

**МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО
ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ УЗБЕКИСТАН**

ТАШКЕНТСКИЙ АВТОМОБИЛЬНО-ДОРОЖНЫЙ ИНСТИТУТ

На правах рукописи

УДК 629.113:012.5

Рискалиев Даврон Шавкатжонович

**Снижение уровня вертикальных колебаний городского автобуса
(малой длины)**

Специальность: 5А521101- «Автомобили»

Диссертация

на соискание академической степени магистра

Научный руководитель

доц. Хашимов Д.И

Ташкент-2011 год

« УТВЕРЖДАЮ»
Проректор по научной
работе ГАДИ
доц. Рыскулов А.А.

« ____ » _____ **2011г.**

Индивидуальное задание на магистерскую диссертационную работу

**«СНИЖЕНИЕ УРОВНЯ ВЕРТИКАЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ ГОРОДСКОГО
АВТОБУСА (малой длины)»**

Введение

Глава I. Состояние вопроса и задачи исследования

Глава II. Обоснование расчетной схемы и математического описания колебаний автобуса

2.1.Обоснование требований к математической модели пространственных колебаний автобуса

2.2.Расчетная схема и уравнения пространственных колебаний автобуса

2.3.Упрощенные расчетные схемы колебаний автобуса

2.4.Построение линеаризованной математической модели

Выводы по главе 2 .

Глава III. Снижение уровня вертикальных колебаний автобуса

3.1.Установление рациональных значений статического прогиба подвески и коэффициента демпфирования

3.2.Установление диапазона изменения параметров колебаний в различных дорожных условиях

3.3.Обоснование рекомендаций по снижению уровня вертикальных колебаний автобуса

Выводы по главе 3

Заключение

Список использованной литературы

Приложения

Эксперт

д.т.н. проф. Алимухамедов Ш.П

Зав. кафедрой «ГА»

д.т.н. проф. Шермухамедов А.А.

Научный руководитель

к.т.н. проф. Хашимов Д.И.

Магистрант

гр.508-09 «Автомобили» Рискалиев Д.Ш.

РАЗРЕШЕНИЕ

Тема магистерской диссертации: Снижение уровня вертикальных колебаний городского автобуса (малой длины).

Я, Рискалиев Даврон Шавкатжанович, разрешаю библиотеке Ташкентского автомобильно-дорожного института (ТАДИ) пользоваться моей магистерской диссертацией в установленном ректоратом ТАДИ порядке.

Если материал моей диссертации будет использоваться для коммерческих целей или для получения прибыли, необходимо получение дополнительного моего соглашения и кафедры «Технология автомобилестроения» ТАДИ. Для чего прошу поставить меня в известность по адресу: Наманганская область, Папский район, ул. Б.Туйчиев дом 7.

Мой e-mail: davron_0212@rambler.ru

Тел.: +99897-772-89-86

Дата « _____ » _____ 2011 г

Подпись автора _____

СОДЕРЖАНИЕ

| | |
|--|---|
| ВВЕДЕНИЕ | 5 |
| | |
| ГЛАВА I. СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ | 9 |
| ГЛАВА II. ОБОСНОВАНИЕ РАСЧЕТНОЙ СХЕМЫ И МАТЕМАТИЧЕСКОГО ОПИСАНИЯ КОЛЕБАНИЙ АВТОБУСА | 1 |
| 2. Математические модели пространственных колебаний 1 автомобиля..... | 1 |
| 2. Обоснование расчетной схемы колебаний автобуса 2 | 2 |
| 2. Упрощенные расчетные схемы колебаний автобуса 3 | 2 |
| 2. Расчетное определении вероятности отрыва колес от дороги 4 | 3 |
| ГЛАВА III Глава 3. Экспериментальные исследования колебаний кузова автобуса | 2 |
| 3. Цели и задачи экспериментальных исследований 1 | 2 |
| 3. Оборудование и аппаратура для экспериментальных исследований 2 | 3 |
| Выводы по главе «3»..... | 4 |
| ГЛАВА IV. Снижение уровня вертикальных колебаний автобуса | 4 |
| 4. Моделирование колебаний автобуса при переезде через единичную 1 неровность..... | 4 |
| | 1 |

| | | |
|----|---|---|
| 4. | Влияние жесткости подвески и сопротивления амортизаторов на | 4 |
| 2 | параметры движения автомобиля по неровной дороге | 8 |
| | | |
| 4. | Расчетное определение параметров рессорной подвески помощью | 5 |
| 3 | программы | 3 |
| | ANSYS..... | |
| | Выводы по главе | 6 |
| | «4»..... | 3 |
| | Выводы по | 6 |
| | диссертации..... | 5 |
| | Список | 6 |
| | литературы..... | 6 |

Введение

Автомобильный транспорт является массовым и удобным средством перевозок пассажиров и грузов, обладающим большой мобильностью, хорошей проходимостью и маневренностью, приспособленностью для работ в различных эксплуатационных условиях.

С первых лет независимости, Правительство Республики Узбекистан выбрало путь развития транспортной промышленности, в том числе автомобильной.

Отсутствие в Республике морских портов, экономическая неэффективность воздушных перевозок и ряд других обстоятельств, поставило на первый план развитие собственного автомобилестроения, возрождения транспортного коридора шёлкового пути.

Наглядным примером этого является открытие заводов по производству автомобилей в городах Асака и Самарканде и целого ряда предприятий по производству комплектующих изделий для легковых и грузовых автомобилей, а также автобусов. На рис.1.1 показана динамика выпуска автомобилей УзДЭУ авто за последние годы.

