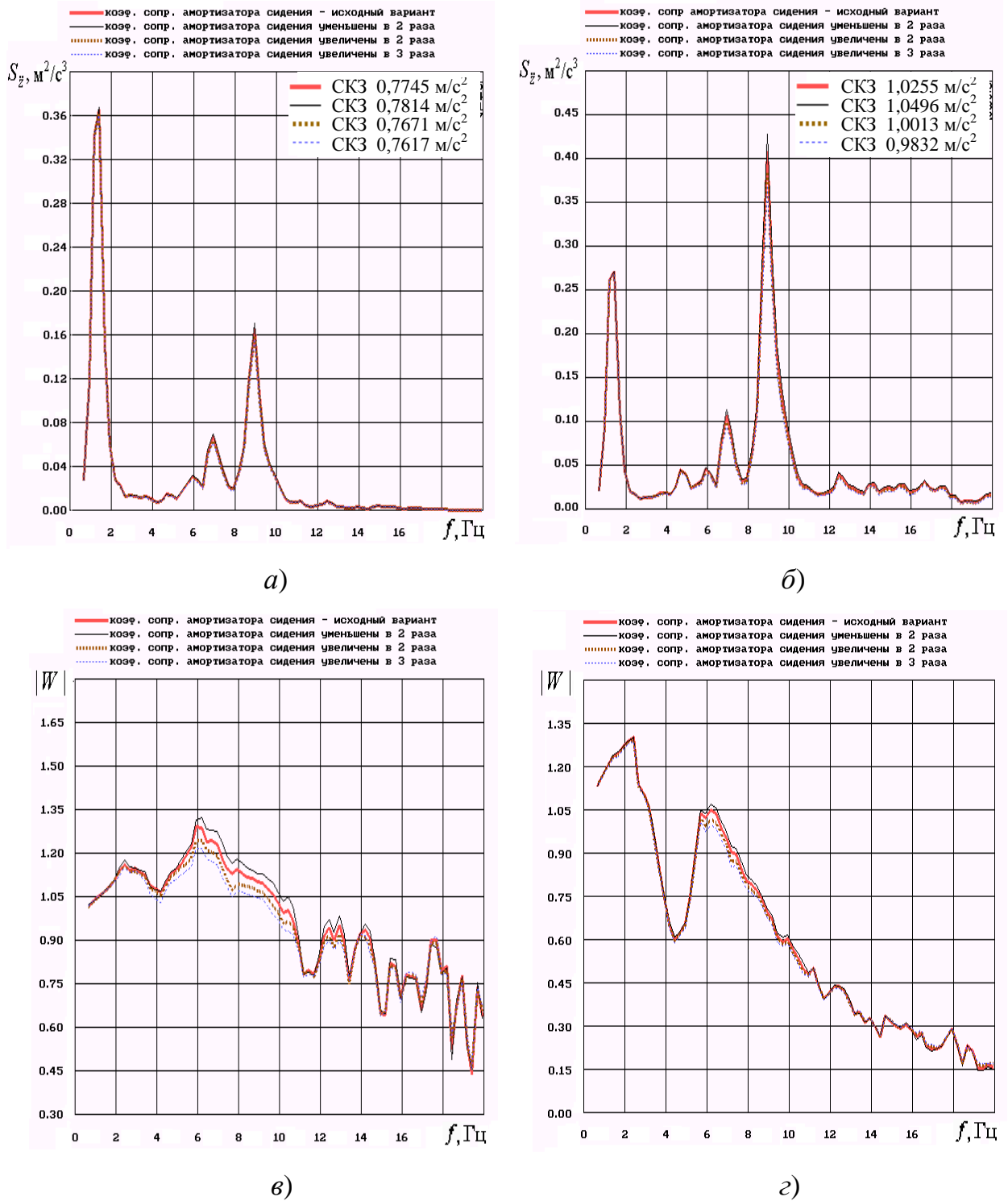


Рис. 8.5.2. Влияние коэффициентов сопротивления амортизатора подвески сиденья на вибронагруженность сиденья водителя автомобиля-фургона с полной массой (динамометрическая дорога, 70 км/ч).

Спектральные плотности вертикальных ускорений:

а) на подушке сиденья; б) на остова сиденья.

Модули передаточных функций:

в) подвески сиденья; г) поддресоренного сиденья в целом.

Уже процесс сравнения СКЗ вертикальных ускорений показывает, что рассматриваемый амортизатор малоэффективен на динамометрической дороге, т. е. при малых относительных ходах подвески сиденья. И при перемещении по ровному булыжнику его эффективность представляется также недостаточной.

Наблюдаемый эффект во многом зависит от конструктивного расположения амортизатора. Коэффициенты демпфирования рассматриваемого однотрубного амортизатора обычно приводят к вертикальной оси подрессоренного сиденья с учётом квадрата передаточного числа, обеспечиваемого углом наклона амортизатора к вертикали. Нынешняя конструктивная схема расположения амортизатора способствует уменьшению коэффициентов демпфирования, приведённых к вертикальной оси, и снижению демпфирующего эффекта амортизатора.

Включение в расчётную модель подсистемы «человек – сиденье» направляющего аппарата подвески сиденья, а также шарнирно закреплённого амортизатора позволило учесть эти особенности. Кроме того, расчёты осуществляются на базе дифференциальных уравнений больших перемещений тел, с учётом изменения угла наклона амортизатора к вертикальной оси в процессе перемещений.

Более точную информацию даёт *сопоставление спектральных плотностей вертикальных ускорений на остове сиденья и на подушке сиденья.*

Представленные на рис. 8.5.1 а, б, рис. 8.5.2 а, б графики показывают, что при возрастании коэффициентов демпфирования амортизатора ордината вершины первого низкочастотного максимума остаётся неизменной. Наблюдается только несущественное снижение ординат межрезонансного пика, обусловленного собственными колебаниями человека, вершина которого соответствует 7 Гц, и значительное уменьшение ординат второго резонансного максимума.

Причём, наибольший вклад по снижению СКЗ вертикальных ускорений вносит понижение ординат второго резонансного пика, то есть уменьшение дисперсии вертикальных ускорений в соответствующей частотной области (8,5 Гц).

Например, трёхкратное возрастание коэффициентов демпфирования амортизатора влечёт за собой снижение ординаты вершины рассматриваемого пика на остове сиденья на 28 %, а на подушке сиденья – на 17 % при перемещении по

участку с ровным булыжником (рис. 8.5.1, а, б), а по отрезку динамометрической дороги – на 18 % и на 10 % соответственно (рис. 8.5.2, а, б).

Как следует из приведённых процентных соотношений, на участке динамометрической дороги существенно понижается эффективность работы амортизатора.

Теперь проанализируем характер изменения *передаточных функций подвески сиденья и всего подпрессоренного сиденья в целом* (рис. 8.5.1, в, г, рис. 8.5.2, в, з).

Сопоставление графиков передаточных функций подвески сиденья при различных коэффициентах сопротивления амортизатора, показало, что положение ординат и частоты первого низкочастотного максимума остаётся постоянным. Изменению подвергаются только ординаты второго максимума, отвечающего собственным колебаниям человека.

Наблюдаемая тенденция характерна для обоих типов рассматриваемых дорог, однако на ровном булыжнике влияние амортизатора более заметно.

В частности, при трёхкратном возрастании коэффициентов демпфирования амортизатора происходит понижение ординаты вершины второго максимума на 10 % при перемещении по участку с ровным булыжником (рис. 8.5.1, в) и на 4 % – по отрезку динамометрической дороги (рис. 8.5.2, в).

Характер поведения передаточной функции подпрессоренного сиденья в целом определяется изменением графика передаточной функции подвески сиденья (рис. 8.5.1, г, рис. 8.5.2, з). Тем не менее, описанные для рис. 8.5.1, в, рис. 8.5.2, в тенденции проявляются менее заметно, что свидетельствует о весьма хорошем демпфировании, обеспечиваемом подушкой сиденья.

Например, трёхкратное возрастание коэффициентов демпфирования рассматриваемого амортизатора влечёт за собой уменьшение ординаты второго максимума на 6 % при движении по участку с ровным булыжником и на 3 % – по отрезку динамометрической дороги.

Сопоставляя *СКЗ вертикальных ускорений в третьоктавных частотных полосах*, приходим к выводу, что при перемещении автомобиля-фургона по участку динамометрической дороги (70 км/ч) превышения норматива для 8-часовой работы не наблюдается. Тем не менее, при трёхкратном повышении коэффициента демпфирования рассматриваемого амортизатора осуществляется уменьшение на 4 % ординаты второго максимума (рис. 8.5.3).

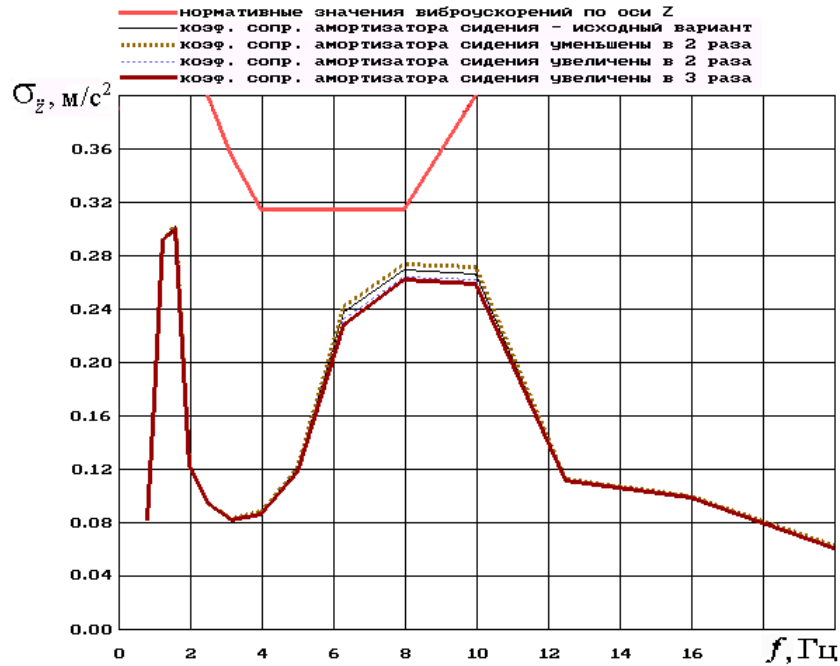


Рис. 8.5.3. Влияние коэффициентов сопротивления амортизатора подвески сиденья на вибронегруженность сиденья водителя автомобиля-фургона с полной массой (динамометрическая дорога, 70 км/ч). Среднеквадратичные значения (СКЗ) вертикальных ускорений в третьоктавных полосах частот на подушке сиденья водителя.

Резюмируя вышеизложенное, приходим к следующему.

1. Оценка вибронегруженности поддрессоренного сиденья водителя зависит от коэффициентов демпфирования амортизатора подвески сиденья, следовательно, целесообразно его включение в расчётную подсистему «человек – поддрессоренное сиденье».

2. Особенности конструктивного расположения амортизатора подвески сиденья приводят к тому, что коэффициенты сопротивления, приведённые к вертикальной оси с учётом передаточного числа, обеспечиваемого углом наклона амортизатора, уменьшаются, что снижает демпфирующий эффект амортизатора. Поэтому целесообразно осуществлять расчёты на базе дифференциальных уравнений больших перемещений тел, с учётом изменения угла наклона амортизатора к вертикальной оси в процессе перемещений. Включение в расчётную модель рычажного направляющего аппарата подвески сиденья, а также шарнирно закреплённого амортизатора позволяет учесть эти особенности.

3. Рассматриваемый амортизатор малоэффективен на динамометрической дороге, т. е. при малых ходах подвески сиденья. И при перемещении по ровному

бульжнику его эффективность, хотя и в 2 раза выше, представляется также недостаточной, что обусловлено конструктивной схемой расположения амортизатора.

4. При возрастании коэффициентов демпфирования амортизатора ордината вершины первого низкочастотного пика графика спектральной плотности вертикальных ускорений остаётся неизменной. Наблюдается только незначительное снижение ординат межрезонансного пика, обусловленного собственными колебаниями человека, вершина которого соответствует 7 Гц, и значительное уменьшение ординат второго резонансного максимума.

5. Сопоставление графиков передаточных функций подвески сиденья при различных коэффициентах сопротивления амортизатора показало, что изменению подвергаются только ординаты второго максимума, отвечающего собственным колебаниям человека. Наблюдаемая тенденция характерна для обоих типов рассматриваемых дорог, однако на ровном бульжнике влияние амортизатора более заметно.

8.6. Воздействие сухого трения в подушке сиденья на вибронгруженность сиденья водителя автомобиля-фургона

Оценим теперь влияние сухого трения в подушке сиденья водителя на показатели вибронгруженности сиденья водителя.

Сравнивая величины СКЗ вертикальных ускорений, видим, что двукратно снижая силу сухого трения в подушке, удаётся добиться 20-процентного уменьшения СКЗ при перемещении по участку с ровным бульжником (60 км/ч) и по отрезку динамометрической дороги (70 км/ч). Если же сухое трение убывает в 3,6 раза, то это влечёт за собой снижение СКЗ на 30 % и 39 % соответственно (рис. 8.6.1, а, рис. 8.6.2, а). Как видно, снижение величины СКЗ пропорционально убыванию сухого трения.

Судя по изменению величин СКЗ вертикальных ускорений, влияние сухого трения в подушке наиболее проявляется при перемещении автомобиля-фургона по отрезку динамометрической дороги.

Более точную оценку влияния сухого трения в подушке сиденья на его вибронгруженность позволяет дать *спектральный анализ*.

Изменяя сухое трение в подушке, удаётся оказывать влияние как на ординату первого спектрального максимума, так и на ординаты второго и межрезонансного спектральных пиков ускорений на сиденье.

Двукратное понижение сухого трения в подушке сиденья, приводит к незначительному увеличению ординаты первого спектрального пика на 15 % при перемещении по участку с ровным булыжником (рис. 8.6.1, *a*) и на 10 % – по отрезку динамометрической дороги (рис. 8.6.2, *a*). Уменьшение сухого трения в 3,6 раза влечёт возрастание указанной ординаты на 27 % и 20 % соответственно.

Одновременно с этим, убывание сухого трения в подушке сиденья обуславливает резкое понижение уровня спектральной плотности, начиная уже с 2,5 Гц.

В частности, при перемещении по участку с ровным булыжником происходит снижение ординат межрезонансного спектрального максимума в зоне 2 ... 4 Гц, соответствующего собственной частоте колебаний водителя на подушке сиденья. С двукратным уменьшением сухого трения в подушке ординаты этого максимума понижаются в 2 раза. При дальнейшем понижении сухого трения с 45 Н до 25 Н (т. е. в 1,8 раза) ордината указанного максимума понижается в 1,75 раза.

Рассматривая графики спектральных плотностей вертикальных ускорений на сиденье водителя при перемещении автомобиля-фургона по отрезку динамометрической дороги (70 км/ч), удалось установить, что межрезонансный максимум в области 2 ... 4 Гц практически не заметен, однако увеличение сухого трения в подушке приводит к возрастанию уровня спектральной плотности и при этом режиме движения.

Что касается другого межрезонансного спектрального максимума с вершиной на 7 Гц, обусловленного собственными колебаниями человека, то с двукратным понижением сухого трения его ордината снижается в 1,8 раза при перемещении по участку с ровным булыжником и в 2,1 раза – по отрезку динамометрической дороги.

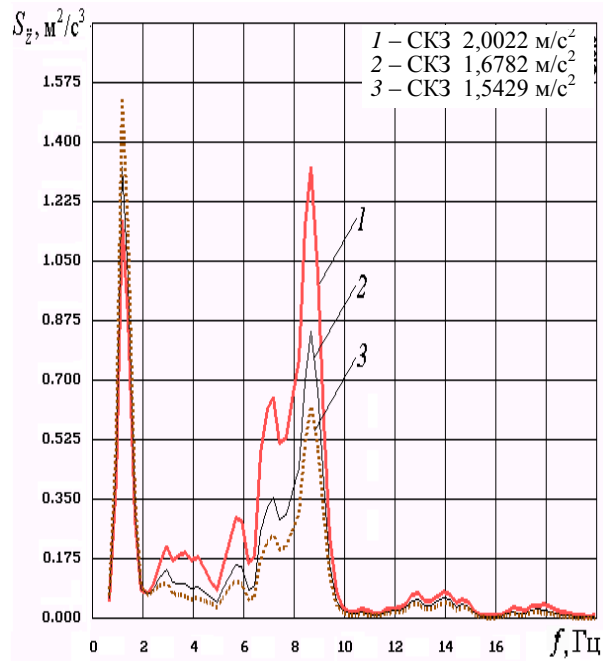
Сравнивая спектральные характеристики вертикальных ускорений при изменении сухого трения в подушке сиденья, видим значительную зависимость от рассматриваемого параметра ординаты второго резонансного спектрального пика.

В частности, двукратное убывание сухого трения влечёт за собой понижение в 1,6 раза ординаты названного максимума на участке с ровным булыжником и в 1,67 раза – при перемещении по отрезку динамометрической дороги. Понижение в 3,6 раза сухого трения вызывает убывание в 2,16 раза ординаты названного спектрального пика на участке с ровным булыжником и в 3 раза – при движении по отрезку динамометрической дороги.

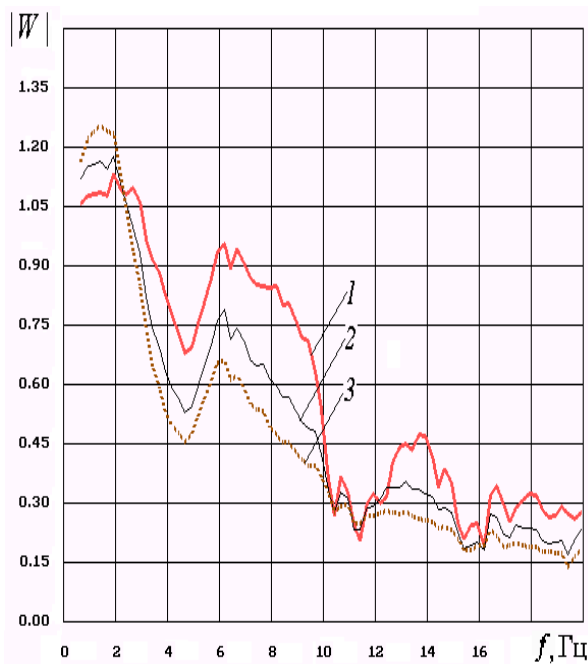
Как видим, при перемещении по участку с ровным булыжником понижение названной ординаты значительно меньше. Причём, если на отрезке динамометрической дороги убывание пика со снижением сухого трения происходит прямо пропорционально, то на участке с ровным булыжником двукратное убывание сухого трения в подушке с 90 Н до 45 Н обуславливает 60-процентное понижение пика, а последующее убывание сухого трения в 1,8 раза (т. е. с 45 Н до 25 Н) влечёт за собой только 33-процентное снижение ординаты.

Незначительное возрастание ординат спектральной характеристики в зоне низкочастотного резонанса с одновременным резким снижением уровня спектральной плотности с частоты 2,5 Гц объясняется убыванием эквивалентного коэффициента демпфирования сухим трением подушки сиденья с уменьшением ширины гистерезисной петли. В наибольшей степени это проявляется при перемещении по участкам дорог с малой амплитудой внешних возмущений (на отрезке динамометрической дороги).

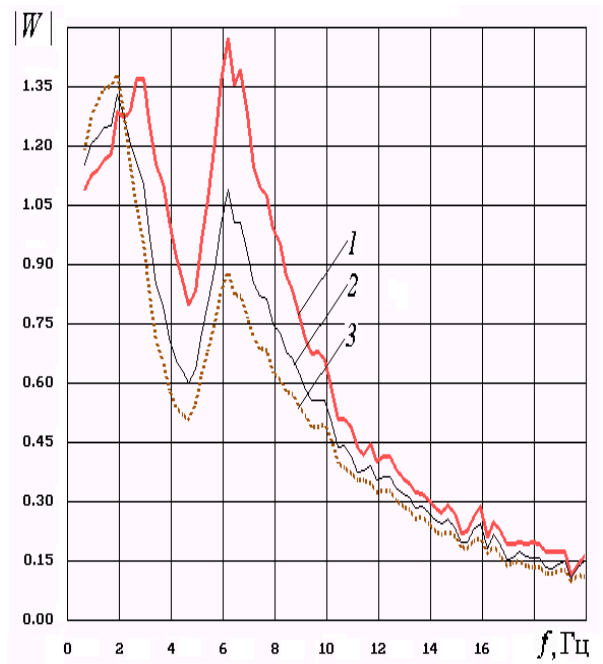
Отношение ординат первого и второго резонансных максимумов с уменьшением сухого трения в подушке сиденья водителя изменяется от 1 : 1,1 до 1 : 0,4 при перемещении автомобиля-фургона по участку с ровным булыжником (рис. 8.6.1, *a*) и от 1 : 1,67 до 1 : 0,83 – на отрезке динамометрической дороги (рис. 8.6.2, *a*). Наиболее близки рассматриваемые ординаты спектров при большом сухом трении в подушке сиденья и движении по ровному булыжнику.



а)



б)



в)

Рис. 8.6.1. Влияние сухого трения в подушке сиденья на вибронгруженность сиденья водителя автомобиля-фургона с полной массой (ровный булыжник, 60 км/ч).