Сейчас можно с уверенностью сказать, что Узбекистан является производителем автомобилей достаточно с хорошей репутацией не только внутри нашей страны, но и далеко за её пределами.

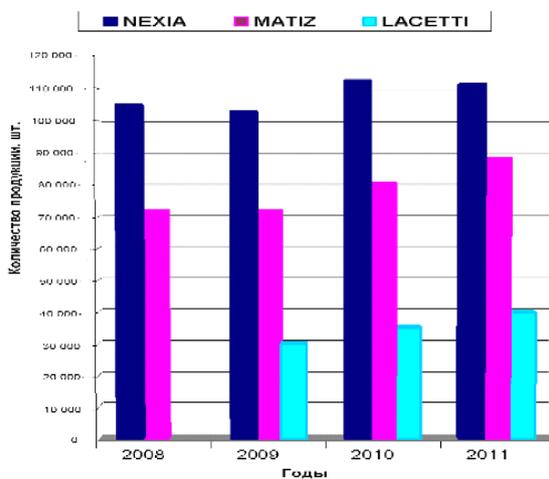


Рис 1.1 Производство на 2008-2011 годы

В своих научных трудах «Мировой экономической кризис, пути и меры по его преодолению в условиях Узбекистана» и других опубликованных трудах, Президент И.А. Каримов поставил конкретные задачи перед автомобилистами по созданию и эксплуатации конкурентно способных автомобилей на мировом рынке [1].

Повышение технического уровня автомобиля, его конкурентоспособности связано с улучшением всех его эксплуатационных свойств, учету при проектировании современных требований активной, пассивной и экологической безопасности автомобиля.

Колебания и плавность хода автомобилей относится к числу важных эксплуатационных свойств, которые определяют его активную безопасность, комфортабельность автомобиля, возможность совершать длительные поездки без утомления водителя и пассажиров. Колебания автомобиля оказывают решающее влияние на нагруженность его систем и механизмов. Поэтому снижению уровня колебаний автомобиля постоянно уделяется большое внимание конструкторов и исследователей. Колебания и плавность хода зависят от большого числа конструктивных параметров автомобиля. К ним относятся величина базы автомобиля, распределение нагрузок по осям, нагрузка в кузове (салоне), кинематические и упругие характеристики подвески, жесткость и поглощающая способность шин и другие.

Одним из важных конструктивных параметров автомобиля, от которых зависит уровень колебаний автомобиля является его база. Короткобазные автомобили имеют более высокий уровень вертикальных и угловых колебаний, чем длиннобазные. Автобусы малой длины по этой причине будут иметь более высокий уровень колебаний, чем автобусы большой длины. Кроме того, обычно, на автобусы малой длины устанавливают рессорные подвески (Отайул, Исузу, ПАЗ и др.), в то время как на городские автобусы средней большой длины устанавливают подвески с регулируемыми характеристиками, что позволяет иметь приблизительно одинаковую частоту свободных колебаний кузова независимо от полезной

нагрузки. Анализ исследований по данной тематике показывает, что вопросы снижения уровня колебаний и плавности хода автобусов малой длины изучены недостаточно полно. В особенности это относится к исследованиям по влиянию трения в элементах подвесок на колебания автомобиля.

Потому исследования, направленные на снижение уровня вертикальных и угловых колебаний кузова автобуса малой длины, имеют важное практическое значение. Выявление закономерностей влияния характеристик упругого гасящего элементов подвески на колебания автобуса в различных дорожных условиях обуславливает научную новизну диссертации.

Снижение уровня колебаний автобуса позволит повысить технический уровень машины, улучшить условия перевозок, снизить нагруженность ходовой и несущей частей автобуса.

Цель исследований. Целью исследований является снижение уровня колебаний кузова автобуса путем выбора параметров упругого и гасящего элементов подвески.

Актуальность работы. заключается в том, что объектом исследований является городской автобус малой длины с низким уровнем пола, разработка и постановка которого на производство входит в перспективный план завода СамАвто.

Теоретические исследования направлены на установление рациональных значений параметров подрессоривания на дорогах, характеризующихся различным микропрофилем. Экспериментальные исследования были посвящены измерению микропрофиля различных городских дорог и выбору модели для представления возмущений от микропрофиля дороги.

Научная новизна. Научная новизна работы заключается в том, что для исследования колебаний автомобиля используется программа MATLAB/Simulink, значительно облегчающая математическое моделирование процессов колебаний, а также оценка колебаний автомобиля с учетом вероятности отрывов колес автомобиля от опорной поверхности.

Экономическая эффективность. Эффективность исследований будет обуславливаться следующими факторами:

1. Повышением технического уровня машины, а следовательно его конкурентоспособностью;
2. Повышения долговечности машины за счет снижения уровня нагрузок, воспринимаемых несущей системой автобуса;
3. Улучшением плавности хода автобуса, что улучшает условия поездок для пассажиров и улучшает условия работы водителя.

Глава I. Состояние вопроса и задачи исследования

Основным видом пассажирского транспорта в крупных и средних по численности населения городах Узбекистана является автобус. Известно, что в городах с населением более 1 млн. человек, перевозки пассажиров рационально осуществлять на автобусах большой длины, т.е. длиной 12 и более метров. Примером этому является г. Ташкент, где с большим успехом используются автобусы большой длины фирмы Мерседес. Однако, для городов с населением 400-500 тысяч человек, применение автобусов большой длины оказывается нерациональным в связи с его недостаточным наполнением. В этих же условиях применение автобусов особо малой длины (Исузу, Отайол), также оказывается нерациональным из-за их малой вместимости. Поэтому для средних по численности населения городов используют автобусы малой длины (до 8м).

Совершенствование конструкций городских автобусов ведется в направлении улучшения их эксплуатационных свойств. К числу важных свойств городского автобуса относятся удобство входа-выхода пассажиров в автобус, плавность хода и комфортабельность поездок. С этой целью городские автобусы начали выполнять низкопольными, с расположением уровня пола на высоте 330-360 мм над уровнем дороги. Это не только доставляет большие удобства для всей категории пассажиров, но и позволяет повысить их производительность за счет уменьшения времени нахождения автобуса на остановке. С этой целью на Самаркандском автобусном заводе, а также в ТАДИ ведутся работы по разработке низкопольного городского автобуса длиной 8 м.

К числу важных свойств городского автобуса следует также отнести его плавность хода. Поэтому улучшение плавности хода, улучшающие условия перевозки пассажиров, облегчающие условия работы водителя является актуальной.

Разразившийся в 2008 г. мировой финансовый экономический кризис, как отметил Президент И.А.Каримов, не может не затронуть все страны, в том числе и нашу страну.

В своей книге «Мировой финансово-экономический кризис, пути и меры по его преодолению в условиях Узбекистана» Президент отмечает: «Убежден, что при реализации принятой Антикризисной программы большое значение имеет поиск дополнительных стимулов для обеспечения максимальной заинтересованности каждого субъекта экономики с тем, чтобы выполнение программы стало его важнейшим делом [2]».

Динамические нагрузки и колебания, испытываемые автомобилями при эксплуатации по дорогам с неровной поверхностью, ухудшает в значительной степени эксплуатационно-технические качества автомобилей, а следовательно, и эффективность использования автомобильного транспорта.

Основными устройствами, защищающими автомобиль от динамических воздействий, вызванных неровностями дороги, являются подвеска и шины. Подвеска обеспечивает передачу сил и моментов, действующих между колесом и рамой (кузовом). В зависимости от назначения транспортного средства, его грузоподъемности и условий эксплуатации конструкция подвески может быть выполнена по-разному.

В настоящее время наиболее распространенными упругими элементами в подвесках грузовых автомобилей и автобусов малой длины являются листовые рессоры. Широкое применение подвески с листовыми рессорами объясняется простотой ее конструкции, небольшой стоимостью и малой трудоемкостью обслуживания. Этим объясняется, что на перспективном автобусе СамАвто для подвески колес использована подвеска рессорного типа.

Однако листовые рессоры имеют и недостатки. Во-первых, они имеют большую массу по сравнению с массой других упругих элементов подвески. Значительная масса рессор частично компенсируется выполнением ими, как правило, и функций направляющего устройства подвески. Однако большая

масса рессоры обусловлена тем, что накапливаемая в ней энергия деформации на единицу объема затрачиваемого металла в несколько раз меньше, чем в упругих элементах другого типа. Во-вторых, долговечность рессор, обусловленная сложным динамическим характером нагружения, часто бывает недостаточна. Все это заставляет конструкторов особенно тщательно проектировать рессорные подвески и рессоры автомобилей, чтобы обеспечить большую экономию рессорной стали и средств, особенно заметную при массовом производстве.

Значительно возросшие за последнее время средние скорости эксплуатации современных автомобилей при еще значительной неровности дорожных покрытий в достаточной степени усложнили проблему прочности и срока службы рессор. Кроме того, выявилась глубокая связь кинематической системы и динамических характеристик рессорной подвески с такими важными эксплуатационно-техническими качествами автомобиля, как плавность хода, устойчивость и др. Следовательно, при проектировании рессор подвески автомобиля нельзя ограничиться лишь расчетом на прочность. Необходимо учитывать и связи между параметрами рессорной подвески, ее конструкцией и эксплуатационно-техническими качествами автомобиля.

В последние годы благодаря применению теории вероятностей, статистической динамики и теории упругости в теории и расчете рессор были получены новые фундаментальные результаты, имеющие непосредственное практическое значение. Они позволили более полно аналитически описать дорожные условия и эксплуатационно-технические качества автомобиля, связанные с работой подвески.

Вопросы колебаний автомобилей рассматривались в работах Е.А. Чудакова, Я.М. Певзнера, Силаева В.С., Р.В. Ротенберга, А.А. Хачатурова, М. Мичке, Д. Эллиса и других зарубежных ученых. Наиболее полно вопросы колебаний автомобилей рассмотрены в работах Р.В. Ротенберга и в работах

кафедры теоретической механики МАДИ, которые были проведены под руководством А.А. Хачатурова [3].

В работах Ротенберга Р.В. колебания автомобиля рассматриваются при детерминированных возмущениях от опорной поверхности. С появлением исследований Силаева по спектральной теории поддресоривания масс автомобиля, в теории колебаний началось интенсивное применение методов статистической динамики, что потребовало проведения обширных экспериментальных исследований по ровности дорожного покрытия.

Были рассмотрены и решены теоретические аспекты принципиальных возможностей подвесок наземных транспортных средств по критериям плавности хода (МАДИ, Ю. Яковлев, В. Кольцов). Вместе с этим разработка несложных инженерных методов расчетов по выбору параметров подвесок, обеспечивающих заданные при проектировании характеристики, дающих, близкие к экспериментально полученным данным значения, ждет еще своего решения.

В нашей Республике вопросами колебаний автомобилей начали заниматься в последние годы, после создания в стране автомобильной промышленности.