а) спектральные плотности вертикальных ускорений на подушке сиденья; модули передаточных функций: б) подушки сиденья; в) подрессоренного сиденья в целом; сухое трение в подушке сиденья: 1 – 90 Н; 2 – 45 Н; 3 – 25 Н

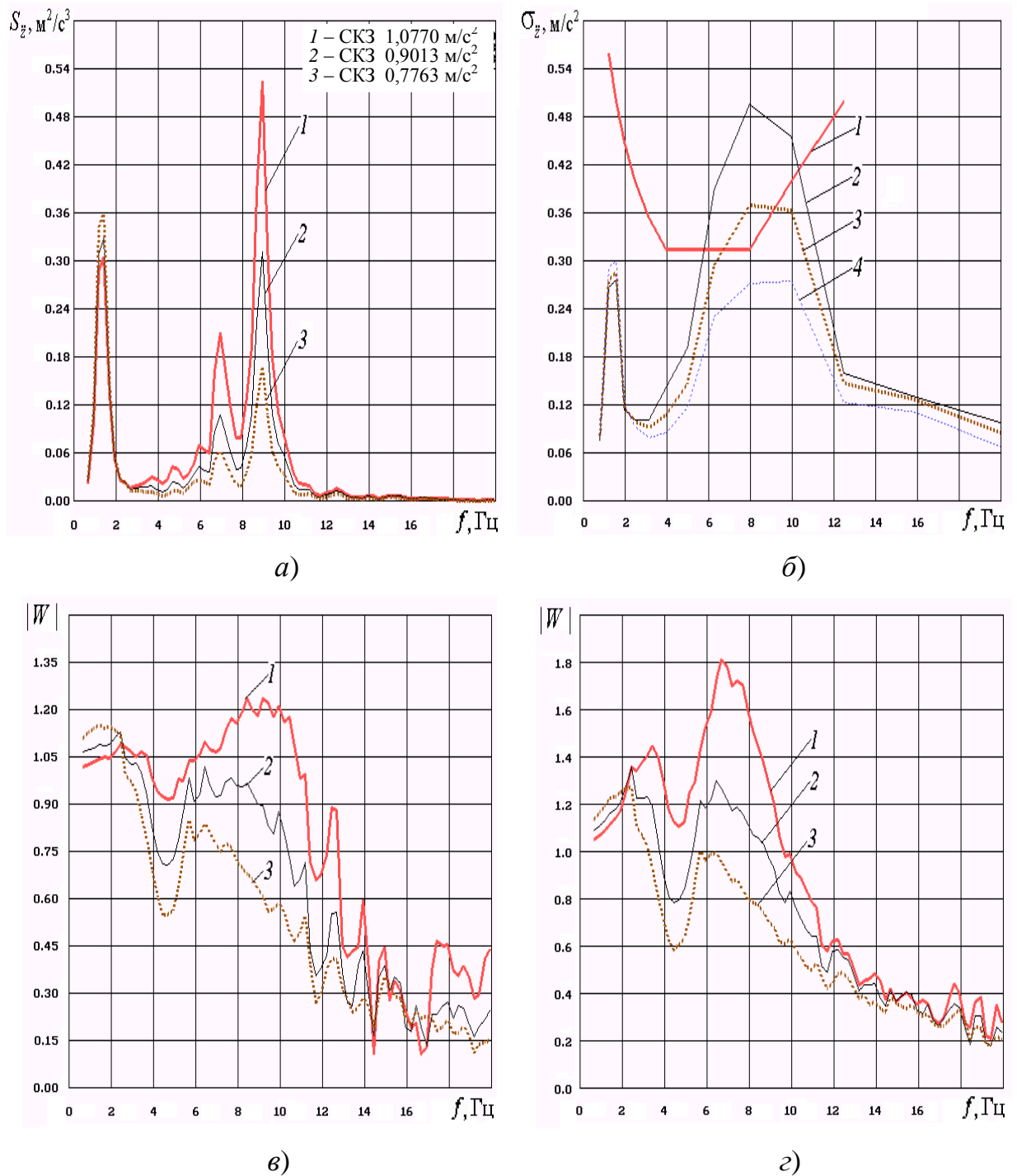


Рис. 8.6.2. Влияние сухого трения в подушке сиденья на вибронгруженность сиденья водителя автомобиля-фургона с полной массой (динамометрическая дорога, 70 км/ч).

а) спектральные плотности вертикальных ускорений на подушке сиденья;
б) среднеквадратичные значения (СКЗ) вертикальных ускорений в третьоктавных полосах частот на подушке сиденья; модули передаточных функций: *в)* подушки сиденья; *г)* подрессоренного сиденья в целом; сухое трение в подушке сиденья: 1 – 90 Н; 2 – 45 Н; 3 – 25 Н

Сопоставляя СКЗ вертикальных ускорений в третьоктавных частотных полосах, удалось выявить, что при перемещении автомобиля-фургона по отрезку динамометрической дороги (70 км/ч) происходит значительное превышение норматива ISO 2631 (предел снижения производительности труда) для восьмичасового непрерывного рабочего срока в частотной области 6 ... 10 Гц (рис. 8.6.2, б). Двукратно уменьшая сухое трение в подушке сиденья, удаётся добиться 32-процентного снижения ординаты второго максимума, что на 17 % выше нормативного значения. При дальнейшем снижении в 1,8 раза сухого трения названная ордината становится расположенной на 15 % ниже нормативной границы.

Итак, осуществление мероприятий, связанных со снижением сухого трения в подушке сиденья, оказалось наиболее эффективно при перемещении автомобиля-фургона по отрезку динамометрической дороги. Причём, значения СКЗ вертикальных ускорений в третьоктавных полосах становятся меньше нормативных во всём исследуемом диапазоне частот (0,7...22,4 Гц).

Сопоставим теперь модули *передаточных функций подрессоренного сиденья в целом* (рис. 8.6.1, в, рис. 8.6.2, г), а также *только подушки сиденья* (рис. 8.6.1, б, рис. 8.6.2, в).

Понижение сухого трения в подушке сопровождается смещением первого максимума графика передаточной функции подушки влево, на меньшую частоту, что вызвано уменьшением гистерезисной петли a , значит, снижением эквивалентной жёсткости подушки. Наиболее явно это прослеживается при перемещении по отрезку динамометрической дороги, то есть в условиях малых амплитуд внешних воздействий.

Кроме того, уменьшение сухого трения обуславливает возрастание ординат названного максимума. В частности, понижая в 3,6 раза сухое трение, мы тем самым увеличиваем коэффициент передачи в зоне первого максимума на 12 % на участке с ровным булыжником (рис. 8.6.1, б) и на 7 % – на отрезке динамометрической дороги (рис. 8.6.2, в).

Что касается ординаты второго пика модуля передаточной функции подушки, отвечающего собственной частоте колебаний человека, то снижение сухого трения вызывает её уменьшение.

Например, уменьшение сухого трения в 3,6 раза способствует 45-процентному понижению ординат второго пика при перемещении по участку с

ровным булыжником (рис. 8.6.1, б) и 50-процентному – на отрезке динамометрической дороги (рис. 8.6.2, в).

Как видим, убывание сухого трения в подушке сиденья приводит к резкому снижению коэффициента передачи уже с 2,5 Гц, и незначительному его увеличению в зоне первого низкочастотного максимума. Проявление такой тенденции характерно для обоих типов рассматриваемых дорог.

Связанные с понижением сухого трения в подушке увеличение ординат передаточных функций в зоне низкочастотного резонанса и значительное понижение уровня спектральной плотности с частоты 2,5 Гц происходит вследствие снижения эквивалентного коэффициента демпфирования сухим трением подушки сиденья с уменьшением ширины гистерезисной петли. В наибольшей степени этот эффект становится заметен при перемещении по дорогам с малыми амплитудами внешних воздействий (на отрезке динамометрической дороги).

К тому же, при перемещении по отрезку динамометрической дороги уменьшение сухого трения в подушке сиденья обуславливает смещение второго максимума влево, на более низкую частоту.

В частности, с двукратным уменьшением сухого трения происходит перемещение вершины названного максимума из зоны 8 ... 10 Гц в диапазон 5,8 ... 6,5 Гц (рис. 8.6.2, в). Последующее убывание сухого трения в 1,8 раза не провоцирует смещения вершины по частоте, однако способствует значительному уменьшению площади этого максимума.

Смещение второго максимума, отвечающего собственным колебаниям тела человека, обусловлено тем, что частичная блокировка сухим трением модели «человек-сиденье» уменьшается.

Особенности расположения графика модуля передаточной функции подressоренного сиденья в целом (рис. 8.6.1, в, рис. 8.6.2, г) определяют соответствующие графики для подвески и подушки сиденья.

Кривая передаточной функции подвески сиденья с изменением сухого трения в подушке изменяется мало. Значит, характер изменения передаточной функции сиденья в целом зависит в основном от соответствующего графика для подушки.

В частности, снижение в 3,6 раза сухого трения обуславливает 50-процентное понижение ординат второго максимума при перемещении по участ-

ку с ровным булыжником (рис. 8.6.1, в) и 80-процентное – на отрезке динамометрической дороги (рис. 8.6.2, з).

Ранее описанное перемещение второго максимума передаточной функции подушки в диапазон более низких частот при испытаниях на отрезке динамометрической дороги служит причиной соответствующего смещения второго максимума передаточной функции поддресоренного сиденья водителя.

Резюмируя вышеизложенное, приходим к следующему.

1. Оценка вибронагруженности сиденья водителя существенно зависит от сухого трения в подушке сиденья, потому целесообразен учёт гистерезисных свойств характеристик подушек в расчётных моделях подсистем «человек – сиденье», в сочетании с применением методов расчёта, основанных на дифференциальных уравнениях больших перемещений тел.

2. Незначительное возрастание ординат спектральной характеристики в зоне низкочастотного резонанса с одновременным резким снижением уровня спектральной плотности с частоты 2,5 Гц объясняется убыванием эквивалентного коэффициента демпфирования сухим трением подушки сиденья с уменьшением ширины гистерезисной петли. В наибольшей степени это проявляется при перемещении по участкам дорог с малой амплитудой внешних возмущений (на отрезке динамометрической дороги).

3. Смещение первых максимумов графиков передаточной функции влево, т. е. на меньшую частоту, с убыванием сухого трения в подушке вызвано уменьшением ширины гистерезисной петли, а значит, снижением эквивалентной жёсткости подушки. Наиболее явно это прослеживается при перемещении по отрезку динамометрической дороги, то есть в условиях малых амплитуд внешних воздействий.

На участке динамометрической дороги убывание сухого трения в подушке сиденья обуславливает смещение второго максимума передаточной функции влево, на более низкую частоту. Обусловлено это тем, что частичная блокировка сухим трением модели «человек – сиденье» уменьшается.

4. Из проведённого анализа следует, что путём выбора материала подушки сиденья сухое трение в ней следует по-возможности минимизировать. В рассматриваемом случае сухое трение было снижено до 25 Н.

8.7. Определение рациональной жёсткости подушки сиденья при оценке виброн нагруженности сиденья водителя автомобиля-фургона

Достоверная оценка влияния жёсткости подвески сиденья обеспечивается нелинейностью гистерезисной характеристики подушки сиденья, что предполагает учёт динамической жёсткости подушки сиденья, а также оригинальным представлением модели тела человека, расположенного на сиденье, что позволяет сформировать второй максимум графика передаточной функции, межрезонансный, а также второй резонансный спектральные максимумы (см. п. 8.3).

Путём сопоставления *среднеквадратичных значений (СКЗ) вертикальных ускорений* (рис. 8.7.1, а, 8.7.2, а), удалось установить, что с увеличением жёсткости подушки сиденья в 2 раза величина СКЗ повышается на 6,5 % при перемещении по участку с ровным булыжником (60 км/ч) и на 6 % – по отрезку динамометрической дороги (70 км/ч). Трёхкратное повышение жёсткости подушки приводит к возрастанию СКЗ, соответственно, на 13 % и на 10 %. Таким образом, величина СКЗ пропорциональна жёсткости подушки сиденья.

Более точную оценку характера виброн нагруженности сиденья удалось осуществить путём *спектрального анализа вертикальных ускорений* (рис. 8.7.1, а, рис. 8.7.2, а).

При *перемещении по участку с ровным булыжником* первый резонансный максимум спектральной характеристики (рис. 8.7.1, а) с увеличением жёсткости подушки незначительно понижается (трёхкратное возрастание жёсткости подушки обуславливает лишь 8-процентное понижение названного пика).

Наряду с этим, с возрастанием жёсткости подушки наблюдается существенное повышение межрезонансного пика в области 2...4 Гц, который обусловлен собственной частотой колебаний подушки сиденья. В частности, при перемещении по участку с ровным булыжником двукратное возрастание жёсткости подушки влечёт за собой повышение ординат рассматриваемого максимума тоже в 2 раза, а при трёхкратном возрастании жёсткости рассматриваемые ординаты увеличиваются в 4 раза. Как видим, повышение ординат пропорционально жёсткости подушки сиденья.

Кроме того, с трёхкратным повышением жёсткости подушки также происходит 50-процентное возрастание другого межрезонансного максимума, находящегося на 6 Гц и обусловленного собственными колебаниями человека.

Ордината второго резонансного спектрального максимума на 8,5 Гц тоже в определённой степени определяется жёсткостью подушки. При её двукратном возрастании происходит 8-процентное увеличение ординаты названного пика, а трёхкратное повышение жёсткости обуславливает 16-процентный рост ординаты.

При перемещении по отрезку динамометрической дороги (70 км/ч) вершина первого спектрального максимума (рис. 8.7.2, а) с возрастанием жёсткости подушки остаётся практически неизменной.

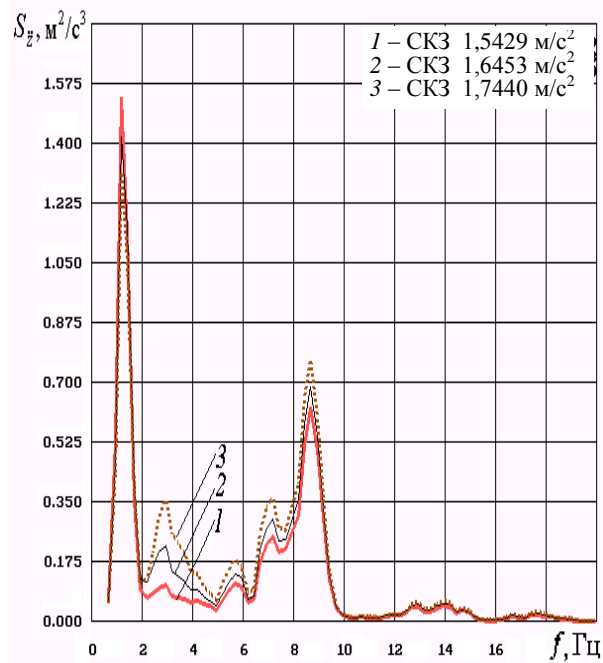
Межрезонансный максимум в зоне 2 ... 3 Гц, обусловленный собственными колебаниями подушки, менее выражен, чем при перемещении по участку с ровным булыжником. Тем не менее, с повышением жёсткости подушки также наблюдается некоторое возрастание уровня спектральной характеристики.

Другой межрезонансный пик, вызванный собственными колебаниями тела водителя, с вершиной на 7 Гц, при трёхкратном увеличении жёсткости подушки возрастает в 1,5 раза.

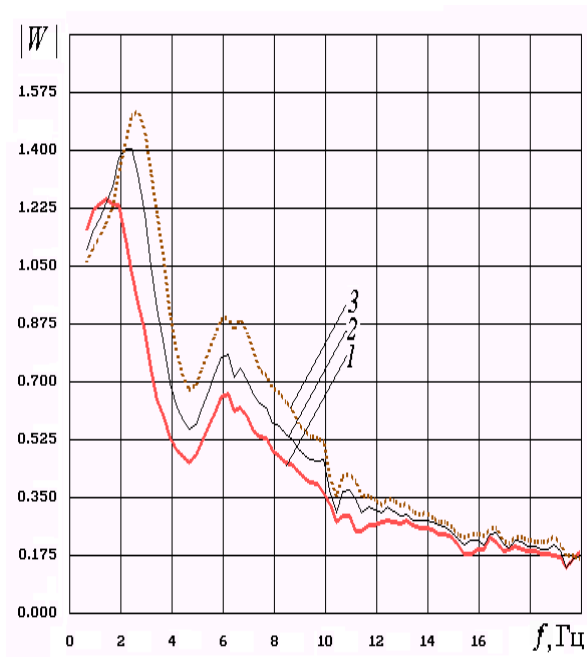
С повышением жёсткости подушки сиденья осуществляется существенное возрастание ускорений в зоне второго резонансного спектрального максимума, находящегося на 9 Гц. Причём, двукратное повышение жёсткости подушки обуславливает 25-процентное увеличение ординаты этого максимума, а трёхкратное – соответственно, в 1,5 раза. При перемещении по участку с ровным булыжником рассматриваемый пик увеличивался значительно меньше.

Указанные зависимости прослеживаются и при рассмотрении *СКЗ вертикальных ускорений в третьоктавных частотных полосах.*

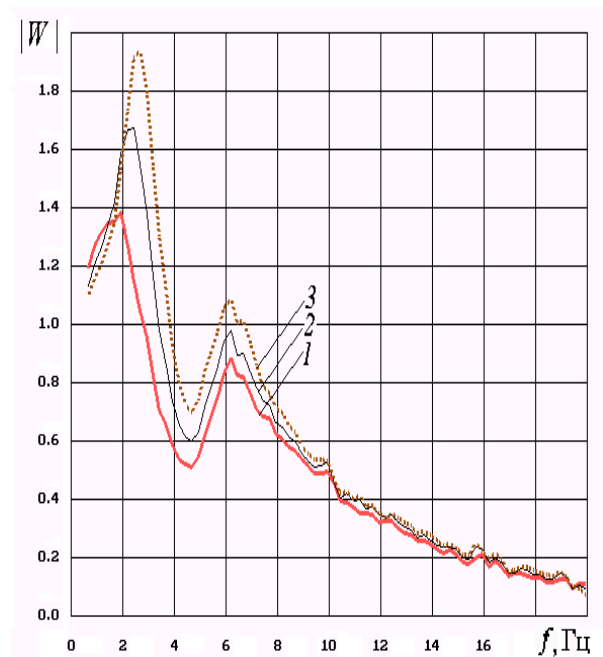
В частности, при перемещении по отрезку динамометрической дороги (70 км/ч, рис. 8.7.2, б) происходит заметное повышение СКЗ ускорений в третьоктавных частотных полосах в зонах 2 ... 5 Гц, а также 6 ... 10 Гц. С трёхкратным увеличением жёсткости подушки сиденья водителя происходит повышение СКЗ ускорений в области 2 ... 5 Гц на 37 %, а в зоне 6 ... 10 Гц – на 18 %. Причём, во втором из рассматриваемых диапазонов величины вертикальных ускорений приближаются к нормативным по ISO 2631 (предел снижения производительности труда), хотя и не превосходят 8-часовой нормативный уровень. Ордината первого резонансного пика рассматриваемого графика с повышением жёсткости подушки остаётся неизменной.



а)



б)



в)

Рис. 8.7.1. Влияние жёсткости подушки сиденья на вибронгруженность сиденья водителя автомобиля-фургона с полной массой (ровный булыжник, 60 км/ч):

а) спектральные плотности вертикальных ускорений на подушке сиденья; модули передаточных функций: б) подушки сиденья; в) подрессоренного сиденья в целом; статическая жёсткость подушки сиденья: 1 – 8000 Н/м; 2 – 16000 Н/м; 3 – 24000 Н/м

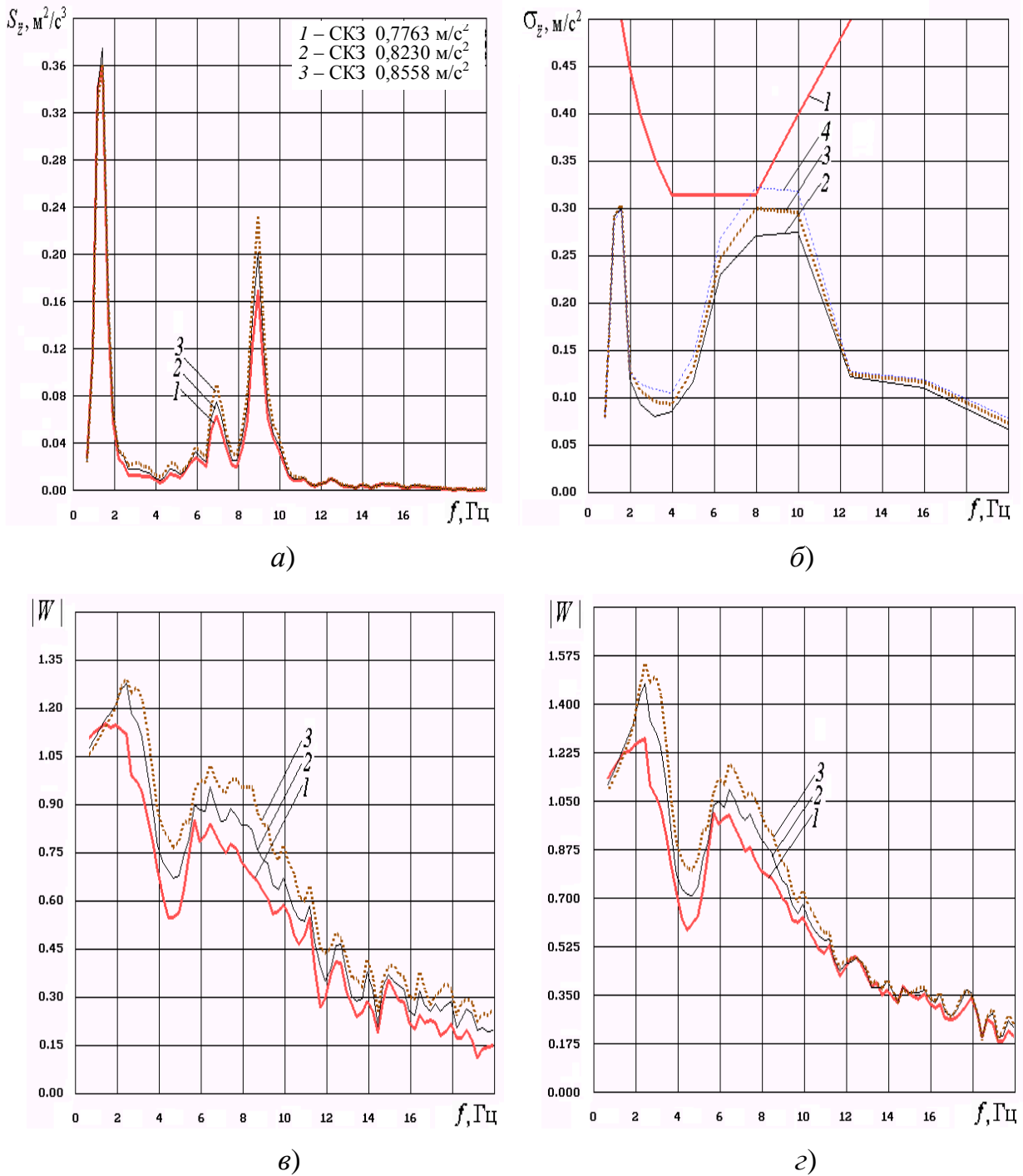


Рис. 8.7.2. Влияние жёсткости подушки сиденья на вибронгруженность сиденья водителя автомобиля-фургона с полной массой (динамометрическая дорога, 70 км/ч):

а) спектральные плотности вертикальных ускорений на подушке сиденья;
б) СКЗ вертикальных ускорений в третьоктавных полосах частот на подушке сиденья; модули передаточных функций: *в)* подушки сиденья;
г) подрессоренного сиденья в целом; статическая жёсткость подушки сиденья: 1 – 8000 Н/м; 2 – 16000 Н/м; 3 – 24000 Н/м

Сопоставим теперь модули *передаточных функций подушки и целиком подпрессоренного сиденья* (рис. 8.7.1, б, в, рис. 8.7.2 в, г).

С повышением жёсткости подушки наблюдается перемещение низкочастотного максимума передаточной функции вправо, на более высокую частоту.

Учёт сухого трения в подушке, а также вязкого демпфирования в ней влечёт за собой некоторое уменьшение собственной частоты колебаний подушки сиденья.

Описанная тенденция наиболее заметно проявляется при перемещении по участку с ровным булыжником (рис. 8.7.1, б, в). На отрезке динамометрической дороги (рис. 8.7.2, в, г) она менее выражена, что обусловлено нелинейностью динамической гистерезисной характеристики подушки сиденья.

С повышением жёсткости подушки наблюдается также увеличение ординат первого пика модуля передаточной функции подушки сиденья. В частности, трёхкратное повышение жёсткости влечёт за собой увеличение на 22 % коэффициента передачи при перемещении по участку с ровным булыжником (рис. 8.7.1, б).

В случае передвижения по отрезку динамометрической дороги с двукратным возрастанием жёсткости подушки наблюдается повышение вершины первого максимума модуля передаточной функции подушки сиденья на 12 %. При трёхкратном повышении жёсткости дальнейшего увеличения ординаты вершины рассматриваемого пика не происходит, заметен лишь его сдвиг по частоте вправо (рис. 8.7.2, в).

Теперь обратим внимание на поведение второго максимума передаточной функции подушки сиденья, расположенного в диапазоне 5 ... 8 Гц и обусловленного собственной частотой колебаний части массы человека на подушке. Именно этот интервал служит для расположения частот собственных колебаний большинства внутренних органов водителя. Значения ординат названного максимума также пропорционально возрастают с повышением жёсткости подушки сиденья.

В частности, при перемещении автомобиля-фургона по участку с ровным булыжником (60 км/ч, рис. 8.7.1, б) с двукратным возрастанием жёсткости ординаты второго максимума повышаются на 11 %. Трёхкратному увеличению жёсткости соответствует 22-процентное повышение ординат. К тому же, сдвига максимума по частоте не происходит. При перемещении по отрезку динамомет-

рической дороги увеличение ординат указанного максимума несколько большее (с трёхкратным возрастанием жёсткости происходит их 30-процентное увеличение).

Заметим, что повышение жёсткости подушки сиденья обуславливает возрастание ординат модуля передаточной функции сиденья не только в областях расположения обоих максимумов, но и во всём частотном диапазоне 0,7 ... 22,4 Гц. Такая тенденция прослеживается на обоих типах рассматриваемых дорог.

Особенности прохождения графиков передаточных функций всего поддресоренного сиденья (рис. 8.7.1, *в*, рис. 8.7.2, *з*) определяются соответствующими графиками подушки, а также подвески сиденья. С возрастанием жёсткости подушки сиденья кривая передаточной функции подвески остаётся практически неизменной. В связи с этим, изменение модуля передаточной функции сиденья будет определяться в основном соответствующим графиком, полученным для подушки.

В частности, при перемещении по участку с ровным булыжником трёхкратное возрастание жёсткости провоцирует 34-процентное возрастание ординат первого максимума и 22-процентное – второго пика (рис. 8.7.1, *в*).

Резюмируя вышеизложенное, приходим к следующему.

1. Оценка вибронагруженности сиденья во многом определяется жёсткостью подушки сиденья, а потому целесообразен учёт гистерезисной характеристики подушки в расчётных моделях подсистем «человек – сиденье».

2. Достоверная оценка влияния жёсткости подушки сиденья обеспечивается нелинейностью гистерезисной характеристики подушки сиденья, что предполагает учёт динамической жёсткости подушки сиденья, а также более точным учётом упругодемпфирующих связей в модели тела человека, расположенного на сиденье, что позволяет сформировать второй максимум графика передаточной функции, межрезонансный, а также второй резонансный пики спектральной характеристики вертикальных ускорений.

3. При варьировании жёсткостью подушки сиденья положение первого резонансного максимума спектральной характеристики вертикальных ускорений на поддресоренном сиденье водителя остаётся практически неизменным.

4. С повышением жёсткости подушки сиденья осуществляется возрастание ускорений не только в зоне второго резонансного спектрального максимума на

9 Гц, но и ординат межрезонансных пиков, один из которых размещается в интервале 2 ... 3 Гц, соответствуя собственной частоте колебаний подушки сиденья, а второй располагается на 6 ... 7 Гц и обусловлен собственными колебаниями человека.

5. Повышение жёсткости обуславливает перемещение вершин первых максимумов (соответствующих частоте собственных колебаний подушки) модулей передаточных функций подушки и модулей передаточных функций всего подпрессоренно сиденья вправо, на большую частоту.

Учёт демпфирования в подушке влечёт за собой некоторое понижение собственной частоты колебаний подушки, что сдвигает частоту расположения первого максимума на передаточных функциях подушки и всего сиденья влево, на меньшую частоту.

Что касается второго максимума передаточных функций подушки и всего сиденья, расположенного в диапазоне 6...8 Гц и обусловленного собственной частотой колебаний части массы человека на подушке, то значения его ординат, как и ординат первого максимума, пропорционально возрастают с повышением жёсткости подушки сиденья.

6. Чрезмерное уменьшение статической жёсткости может спровоцировать возрастание относительных вертикальных перемещений человека на сиденье, что затруднит управление транспортным средством. Кроме того, следует исключить совпадение собственной частоты подушки с близко расположенной к ней собственной частотой колебаний подпрессоренной массы.

8.8. Особенности выбора рациональных параметров амортизатора подвески сиденья водителя грузового автомобиля с передней рессорной и задней пневматической подвесками при импульсном дорожном возбуждении

В п. 8.5 были выполнены оценочные расчёты амортизатора подвески сиденья водителя автомобиля-фургона. Более полное представление об особенностях выбора скоростной характеристики амортизатора подвески сиденья позволяют получить расчёты, выполненные для грузового автомобиля, динамическая модель которого представлена в п. 7.2, а модель подсистемы «человек – сиде-

ные» с рычажным направляющим аппаратом подвески сиденья ножничного типа описана в п. 8.3 (рис. 8.3.1, б).

В целях более полной оценки воздействия параметров амортизатора, входящего в состав подвески сиденья водителя, на вибронагруженность рассматриваемого сиденья, осуществлялось получение соответствующих характеристик при импульсном внешнем возбуждении [213, 206], предвалявшее исследования в условиях стационарного случайного возбуждения [214, 215]. Практика проведения дорожных испытаний показывает, что не следует выполнять оценку качества виброзащитной системы только в условиях стационарных случайных возмущений [187]. Целесообразно также получить информацию о реакции рассматриваемой системы в процессе преодоления транспортным средством единичных неровностей. Причём, высоты последних следует принимать значительно превышающими рамки статистической вариации рассматриваемого микропрофиля, то есть считать их равными (± 3 СКЗ) [187].

Затраты времени на расчёт и обработку результатов вычислений для соответствующего варианта параметров подвески поддрессоренного сиденья в случае импульсного внешнего воздействия существенно меньше, чем для случайных возмущений. В итоге удаётся существенно уменьшить число вариантов, рассматриваемых в дальнейшем.

Важной особенностью расчётов при импульсном дорожном возбуждении является наличие довольно значительных ходов подвески сиденья при переезде единичных неровностей. Поэтому наиболее полное представление о характере вибронагруженности сиденья можно получить лишь на базе дифференциальных уравнений больших перемещений тел, с учётом геометрических особенностей элементов направляющего аппарата подвески сиденья. В приведённом примере рассматривалась расчётная схема с направляющим аппаратом подвески сиденья ножничного типа.

Дороги, обладающие усовершенствованным покрытием, как правило, характеризуются средними и сильными импульсными возмущениями, обусловленными наличием единичных неровностей, имеющих с вероятностью 0,6 высоту 6...12 см. При этом слабые импульсные воздействия наблюдались с вероятностью 0,4 от единичных неровностей высотой 3...6 см [296].

Выбрано импульсное возбуждение в виде прямоугольной впадины на фоне цементобетона, для которой значения высоты съезда и наезда соответствовали

10 см, а длина участка между ними равнялась 30 м. В связи с этим, при принятой скорости перемещения, составившей 25 км/ч, успевало произойти затухание свободных колебаний после съезда во впадину всего транспортного средства. Таким образом, удалось рассматривать отдельно левую и правую части полученных характеристик.

Рассматриваемый участок дорожного полотна с впадиной указанных размеров обрабатывался «программой сглаживания шины так, что траектория точки контакта колеса с дорогой не имела разрывов производных, и, в то же время, импульс воздействия имел достаточно широкий и сплошной спектр» [213].

Выбран широкий интервал изменения коэффициентов сопротивления на дроссельном режиме, а также скорости поршня в момент открытия разгрузочных клапанов на ходах сжатия и отбоя (табл. 8.8.1).

Таблица 8.6.1. Варианты параметров скоростных характеристик амортизатора, входящего в состав подвески сиденья водителя автомобиля

Коэффициент сопротивления на дроссельном режиме, приведённый к вертикальной оси сиденья, (кН·с)/м		Скорость поршня при открытии ограничительного (разгрузочного) клапана, приведённая к вертикальной оси сиденья, м/с						
		0,20	0,15	0,10	0,062	0,0496	0,0372	0,0248
На ходе отбоя	На ходе сжатия	Номер варианта						
5,59	1,62	31	30	1	6	11	16	21
4,47	1,29	32	29	2	7	12	17	22
3,36	0,968	33	28	3	8	13	18	23
2,24	0,646	34	27	4	9	14	19	24
1,12	0,323	35	26	5	10	15	20	25

Все данные в табл. 8.8.1 приведены к вертикальной оси с учётом передаточного числа, обеспечиваемого углом наклона амортизатора.

Осуществлялся вывод временных реализаций вертикальных ускорений на остовах сиденья, а также вертикальных относительных ходов подвески сиденья. В случае установки амортизатора, параметры скоростной характеристики которого удовлетворяют варианту № 1, указанные характеристики получают вид, показанный на рис. 8.8.1, *а, б*; а для варианта № 27 – на рис. 8.8.3, *а, б*; для варианта № 5 – на рис. 8.8.2, *а, б*. Причём, при установке в составе подвески сиденья амортизатора с параметрами скоростной характеристики по варианту № 1, в дополнение к реализациям вертикальных относительных перемещений подвески и

ускорений на остове рассматриваемого сиденья, приведены реализации вертикальных ускорений на полу кабины грузового автомобиля, под сиденьем водителя, и на его подушке (рис. 8.8.1, *в*, *г*).

Вибронагруженность рассматриваемого сиденья оценивалась по временным реализациям вертикальных ускорений и относительных вертикальных перемещений подвески сиденья, возникающим при съезде рассматриваемого транспортного средства во впадину и его наезде на стенку впадины (таким образом, были получены левые и правые части рассматриваемых характеристик). При рассмотрении реализаций вертикальных относительных ходов отчётливо заметны моменты включения ограничительного буфера подвески сиденья (см. рис. 8.8.2, *а*), которым соответствуют процессы перехода в область отрицательных значений вертикальных относительных перемещений, то есть через нулевую линию. Это обуславливает импульсный скачок вертикальных ускорений, определённых на остове указанного сиденья (см. рис. 8.8.2, *б*). При анализе вертикальных относительных ходов подвески в качестве критерия рассматривалось значение двойной максимальной амплитуды. Указанные явления были приняты за основу при оценке эффективности амортизатора [213, 206].

В результате установлено, что в процессе преодоления единичной неровности минимальные значения вертикальных ускорений на остове сиденья, а также вертикальных относительных ходов подвески сиденья, соответствуют амортизатору со скоростной характеристикой, удовлетворяющей варианту № 27 (см. рис. 8.6.3, *б*). Причём, указанные хода подвески не выходят за пределы линейного участка характеристики вертикальной упругости подвески рассматриваемого сиденья водителя.

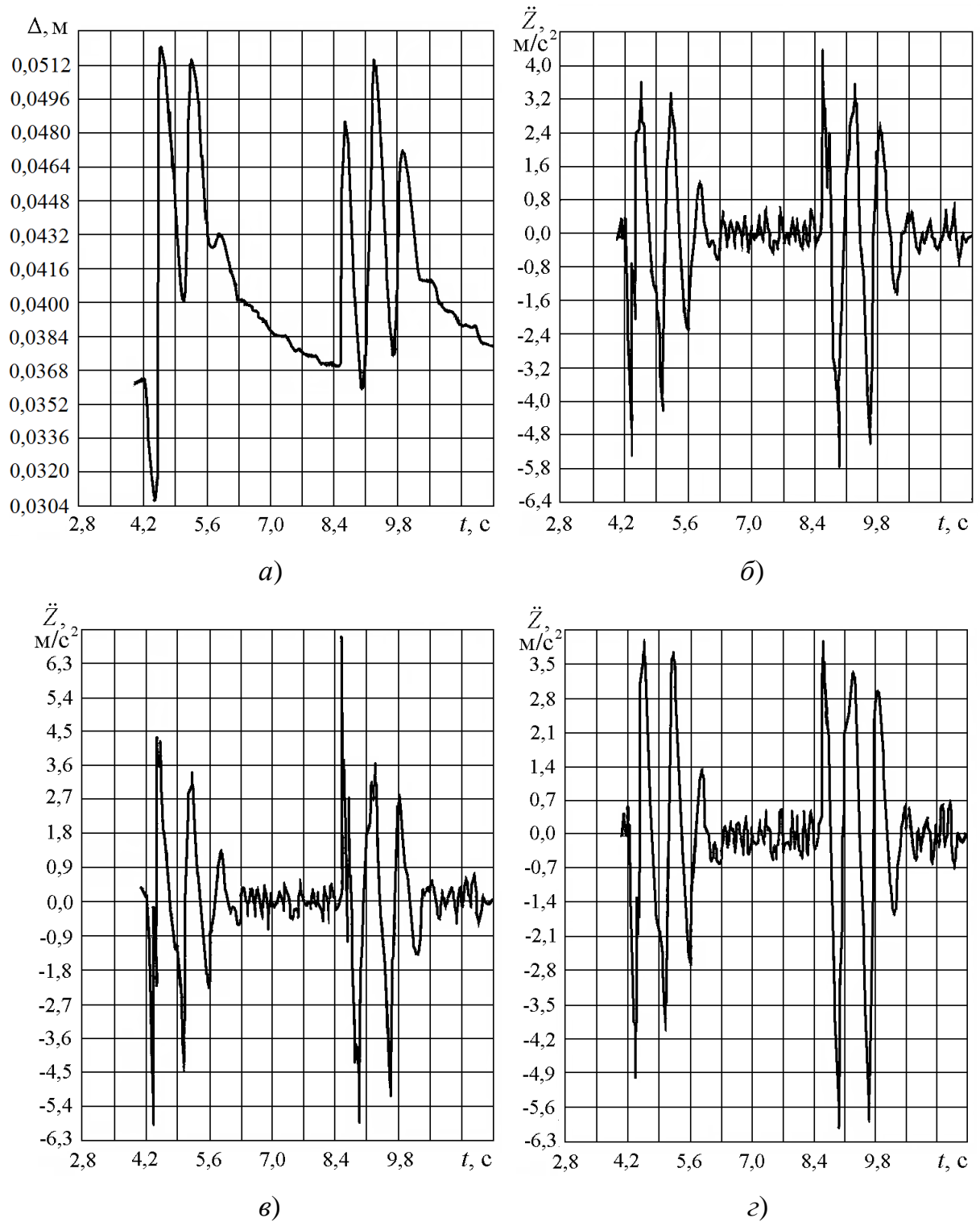


Рис. 8.8.1. Преодоление единичной впадины перспективным грузовым автомобилем (25 км/ч, амортизатор – вариант № 1):

a) временная реализация вертикальных относительных ходов подвески сиденья; временные реализации вертикальных ускорений точек: *б)* на остова сиденья водителя грузового автомобиля; *в)* под сиденьем, на полу кабины; *г)* на подушке сиденья

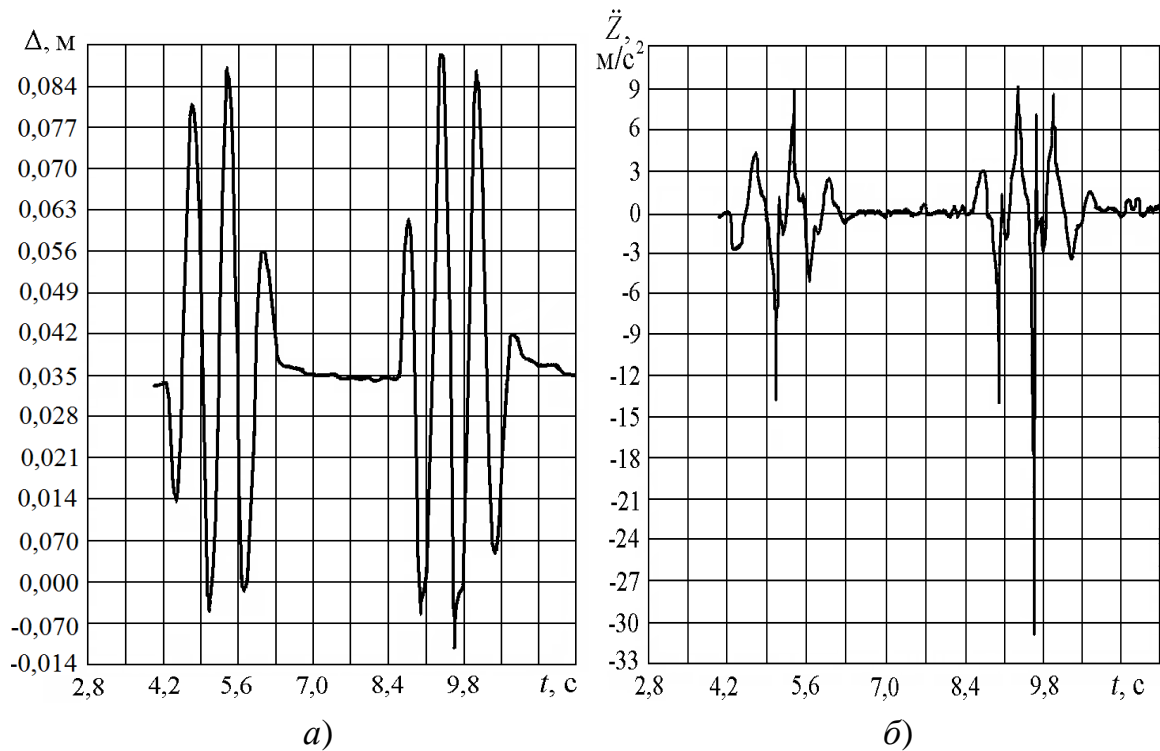


Рис. 8.8.2. Преодоление единичной впадины перспективным грузовым автомобилем (25 км/ч, амортизатор – вариант № 5):

- a)* временная реализация вертикальных относительных ходов подвески сиденья;
б) временная реализация вертикальных ускорений на остоле сиденья

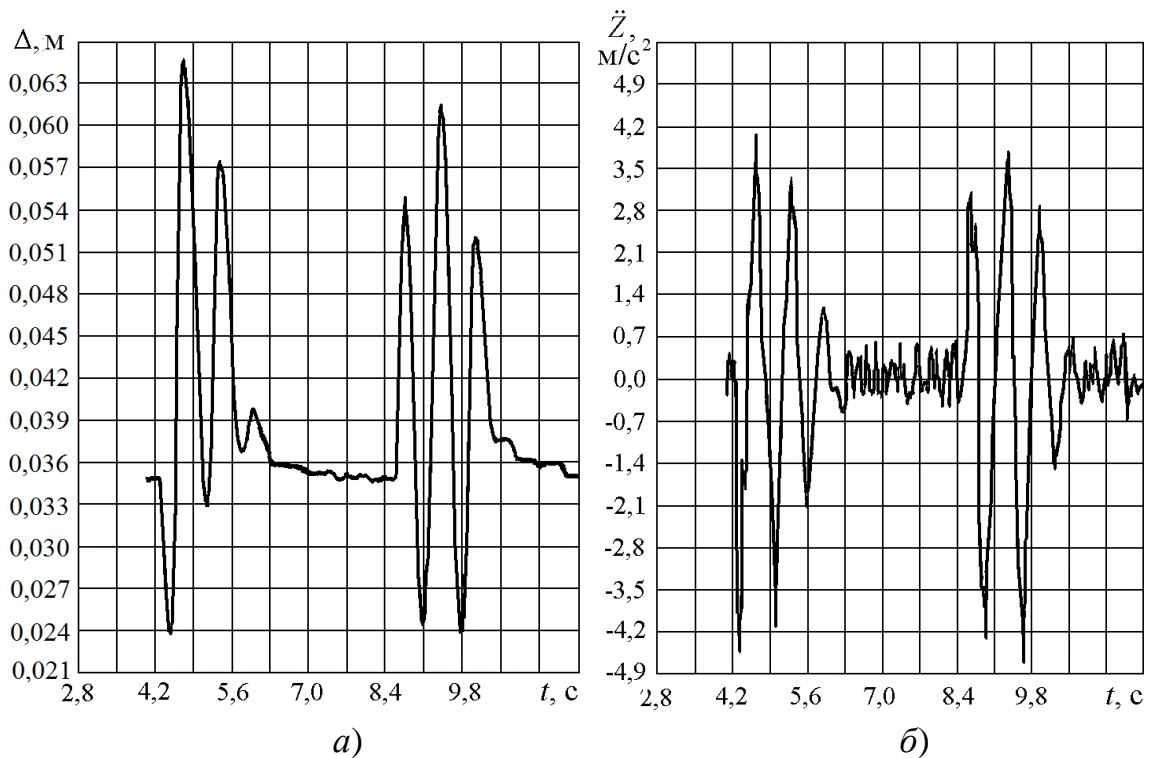


Рис. 8.8.3. Преодоление единичной впадины перспективным грузовым автомобилем (25 км/ч, амортизатор – вариант № 27):

- a)* временная реализация вертикальных относительных ходов подвески сиденья;
б) временная реализация вертикальных ускорений на остоле сиденья

Резюмируя вышеизложенное, отметим следующее.