Выводы по первой главе

1. Колебания автомобиля постоянно изучаются на протяжении почти 70 лет, и здесь достигнуты большие успехи в математическом представлении автомобилей, возмущений от дорожных неровностей, учету конструктивных особенностей трансмиссии, подвески колес и т.д.;

2. Одной из задач теории автомобиля является разработка несложных инженерных методов расчетов по выбору параметров подвесок, обеспечивающих заданные при проектировании характеристики колебаний автомобиля.

Глава II. Обоснование расчетной схемы и математического описания колебаний автобуса

2.1. Математические модели пространственных колебаний автомобиля

Аналитическое исследование и расчеты на ЭВМ колебаний автомобиля проводятся на основе математического описания, которое отражает с определенными допущениями особенности конструкции автомобиля и взаимодействие отдельных его частей. В зависимости от целей исследований могут приниматься различные по детализации расчетные схемы, отличающиеся точностью представления в них частей и агрегатов автомобиля. Однако любая схема должна соответствовать рассматриваемым колебаниям автомобиля и обеспечивать совпадение с заданной точностью результатов расчетов с данными натурных испытаний.

При исследовании плавности хода обычно ограничиваются рассмотрением колебаний в диапазоне 0-15-20 Гц, поэтому расчетная схема должна достаточно точно описывать колебания масс автомобиля в этом диапазоне. Исследование только низкочастотного диапазона позволяет существенно упростить расчетную схему и представить автомобиль в виде динамической системы, состоящей из ряда сосредоточенных масс, соединенных безынерционными упругими и демпфирующими элементами.

На относительное перемещение масс накладываются ограничения, характер которых зависит от конструкции направляющего устройства подвески. Правильный учет ограничений (геометрических связей) необходим для корректного составления уравнений движения.

Наиболее полная расчетная схема колебаний автомобиля была предложена в работах кафедры Теоретической механики МАДИ. При этом были введены следующие понятия (рис.2.1):

1. Горизонтальная плоскость Н-плоскость дороги, от которой отсчитываются ординаты высот микропрофилей.

2. Ось дороги.
3. Продольная вертикальная плоскость Γ , проходящая через ось дороги (продольная плоскость).
4. Поперечная вертикальная плоскость Π , проходящая через центр тяжести автомобиля перпендикулярно продольной плоскости.
5. Подвижная система координат $C_0x_0y_0z_0$; началом системы служит точка C_0 — проекция центра тяжести кузова C на горизонтальную плоскость H , осями C_0x_0 , C_0y_0 , C_0z_0 — линии пересечения плоскостей Π , Γ и H .
6. Подвижная система координат $C\eta\xi\zeta$, неизменно связанная с кузовом автомобиля; начало этой системы находится в центре тяжести кузова; оси ориентированы таким образом, что при отсутствии колебаний автомобиля оси $C\xi$ и $C\eta$ горизонтальны и лежат в продольной Π и поперечной Γ плоскостях, а ось $C\xi$ совпадает с осью C_0z_0 .
7. Вспомогательные подвижные системы координат, оси которых параллельны осям главной системы, а начало находится в центрах тяжести соответствующих масс автомобиля (кузова, неподрессоренных масс или колес); вспомогательные подвижные системы координат движутся поступательно.

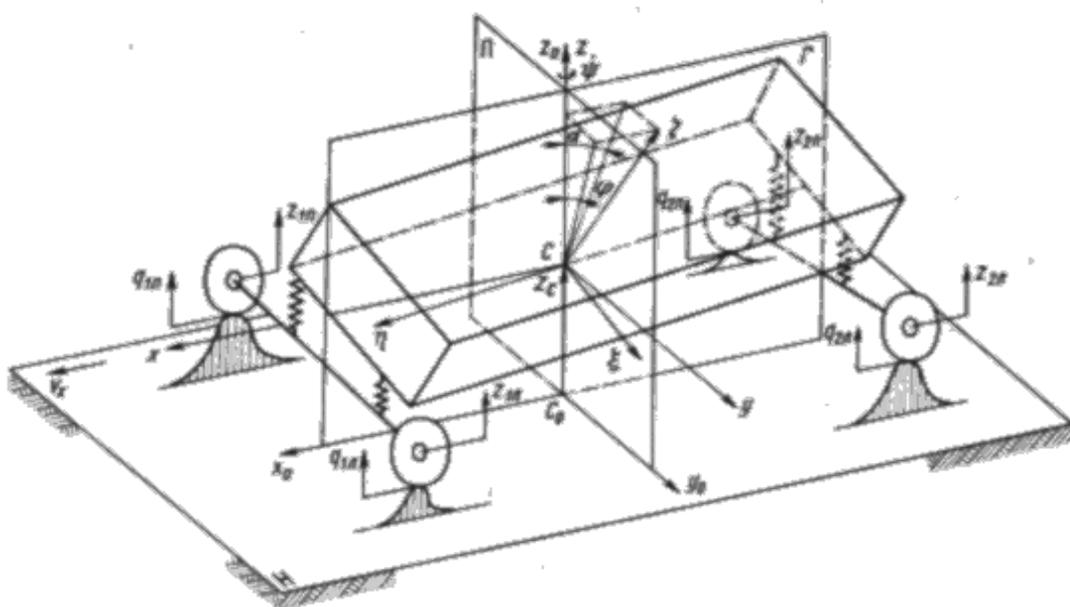


Рис. 2.1. Расчетная схема колебаний автомобиля с зависимой передней и задней подвесками

При составлении пространственной схемы колебаний обычно принимают следующие допущения:

1. Кузов автомобиля — твердое тело, имеющее продольную плоскость симметрии, т. е. деформациями рамы на кручение и изгиб пренебрегаем.
2. Центр тяжести кузова все время находится в продольной плоскости и движется так, что проекция его скорости на плоскость H остается постоянной.
3. Отсутствует влияние продольных и поперечных реакций дороги на колебания масс автомобиля.
4. Оси мостов движутся в плоскостях, перпендикулярных к плоскости $C\eta\xi$ (плоскости рамы); траектории движения центров масс — прямые, нормальные к плоскости $C\eta\xi$.
5. Моменты инерции мостов относительно осей вращения колес равны нулю.
6. Неуравновешенность и гироскопические моменты вращающихся масс трансмиссии и двигателя равны нулю.
7. Колебания масс автомобиля малы.
8. Контакт шин с дорогой точечный.

Подобные допущения обычно принимают при исследовании плавности хода автомобиля, но четко их не формулируют и, кроме того, не указывают границы применимости принятой расчетной схемы. Поэтому остановимся подробнее на каждом из допущений.

Первое допущение о наличии в автомобиле плоскости симметрии вполне оправдывается для большинства легковых и грузовых автомобилей. Это допущение, позволяет существенно упростить исследования колебаний автомобиля, так как при линейных характеристиках упругих и демпфирующих элементов, угловые колебания в продольной и поперечной плоскостях оказываются независимыми.

Пренебрежение при расчете колебаний изгибными деформациями рамы вполне допустимо для большинства автомобилей, за исключением длиннобазных. При снятии амплитудно-частотных характеристик у

грузового длиннобазного автомобиля на барабанных стендах возникали заметные изгибные деформации рамы при частоте 6.5-7 Гц, при этом перемещение задней стенки кабины относительно рамы составляло до 10 мм.

Если пассажир прижимался к спинке сиденья, то возникающие продольные колебания были практически непереносимыми. По-видимому, в этом случае при исследовании случайных колебаний автомобиля целесообразно было бы уточнить расчетную схему, учтя изгибную податливость рамы и представив кабину в виде твердого тела, связанного с рамой. Исследование расчетной схемы, не учитывающей указанных факторов, позволяет получить результаты, удовлетворительно согласующиеся с данными натурных испытаний лишь по вертикальным и угловым ускорениям в вертикальной продольной плоскости.

Несколько меньше оснований исключать из расчетной схемы податливость рамы на кручение, особенно при исследовании поперечных угловых колебаний длиннобазных автомобилей. У грузовых автомобилей даже с нормальной базой отмечалась заметная разница в поперечных угловых ускорениях, определенных в разных сечениях. Например, у автомобиля ЗИЛ-130 среднее квадратическое ускорений, измеренных на раме у переднего бампера, на 30—50% больше такового над задней осью.

Удовлетворительное совпадение результатов расчета с данными натурных испытаний получается только для сечений, близко расположенных к задней подвеске. Для легковых и короткобазных грузовых, а также для других автомобилей с большой жесткостью рамы и кузова пренебрежение податливостью рамы или кузова вполне допустимо.

В настоящее время недостаточно экспериментального материала по исследованию крутильной жесткости рам автомобилей и по ее влиянию на поперечные угловые колебания, чтобы можно было построить модель, одинаково пригодную для исследования колебаний различных автомобилей. Можно лишь утверждать, что при исследовании колебаний в диапазоне 0-15 Гц допустимо рассматривать систему со сосредоточенными параметрами и

выделять при учете податливости рамы при кручении (и изгибе) только основную форму колебаний. Возникающую при этом задачу распределения подрессоренных масс следует решать в каждом отдельном случае. Учет крутильной жесткости рамы приводит к исследованию динамической системы из двух твердых тел, соединенных упругим элементом, который работает на кручение, и расположенных над передней и задней подвесками. Например, у автомобиля «Урал-375» массы, расположенные до задней стенки кабины, были отнесены к переднему твердому телу, а массы, расположенные за нею, - к заднему.

В некоторых трудах отмечается необходимость включения в расчетную схему крупных узлов и агрегатов (в первую очередь, двигателя и кабины) в виде отдельных масс, имеющих упругую подвеску на раме автомобиля. Такую схему целесообразно применять лишь в специальных случаях, например при решении задачи вторичного подрессоривания кабины, когда ее крепление заведомо делается нежестким. В обычных конструкциях автомобиля крепление кабины и двигателя к раме таково, что частоты их собственных колебаний выходят из диапазона 0-15 Гц или лежат на его границе, а амплитуды колебаний незначительны. Поэтому при исследовании плавности хода необходимость рассмотрения колебаний этих узлов как упруго закрепленных масс вызывает сомнение. Уточнение расчетной схемы целесообразно при расчете динамических нагрузок на элементы конструкции автомобиля (рамы), а также при рассмотрении высокочастотной вибрации, вызванной, например, неуравновешенностью масс двигателя и трансмиссии, и решении задачи виброизоляции и снижения шума. В этом случае учет указанных факторов, в частности подвески двигателя, может иметь большое влияние.

Второе допущение подразумевает, что при расчете плавности хода рассматривается установившееся прямолинейное движение автомобиля, при котором его скорость постоянна, а центр масс кузова движется по отношению к плоскости S_{oxoy_0} (горизонтальной плоскости) только по

нормали, т. е. исключаются продольно-поступательные колебания кузова. Это допущение оправдано, если плавность хода автомобиля оценивать по вертикальным и угловым колебаниям. Если принимать во внимание еще продольные ускорения, вызывающие малые отклонения скорости движения от ее среднего значения, то от указанного Допущения следует отказаться. В этом случае невозможно пренебречь инерционностью вращающихся масс двигателя и трансмиссии. Расчетная схема колебаний автомобиля в продольной плоскости, учитывающая указанные флуктуации скорости движения, рассмотрена в литературе.