1) Для более полной оценки воздействия параметров амортизатора, входящего в состав подвески сиденья водителя, на вибронагруженность рассматриваемого сиденья следует осуществлять исследования не только в режиме стационарного случайного возбуждения, но и в условиях преодоления единичной неровности.

2) Особенностью расчётов при импульсном внешнем воздействии является наличие довольно больших вертикальных относительных ходов подвески сиденья при переезде единичных неровностей. Поэтому наиболее полное представление о характере вибронагруженности сиденья можно получить лишь на базе дифференциальных уравнений больших перемещений тел и с учётом геометрических особенностей элементов направляющего аппарата подвески сиденья.

3) Исследования в условиях действия импульсного возмущения должны предварять моделирование в случаях стационарного случайного воздействия. В итоге удаётся существенно уменьшить число вариантов, рассматриваемых в дальнейшем.

4) Импульсное внешнее воздействие моделируется путём преодоления единичной неровности, например, в форме прямоугольной впадины или выступа, встречающихся на фоне цементобетона. Для полноценного анализа и наглядности получаемых результатов глубину неровности следует выбирать резко выходящей за пределы статистической вариации данного микропрофиля ($\pm 3 \text{ СКЗ}$), а длину такой, чтобы при выбранной скорости движения свободные колебания после съезда во впадину, перед последующим наездом на её стенку, успевали затухнуть (таким образом, удаётся рассматривать отдельно левую и правую части полученных характеристик).

5) Рациональный выбор коэффициентов демпфирования и скоростей поршня в момент открытия разгрузочных клапанов при осуществлении ходов отбоя и сжатия должен, по возможности, исключить вступление в работу ограничительных буферов подвески рассматриваемого сиденья и обусловленный этим импульсный скачок вертикальных ускорений, определённых на остовете сиденья.

8.9. Определение рациональных параметров амортизатора подвески сиденья водителя грузового автомобиля с передней рессорной и задней пневматической подвесками при случайном дорожном воздействии

Исследованиям в условиях стационарного случайного воздействия [211, 214, 215] предшествовали вычисления при импульсном возмущении [213, 206], выполненные в п. 8.8. Это позволило существенно уменьшить число рассматриваемых в дальнейшем вариантов параметров скоростных характеристик рассматриваемого амортизатора, поскольку временные затраты на расчёт и соответствующую обработку результатов для каждого варианта при наличии импульсного внешнего возмущения значительно меньше, чем при случайном воздействии.

По результатам предварительных расчётов при импульсном воздействии, за основу было решено принять характеристику, удовлетворяющую варианту № 27 (см. табл. 8.8.1). Помимо этого, были рассмотрены варианты с двукратным возрастанием и понижением коэффициентов сопротивления для дроссельного режима при осуществлении ходов сжатия и отбоя, с увеличением и понижением на 0,05 м/с величины скорости поршня в момент открытия разгрузочного клапана. К их числу относятся варианты № 2, 4, 5, 26, 29, 32, 34, 35 (см. табл. 8.8.1).

Особенностью расчётов при случайном дорожном возбуждении является наличие довольно больших вертикальных относительных ходов подвески сиденья при перемещении по спецдорогам с ровным и разбитым булыжным покрытием. В таких случаях наиболее полное представление о характере вибронагруженности сиденья можно получить лишь на основе дифференциальных уравнений больших перемещений тел, с учётом геометрических особенностей элементов направляющего аппарата подвески сиденья.

Исследование вибронагруженности подрессоренного сиденья водителя грузового автомобиля с обозначенными параметрами скоростных характеристик амортизатора в составе подвески сиденья осуществлялось посредством моделирования перемещения по следующим типам дорог:

1) по динамометрической дороге (70 км/ч), что эквивалентно дорогам I и II категорий;

2) по специальной дороге с ровным булыжником (45 км/ч), что эквивалентно дорогам III категории;

3) по специальной дороге с разбитым булыжником (15 км/ч), что соответствует плохому дорожному покрытию.

По результатам вычислений определены спектральные характеристики вертикальных ускорений на подушке сиденья, вертикальных относительных ходов подвески, модули передаточных функций поддресоренного сиденья [214, 215].

Результаты расчётов эффективности различных вариантов рассматриваемого амортизатора для случайного внешнего воздействия приведены в табл. 8.9.1.

Таблица 8.9.1. Определение параметров характеристики амортизатора подвески сиденья при случайном внешнем воздействии по результатам расчётной оценки

Амортизатор подвески сиденья										Динамометрическая дорога, 70 км/ч					Ровный булыжник, 45 км/ч					Разбитый булыжник, 15 км/ч							
Но- мер вари- анта	Параметры скоростной характеристики									Спектральная плотность		Модуль передаточной функции сиденья			Эффективность	Спектральная плотность		Модуль передаточной функции сиденья			Эффективность						
	v'_n , м/с	v_n , м/с	k' , (кН·с)/м		k , (кН·с)/м		$P = kv_n^2$, Н		СКЗ, м/с ²	СКЗ, мм	1-й пик	2-й пик	min	СКЗ, м/с ²		СКЗ, мм	1-й пик	2-й пик	min	Эффективность		СКЗ, м/с ²	СКЗ, мм	1-й пик	2-й пик	min	Эффективность
			Отб.	Сж.	Отб.	Сж.	Отб.	Сж.																			
2	0,1	0,06	4,47	1,29	11,6	3,36	696	202	0,71	0,92	1,16	1,23	0,86	8	1,07	1,17	1,15	0,93	0,67	7	2,10	6,9	1,15	0,77	0,42	3	
4	0,1	0,06	2,24	0,646	5,8	1,68	348	101	0,70	0,78	1,17	1,21	0,84	6	1,01	1,59	1,15	0,81	0,60	4	2,28	14,2	1,31	1,01	0,18	6	
5	0,1	0,06	1,12	0,323	2,9	0,84	174	50	0,69	1,46	1,23	1,15	0,77	3	0,94	2,22	1,20	0,71	0,45	3	2,88	20,7	1,78	2,54	0,30	8	
26	0,15	0,09	1,12	0,323	2,9	0,84	261	76	0,68	1,20	1,19	1,16	0,76	2	0,94	2,22	1,19	0,71	0,45	2	2,54	17,8	1,52	1,71	0,30	7	
27	0,15	0,09	2,24	0,646	5,8	1,68	522	151	0,70	0,88	1,19	1,18	0,82	5	1,01	1,59	1,15	0,82	0,61	5	2,12	11,1	1,23	0,66	0,13	1	
29	0,15	0,09	4,47	1,29	11,6	3,36	1044	302	0,71	0,67	1,19	1,25	0,86	9	1,07	1,10	1,15	0,92	0,73	9	2,11	6,5	1,16	0,79	0,61	4	
32	0,2	0,12	4,47	1,29	11,6	3,36	1392	403	0,70	0,74	1,16	1,23	0,86	7	1,07	1,11	1,16	0,93	0,72	8	2,11	6,4	1,16	0,79	0,63	5	
34	0,2	0,12	2,24	0,646	5,8	1,68	696	202	0,70	0,85	1,19	1,18	0,82	4	1,01	1,59	1,16	0,80	0,74	6	2,09	10,0	1,18	0,66	0,35	2	
35	0,2	0,12	1,12	0,323	2,9	0,84	348	101	0,68	1,03	1,20	1,15	0,76	1	0,94	2,22	1,20	0,71	0,44	1	2,38	16,5	—	—	—	—	

Примечания: v'_n – величина скорости поршня в момент открытия разгрузочного клапана, приведённое к скорости вертикальных колебаний остова сиденья;

$v_n = v'_n i$, где v_n – величина истинной скорости поршня в момент открытия разгрузочного клапана;

i – передаточное число, учитывающее геометрические особенности рычажного направляющего аппарата;

k' – приведённый к вертикальным колебаниям остова сиденья коэффициент сопротивления амортизатора на дроссельном режиме;

$k = k' / i^2$, где k – величина истинного коэффициента сопротивления амортизатора на дроссельном режиме.

В роли основных показателей выступили ординаты второго (высокочастотного) пика и минимум величины модуля передаточной функции сиденья, расположенный между высоко- и низкочастотным максимумами. Указанные показатели определяют ускорения на подушке сиденья в частотной области 4 – 8 Гц, где проявляется наибольшая чувствительность человека к вибрациям и наиболее трудно выполнить предписания международного стандарта ISO 2631. Ордината первого (низкочастотного) максимума модуля передаточной функции поддресоренного сиденья, СКЗ вертикальных ускорений и СКЗ вертикальных относительных ходов подвески сиденья рассматривались в качестве *вторичных показателей*.

При перемещении по дорогам I, II и III категорий (динамометрической, 70 км/ч, и участку с ровным булыжником, 45 км/ч), с точки зрения принятых критериев, наилучшие показатели обеспечивает амортизатор с параметрами скоростной характеристики, удовлетворяющими варианту № 35.

В случае необходимости перемещения во внедорожных условиях, моделируемых на участке с разбитым булыжником, 15 км/ч, наилучшие результаты даёт установка амортизатора, характеристика которого реализована по варианту № 27. Определяющее преимущество этого варианта по отношению к варианту № 34 заключается в обеспечении достаточно низкого минимального значения модуля рассматриваемой передаточной функции между высоко- и низкочастотным максимумами.

Итак, при перемещении как по отрезку динамометрической дороги, так и участку с замощением ровным булыжником, наилучшую виброзащиту сиденья способен обеспечить амортизатор, характеристика которого удовлетворяет варианту № 35. В случаях же импульсного возмущения или перемещения по участку с разбитым булыжником предпочтителен амортизатор, обладающий характеристикой № 27. Причём, отмечено двукратное различие коэффициентов сопротивления указанных амортизаторов.

Приведённая к вертикальной оси величина скорости поршня в момент открытия разгрузочных клапанов соответствует 0,15 м/с для варианта № 27, и 0,2 м/с – для варианта № 35. Принимая во внимание значительные конструктив-

ные трудности выполнения корректировки скорости поршня в момент открытия разгрузочного клапана, её следует для обоих вариантов принять одинаковой.

В табл. 8.9.1 можно заметить, что оба варианта амортизаторов (№ 26, 35) обладают равными коэффициентами сопротивления, но различными скоростями поршня в момент открытия разгрузочных клапанов. Тем не менее, изменение указанной скорости в этих вариантах оказывает незначительное влияние на выбранные показатели вибронегруженности.

В связи с этим, было предложено изготовить опытные образцы со скоростными характеристиками № 26, 27 и значением приведённой к вертикальной оси скорости поршня в момент открытия разгрузочных клапанов на уровне 0,15 м/с. Кроме того, приведённые к вертикальной оси коэффициенты сопротивления на дроссельном режиме, а также скорости поршня в момент открытия разгрузочных клапанов, следует скорректировать с учётом передаточного числа, обеспечиваемого подвеской сиденья. Снижение эффективности работы амортизатора во время эксплуатации в условиях случайных внешних воздействий, как предложено А.Д. Дербаремдикером, можно учесть с помощью коэффициента эффективности $k_{\text{эфф}} = 0,65$ [84].

В итоге параметры скоростных характеристик № 26, 27 получают значения, указанные табл. 8.9.2.

Таблица 8.9.2. Рекомендованные значения параметров скоростных характеристик амортизатора подвески сиденья указанного грузового автомобиля

Номер варианта характеристики амортизатора подвески сиденья	Скорость поршня при открытии клапана, $v_n = v_n' i$, м/с	Коэффициенты сопротивления на дроссельном режиме				Максимальное усилие сопротивления на дроссельном режиме $P = (k / k_{\text{эфф}}) v_n$, Н	
		$k = k' / i^2$, (кН·с)/м		$k / k_{\text{эфф}}$, (кН·с)/м			
		Отб.	Сж.	Отб.	Сж.	Отб.	Сж.
26	0,09	2,9	0,84	4,46	1,29	401	116
27	0,09	5,8	1,68	8,92	2,58	803	232

Итак, удалось определить рациональные значения параметров скоростных характеристик амортизатора подвески сиденья для разбитых дорог и внедорожных условий (вариант № 27), а также для дорог 1, 2 и 3 категорий (вариант № 26).

Резюмируя вышеизложенное, отметим следующее.

1. Расчёты при стационарном случайном возбуждении следует выполнять после исследования в условиях действия импульсного возмущения. В итоге удастся существенно уменьшить число вариантов, рассматриваемых в дальнейшем, и в конечном счёте, значительно уменьшить время выполнения расчётов.

2. Особенностью расчётов при случайном дорожном возбуждении является наличие довольно больших вертикальных относительных ходов подвески сиденья при перемещении по спецдорогам с ровным и разбитым булыжным покрытием. В таких случаях наиболее полное представление о характере вибронагруженности сиденья можно получить лишь на основе дифференциальных уравнений больших перемещений тел.

3. На рассматриваемом грузовом автомобиле эффективное демпфирование колебаний сиденья водителя при случайном дорожном возбуждении можно обеспечить двумя регулировками усилий сопротивления амортизатора подвески сиденья с учетом условий движения. Принимая во внимание значительные конструктивные трудности выполнения корректировки скорости поршня в момент открытия разгрузочного клапана, её следует для обоих вариантов принять одинаковой.

4. Представлены рациональные параметры скоростных характеристик амортизатора, входящего в состав подвески сиденья указанного грузового автомобиля.

Выводы по главе

1. Предложен и программно реализован новый метод формирования динамических моделей подсистем «человек – подрессоренное сиденье», который, в отличие от известных, позволяет учитывать:

– взаимодействие в составе пространственной модели транспортного средства подрессоренных масс человека, сиденья и элементов направляющего аппарата подвески сиденья, с учётом динамического изменения жёсткостей подвески, подушки и спинки сиденья в зависимости от величины сухого трения и амплитуды дорожного воздействия; нелинейностей характеристик демпфирования подвески, подушки и спинки сиденья; включения ограничительных буферов подушки и подвески сиденья;

– уточнение представления упругодемпфирующих связей в модели тела человека, расположенного на сиденье, позволившее сформировать экспериментально подтверждённый второй максимум графика модуля передаточной функции подрессоренного сиденья, соответствующий собственным колебаниям внутренних органов человека и расположенный в диапазоне 6...8 Гц; увеличить в 2 раза, максимально приблизив к экспериментальным данным, ординату второго резонансного максимума и сформировать соответствующий межрезонансный пик графика спектральной плотности вертикальных ускорений на подушке сиденья и его остове.

Это дало возможность ещё на этапе проектирования проанализировать влияние параметров подвески и подушки сиденья, принимая во внимание сложный характер взаимодействия подсистемы «человек – подрессоренное сиденье» с остальными элементами пространственной динамической модели транспортного средства.

2. Разработаны новые динамические модели подсистем «человек – подрессоренное сиденье» с применением подробной детализации геометрических особенностей направляющих аппаратов подвесок параллелорамного и ножничного типов и крепления амортизатора для обеспечения более точной кинематики на базе уравнений больших перемещений тел; с уточнённым представлением упругодемпфирующих связей в модели тела человека, расположенного на сиденье; с учётом динамических жёсткостей подвески, подушки и спинки сиденья в зависимости от величины сухого трения и амплитуды дорожного воздействия. Это обеспечивает уточнение динамических характеристик колебаний при её включении в пространственную многотельную нелинейную динамическую модель транспортного средства.

3. Благодаря детализации особенностей направляющих аппаратов подвесок транспортного средства, кабины и сиденья в сочетании с применением дифференциальных уравнений больших перемещений тел, удалось подробно проанализировать вибронагруженность сиденья водителя при движении транспортных средств по участкам с высоким уровнем случайного внешнего воздействия, а также при переезде импульсных неровностей, в условиях значительных линейных и угловых относительных перемещений элементов виброзащитных систем.

4. Выполнен подробный динамический анализ влияния сухого трения в подвеске и коэффициентов сопротивления амортизатора подвески сиденья, а

также сухого трения и жёсткости подушки на показатели вибронагруженности сиденья водителя. Установлены новые закономерности изменения выходных характеристик вибронагруженности поддресоренного сиденья.

5. Даны рекомендации по выбору рациональных параметров подвески и подушки сиденья с целью обеспечения снижения вибронагруженности рабочего места водителя.

Общие выводы по диссертационной работе

1. Решена актуальная научно-техническая проблема, имеющая важное хозяйственное значение и связанная с расширением возможностей прогнозирования вибронагруженности 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.

2. Предложено системное представление о комплексном характере пространственных колебаний транспортных средств при случайных и импульсных внешних воздействиях, с учётом динамического взаимодействия элементов виброзащитных систем, объектов виброзащиты и несущих конструкций.

3. Разработаны новые методы формирования комплексных динамических моделей виброзащитных систем, кабин, подсистем «человек – поддрессоренное сиденье» при их включении в пространственные динамические модели транспортных средств на базе уравнений больших перемещений тел.

4. Предложен метод расчёта, в котором упругие колебания конечно-элементной модели рассматриваются совместно с большими перемещениями подвижного жёсткого каркаса упругого тела в составе пространственной динамической модели транспортного средства.

5. Сформированы и отлажены новые пространственные динамические модели ряда транспортных средств, перемещающихся по дорогам с твёрдым покрытием, с отражением специфики конструкций несущих систем и тщательной проработкой особенностей элементов систем виброзащиты всех уровней.

6. Созданы новые пространственные многозвенные динамические модели виброзащитных систем (подвесок транспортных средств, кабин; систем виброизоляции кузова и силового агрегата) на базе дифференциальных уравнений больших перемещений тел, с учётом нелинейностей гистерезисных динамиче-

ских характеристик, с применением подробной детализации геометрических особенностей направляющих аппаратов подвесок, а также с учётом жесткостных и демпфирующих свойств шарнирных соединений.

7. Соответствие разработанных моделей реальным объектам подтверждено результатами дорожных испытаний.

8. Предложены новые динамические модели подсистем «человек – подрессоренное сиденье» с детализацией представления направляющих аппаратов подвесок сидений; с учётом динамических жёсткостей подвески, подушки и спинки сиденья в зависимости от величины сухого трения и амплитуды дорожного воздействия; с уточнением упругодемпфирующих связей в модели тела человека, расположенного на сиденье.

9. Созданы программы математического моделирования и динамического анализа виброзащитных систем транспортных средств с учётом больших перемещений тел.

10. Получены и проанализированы новые результаты по оценке вибронагруженности и выбору рациональных параметров виброзащитных систем ряда транспортных средств при перемещении по случайным и импульсным дорожным неровностям, на основе которых выработаны рекомендации по их проектированию и дальнейшему совершенствованию.

11. С помощью компьютерного математического моделирования на базе дифференциальных уравнений больших перемещений тел удалось рассмотреть ряд задач, полноценное решение которых ранее, на этапе проектирования, было весьма затруднительно и осуществлялось лишь в процессе анализа результатов дорожных испытаний опытных образцов и экспериментальной доводки их конструкций, что отражалось на существенном повышении стоимости работ:

– осуществлён подробный динамический анализ влияния на вибронагруженность транспортных средств параметров элементов виброзащитных систем с учётом их динамических жёсткостей, взаимного динамического воздействия элементов подвесок, несущих конструкций, неподрессоренных и подрессоренных масс, а также особенностей конструкций направляющих аппаратов подвесок;

– благодаря детализации особенностей направляющих аппаратов подвесок транспортного средства, кабины и сиденья в сочетании с применением дифференциальных уравнений больших перемещений тел, удалось подробно проана-

лизировать виброн нагруженность транспортных средств при перемещении по участкам с высоким уровнем случайного внешнего воздействия, а также при переезде импульсных неровностей, в условиях значительных линейных и угловых относительных перемещений элементов виброзащитных систем;

– учёт влияния деталей крепления упругих, демпфирующих и направляющих элементов подвесок (в частности, сайлент-блоков, шарниров и т. д.), а также опор-виброизоляторов на изменение характера виброн нагруженности конструкции транспортного средства, проявляющихся на частотах свыше 10 Гц, позволил ещё на стадии проектирования предотвратить появление характерных спектральных пиков, в несколько раз превышающих общий уровень спектра и подобрать рациональные упругодемпфирующие характеристики указанных элементов;

– исследовано воздействие упругих форм колебаний рамы и подсистемы «кабина – цельнометаллический фургон» на характер виброн нагруженности транспортного средства с учётом комплексного характера их взаимодействия с неподрессоренными массами и другими подсистемами, проявляющееся на частотах свыше 10 Гц;

– впервые, ещё на этапе проектирования, зафиксирована возможность появления S-образного продольного изгиба рессор при разгоне и торможении с помощью новой многозвенной модели рессоры, с учётом особенностей её установки и деталей крепления, что позволило предпринять меры по его устранению путём выбора рациональных геометрических параметров продольных реактивных штанг и координат мест их установки;

– получены и проанализированы кинематические характеристики подвесок при разгоне и торможении в целях обеспечения допускаемых углов продольно-углового крена поддрессоренных масс транспортного средства;

– исследовано влияние сухого и вязкого трения в соответствующих элементах виброзащитных систем с нелинейными упругодемпфирующими характеристиками;

– детальная проработка модели виброзащитной системы кабины с уточнённым представлением её элементов и их включение в состав пространственной динамической модели грузового автомобиля позволила осуществить подробный динамический анализ параметров подвески кабины (оценено влияние наличия упругого крепления передней части кабины по сравнению с вариантом

её жёсткого крепления, в особенности, наблюдаемое на частотах свыше 10 Гц; исследовано воздействие угловой жёсткости стабилизатора и жесткостных параметров шарниров рычагов подвески кабины на вибронагруженность конструкции самой кабины и сиденья водителя, заметно проявляющееся на частотах свыше 7 Гц);

– включение новых динамических моделей подсистемы «водитель – прорессоренное сиденье» позволило на более высоком уровне подойти к вопросу оценки и динамического анализа вибронагруженности рабочих мест водителей, проанализировав влияние параметров подвески и подушки сиденья с учётом сложного характера взаимодействия подсистемы «человек – сиденье» с остальными элементами пространственной динамической модели транспортного средства;

– уточнение представления упругодемпфирующих связей в модели тела человека, расположенного на сиденье позволило сформировать экспериментально подтверждённый второй максимум графика модуля передаточной функции прорессоренного сиденья, соответствующий собственным колебаниям внутренних органов человека и расположенный в диапазоне 6...8 Гц; увеличить в 2 раза, максимально приблизив к экспериментальным данным, ординату второго резонансного максимума и сформировать соответствующий межрезонансный пик графика спектральной плотности вертикальных ускорений на подушке сиденья и его остове;

– осуществлены построение и анализ нелинейных гистерезисных статических характеристик вертикальной и поперечно-угловой упругостей прорессорок, приведённых к колесу, то есть с учётом геометрических нелинейностей, обеспечиваемых направляющим аппаратом, и влияния особенностей установки упругого элемента, амортизатора и стабилизатора, деталей крепления и включения ограничителей ходов на жёсткость прорессорок, а также радиальной и боковой податливостей шин.

12. На основе динамического анализа полученных результатов осуществлены проектирование и доводка конструкций систем виброзащиты ряда транспортных средств, указанных в качестве объектов исследования. Конкретные рекомендации приведены в соответствующих главах.

Литература

1. *Аврамов В. П.* Расчёт на ЭЦВМ колебаний тракторов с учётом натяжения гусеницы и регулятора оборотов двигателя / В. П. Аврамов. – Вып. 7. – Харьков: Изд-во ХГУ, 1969. – С. 15 – 17.
2. *Агапов В. П.* Метод конечных элементов в статике, динамике и устойчивости пространственных тонкостенных подкреплённых конструкций / В. П. Агапов. – М.: Изд-во АСВ, 2000. – 152 с.
3. *Агапов В. П.* Строительная механика автомобиля и трактора / В. П. Агапов, С. С. Гаврюшин, А. Л. Карунин, Н. А. Крамской. – М.: МГТУ «МАМИ», 2002. – 400 с.
4. *Агеев М. Д.* Статистические параметры микропрофиля дорожных покрытий и некоторые методы их измерения / М. Д. Агеев, Н. Д. Агеева // Труды семинара по подвескам автомобилей. – Вып. 8. – М., 1963. – С. 17 – 39.
5. *Агейкин Я. С.* Проходимость автомобилей / Я. С. Агейкин. – М.: Машиностроение, 1981. – 232 с.
6. *Агейкин Я. С.* Теория автомобиля: Учеб. пособие / Я. С. Агейкин, Н. С. Вольская. – М.: МГИУ, 2008. – 318 с.
7. *Акопян Р. А.* Пневматическое поддрессоривание автотранспортных средств / Р. А. Акопян. – Львов: Вища школа, Изд-во при Львовском ун-те, 1979. – 220 с.
8. *Андрейчиков А. В.* Разработка пневматических систем виброизоляции сиденья машиниста локомотива с использованием автоматизированных методов поискового конструирования: Дисс. ... канд. техн. наук / А. В. Андрейчиков. – Брянск, 1984. – 295 с.
9. *Андроник А. В.* Оценка прочности и усталостной долговечности конструктивных элементов автомобиля / А. В. Андроник, А. Н. Савкин, А. С. Горобцов // XXIII Междунар. инновационно-ориентированная конф. МИКМУС–2011: Избранные труды. – М.: Изд-во ИМАШ РАН, 2012. – С. 4 – 13.
10. *Анилович В. Я.* Статистическая теория поддрессоривания машинно-тракторных агрегатов: Автореф. дисс. ... докт. техн. наук / В. Я. Анилович. – М.: МАМИ, 1967. – 36 с.
11. *Артоболевский И. И.* Теория механизмов и машин / И. И. Артоболевский. – М.: Наука, 1975. – 638 с.

12. *Афанасьев В. Л.* Статистические характеристики микропрофиля автомобильных дорог и колебания автомобиля / В. Л. Афанасьев, А. А. Хачатуров // Автомобильная промышленность. – 1966. № 2. – С. 23 – 27.

13. *Афанасьев В. Л.* Биодинамическая модель тела человека и расчётная схема сиденья при исследовании плавности хода с учётом продольно-поступательных колебаний автомобиля / В. Л. Афанасьев, В. С. Васильев, С. А. Гончаров, В. П. Жигарёв, А. А. Хачатуров // Труды МАДИ. – Вып. 119. 1976. – С. 103 – 111.

14. *Багров Г. М.* Конечно-элементная модель автомобиля / Г. М. Багров, А. В. Жученко, С. П. Андреев // Динамика и прочность автомобиля и трактора. – М., 1983. – С. 15 – 20.

15. *Балабин И. В.* Испытания автомобилей / И. В. Балабин, Б. А. Куров, С. А. Лаптев. – М.: Машиностроение, 1988. – 192 с.

16. *Балабин И. В.* Шины и работа автомобиля / И. В. Балабин, А. А. Логунов, А. М. Ракляр. – М.: НИИНАвтопром, 1973. – 95 с.

17. *Баранов А. А.* Исследование лияния основных компоновочных конструктивных параметров на плавность хода двухосных автомобилей: Автореф. дисс. ... канд. техн. наук / А. А. Баранов. – М.: МАДИ, 1971. – 22 с.

18. *Баранов А. А.* К вопросу исследования продольных угловых и горизонтальных ускорений автомобиля / А. А. Баранов // Вопросы расчёта, конструирования и исследования автомобиля: Труды МосавтоЗиЛа. – М., 1971. – Вып. 4. – С. 114 – 127.

19. *Баранов А. А.* Некоторые особенности колебаний автомобиля как пространственной системы / А. А. Баранов // Вопросы расчёта, конструирования и исследования автомобиля: Труды МосавтоЗиЛа. – М., 1975. – Вып. 6. – С. 65 – 72.

20. *Баранов А. А.* Распределение вертикальных ускорений по длине автомобиля / А. А. Баранов // Вопросы расчёта, конструирования и исследования автомобиля: Труды МосавтоЗиЛа. – М., 1971. – Вып. 4. – С. 128 – 137.

21. *Барахтанов Л. В.* Исследование статистических характеристик микропрофиля пересечённой местности и колебаний корпуса вездеходных машин: Автореф. дисс. ... канд. техн. наук / Л. В. Барахтанов. – Горький: Горьк. политехн. ин-т им. А. А. Жданова, 1972. – 26 с.

22. *Барский И. Б.* Динамика трактора / И. Б. Барский, В. Я. Анилович, Г. М. Кутьков. – М.: Машиностроение, 1973. – 280 с.
23. *Бате К.* Численные методы анализа и метод конечных элементов / К. Бате, Е. Вилсон; под ред. А. Ф. Смирнова. – М.: Стройиздат, 1982. – 448 с.
24. *Беленький Ю. Б.* Некоторые случаи периодических и аperiodических движений в органах управления и подвески транспортных средств: Автореф. дисс. ... д-ра техн. наук / Ю. Б. Беленький. – Минск, 1967. – 35 с.
25. *Беленький Ю. Б.* Приближённый метод расчёта свободных колебаний нелинейных подвесок / Ю. Б. Беленький, Н. П. Имашева, Д. М. Ломако // Автомобильная промышленность. – 1964. № 10. – С. 28 – 30.
26. *Белокуров В. Н.* Исследование нагруженности рам грузовых автомобилей / В. Н. Белокуров // Динамика и прочность автомобиля и трактора. – М., 1983. – С. 21 – 26.
27. *Белокуров В. Н.* К вопросу расчёта автомобильных рам на кручение / В. Н. Белокуров, М. Н. Закс // Автомобильная промышленность. – 1961. № 4. – С. 20 – 21.
28. *Белокуров В. Н.* Автомобили-самосвалы / В. Н. Белокуров, А. А. Захаров и др. – М.: Машиностроение, 1987. – 215 с.
29. *Бендат Д.* Измерение и анализ случайных процессов / Д. Бендат, А. Пирсол. – М.: Мир, 1974. – 463 с.
30. *Бенинсон З. М.* Моделирование и оптимизация на ЭВМ радиоэлектронных устройств / З. М. Бенинсон, М. Р. Елистратов, А. К. Ильин и др. – М.: Радио и связь, 1981. – 272 с.
31. *Бидерман В. Л.* и др. Автомобильные шины / Под ред. В. Л. Бидермана. — М.: Госхимиздат, 1963. – 384 с.
32. *Бидерман В. Л.* Расчёт напряжений и деформаций, вызываемых давлением, в шинах типа "P" / В. Л. Бидерман, Э. Я. Левковская // Известия вузов. Машиностроение. – 1969. №3. – С. 107 – 112.
33. *Бойков В. Г.* Моделирование динамики системы твёрдых и упругих тел в программном комплексе EULER / В. Г. Бойков, А. А. Юдаков // Информационные технологии и вычислительные системы. – 2011. № 1. – С. 42 – 52.

34. *Бойков В. Г.* Моделирование динамики механических систем в программном комплексе Euler / В. Г. Бойков // САПР и графика. – 1998. № 1. – С. 38 – 48.
35. *Болотин В. В.* Случайные колебания упругих систем / В. В. Болотин. – М.: Наука, 1979. – 336 с.
36. *Борисевич В. Б.* Исследование плавности хода и динамической нагруженности упругой на изгиб несущей системы грузового автомобиля: Дисс. ... канд. техн. наук / В. Б. Борисевич. – М.: МАДИ, 1981. – 247 с.
37. *Борисов С. В.* Расчёт параметров плавности хода и динамической нагруженности грузовых автомобилей с учётом внутренних источников возбуждения колебаний: Автореф. дисс. ... канд. техн. наук / С. В. Борисов. – М.: МАДИ, 1992. – 18 с.
38. *Бочаров Н. Ф.* Расчёт автомобильных рам на прочность / Н. Ф. Бочаров // Автомобиль. МВТУ. – М.: Машгиз, 1955. – Вып. 61. – С. 12 – 18.
39. *Бронштейн И. Н.* Справочник по математике / И. Н. Бронштейн, К. А. Семендяев. – М.: Наука, 1981. – 722 с.
40. *Васильев В. С.* Статистическое исследование ровности дорожной поверхности и колебаний автомобиля: Автореф. дисс. ... канд. техн. наук / В. С. Васильев. – М.: МАДИ, 1970. – 29 с.
41. *Величенко В. В.* Матрично-геометрические методы в механике с приложениями к задачам робототехники / В. В. Величенко. – М.: Наука, 1988. – 280 с.
42. *Ведемейер Е. А.* Испытание автомобиля на колебания при неровностях дороги / Е. А. Ведемейер // Автомобили: Сб. монографий из иностранной литературы. – Вып. 11. – Машгиз, 1939.
43. Вибрации в технике: справочник в 6 т. Т. 1. Колебания линейных систем / И. И. Артоболевский, А. Н. Боголюбов, В. В. Болотин и др.; под ред. В. В. Болотина. – М.: Машиностроение, 1978. – 352 с.
44. Вибрации в технике: справочник в 6 т. Т. 6. Защита от вибрации и ударов / В. К. Асташев, В. И. Бабицкий, И. И. Быховский и др.; под ред. К. В. Фролова. – М.: Машиностроение, 1995. – 456 с.
45. *Витковский С. Л.* Разработка метода оценки колебательных параметров подвески при динамических испытаниях автомобилей: Автореф. дисс. ... канд. техн. наук / С. Л. Витковский. – Братск, 1998. – 24 с.

46. *Виттенбург И. С.* Динамика систем твёрдых тел / И. С. Виттенбург – М.: Мир, 1980. – 292 с.
47. *Воеводенко С. М.* Повышение виброзащитных свойств подвески грузовых автомобилей на основе анализа динамических характеристик листовых рессор: Дисс. ... канд. техн. наук / С. М. Воеводенко. – М.: НАМИ, 1985. – 252 с.
48. *Волков П. М.* О расчёте поддресоренного самохода на колебания / П. М. Волков // Подвеска автомобиля: Сб. статей. – М.: Изд-во АН СССР, 1951. – С. 130 – 149.
49. *Вольская Н. С.* Моделирование автомобильной пневматической шины, взаимодействующей с твёрдой опорной поверхностью / Н. С. Вольская, Я. Ю. Левенков, О. А. Русанов // Наука и образование. – 2013. № 5. – С. 107 – 124.
50. *Вольская Н. С.* Моделирование взаимодействия автомобильного колеса с неровной опорной поверхностью / Н. С. Вольская, Я. Ю. Левенков, О. А. Русанов // Машиностроение и инженерное образование. – 2011. – № 4. – С. 40 – 46.
51. *Высоцкий М. С.* Грузовые автомобили: Проектирование и основы конструирования / М. С. Высоцкий, Л. Х. Гилелес, С. Г. Херсонский. – М.: Машиностроение, 1995. – 256 с.
52. *Галлагер Р.* Метод конечных элементов. Основы: [пер. с англ.] / Р. Галлагер. – М.: Мир, 1984. – 428 с.
53. *Ганиев Р. Ф.* Колебания твёрдых тел / Р. Ф. Ганиев, В. О. Кононенко. – М.: Наука, 1976. – 432 с.
54. *Гельфгат Д. Б.* Расчёт автомобиля на колебания с учётом неподдресоренных масс и сопротивления амортизаторов / Д. Б. Гельфгат // Подвеска автомобиля: Сб. статей. – М.: Изд-во АН СССР, 1951. – С. 43 – 72.
55. *Гельфгат Д. Б.* Рамы грузовых автомобилей / Д. Б. Гельфгат, В. А. Ошноков. – М.: Машгиз, 1959. – 234 с.
56. *Гельфгат Д. Б.* Прочность автомобильных кузовов / Д. Б. Гельфгат. – М.: Машиностроение, 1972. – 144 с.
57. *Глухарёв К. К.* Построение динамических моделей машин при полной и неполной информации: Автореф. дисс. ... д-ра техн. наук / К. К. Глухарёв. – М.: Ин-т машиноведения им. А. А. Благонравова, 1978. – 32 с.

58. *Голд Б.* Цифровая обработка сигналов: [пер. с англ.] / Б. Голд, Ч. Рейдер. – М.: Советское радио, 1973. – 253 с.
59. *Голдстейн Г.* Классическая механика. / Г. Голдстейн, Ч. Пул, Д. Сафко. – М. – Ижевск: НИЦ «Регулярная и хаотическая динамика», Ижевский ин-т компьютерных исследований, 2012. – 828 с.
60. *Гончаров С. А.* Исследование продольно-поступательных колебаний грузового автомобиля: Автореф. ... дисс. канд. техн. наук. / С. А. Гончаров. – М.: МАДИ, 1975. – 30 с.
61. *Гордеев Б. А.* Системы виброзащиты с использованием инерционности и диссипации реологических сред / Б. А. Гордеев, В. И. Ерофеев, А. В. Синёв, О. О. Мугин. – М.: Физматлит, 2002. – 176 с.
62. *Горелик А. М.* Малолистовые рессоры / А. М. Горелик // Автомобильная промышленность. – 1981. № 1. – С. 15 – 19.
63. *Горелик А. М.* Малолистовые рессоры / А. М. Горелик. – М.: НИИНавтопром, 1981. – 51 с.
64. *Горелик А. М.* Совершенствование конструкций рессор и пути их унификации / А. М. Горелик // Пути улучшения качества и долговечности автомобильных рессор: Материалы науч.-техн. совещания. – М., 1973. – С. 17 – 36.
65. *Горелик А. М.* Прогнозирование долговечности рессор / А. М. Горелик, В. В. Костылев // Конструкции автомобилей. – 1979. № 1. – М.: НИИНавтопром. – С. 25 – 33.
66. *Горобцов А. С.* Система моделирования колебаний элементов автомобиля / А. С. Горобцов, С. К. Карцов, А. П. Веретенников, А. Г. Раввин // Конструирование, исследование, технология и экономика производства автомобиля: труды МосавтоЗиЛа. – М., 1989. – Вып. 16. – С. 72 – 77.
67. *Горобцов А. С.* Программная система для численного моделирования нелинейных колебаний упругой конструкции автомобиля при различных видах возбуждения / А. С. Горобцов, С. К. Карцов, А. П. Веретенников, А. Г. Раввин, К. В. Фролов // Тез. Всесоюзн. науч.-техн. совещания «Динамика и прочность автомобиля». – М., 1984. – С. 43.
68. *Горобцов А. С.* Разработка методов анализа пространственной кинематики и динамики механизмов и машин с произвольной структурой и нелинейными

связями: Дисс. ... д-ра техн. наук / А. С. Горобцов. – М.: ИМАШ РАН, 2002. – 404 с.

69. *Горобцов А. С.* Комплекс ФРУНД – инструмент исследования динамики автомобиля / А. С. Горобцов, С. К. Карцов, Р. П. Кушвид // Автомобильная промышленность. – 2005. № 2. – С. 32 – 33.

70. *Горобцов А. С.* Комплекс ФРУНД – инструмент исследования динамики автомобиля / А. С. Горобцов, С. К. Карцов, Р. П. Кушвид // Автомобильная промышленность. – 2005. № 4. – С. 27 – 28.

71. *Горобцов А. С.* Программный комплекс расчета динамики и кинематики машин как систем твёрдых и упругих тел / А. С. Горобцов // Справочник. Инженерный журнал. – 2004. № 9. – С. 40 – 43.

72. *Григолюк Э. И.* Многослойные армированные оболочки. Расчёт пневматических шин / Э. И. Григолюк, Г. М. Куликов – М.: Машиностроение, 1988. – 288 с.

73. *Григолюк Э. И.* Расчёт радиальных шин на основе обобщённой теории Тимошенко / Э. И. Григолюк, Г. М. Куликов // Известия АН ССР. Механика твёрдого тела. – 1984. № 4. – С. 166 – 174.

74. *Григорян Г. П.* Влияние конечной жёсткости крепления амортизаторов на колебания автомобиля / Г. П. Григорян, В. П. Жигарёв, В. Т. Панков, А. А. Хачатуров // Труды МАДИ. – М., 1972. – Вып. 41. – С. 24 – 39.

75. *Гридасов Г. Г.* Исследование динамических характеристик систем подпрессоривания автомобилей: Автореф. дисс. ... канд. техн. наук / Г. Г. Гридасов. – М.: МАМИ, 1979. – 19 с.

76. *Гришкевич А. И.* Автомобили: Конструкция, конструирование и расчёт. Системы управления и ходовая часть / А. И. Гришкевич, Д. М. Ломако, В. П. Автушко и др.; под ред. А. И. Гришкевича. – Минск: «Вышэйшая школа», 1987. – 200 с.

77. *Гришкевич А. И.* Автомобили: Теория / А. И. Гришкевич. – Минск: «Вышэйшая школа», 1986. – 208 с.

78. *Гусаков Н. В.* Исследование некоторых динамических нагрузок и их связи с вибрационным возбуждением кузова легкового автомобиля: Автореф. дисс. ... канд. техн. наук / Н. В. Гусаков. – М.: МАМИ, 1976. – 26 с.