Расчеты показали, что среднее квадратическое ускорений поддресоренных масс в продольно-поступательном движении составляет 0,1-0,3 вертикальных ускорений, что хорошо согласуется с экспериментальными результатами. Особенно сильно проявляются продольные ускорения при малых скоростях движения и на участках дорог с неровностями типа «кочки» и «валы».

Третье допущение непосредственно связано со вторым и вполне целесообразно, поскольку при прямолинейном и равномерном движении автомобиля нормальные силы существенно больше поперечных и продольных сил.

Четвертое допущение исключает из рассмотрения возможность поворота мостов относительно осей, перпендикулярных к плоскости рамы автомобиля. Отметим, что траектория центра тяжести мостов относительно кузова может быть сложной и только в первом приближении ее можно считать прямой, нормальной к плоскости $C\eta\xi$.

Пятое допущение вполне приемлемо, так как моменты инерции мостов относительно осей вращения колес малы и практически не влияют на плавность хода автомобиля.

Шестое допущение - пренебрежение гироскопическими моментами вращающихся масс - общепринятое при исследовании колебаний автомобиля, за исключением случая, когда рассматриваются колебания его

управляемых колес. Неуравновешенность масс двигателя и трансмиссии проявляется только при рассмотрении высокочастотных вибрации, анализ которых входит в задачу исследования не плавности хода автомобиля, в более широкой его характеристики - комфортабельности.

Седьмое допущение не следует понимать как линеаризацию дифференциальных уравнений колебаний динамической системы относительно положения равновесия. Уравнения остаются нелинейными. Из них только исключаются члены, имеющие вторую степень малости относительно обобщенных координат и скоростей, а тригонометрические функции углов наклона кузова и мостов заменяются самими углами.

Восьмое допущение заключается в том, что вместо распределенного по площадке контакта шины воздействия к ней прикладывается одна сила, определяемая ординатой дорожной поверхности под центром колеса. Такая замена возможна при движении автомобиля по асфальтобетонным и грунтовым дорогам, однако при движении по дорогам с большим уровнем высокочастотных возмущений (крупный булыжник) в точечный контакт шины надо подавать некоторую осредненную по площадке контакта ординату.

Для исследования колебания автобуса требуется подробное математическое описание его как объекта регулирования в системе дорога - шина - автомобиль - водитель. В этой системе объединены в едином процессе как механические колебания отдельных масс (кузов, неподрессоренные массы и т. п.), так и другие физические процессы, сопровождающие работу различных систем автомобиля и влияющие на характеристики его движения (взаимодействие автомобиля и водителя при управляемом движении, работа систем управления автомобилем и взаимодействие его с внешней средой и поверхностью дороги).

Для системного исследования общего случая движения автомобиля необходимо принятие единой методики для описания взаимодействия различных частей изучаемой системы. Наиболее подходящей является

методика, в основу которой положены представления теории автоматического управления, при которой исследуемая система «автомобиль» представляется совокупностью взаимодействующих динамических звеньев. Отдельные звенья этой системы не являются обязательно какими-либо изолированными и материальными ее частями. Это связано, в частности, с тем, что одна и та же материальная часть общей системы выполняет различные функции и характеризуется соответственно различными группами переменных величин. К внешним воздействиям на автомобиль относятся дорожные неровности, воздействие воздушной среды, внешние активные силы, а также заданная в плане форма проезжей части и проектные наклоны дороги.

Совокупность выделенных динамических звеньев составляет структурную схему системы дорога - шина - автомобиль - водитель, которая показана на рис.2.2. Каждое звено этой системы совершает определенное преобразование величин и, следовательно, характеризуется входными и выходными параметрами, а также связывающими их уравнениями. Эти величины в соответствии с их физической природой разделены на группы, характеризующие тип взаимодействия между звеньями системы. Выделены следующие группы переменных величин и соответствующие им типы взаимодействия между звеньями системы:

- 1) Кинематическое (линейные и угловые перемещения);
- 2) Силовое (силы, действующие между частями автомобиля при их относительном перемещении, а также реакции дороги);
- 3) Информационное (кинематические и силовые факторы, воспринимаемые водителем);
- 4) Сигнальное (величины, которые задает водитель и которые определяют положение органов управления автомобилем);
- 5) Инерционное (кинематические ограничения, наложенные на относительные перемещения различных масс автомобиля конструкцией направляющих устройств).