79. *Дементьев Ю. В.* Исследование динамической нагруженности силового агрегата переднеприводного автомобиля: Дисс. ... канд. техн. наук / Ю. В. Дементьев. – М.: МАМИ, 1981. – 165 с.
80. *Демьянушко И. В.* Исследование напряженно-деформированного состояния литых автомобильных колёс при ударных нагрузках / И. В. Демьянушко, В. В. Миронова, Е. М. Логинов // *Машиностроение и инженерное образование.* – 2012. № 1 (30). – С. 42 – 49.
81. *Дербаремдикер А. Д.* О проблеме оптимизации взаимодействия человека и автотранспортной техники / А. Д. Дербаремдикер, А. Н. Островцев // *Автомобильная промышленность.* – 1970. № 7. – С. 12 – 15.
82. *Дербаремдикер А. Д.* Исследование нелинейных характеристик и рабочего процесса гидравлического амортизатора телескопического типа: Автореф. дисс. ... канд. техн. наук / А. Д. Дербаремдикер. – М.: МАДИ, 1963. – 19 с.
83. *Дербаремдикер А. Д.* Амортизаторы транспортных машин. / А. Д. Дербаремдикер. – М.: Машиностроение, 1985. – 200 с.
84. *Дербаремдикер А. Д.* Гидравлические амортизаторы автомобилей / А. Д. Дербаремдикер. – М.: Машиностроение, 1969. – 236 с.
85. *Дербаремдикер А. Д.* Исследование систем поддрессоривания сидений водителя в стендовых и дорожных условиях / А. Д. Дербаремдикер, И. С. Степанов, Ю. А. Ванслов // *Вопросы расчёта, конструирования и исследования автомобиля: труды МосавтоЗиЛа.* – М., 1975. – Вып. 6. – С. 154 – 172.
86. *Диментберг М. Ф.* Нелинейные стохастические задачи механических колебаний / М. Ф. Диментберг. – М.: Наука, 1980. – 368 с.
87. *Диментберг М. Ф.* Вибрация в технике и человек / М. Ф. Диментберг, К. В. Фролов. – М.: Знание, 1987.
88. *Дмитриев А. А.* Теория и расчёт нелинейных систем поддрессоривания гусеничных машин / А. А. Дмитриев, В. А. Чобиток, А. В. Тельминов. – М.: Машиностроение. – 207 с.
89. *Добронравов В. В.* Основы аналитической механики / В. В. Добронравов. – М.: Высшая школа, 1976. – 264 с.
90. *Емельянов А. Е.* Метод снижения вибронгруженности легкового полноприводного автомобиля путём выбора рациональных параметров системы под-

рессоривания силового агрегата: Дисс. ... канд. техн. наук / А. Е. Емельянов. – М.: МГТУ «МАМИ», 2004. – 128 с.

91. *Елисеев С. В.* Структурная теория виброзащитных систем / С. В. Елисеев. – Новосибирск: Наука, 1978. – 220 с.

92. *Елисеев С. В.* Динамика механических систем с дополнительными связями / С. В. Елисеев, Л. Н. Волков, В. П. Кухаренко. – Новосибирск: Наука, Сиб. отделение, 1990. – 214 с.

93. *Енаев А. А.* Колебания автомобиля при торможении и применение их исследования в проектных расчетах, технологии испытаний, доводке конструкции: Дисс. ... д-ра техн. наук / А. А. Енаев. – Братск, 2002. – 449 с.

94. *Ечеистов Ю. А.* Исследование некоторых эксплуатационных качеств автомобиля с учетом преобразующих свойств его шин: Автореф. дисс. ... д-ра техн. наук / Ю. А. Ечеистов. – М.: МАМИ, 1973. – 44 с.

95. *Ефимов Г. Б.* Универсальный механизм – пакет программ для моделирования динамики систем многих твёрдых тел / Г. Б. Ефимов, Д. Ю. Погорелов // Препринт ИПМ им. М. В. Келдыша РАН № 77. – М., 1993.

96. *Жигарёв В. П.* Исследование плавности хода автомобиля и выбор некоторых его параметров: Автореф. ... дисс. канд. техн. наук / В. П. Жигарёв. – М.: МАДИ, 1969. – 40 с.

97. *Жигарёв В. П.* Дифференциальные уравнения колебаний седельного полуприцепа большой грузоподъёмности / В. П. Жигарёв, С. В. Ильичёв, В. В. Манцевич, В. И. Соколов, А. А. Хачатуров // Труды МАДИ. – Вып. 119. – М., 1976. – С. 86 – 93.

98. *Жигарёв В. П.* Математическая модель колебаний автомобиля с плоской упругой рамой / В. П. Жигарёв // Сб. науч. тр. МАДИ. – М., 1983. – С. 4 – 19.

99. *Жигарёв В. П.* Расчёт колебаний грузового автомобиля с учётом упругости несущей системы / В. П. Жигарёв, А. С. Парсамян, А. А. Хачатуров // Виброзащита человека-оператора и колебания в машинах. – М.: Наука, 1977. – С. 95 – 99.

100. *Жигарёв В. П.* Сравнение различных расчётных схем упругих колебаний несущей системы автомобиля / В. П. Жигарёв, А. С. Парсамян, А. А. Хачатуров // Труды МАДИ. – М., 1976. – Вып. 119. – С. 94 – 102.

101. *Жигарёв В. П.* Уравнения колебаний автомобиля с учётом податливости несущей системы автомобиля / В. П. Жигарёв, А. С. Парсамян, А. А. Хачатуров // Труды МАДИ. – М., 1975. – Вып. 105. – С. 90 – 98.

102. *Жигарёв В. П.* Аналитический расчет оптимальной жёсткости рессор и сопротивления амортизаторов «линейного» автомобиля с учётом ограниченности динамического хода подвески / В. П. Жигарёв, А. А. Хачатуров // Труды МАДИ. – М., 1972. – С. 105 – 115.

103. *Жигарёв В. П.* Исследование влияния характеристик автомобильного сиденья и его подвески на комфортабельность езды пассажира / В. П. Жигарёв, А. А. Хачатуров // Труды Всесоюз. семинара по подвескам автомобилей. – М., ОНТИ НАМИ, 1967. – Вып. 13. – С. 54 – 76.

104. *Жилейкин М.М.* Повышение быстроходности многоосных колесных машин путём адаптивного управления упруго-демпфирующими элементами системы поддресоривания: Дисс. ... д-ра техн. наук / М.М. Жилейкин. – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2012. – 280 с.

105. *Жилейкин М. М.* Математическая модель движения многоосной колёсной машины с податливой на кручение несущей системой / М. М. Жилейкин, Е. Б. Сарач // Математическое моделирование и численные методы. – 2015. № 3 (7). – С. 17 – 40.

106. *Жилейкин М. М.* Проверка адекватности математической модели движения многоосной колесной машины с податливой на кручение несущей системой методами экспериментальных исследований / М. М. Жилейкин, Е. Б. Сарач // Математическое моделирование и численные методы. – 2015. № 4 (8). – С. 66 – 74.

107. *Журавлёв С. С.* Исследование влияния параметров пневмогидравлических подвесок на плавность хода сверхтяжёлых автомобилей: Дисс. ... канд. техн. наук / С. С. Журавлёв. – Минск: Белорус. политехн. ин-т, 1972. – 212 с.

108. *Закс М. Н.* Исследование напряжённого состояния автомобильной рамы при кручении применительно к рамам прицепов, полуприцепов и надрамникам самосвалов: Автореф. дисс. ... канд. техн. наук / М. Н. Закс. – М.: МВТУ им. Н. Э. Баумана, 1964. – 20 с.

109. *Захаров А. А.* Расчёт автомобильных рам с использованием пространственного элемента тонкостенного стержня / А. А. Захаров // Динамика и прочность автомобиля и трактора. – М., 1983. – С. 102 – 105.
110. *Захаров А. А.* Конечные элементы с уравновешенными полями напряжений для моделирования автомобильных несущих систем / А. А. Захаров, А. В. Клёстов // АМО ЗИЛ – МГИУ: производство, образование, наука – проблемы и перспективы: сб. науч. тр. – М.: МГИУ, 1998. – С. 164 – 168.
111. *Зенкевич О. К.* Метод конечных элементов в технике: [пер. с англ.] / О. К. Зенкевич. – М.: Мир, 1975. – 541 с.
112. *Зимелёв Г. В.* Теория автомобиля. / Г. В. Зимелёв. – М.: Воениздат, 1957. – 455 с.
113. *Зузов В. Н.* Разработка методов создания несущих систем колёсных машин с оптимальными параметрами: Дисс. ... д-ра техн. наук / В. Н. Зузов. – М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2002. – 347 с.
114. *Зузов В. Н.* Рациональное моделирование несущих систем тракторов / В. Н. Зузов // Вестник МГТУ им. Н. Э. Баумана. Сер. «Машиностроение». – 2004. № 4. – С. 90 – 106.
115. *Камцев Е. А.* Исследование вопросов плавности хода некоторых автомобилей семейства МАЗ: Дисс. ... канд. техн. наук / Е. А. Камцев. – Минск: Белорус. политехн. ин-т, 1969. – 225 с.
116. *Карцов С. К.* Вибрации и динамическая нагруженность конструкций колёсных машин: Дисс. ... д-ра техн. наук / С. К. Карцов. – М.: ИМАШ РАН, 1995. – 438 с.
117. *Карцов С. К.* Новая модель сглаживающей способности шин. Расчёт колебаний автомобиля / С. К. Карцов, А. Е. Плетнёв, А. Г. Раввин, С. П. Рыков, Н. Н. Яценко // Автомобильная промышленность. – 1992. № 11. – С. 18 – 21.
118. *Карцов С. К.* Учёт эффекта переменного сглаживания пневматической шины при формировании случайного воздействия дорог / С. К. Карцов, А. Е. Плетнев, С. П. Рыков А. Г. Раввин, Д. А. Ямпольский // Динамика и прочность автомобиля: Тез. докл. IV Всесоюзн. науч.-техн. совещания. – М., 1990. – С. 106 – 107.

119. *Карцов С. К.* Статистические оценки виброн нагруженности движущегося автомобиля / С. К. Карцов, Д. А. Ямпольский // Волновые и вибрационные процессы в машиностроении: Тез. Всесоюз. Конф. – Горький, 1989. – С. 84 – 85.
120. *Кашкин С. К.* Зарубежные исследования воздействия вибрации на «человека-оператора»: модели, группы водителей, приматы / С. К. Кашкин // Плавность хода экологически чистых автомобилей в различных дорожных условиях и летательных аппаратов при приземлении и торможении: Тез. I Междунар. науч.-методич. и науч.-исслед. конф. – М.: МАДИ, 1997. – С. 51 – 52.
121. *Кленников В. М.* Теория и конструкция автомобиля / В. М. Кленников, Е. В. Кленников. – М.: Машиностроение, 1967. – 312 с.
122. *Кнороз В. И.* Шины и колеса автомобиля / В. И. Кнороз, Е. В. Кленников. – М.: Машиностроение, 1975. – 184 с.
123. *Кнороз В.И.* Работа автомобильной шины // В. И. Кнороз, Е. В. Кленников, И. П. Петров и др. – М.: Транспорт, 1976. – 238 с.
124. Колебания автомобиля. Испытания и исследования / Я. М. Певзнер, Г. Г. Гридасов, А. Д. Конев, А. Е. Плетнёв; под ред. Я. М. Певзнера. – М.: Машиностроение, 1979. – 208 с.
125. *Коловский М. З.* Нелинейная теория виброзащитных систем / М. З. Коловский. – М.: Наука, 1966. – 318 с.
126. *Кольцов В. И.* Принципиальные возможности подвески наземных видов транспорта: Автореф. ... дисс. канд. техн. наук / В. И. Кольцов. – М.: МАДИ, 1967. – 18 с.
127. *Конев А. Д.* Исследование влияния характеристик амортизаторов и методов их регулирования на колебания автомобиля: Автореф. дисс. ... канд. техн. наук / А. Д. Конев. – М.: МАМИ, 1971. – 20 с.
128. Конструкция автомобиля. Шасси / Н. В. Гусаков, И. Н. Зверев, А. Л. Карунин и др.; под общ. ред. А. Л. Карунина. – М.: МГТУ «МАМИ», 2000. – 528 с.
129. *Котиев Г. О.* Прогнозирование эксплуатационных свойств систем подпрессоривания высокоподвижных гусеничных машин: Автореферат дисс. ... д-ра техн. наук / Г. О. Котиев. – М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2000. – 32 с.

130. *Котиев Г. О.* Комплексное поддрессирование высокоподвижных двухзвенных гусеничных машин / Г. О. Котиев, Е. Б. Сарач. – М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2010. – 184 с.

131. *Котиев Г. О.* Повышение плавности хода транспортных машин путём использования системы поддрессирования с «нецелым числом степеней свободы» / Г. О. Котиев, Е. Б. Сарач, А. В. Сухоруков // Известия ВУЗов. Серия «Машиностроение». – 2002. № 7. – С. 40 - 45.

132. *Кравец В. Н.* Развитие научных методов проектирования и их реализация с целью совершенствования эксплуатационных свойств колёсных машин: Дисс. ... д-ра техн. наук / В. Н. Кравец. – Нижний Новгород: Нижегородский гос. тех. ун-т, 2004. – 396 с.

133. *Кренделл С.* и др. Случайные колебания / С. Кренделл и др. – М.: Мир, 1967. – 356 с.

134. *Кузнецов П. Ф.* Исследование колебаний рамы трёхосного автомобиля Урал-377 / П. Ф. Кузнецов, И. А. Найдёнов // Автомобильная промышленность. – 1976. № 11. – С. 27 – 28.

135. *Кузнецов В. П.* Исследование собственных частот изгибных колебаний рамы автомобиля Урал-4320 / В. П. Кузнецов // Автомобильная промышленность, 1981. №8. – С. 23 – 24.

136. *Кулаков Ф. М.* Моделирование на ЭВМ систем твёрдых тел и приложение к роботам / Ф. М. Кулаков, Х. Лоозе, Н. П. Горизонтова // Препринт № 13. – Л.: ЛИИАН, 1986. – 52 с.

137. *Курдюк С. А.* Особенности формирования математических моделей технических объектов средствами программного комплекса PRADIS / С. А. Курдюк, Е. Н. Шмелёв // Информационные технологии. – 1996. № 3. – С. 14 – 19.

138. *Кутенёв В. Ф.* Актуальные проблемы повышения плавности хода и совершенствования систем поддрессирования транспортных машин / В. Ф. Кутенёв, Л. П. Гинзбург // Плавность хода экологически чистых автомобилей в различных дорожных условиях и летательных аппаратов при приземлении и торможении: Тез. I Междунар. науч.-методич. и науч.-исслед. конф. – М.: МАДИ, 1997. – С. 11 – 14.

139. *Кушвид Р. П.* Прогнозирование показателей управляемости и устойчивости автомобиля с использованием комплекса экспериментальных и теоретических методов: Дисс. ... д-ра техн. наук / Р. П. Кушвид. – М.: МГИУ, 2004. – 348 с.
140. *Кушвид Р. П.* Модели большой и малой размерности при исследовании криволинейного движения автомобиля. / Р. П. Кушвид // Вестник машиностроения. – 2004. № 8. – С. 20 – 25.
141. *Латышев Г. В.* Исследования колебаний силового агрегата автомобиля: Автореф. дисс. ... канд. техн. наук / Г. В. Латышев. – М.: МАДИ, 1972. – 19 с.
142. *Литвинов А. С.* Автомобиль: теория эксплуатационных свойств / А. С. Литвинов, Я. Е. Фаробин. – М.: Машиностроение, 1989. – 240 с.
143. *Лойцянский Л. Г.* Курс теоретической механики в 2-х томах. Т. 1. Статика и кинематика / Л. Г. Лойцянский, А. И. Лурье. – М.: Наука, 1982. – 352 с.
144. *Лукин П. П.* Конструирование и расчёт автомобиля / П. П. Лукин, Г. А. Гаспарянц, В. Ф. Родионов. – М.: Машиностроение, 1984. – 376 с.
145. *Львов Е. Д.* Теория трактора. 4-е изд., испр. и доп. / Е. Д. Львов. – М.: Машгиз, 1952. – 388 с.
146. *Ляшенко М. В.* Методы оптимизационного синтеза систем поддрессоривания и элементов ходовых систем гусеничных сельскохозяйственных тракторов, адаптированных к условиям эксплуатации: Дисс. ... д-ра техн. наук. – Волгоград: ВолгГТУ, 2003. – 387 с.
147. *Ляшенко М. В.* Синтез систем поддрессоривания гусеничных сельскохозяйственных тракторов, адаптированных к условиям эксплуатации: Монография / Ляшенко М. В. – Волгоград: ВолгГТУ, РПК "Политехник", 2004. – 254 с.
148. *Мазур В. В.* Повышение плавности хода автотранспортных средств внутренним поддрессориванием колёс: Дисс. ... канд. техн. наук / В. В. Мазур. – Братск, Москва: МАМИ, 2004. – 151 с.
149. *Макаров Б. П.* Нелинейные задачи статистической динамики машин и приборов / Б. П. Макаров. – М.: Машиностроение, 1983. – 264 с.
150. *Макарычев А. В.* Построение динамических моделей тела человека для расчёта пространственных колебаний оператора при действии вибраций в системе «человек – машина»: Автореф. дисс. ... канд. техн. наук / А. В. Макарычев.

– М.: Гос. научно-исслед. ин-т машиноведения им. А.А. Благодного, 1979. – 19 с.

151. *Макеев В. П.* Статистические задачи динамики упругих конструкций / В. П. Макеев, Н. И. Гриненко, Ю. С. Павлюк. – М.: Наука, 1984. – 232 с.

152. *Мартынова Р. А.* Автомобили КамАЗ / Р. А. Мартынова, В. А. Трынов, В. С. Прокопьев. Под общ. ред. Л. Р. Пергамента. – М.: Недра, 1981. – 424 с.

153. *Мельников А. А.* К вопросу о характеристике мягкой подвески грузового автомобиля: Автореф. дисс. ... канд. техн. наук / А. А. Мельников. – Горький: Горьк. политехн. ин-т им. А. А. Жданова, 1962. – 20 с.

154. *Митянин П. И.* Исследование поглощающей и сглаживающей способностей шины при колебаниях грузового автомобиля: Автореф. дисс. ... канд. техн. наук / П. И. Митянин. – М.: МАДИ, 1975. – 26 с.

155. *Мусарский Р. А.* Оптимизация демпфирующих характеристик подвески транспортных машин: Автореф. дисс. ... канд. физ.-мат. наук. – Горький: Горьк. гос. ун-т им. Н. И. Лобачевского, 1971. – 13 с.

156. *Никитин Н. Н.* Курс теоретической механики / Н. Н. Никитин. – М.: Высшая школа, 1990. – 607 с.

157. *Новиков В. В.* Повышение виброзащитных свойств подвесок АТС за счёт изменения структуры и характеристик пневмогидравлических рессор и амортизаторов: Дисс. ... д-ра техн. наук / В. В. Новиков. – Волгоград: ВолгГТУ, 2006. – 334 с.

158. *Новиков В.В.* Виброзащитные свойства подвесок автотранспортных средств: монография / Новиков В.В., Рябов И.М., Чернышов К.В. – Волгоград: ВолгГТУ, 2009. - 338 с.

159. *Новиков В.В.* Саморегулируемый по частоте и направлению демпфер / В.В. Новиков, И.М. Рябов, А.С. Горобцов, М.В. Бурякова, А.Б. Веялис // Прогресс транспортных средств и систем: Матер. междунар. науч.-практ. конф. Ч. II: – Волгоград, 1999. – С. 157-159.

160. *Нюнин Б. Н.* Исследование инфразвука и вибраций в легковом автомобиле: Автореф. дисс. канд. техн. наук /Б. Н. Нюнин. – М., 1978. – 16 с.

161. *Нюнин Б. Н.* Снижение инфразвука и низкочастотного шума в автомобиле: Автореф. докт. техн. наук. /Б. Н. Нюнин. – М., 1988. – 28 с.

162. *Осепчугов В. В.* Автомобиль: анализ конструкций, элементы расчёта / В. В. Осепчугов, А. К. Фрумкин. – М.: Машиностроение, 1989. – 304 с.
163. *Пановко Г.Я.* Построение динамических моделей тела человека-оператора при вибрационных воздействиях: Автореф. дисс. ... к.т.н. – М.: Гос. научно-исслед. ин-т машиноведения, 1973. – 28 с.
164. *Пановко Г.Я.* Определение параметров моделей тела человека-оператора при вибрационных и ударных воздействиях / Г. Я. Пановко, Б. А. Потёмкин, К. В. Фролов // *Машиноведение*. – 1972. № 3. – С. 31 – 38.
165. *Пановко Г. Я.* Испытания человека-оператора в условиях вибрационного воздействия. Испытательная техника: Справочник в 2-х кн. Кн. 2. / Г. Я. Пановко, Б. А. Потёмкин, К. В. Фролов. – М.: Машиностроение, 1982. – С. 376 – 397.
166. *Пановко Я. Г.* Введение в теорию механических колебаний / Я. Г. Пановко. – М.: Наука, 1980. – 256 с.
167. *Парлетт Б.* Симметричная проблема собственных значений. Численные методы: [пер. с англ.] / Б. Парлетт. – М.: Мир, 1983. – 382 с.
168. *Парсамян А.С.* Исследование поперечных угловых колебаний грузового автомобиля с учётом упругости несущей системы: Дисс. ... к.т.н. – М.: МАДИ, 1976. – 218 с.
169. *Пархиловский И.Г.* Статистическая динамика колебаний и расчёт оптимальных характеристик элементов подвески автомобилей: Автореф. дисс. ... д.т.н. – М.: МАДИ, 1971. – 54 с.
170. *Пархиловский И. Г.* Автомобильные листовые рессоры / И. Г. Пархиловский. – М.: Машиностроение, 1978. – 232 с.
171. *Пархиловский И. Г.* Вопросы оценки эффективности виброзащиты водителя / И. Г. Пархиловский, В. И. Шишкин, С. А. Белов // *Автомобильная промышленность*. – 1976. № 8. – С. 22 – 25.
172. *Пархиловский И.Г.* Исследование вероятностных характеристик поверхностей распространённых типов дорог // *Автомобильная промышленность*. – 1968, № 8.
173. *Певзнер Я. М.* Пневматические и гидропневматические подвески / Я. М. Певзнер, А. М. Горелик. – М.: Машгиз, 1963. – 320 с.