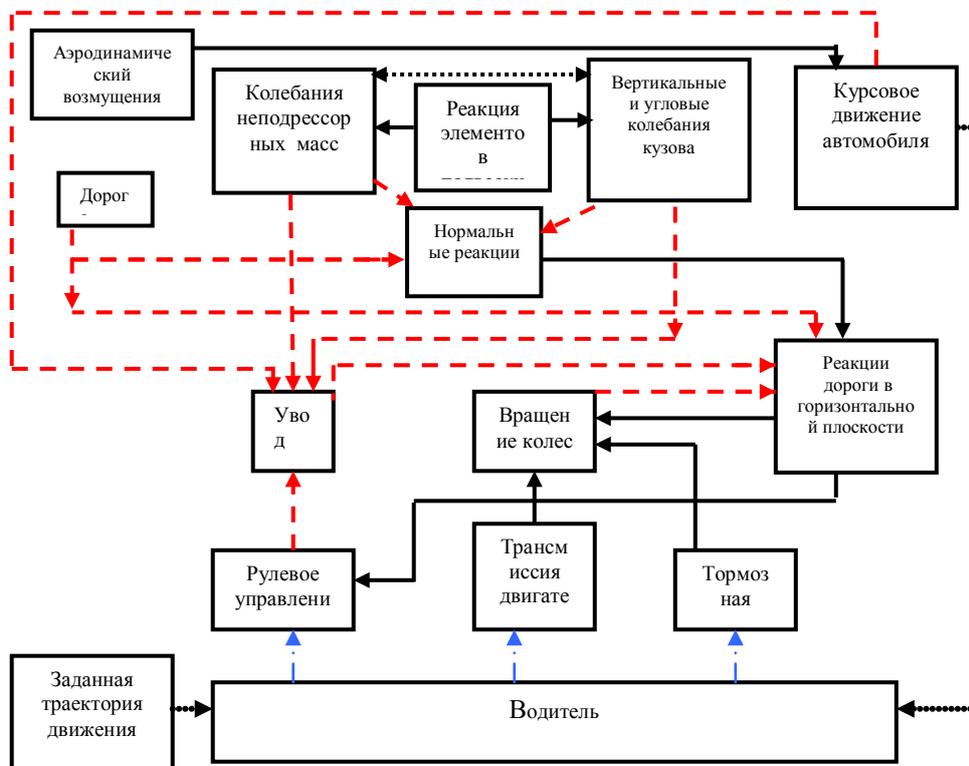


Рис. 2.2 Общая структурная схема системы дорога — шина — автомобиль — водитель

- > Силы
- - - - -> Кинематическая связь
-> Инерционная связь
-> Информация
- . - . -> Сигналы управления

2.2. Обоснование расчетной схемы колебаний автобуса

Автомобиль представляет собой колебательную систему, состоящую из нескольких масс – кузова, колес, двигателя, кабины и др., связанных между собой упругими связями и демпферами. Эти массы делят, прежде всего, на поддрессоренные и неподдрессоренные. Поддрессоренной частью автомобиля являются все его элементы, вес которых передается упругому устройству подвески. Те элементы, сила тяжести которых не передается через упругое устройство подвески, называют неподдрессоренными элементами автомобиля.

Таким образом, поддрессоренными элементами автомобиля являются кузов и рама с укрепленными на ней механизмами, а не поддрессоренными – колеса в сборе с осями (мостами).

Как уже упоминалось выше, наличие симметрии автомобиля в продольной плоскости приводит в большинстве случаев к независимости колебаний автомобиля в продольной и поперечной плоскостях и это обстоятельство позволяет рассматривать эти виды колебаний по отдельности.

Кроме этого, из теории автомобиля известно, что в случае выполнения равенства (2.1), колебания передней части автомобиля становятся независимыми от колебаний его задней части. Поэтому эти колебания можно рассматривать в отдельности.

$$\rho^2 = av, \quad (2.1)$$

где ρ^2 - радиус инерции автомобиля;

а и b – расстояния от центра масс автомобиля, соответственно, до передней и задней осей.

Экспериментальными исследованиями М. Мичке [26] установлен, что условие (2.1) практически всегда выполняется для легковых автомобилей и отличие радиуса инерции автомобиля от произведения продольных координат его центра масс не превышает 5-11%. К сожалению, в этих исследованиях не рассматривались автобусы. Однако можно предположить,

что вагонная компоновка автобуса будет оказывать важное влияние на величину радиуса инерции и можно ожидать, что условие (2.1) можно использовать и для автобусов, то есть рассматривать отдельно колебания передней и задней частей автобуса. Наличие длинной базы у городского автобуса (более 3,5 м) также является аргументом в пользу того, что колебания передней и задней частей автобуса можно рассматривать в отдельности. Такой подход использовался также в некоторых работах по исследованию плавности хода автобусов и грузовых автомобилей.

Поэтому для исследования вертикальных колебаний автобуса выбрана двухмассовая расчетная схема с двумя степенями свободы, учитывающая характеристики подвески (подрессоренную массу, упругость и вязкое сопротивление амортизаторов) и характеристики неподрессоренных масс (масса моста и связанных с мостом деталей и узлов, жесткость шин и вязкое сопротивление шины).

Такая расчетная схема будет описываться системой двух дифференциальных уравнений второго порядка.

Уравнения движения получены при следующих допущениях:

- Колебания кузова и колес малые;
- Характеристика всех элементов линейна, кроме амортизаторов;
- Оси масс автомобиля совпадают с главными осями эллипсоида инерции;

На автомобиль действуют только вертикальные силы, а горизонтальная плоскость проходит через центр тяжести кузова. Данная модель имеет пять степеней свободы, и её колебания описываются следующей системой дифференциальных уравнений второго порядка:

2.3. Уравнения вертикальных колебаний автомобиля

В этом случае систему уравнений вертикальных колебаний можно представить двумя двухмассовыми системами: первую – с координатами z_1, ξ_1 и q_1 и вторую - с координатами z_2, ξ_2 и q_2 . Этим значительно упрощаются расчеты колебаний автобусов по сравнению с другими колесными машинами.