174. *Певзнер Я.М.* Расчёт характеристик пневматических упругих элементов с противодавлением // Автомобильная промышленность. №12. 1962
175. *Певзнер Я.М.* Особенности работы комбинированных подвесок с пневматическими и стальными упругими элементами // Автомобильная промышленность. № 6. 1963.
176. *Певзнер Я. М.* Испытания автомобильных сидений / Я. М. Певзнер, А. М. Горелик // Конструирование, исследование, испытание автомобилей: сб. статей. – М.: Машгиз, 1955. – С. 38 – 46.
177. *Певзнер Я. М.* О статистических характеристиках вертикальных колебаний автомобиля / Я. М. Певзнер, Г. Г. Гридасов, А. Е. Плетнев // Труды НАМИ. – М., 1974. – Вып. 150. – С. 35 – 41.
178. *Певзнер Я. М.* Статистические характеристики динамических нагрузок в кузовах и кабинах грузовых автомобилей / Я. М. Певзнер, А. Е. Плетнев // Труды НАМИ. – М., 1971. – Вып. 130. – С. 3 – 23.
179. *Певзнер Я. М.* Методика дорожных испытаний плавности хода автомобилей, прицепов и полуприцепов / Я. М. Певзнер, А. А. Тихонов // Труды Всесоюз. семинара по подвескам автомобилей №10. – М., НАМИ, 1964. – С. 3 – 17.
180. *Певзнер Я.М.* Результаты обследования микропрофилей основных типов автомобильных дорог. / Певзнер Я.М., Тихонов А.А. // Тр. Семинара по подвескам автомобилей. – М.: НАМИ, 1963, №8. – С. 5-16.
181. *Певзнер Я.М.* Расчёт колебаний автомобиля при различных статистических характеристиках дорожного микропрофиля. //Труды НАМИ. Вып. 66, 1964. – С. 3-23.
182. *Петрушов В.А.* Обобщённый метод расчета сопротивлений качению автомобилей и автопоездов с различными типами привода по твердой поверхности: Автореф. дисс. ... д.т.н. – М.: МАДИ, 1969. - 48 с.
183. *Платонов В. Ф.* Полноприводные автомобили. 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1989. – 312 с.
184. *Плетнёв А.Е.* Исследование вибродинамических воздействий на объекты, перевозимые грузовыми автомобилями: Автореф. дисс. ... к.т.н.: 05.05.03 – Автомобили и тракторы. – М.: МАМИ, 1974. – 27 с.

185. *Погорелов Д. Ю.* Современные алгоритмы компьютерного синтеза уравнений движения систем тел. / Д. Ю. Погорелов // Известия РАН. Теория и системы управления. – 2005. № 4. – С. 5 – 15.

186. *Погорелов Д. Ю.* Введение в моделирование динамики систем тел / Д. Ю. Погорелов. – Брянск: БГТУ, 1997. – 156 с.

187. *Поляков Ю. А.* Компьютерные методы построения и исследования математических моделей динамики конструкций автомобилей: Монография / А. С. Горобцов, С. К. Карцов, А. Е. Плетнёв, Ю. А. Поляков. – М.: Машиностроение, 2011. – 463 с.

188. *Поляков Ю. А.* Уравнения вынужденных колебаний упругой подсистемы / Ю. А. Поляков, А. С. Горобцов, С. К. Карцов, А. Е. Плетнёв // Современные проблемы информатизации в технике и технологиях: Сб. тр. VIII Междунар. науч. конф. – Воронеж: Центрально-Чернозёмное книжное издательство, 2003. – С. 59 – 60.

189. *Поляков Ю. А.* Компьютерное моделирование динамической гистерезисной характеристики пневматической шины при исследовании вибронагруженности колёсных машин / Ю. А. Поляков, А. С. Горобцов, С. К. Карцов, А. Е. Плетнёв // Современные проблемы информатизации в технике и технологиях: Сб. тр. VIII Междунар. науч. конф. – Воронеж: Центрально-Чернозёмное книжное издательство, 2003. – С. 57 – 58.

190. *Поляков Ю. А.* Моделирование характеристик стабилизаторов подвесок автобусов / Ю. А. Поляков, А. С. Горобцов, С. К. Карцов, А. Е. Плетнёв // Современные проблемы информатизации в технике и технологиях: Сб. тр. VIII Междунар. науч. конф. – Воронеж: Центрально-Черноземное книжное издательство, 2003. – С. 88 – 89.

191. *Поляков Ю. А.* Проверка адекватности динамической модели автобуса результатам дорожных испытаний / А. С. Горобцов, С. К. Карцов, А. Е. Плетнёв, Ю. А. Поляков, С. В. Солодёнков // Грузовик. – 2003. № 1. – С. 46 – 47.

192. *Поляков Ю. А.* Основы технического обслуживания и ремонта рессор / Ю. А. Поляков // Автоперевозчик. – 2003. № 7. – С. 55 – 57.

193. *Поляков Ю. А.* Основные возможности системы AutoCAD при проектировании рессорных подвесок колесных машин / Ю. А. Поляков // Современные

проблемы информатизации в технике и технологиях: Сб. тр. IX Междунар. науч. конф. – Воронеж: Научная книга, 2004. – С. 168 – 169.

194. *Поляков Ю. А.* Влияние коэффициентов сопротивления амортизатора подвески сиденья на вибронагруженность рабочего места водителя / Ю. А. Поляков // Современные проблемы информатизации в технике и технологиях: Сб. тр. IX Междунар. науч. конф. – Воронеж: Научная книга, 2004. – С. 169 – 170.

195. *Поляков Ю. А.* Учёт упругих форм колебаний несущей системы при анализе вибронагруженности автобуса / Ю. А. Поляков // Континуальные алгебраические логики, исчисления и нейроинформатика в науке и технике (КЛИН-2004). Т. 7. Математические методы и модели в прикладных задачах науки и техники: Сб. тр. VIII Междунар. науч. конф. – Ульяновск: УлГТУ, 2004. – С. 180.

196. *Поляков Ю. А.* Моделирование гистерезисных характеристик рессорных подвесок / Ю. А. Поляков, А. С. Горобцов, С. К. Карцов // Информационные технологии в производственных, социальных и экономических процессах (ИНФОТЕХ-2004): Сб. материалов IV Междунар. науч.-техн. конф. – Череповец: ЧГУ, 2005. – С. 124 – 127.

197. *Поляков Ю. А.* Применение системы AutoCAD при выполнении трёхмерных изображений в процессе проектирования подвесок автотранспортных средств / Ю. А. Поляков // Современные проблемы информатизации в прикладных задачах: Сб. тр. XI Междунар. науч. конф. – Воронеж: Научная книга, 2006. – С. 124 – 125.

198. *Поляков Ю. А.* Оценка эффективности установки передних малолисто-вых рессор при анализе вибронагруженности автобуса / А. С. Горобцов, С. К. Карцов, Ю. А. Поляков // Автотранспортное предприятие. – 2008. № 10. – С. 47 – 50.

199. *Поляков Ю. А.* Пути повышения долговечности рессор / Ю. А. Поляков // Автотранспортное предприятие. – 2009. № 1. – С. 35 – 39.

200. *Поляков Ю. А.* Особенности упрочнения рессорных листов путём дробеструйной обработки / Ю. А. Поляков // Автотранспортное предприятие. – 2009. № 5. – С. 51 – 53.

201. *Поляков Ю. А.* Особенности эксплуатации и ремонта рессор / Ю. А. Поляков // Научная перспектива. – 2010. № 8. – С. 112 – 115.
202. *Поляков Ю. А.* Направления совершенствования систем подрессоривания автомобилей / Ю. А. Поляков // Автотранспортное предприятие. – 2010. № 6. – С. 53 – 55.
203. *Поляков Ю. А.* Анализ конструкционных схем подвесок кабин / Ю. А. Поляков // Научная перспектива. – 2010. № 8. – С. 116 – 117.
204. *Поляков Ю. А.* Моделирование подсистем «человек – сиденье» при исследовании колебаний и вибрации сидений грузового автомобиля / С. К. Карцов, Ю. А. Поляков // Тезисы докладов 69-й Научно-методич. и научно-исслед. конф. Подсекция «Строительная механика и теория надёжности конструкций». – М.: МАДГТУ (МАДИ), 2011. – С. 31 – 32.
205. *Поляков Ю. А.* Влияние стабилизатора подвески кабины грузового автомобиля на её вибронагруженность / С. К. Карцов, Ю. А. Поляков // Автотранспортное предприятие. – 2011. № 11. – С. 44 – 46.
206. *Поляков Ю. А.* Влияние амортизатора подвески сиденья на вибронагруженность сиденья грузового автомобиля при импульсном дорожном возбуждении / С. К. Карцов, Ю. А. Поляков // Тезисы докладов 70-й Научно-методич. и научно-исслед. конф. Подсекция «Строительная механика и теория надёжности конструкций». – М.: МАДГТУ (МАДИ), 2012. – С. 9 – 11.
207. *Поляков Ю. А.* Влияние жёсткости шарниров рычагов подвески кабины грузового автомобиля на её вибронагруженность / С. К. Карцов, Ю. А. Поляков // Автотранспортное предприятие. – 2012. № 2. – С. 53 – 55.
208. *Поляков Ю. А.* Определение вертикальных жёсткостей зависимых подвесок автомобиля повышенной проходимости с помощью пространственной модели / А. С. Горобцов, Ю. А. Поляков, С. В. Солодёнков // Известия Тульского государственного университета. Серия «Технические науки». – 2012. Вып. 3. – С. 390 – 395.
209. *Поляков Ю. А.* Определение статических характеристик независимых подвесок грузового автомобиля с помощью пространственной модели / А. С. Горобцов, С. К. Карцов, Ю. А. Поляков // Журнал автомобильных инженеров (Журнал ААИ). – 2012. № 4. – С. 30 – 33.

210. Поляков Ю. А. Включение подсистемы «человек – сиденье» в динамическую модель грузового автомобиля / С. К. Карцов, Ю. А. Поляков // Автотранспортное предприятие. – 2012. № 8. – С. 38 – 41.

211. Поляков Ю. А. Оценка влияния параметров амортизатора подвески сиденья на вибронагруженность сиденья водителя грузового автомобиля / Ю. А. Поляков, С. К. Карцов // Актуальные проблемы машиноведения: Труды XXIV Междунар. инновационно-ориентированной конф. МИКМУС-2012. Секция «Вибрационная биомеханика». – М.: ИМАШ РАН, 2012. – С. 143 – 146.

212. Поляков Ю. А. Построение характеристик поперечной угловой жёсткости независимых подвесок грузового автомобиля с помощью пространственной модели / Ю. А. Поляков // Известия Тульского государственного университета. Серия «Технические науки». – 2012. Вып. 10. – С. 237 – 241.

213. Поляков Ю. А. Особенности выбора параметров амортизатора подвески сиденья грузового автомобиля при импульсном дорожном возбуждении / Ю. А. Поляков // Автотранспортное предприятие. – 2012. № 11. – С. 53 – 56.

214. Поляков Ю. А. Особенности выбора параметров амортизатора подвески сиденья грузового автомобиля при случайном дорожном возбуждении / Ю. А. Поляков // Автотранспортное предприятие. – 2012. № 12. – С. 53 – 55.

215. Поляков Ю. А. Влияние амортизатора подвески сиденья на вибронагруженность сиденья грузового автомобиля при случайном дорожном возбуждении / С. К. Карцов, Ю. А. Поляков // Вопросы строительной механики и надёжности машин и конструкций: Сб. науч. трудов МАДГТУ (МАДИ). – М.: МАДГТУ (МАДИ), 2012. – С. 27 – 33.

216. Поляков Ю. А. Особенности вибронагруженности грузового автомобиля с независимыми подвесками / Ю. А. Поляков // Информационные технологии и математическое моделирование (ИТММ-2012): Материалы XI Всероссийской научно-практич. конф. с междунар. участием. Ч.1. – Кемерово: Практика, 2012. – С. 79 – 83.

217. Поляков Ю. А. Оценка влияния стабилизатора подвески кабины на её вибронагруженность / С. К. Карцов, Ю. А. Поляков // Тезисы докладов 71-й Научно-методич. и научно-исслед. конф. Подсекция «Строительная механика и теория надёжности конструкций». – М.: МАДГТУ (МАДИ), 2013. – С. 38 – 40.

218. *Поляков Ю. А.* Оценка вибронагруженности грузового автомобиля с независимыми подвесками / Ю. А. Поляков // Грузовик. – 2013. № 1. – С. 38 – 39.
219. *Поляков Ю. А.* Построение статических характеристик зависимых подвесок автомобиля повышенной проходимости с помощью пространственной модели / А. С. Горобцов, С. К. Карцов, Ю. А. Поляков // Наука и техника транспорта. – 2013. № 1. – С. 10 – 13.
220. *Поляков Ю. А.* Расчёт параметров продольно-углового крена кузова автомобиля повышенной проходимости с зависимыми подвесками при разгоне / А. С. Горобцов, Ю. А. Поляков // Журнал автомобильных инженеров (Журнал ААИ). – 2013. № 2. – С. 26 – 29.
221. *Поляков Ю. А.* Особенности построения статических характеристик независимых подвесок автомобиля повышенной проходимости с помощью пространственной модели / А. С. Горобцов, С. К. Карцов, Ю. А. Поляков // Известия МГТУ «МАМИ». – 2013. № 1. Т. 1. – С. 47 – 52.
222. *Поляков Ю. А.* Определение вертикальных жёсткостей независимых подвесок автомобиля повышенной проходимости / Ю. А. Поляков // Современные проблемы теории машин: Материалы I Междунар. научно-практич. конф. – Новокузнецк: Издательский центр СибГИУ, 2013. – С. 106 – 109.
223. *Поляков Ю. А.* Определение параметров продольно-углового крена кузова автомобиля повышенной проходимости с независимыми подвесками при разгоне / Ю. А. Поляков // Известия Тульского государственного университета. Серия «Технические науки». – 2013. Вып. 6. Часть 1. – С. 116 – 121.
224. *Поляков Ю. А.* Особенности построения пространственных динамических моделей автомобилей с учётом больших движений твёрдых тел / А. С. Горобцов, С. К. Карцов, Ю. А. Поляков // Известия Тульского государственного университета. Серия «Технические науки». – 2013. Вып. 6. Часть 1. – С. 102 – 115.
225. *Поляков Ю. А.* Построение характеристик поперечной угловой жёсткости независимых подвесок автомобиля повышенной проходимости / А. С. Горобцов, Ю. А. Поляков // Автотранспортное предприятие. – 2013. № 9. – С. 45 – 47.

226. Поляков Ю. А. Особенности компоновочных вариантов подвесок кабин грузовых автомобилей / Ю. А. Поляков // Грузовик. – 2013. № 10. – С. 6 – 8.

227. Поляков Ю. А. Влияние зарядного объёма гидропневматического элемента подвески на вибронагруженность автомобиля повышенной проходимости / А. С. Горобцов, Ю. А. Поляков, А. И. Лебедев // Информационные технологии и математическое моделирование (ИТММ-2013): Материалы XII Всероссийской научно-практич. конф. с международным участием. Ч. 2. – Томск: Изд-во Томского гос. ун-та, 2013. – С. 104 – 108.

228. Поляков Ю. А. Оценка демпфирующих свойств гидропневматического элемента подвески автомобиля / А. С. Горобцов, Ю. А. Поляков, А. И. Лебедев // Автоматизированное проектирование в машиностроении: Материалы I Междунар. научно-практич. конф. – Новокузнецк: Издательский центр СибГИУ, 2013. – С. 19 – 21.

229. Поляков Ю. А. Проверка адекватности динамической модели автомобиля с гидропневматическими подвесками по результатам дорожных испытаний / Ю. А. Поляков, А. С. Горобцов, С. К. Карцов // Труды Юбилейной XXV Междунар. инновационно-ориентированная конф. МИКМУС-2013. – М.: ИМАШ РАН, 2013. – С. 258 – 262.

230. Поляков Ю. А. Расчёт жесткостных параметров независимых пружинных подвесок грузового автомобиля / С. К. Карцов, Ю. А. Поляков // Тезисы докладов 72-й Научно-методич. и научно-исслед. конф. Подсекция «Строительная механика и теория надёжности конструкций». – М.: МАДГТУ (МАДИ), 2014. – С. 9 – 10.

231. Поляков Ю. А. Влияние коэффициентов демпфирования адаптивных гидропневматических подвесок на вибронагруженность автомобиля / А. С. Горобцов, Ю. А. Поляков, А. И. Лебедев // Вестник МГТУ им. Н. Э. Баумана. Серия «Машиностроение». – 2014. № 2. – С. 122 – 132.

232. Поляков Ю. А. Динамический анализ виброзащитных свойств гидропневматических подвесок автомобиля повышенной проходимости / А. С. Горобцов, Ю. А. Поляков, А. И. Лебедев // Журнал автомобильных инженеров (Журнал ААИ). – 2014. № 1. – С. 14 – 19.

233. Поляков Ю. А. Расчёт жесткостных параметров виброизоляторов опор кузова и сайлент-блоков рычагов независимых пружинных подвесок автомоби-

ля повышенной проходимости / А. С. Горобцов, С. К. Карцов, Ю. А. Поляков // Грузовик. – 2014. № 6. – С. 34 – 36.

234. *Поляков Ю.А.* Динамический анализ параметров передней подвески кабины грузового автомобиля / Горобцов А.С., Карцов С.К., Поляков Ю.А., Дьяков А.С. // Известия МГТУ «МАМИ». – 2014. – № 4 (22). Т. 1. – С. 73 – 79.

235. *Поляков Ю.А.* Оценка вертикальных жёсткостей пружинных подвесок перспективного автомобиля повышенной проходимости с помощью пространственной модели / Горобцов А. С., Карцов С. К., Ю. А. Поляков, Дьяков А.С., Григорьева О.Е. // Известия Волгоградского государственного технического университета. Сер. «Наземные транспортные системы». – 2014. – № 19 (146). Вып. 9. – С. 13 – 16.

236. *Поляков Ю. А.* Оценка вибронагруженности кабины грузового автомобиля с задней пневматической подвеской / С. К. Карцов, Ю. А. Поляков // Тез. докл. 73-й Научно-методич. и научно-исслед. конф. – М.: МАДГТУ (МАДИ), 2015. – С. 45 – 47.

237. *Поляков Ю. А.* Проблемы выбора динамической модели подсистемы «человек – сиденье» / С. К. Карцов, Ю. А. Поляков // Современные проблемы теории машин. – 2015. – № 3. – С. 140 – 143.

238. *Поляков Ю. А.* Сопоставление расчетных и экспериментальных вибрационных характеристик для автомобиля с гидропневматическими подвесками колёс / С. К. Карцов, Ю. А. Поляков // Вибрационные технологии, мехатроника и управляемые машины: Сб. науч. статей по материалам XII Международная научно-технич. конф. «Вибрация-2016» в двух частях. Ч. 1. – Курск: Юго-Западный гос. ун-т, 2016. – С. 256 – 261.

239. *Поляков Ю. А.* Повышение эффективности дробеструйного наклёпа при упрочнении листов рессор / Ю. А. Поляков // Естественные и технические науки. – 2016. – № 11. – С. 143 – 147.

240. *Поляков Ю. А.* Учёт динамической жёсткости рессоры при моделировании вибронагруженности фургона / Ю. А. Поляков // Компьютерные технологии в науке, производстве, социальных и экономических процессах: Материалы XVI Междунар. научно-практич. конф., посвящённой 110-летию Южно-Российского гос. политехнич. ун-та (НПИ) им. М.И. Платова. – Новочеркасск: ЮРГПУ (НПИ), 2016. – С. 74 – 77.

241. *Поляков Ю. А.* Выбор жёсткостей сайлент-блоков нижних рычагов пневмогидравлических подвесок автомобиля / Ю. А. Поляков // *Автотранспортное предприятие.* – 2016. – № 10. – С. 36 – 38.
242. *Поляков Ю. А.* Моделирование динамической жёсткости рессоры при анализе вибронгруженности автомобиля / Ю. А. Поляков // *Грузовик.* – 2017. – № 7. – С. 16 – 20.
243. *Потёмкин Б. А.* Определение динамических характеристик тела человека-оператора при вибрационном воздействии: Автореф. дисс. ... канд. техн. наук / Б. А. Потёмкин. – М.: Гос. научно-исслед. ин-т машиноведения, 1970. – 21 с.
244. *Потёмкин Б. А.* Построение динамической модели тела человека-оператора, подверженного действию широкополосных случайных вибраций / Б. А. Потёмкин, К. В. Фролов // *Виброизоляция машин и виброзащита человека-оператора.* – М.: Наука, 1973. – С. 17 – 30.
245. Проектирование полноприводных колёсных машин: Учебник в 3-х томах. Т. 3 / Б. А. Афанасьев, Б. Н. Белоусов, Л. Ф. Жеглов, В. Н. Зузов, Г. О. Котиев, А. А. Полунгян, А. Б. Фоминых, В. С. Цыбин; под общ. ред. А. А. Полунгяна. – М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2008. – 432 с.
246. *Проскуряков В. Б.* Динамика и прочность рам и корпусов транспортных машин / В. Б. Проскуряков. – Л.: Машиностроение, 1972. – 232 с.
247. *Прутчиков О. К.* Исследование плавности хода армейских автомобилей многоцелевого назначения: Автореф. дисс. ... канд. техн. наук / О. К. Прутчиков. – М.: МВТУ им. Н.Э. Баумана, 1961. – 19 с.
248. *Равкин Г. О.* Пневматическая подвеска автомобиля / Г. О. Равкин. – М.: Машгиз, 1962. – 288 с.
249. *Раймпель Й.* Шасси автомобиля: Элементы подвески [пер. с нем. А. Л. Карпухина; под ред. Г. Г. Гридасова] / Й. Раймпель. – М.: Машиностроение, 1987. – 288 с.
250. *Раймпель Й.* Шасси автомобиля: Амортизаторы, шины и колёса [пер. с нем. В. П. Агапова; под ред. О. Д. Златовратского] / Й. Раймпель. – М.: Машиностроение, 1986. – 320 с.
251. *Розанов Ю. А.* Стационарные случайные процессы / Ю. А. Розанов. – М.: Машиностроение, 1972. – 284 с.

252. *Ротенберг Р. В.* Подвеска автомобиля. Колебания и плавность хода / Р. В. Ротенберг. – М.: Машиностроение, 1972. – 392 с.
253. *Ротенберг Р. В.* О колебательных характеристиках человека в связи с изучением системы «человек – автомобиль – дорога» / Р. В. Ротенберг, В. Н. Сиренко // Автомобильная промышленность. – 1972. № 1. – С. 14 – 16.
254. *Рубин С.* Уточненное представление форм колебаний элементов для динамических расчетов конструкций / С. Рубин // Ракетная техника и космонавтика. – 1975. – Т. 13, № 8. – С. 34 – 50.
255. *Русанов О. А.* Расчётный анализ напряжённого состояния и оценка прочности несущих систем тракторов: Автореферат дисс. ... д-ра техн. наук / О. А. Русанов. – М.: МГИУ, 2009. – 32 с.
256. *Русанов О. А.* Комплекс программ расчётов прочности сложных конструкций мобильных машин на основе методов конечных и граничных элементов / О. А. Русанов // Современные проблемы подготовки производства, заготовительного производства, обработки и сборки в машиностроении и приборостроении: Сб. докладов 4-го междунар. науч.-техн. семинара. – Свалява, Киев: АТМ Украины, 2004. – С 152 – 155.
257. *Рыков С. П.* Моделирование и оценка поглощающей и сглаживающей способности пневматических шин в расчётах подвески, плавности хода и подпрессоривания автомобиля: Монография / С. П. Рыков. – Братск: БрГТУ, 2004. – 124 с.
258. *Рыков С. П.* Методы моделирования и оценки поглощающей и сглаживающей способности пневматических шин в расчётах подвески и колебаний колёсных машин: Дисс. ... д-ра техн. наук / С. П. Рыков. – М.: ФГУП «НАТИ», 2005. – 430 с.
259. *Савельев В. А.* Исследование воздействий на подпрессоренную массу автомобиля и некоторых направлений их снижения: Автореф. дисс. ... канд. техн. наук / В. А. Савельев. – Горький: Горьковский политехнич. ин-т им. А. А. Жданова, 1975. – 22 с.
260. *Савочкин В. А.* Основы линейной теории подпрессоривания транспортных и тяговых гусеничных машин / В. А. Савочкин, С. М. Шишанов. – М.: МГТУ «МАМИ», 2007. – 93 с.

261. *Сарач Е. Б.* Метод выбора характеристик системы поддрессоривания с нецелым числом степеней свободы для быстроходной гусеничной машины: Дисс. ... канд. техн. наук / Е. Б. Сарач. – М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2003. – 150 с.
262. *Сарач Е. Б.* Разработка научных методов создания комплексной системы поддрессоривания высокоподвижных двухзвенных гусеничных машин: Дисс. ... д-ра техн. наук / Е. Б. Сарач. – М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2010. – 327 с.
263. *Светлицкий В. А.* Случайные колебания механических систем / В. А. Светлицкий. – М.: Машиностроение, 1976. – 214 с.
264. *Сегерлинд Л. Д.* Применение метода конечных элементов: [пер. с англ.] / Л. Д. Сегерлинд. – М.: Мир, 1979. – 392 с.
265. *Селифонов В. В.* Исследование влияния геометрии направляющего аппарата подвески задней балансирной тележки трёхосного автомобиля на распределение нагрузок по мостам тележки: Автореф. ... дисс. канд. техн. наук / В. В. Селифонов. – М.: МАМИ, 1969. – 25 с.
266. *Селифонов В. В.* Теория автомобиля / В. В. Селифонов, А. Ш. Хусаинов, В. В. Ломакин. – М.: МГТУ «МАМИ», 2007. – 102 с.
267. *Селифонов В. В.* Теория автомобиля / В. В. Селифонов. – М.: «Гринлайт», 2009. – 206 с.
268. *Серебряков В. В.* Исследование изгибных колебаний в трансмиссии автомобиля: Автореф. дис. ... канд. техн. наук / В. В. Серебряков. – М.: МАМИ, 1973. – 27 с.
269. *Силаев А. А.* Спектральная теория поддрессоривания транспортных машин / А. А. Силаев. – М.: Машиностроение, 1972. – 192 с.
270. *Силаев А. А.* О статистической теории и подвеске автомобиля // Автомобильная промышленность. № 8, 1960. – С. 22 – 25.
271. *Синёв А. В.* Виброзащита водителей автомобилей пневматическими средствами / А. В. Синёв, О. С. Кочетов, Ю. Г. Сафронов, В. С. Соловьёв // Автомобильная промышленность. – 1984. № 11. – С. 20 – 21.
272. *Синёв А. В.* Методы расчета и проектирования систем виброзащиты человека-оператора: Автореф. дис. на соиск. учен. степ. д-ра техн. наук. – М., 1979. – 45 с.

273. *Синёв А. В.* Цифровое управление активной подвеской с адаптацией к внешнему возмущению / А. В. Синёв, В. С. Соловьёв // Колебания и виброакустическая активность машин и конструкций: Сб. трудов. – М.: Наука, 1986. – С. 60 – 69.
274. *Синёв А. В.* Исследование активных виброзащитных систем с автоподстройкой частоты / А. В. Синёв, В. С. Соловьёв // Виброзащита человека-оператора и колебания в машинах: Сб. трудов. – М.: Наука, 1977. – С. 38 – 40.
275. *Смирнов Г. А.* Теория движения колёсных машин / Г. А. Смирнов. – М.: Машиностроение, 1990. – 352 с.
276. *Соловьёв В. С.* Методика количественной оценки комфорта сиденья водителя. 70 лет SCIENCE / В. С. Соловьёв, Б. Ф. Бобров. – М., 2009. – С. 325 – 331.
277. *Ставицкий А. И.* Конечно-элементная модель для расчета напряжённо-деформированного состояния рамы грузового автомобиля / А. И. Ставицкий, Л. Г. Сухомлинов, А. Н. Фролов, Д. И. Школьник // Расчеты на прочность и жёсткость. – 1984. № 6. – С. 16 – 23.
278. *Степанов И. С.* Исследование плавности хода и режимов работы элементов подвески короткобазного грузового автомобиля: Автореф. ... дисс. канд. техн. наук / И. С. Степанов. – М.: МАМИ, 1972. – 32 с.
279. *Тарасик В. П.* Теория движения автомобиля / В. П. Тарасик. – СПб.: БХВ-Петербург, 2006. – 478 с.
280. *Тольский В. Е.* Исследование подвески силового агрегата автомобиля: Автореф. дисс. ... канд. техн. наук / В. Е. Тольский. – М.: МАДИ, 1965. – 19 с.
281. *Тольский В. Е.* Колебания силового агрегата автомобиля / В. Е. Тольский, Л. В. Корчемный, Г. В. Латышев, Л. Н. Минкин. – М.: Машиностроение, 1976. – 264 с.
282. *Тольский В. Е.* Методы анализа колебаний и вибраций движущегося грузового автомобиля / В. Е. Тольский, С. М. Воеводенко, М. Вулкович // Плавность хода экологически чистых автомобилей в различных дорожных условиях и летательных аппаратов при приземлении и торможении: Тез. I Междунар. науч.-методич. и науч.-исслед. конф. – М.: МАДИ, 1997. – С. 29 – 32.

283. Тракторы и автомобили / В. М. Шарипов, М. К. Бирюков, Ю. В. Дементьев и др.; Под общ. ред. В. М. Шарипова. – М.: Издательский дом «Спектр», 2010. – 351 с.

284. Трофимов О. Ф. Оценка формирования процессов эксплуатационного нагружения применительно к вопросам усталостного повреждения элементов автомобильных конструкций / О. Ф. Трофимов, В. С. Красиков // Вопросы расчёта, конструирования и исследования автомобиля: труды МосавтоЗиЛа. – М., 1980. – Вып. 9. – С. 141 – 154.

285. Трофимов О. Ф. Возмущающее воздействие микропрофиля дорог как параметр усталостного повреждения автомобильных конструкций / О. Ф. Трофимов, В. С. Красиков // Вопросы расчёта, конструирования и исследования автомобиля: труды МосавтоЗиЛа. – М., 1975. – Вып. 6. – С. 235 – 247.

286. Успенский И. Н. Проектирование подвески автомобиля / И. Н. Успенский, А. А. Мельников. – М.: Машиностроение, 1976. – 168 с.

287. Фалькевич Б. С. Теория автомобиля / Б. С. Фалькевич. – М.: Машиностроение, 1962. – 232 с.

288. Фролов К. В. Методы исследования колебаний в системах человек – машина / К. В. Фролов // Виброзащита человека – оператора и вопросы моделирования. – М.: Наука, 1973. – С. 5 – 11

289. Фролов К. В. Прикладная теория виброзащитных систем / К. В. Фролов, Ф. А. Фурман. – М.: Машиностроение, 1980. – 276 с.

290. Фролов К. В. Теория вибрационной техники и технологии / И. Ф. Гончаревич, К. В. Фролов. – М.: Наука, 1981. – 319 с.

291. Фролов К. В. Теория механизмов и машин / К. В. Фролов. – М.: Высшая школа, 1987. – 496 с.

292. Фурунжиев Р. И. Исследование некоторых вопросов демпфирования колебаний автомобилей: Автореф. дисс. ... канд. техн. наук / Р. И. Фурунжиев. – Минск, 1966. – 20 с.

293. Фурунжиев Р. И. Проектирование оптимальных виброзащитных систем. / Р. И. Фурунжиев. – Минск: «Вышэйшая школа», 1971. – 381 с.

294. Харкевич А. А. Спектры и анализ / А. А. Харкевич. – М.: Мир, 1962. – 253 с.

295. *Харти В.* Динамический анализ конструкций, основанный на исследовании форм колебаний отдельных элементов / В. Харти // Ракетная техника и космонавтика. – 1965. – Т. 3, № 4. – С. 130 – 138.
296. *Хачатуров А. А.* Динамика системы дорога – шина – автомобиль – водитель / А. А. Хачатуров, В. Л. Афанасьев, В. С. Васильев и др.; под ред. А. А. Хачатурова. – М.: Машиностроение, 1976. – 535 с.
297. *Хачатуров А. А.* Расчёт эксплуатационных параметров движения автомобиля и автопоезда / А. А. Хачатуров, В. Л. Афанасьев, В. С. Васильев, Г. В. Гольдин, В. П. Жигарёв. – М.: Транспорт, 1982. – 264 с.
298. *Хинц Р. М.* Аналитические методы синтеза форм колебаний конструкций / Р. М. Хинц // Ракетная техника и космонавтика. – 1975. – Т. 13, № 8. – С. 50 – 63.
299. *Цимбалин В. Б.* Методы исследования колебаний автомобиля: Автореф. дисс. ... д-ра техн. наук / В. Б. Цимбалин. – Москва – Горький: МАМИ, 1956. – 28 с.
300. *Цимбалин В. Б.* Исследование неровностей дорожных покрытий и их воздействий на автомобиль // Труды семинара по подвескам автомобилей. – Вып. 8, 1963.
301. *Цитович И. С.* Динамика автомобиля / И. С. Цитович, В. Б. Альгин. – Минск: Наука и техника. – 191 с.
302. *Щетинин Ю. С.* Пути снижения нагруженности колёсного трактора от колебаний в условиях реализации максимальных тяговых усилий: Дисс. ... канд. техн. наук. – М.: МАМИ, 1987. – 200 с.
303. *Чудаков Е. А.* Теория автомобиля / Е. А. Чудаков. – М.: Машгиз, 1950. – 343 с.
304. Шасси автомобиля ЗиЛ-130. Практика проектирования, испытаний и доводки / В. А. Агейкин, Л. М. Аксёнов, А. Б. Беренфельд и др.; под ред. проф. А. М. Кригера. – М.: Машиностроение, 1973. – 400 с.
305. *Шишкин В. И.* Динамические и эргономические исследования и оптимизация характеристик взаимодействия водителя и автомобиля: Автореф. дисс. ... канд. техн. наук / В. И. Шишкин. – Минск, 1977. – 19 с.
306. *Школьников Б. М.* Исследования по строительной механике автомобиля: Дисс. ... д-ра техн. наук / Б. М. Школьников. – М., 1973. – 350 с.

307. *Яблонский А. А.* Курс теоретической механики. Ч. II. Динамика / А. А. Яблонский. – М.: Высшая школа, 1984. – 423 с.
308. *Яценко Н. Н.* Колебания, прочность и форсированные испытания грузовых автомобилей / Н. Н. Яценко. – М.: Машиностроение, 1972. – 368 с.
309. *Яценко Н. Н.* Поглощающая и сглаживающая способность шин. / Н. Н. Яценко. – М.: Машиностроение, 1978. – 132 с.
310. *Яценко Н. Н.* Распределение подрессоренных масс грузовых автомобилей / Н. Н. Яценко // Автомобильная промышленность. – 1959. № 10. – С. 27 – 34.
311. *Яценко Н. Н.* Поперечные колебания автомобиля с учётом упругости несущей системы / Н. Н. Яценко, П. И. Митянин, Л. А. Жогов // Труды семинара по подвескам автомобилей. – М.: ОНТИ НАМИ, 1968. – Вып. 16. – С. 3 – 16.
312. *Яценко Н. Н.* Плавность хода грузовых автомобилей / Н. Н. Яценко, О. К. Прутчиков. – М.: Машиностроение, 1969. – 220 с.
313. *Яценко Н. Н.* Форсированные полигонные испытания грузовых автомобилей / Н. Н. Яценко. – М.: Машиностроение, 1984. – 328 с.
314. *Bathe K. - J.* Finite element procedures in engineering analysis / K. - J. Bathe // Englewood Cliffs (N.Y.): Prentice-Hall, 1982. – XIII, 755 p.
315. *Bathe K. - J.* An accelerated subspace iteration method / K. - J. Bathe, S. Ramaswamy // J. Comp. Meth. in Appl. Mech. and Eng. – 1980. V. 23. – P. 313 – 331.
316. *BauChau O. A.* Numerical Integration of Non-Linear Elastic Multi-Body Systems / O. A. BauChau, G. Damilano, N. J. Theron // Int. Journal for Numerical Methods in Engineering. – 1995. V. 38. – P. 2727 – 2751.
317. *Baumgarte J.* Stabilisation of Constraints and Integrals of Motion in Dynamic Systems. / J. Baumgarte // Computers Methods in Applied Mechanics and Engineering. – 1972. V. 1. – P. 1 – 16.
318. *Bayo E.* A Modified Lagrangian formulation for the dynamic analysis of constrained mechanical systems / E. Bayo, Garcia de Jalon, M. A. Serna // Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering. – 1988. V. 71, November. – P. 183 – 195.
319. *Bayo E.* An Efficient computational method for real time multibody dynamic simulation in fully Cartesian coordinates. / E. Bayo, Garcia de Jalon, Avello A,

J. Cuadrado // Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering. – 1991. V. 92. – P. 377 – 395.

320. *Bayo E.* Penalty Formulations for the Dynamic Analysis of Elastic Mechanisms / E. Bayo, M. A. Serna // Journal of Mechanisms, Transmissions, and Automation in Design. – 1989, September. – Vol. 111/321.

321. *Boileau P.-E.* A body mass dependent mechanical impedance model for applications in vibration seat testing / P.-E. Boileau, S. Rakheja, X. Wu // Journal of Sound and Vibration. Volume 253, Issue 1, 2002. – P. 243 – 264.

322. *Clough R. W.* The finite element in plane stress analysis // 2nd A.S.C.E. Conference on electronic computation. – Pittsburgh, 1960.

323. *Curnier A.* On three modal synthesis variants / A. Curnier // J. of Sound and Vibr. – 1983. V. 90, № 4. – P. 527 – 540.

324. Computer Aided Design Software, Inc. DADS. User's Guide, 1992. – 241 p.

325. *Dokainish M.A.* Topology of Nonlinear Mechanical Systems / M. A. Dokainish. — Toronto: University of Toronto, Dept. of Mechanical Engineering, 1964 — 114 p.

326. *Elliot A.* Validation of ADAMS Models of Two USMC Heavy Logistics Vehicle Design Variants / A. Elliot, G. Wheeler, H. Hodges // International ADAMS User Conference. – Novi, Michigan, USA, 2001.

327. *Ewins D. J.* Modal testing: Theory and Practice / D. J. Ewins. – Bruel Kjaer, 1986.

328. *Griffin M. J.* Handbook of human vibration / M. J. Griffin. – London: Academic Press, 1990.

329. *Fancher P. S.* Measurement and representation of the mechanical properties of truck leaf springs / P. S. Fancher, R. D. Ervin // SAE Technical Paper Series. № 800905. – Los Angeles, 1980. – P. 1 – 14.

330. *Jennings A.* Progressive simultaneous inverse iteration for symmetric linearized eigenvalue problems / A. Jennings, T. J. A. Agar // Comp. and Struct. – 1981. V. 14, № 1 – 2. – P. 51 – 61.

331. *Jennings A.* Matrix computation for engineers and scientists / A. Jennings. – Wiley (London), 1977. – 330 p.

332. *Jennings A.* Application of the simultaneous iteration method to undamped vibration problems / A. Jennings, D. R. L. Orr // Int. J. Num. Meth. Eng. – 1971. V. 3, № 1. – P. 13 – 24.

333. *Kortüm W.* Multibody Computer Codes in Vehicle System Dynamics / W. Kortüm, R. S. Sharp // Supplement to Vehicle System Dynamics. – 1993. V. 22.
334. *Le T. D.* A vibration isolation system in low frequency excitation region using negative stiffness structure for vehicle seat / T. D. Le, K. K. Ahn // Journal of Sound and Vibration, 2011. № 330. P. 6311–6335.
335. *Lee R.* Analytical analysis of human vibration / R. Lee, F. Pradco // SAE preprint, 1968. № 680091.
336. Manual on design and application of leaf spring // SAE, 1788 a. – New-York, 1975. – P. 1 – 95.
337. *Mayton A. G.* Laboratory investigation of seat suspension performance during vibration testing / A. G. Mayton, J. P. DuCarme, C. C. Jobes, T. J. Matty // National Institute for Occupational Safety and Health, Pittsburgh Research Laboratory, 2005. P. 7.
338. Mechanical Dynamics // ADAMS Internet Site: <http://www.adams.com>. Mechanical Dynamics Incorporated. – Ann Arbor, MI, USA, 2001.
339. Mechanical Simulation Corporation. AutoSim 2.5+ Reference Manual // Mechanical Simulation Corporation. – Ann Arbor, Michigan, USA, 1998.
340. *Mitschke M.* Dynamik der Kraftfahrzeuge / M. Mitschke, H. Wallentowitz. 4-ed. - Berlin: Springer, 2004. - 806 p.
341. *Polyakov Yu.A.* Assessment of the vehicle vibration loading with taking into account the dynamic stiffness of the leaf spring / Yu. A. Polyakov // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. – 2019. – Vol. 537. № 032099. doi:10.1088/1757-899X/537/3/032099 (Scopus)
342. *Polyakov Yu.A.* The choice of rational stiffness joints parameters of the cabin suspension levers in the vehicle / Yu. A. Polyakov // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. – 2019. – Vol. 560. № 012151. doi:10.1088/1757-899X/560/1/012151 (Scopus).
343. *Polyakov Yu. A.* Estimation of the vibration loading vehicle with pneumohydraulic suspensions / A. S. Gorobtsov, S. K. Kartsov, Yu. A. Polyakov // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. – 2017. – Vol. 177. № 012086. doi:10.1088/1757-899X/177/1/012086 (Scopus, Web of Science).
344. *Radke A. O.* Schwingungstechnische Betrachtungen über einem LKW-Fahrersitz / A. O. Radke, A. K. Simons // Automobil Industrie. – 1963. № 1. – S. 117 – 129.

345. *Reimpel J.* The Automotive Chassis: Engineering Principles / J. Reimpel, H. Stoll, J. W. Betzler; translated from the German by AGET Limited. 2-d ed. -Oxford: Elsevier Butterworth-Heinemann, 2001. — 444 p.
346. *Robinson C.* Taperlife suspension springs for road vehicles / C. Robinson // Special Steel Technical Review. – 1974. № 4. – P. 23 – 27.
347. *Robinson C.* The taped leaf spring / C. Robinson // Automotive design engineering. – 1976. № 5. – P. 51 – 59.
348. *Ryan R. R.* ADAMS / R. R. Ryan // In Supplement to Vehicle System Dynamics. – 1993. V. 22. – P. 144 – 152.
349. *Sapinski B.* Real-time control for a magnetorheological shock absorber in a driver seat / B. Sapinski // Journal of theoretical and applied mechanics, 43, 1, 2005. – P. 631 – 653.
350. *Sayers M. W.* AUTOSIM. / M. W. Sayers // In Supplement to Vehicle System Dynamics. – 1993. V. 22. – P. 53 – 56.
351. *Serban R.* A Topology Based Approach for Exploiting Sparsity in Multibody Dynamics in Cartesian Formulation / R. Serban, D. Negrut, F. A. Potra, E. J. Haug // Mechanics of Structures and Machines. – 1977. V. 25. – P. 379 – 396.
352. *Schade G.* Vehicle Ride Analysis of a Tractor-Trailer / G. Schade, S. Hamill // International ADAMS User Conference. – Orlando, Florida, USA, 2000.
353. *Schwerin R.* Multibody System Simulations / R. Schwerin // Numerical Methods, Algorithms and Software. – Springer, 1999.
354. *Shabana A. A.* Dynamics of Multibody Systems / A. A. Shabana // New York, NY, Cambridge University Press, 2005.
355. *Shabana A. A.* Projection Methods in Flexible Multibody Dynamics / A. A. Shabana, Y. L. Hwang, R. A. Wehage // Int. Journal for Numerical Methods in Engineering. – 1992. V. 35. – P. 1927 – 1966.
356. *Sharp R. S.* The Application of Multi-Body Computer Codes to Road Vehicle Dynamics Modelling Problems / R. S. Sharp // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. – 1994. V. 208. – P. 55 – 61.
357. *Wisner A.* Biomechanical model of man for the study of vehicle seat and suspension / A. Wisner, A. Donnadieu, A. Berthos // Internal Journal of Product Research. – 1964. № 4. – P. 131 – 148.
358. Интернет-ресурс www.euler.ru.
359. Интернет-ресурс www.mathworks.com/products/simdrive.