Расчетная схема вертикальных колебаний автомобиля в продольной плоскости показана на рис. 2.3

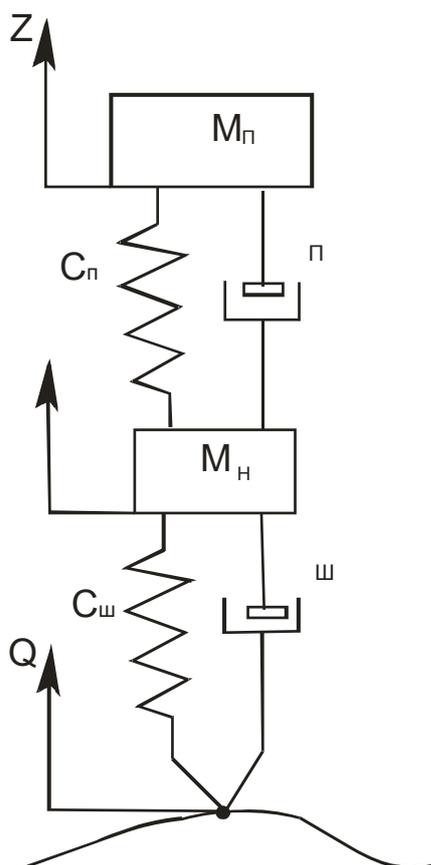


Рис. 2.3 Расчетная схема вертикальных колебаний автомобиля в продольной плоскости.

Уравнения вертикальных колебаний имеют вид:

$$m_{\Pi i} \ddot{z}_i + \lambda_{\Pi i} (\dot{z}_i - \dot{\xi}_i) + C_{\Pi i} (z_i - \xi_i) = 0 \quad (2.2)$$

$$m_{\text{Hi}} \ddot{\xi}_i - \lambda_{\Pi} (\dot{z}_i - \dot{\xi}_i) - C_{\Pi i} (z_i - \xi_i) + C_{\text{Ш}} \xi_i = C_{\text{Ш}} q_i,$$

где i равно 1 для передней оси и равно 2 для задней оси.

$$m_1 = m_{\Pi} b / L ; m_2 = m_{\Pi} a / L ;$$

(a , b , L – расстояние от центра масс кузова до передней оси и база автомобиля)

Вертикальная реакция на колесе при движении по неровной дороге равна:

$$R_Z = \delta_{ш} C_{ш} + \lambda_{ш} \dot{\delta}_{ш} + G_K \quad (2.3)$$

где $\delta_{ш}$ – вертикальная деформация шины;

$\lambda_{ш}$ – вязкое демпфирование в шине;

G_K – статическая нагрузка на колесе.

Для шин автомобилей, как показано в работах [23,24], демпфированием в шине при вертикальных колебаниях можно пренебречь.

В этом случае погрешности при определении среднеквадратического ускорения поддресоренных масс не превосходит 5...10% в зависимости от типа дороги и скорости движения. Поэтому вертикальную нагрузку на колесах при колебаниях автомобиля можно определять по формуле

$$\Delta R_Z \approx \delta_{ш} C_{ш} \quad (2.4)$$

По дисперсии изменения вертикальной нагрузки можно определить дисперсии изменения нагрузок, действующих на несущую систему автобуса, а также судить о величине нагрузок в деталях подвески.

Для анализа колебаний и плавности целесообразно определять не только дисперсии вертикальных перемещений поддресоренных и не поддресоренных масс по отдельности, но и вычислять дисперсии относительных перемещений поддресоренных масс (деформации упругих элементов подвески).

Вычисления дисперсий деформаций шин и рессор необходимо записать передаточные функции от дороги к соответствующим параметрам колебаний автомобиля.

Передаточная функция от дороги к деформациям шин:

$$W_{\delta\Pi q}(p) = \frac{\Delta\delta_{\text{ш}q}(P)}{D(P)}, \quad (2.5)$$

где $\Delta\delta_{\text{ш}q} = P^2[m_{\Pi}m_{\text{НП}}P^2 + P\lambda_{\Pi}(m_{\Pi} + m_{\text{НП}})] + C_{\Pi}(m_{\Pi} + m_{\text{НП}})$;

$$D(P) = a_0P^4 + a_1P^3 + a_2P^2 + a_3P + a_4,$$

где $a_0 = m_{\Pi} + m_{\text{НП}}$; $a_1 = m_{\Pi}(\lambda_{\Pi} + \lambda_{\text{ш}}) + m_{\Pi}\lambda_{\Pi}$;

$$a_2 = m_{\Pi}(C_{\Pi} + C_{\text{ш}}) + C_{\Pi}m_{\text{НП}} + \lambda_{\text{ш}}\lambda_{\Pi};$$

$$a_3 = C_{\Pi}\lambda_{\text{ш}} + C_{\text{ш}}\lambda_{\Pi};$$

$$a_4 = C_{\Pi}C_{\text{ш}};$$

Передаточная функция от дороги к деформациям упругих элементов подвески

$$W_{\delta\Pi q}(p) = \frac{P^2m_{\Pi}(P\lambda_u + C_u)}{D(P)} \quad (2.6)$$

Спектральную плотность возмущающего воздействия примем в виде:

$$S_q(\omega) = D_0V_a \frac{\omega^2 + \omega_1^2}{\omega^2(\omega^2 + \omega_2^2)} \quad (2.7)$$

где $\omega_1 = V_a \Omega_1$;

$$\omega_2 = V_a \Omega_2;$$

Ω_1 и Ω_2 – дорожные частоты;

Этот спектр возмущений является наиболее общим и из него можно получить ряд спектров, аппроксимирующие спектры возмущений для большинства типов дорог.

Спектральная плотность входного сигнала $S_q(\omega)$ связана со спектральной плотностью выходного сигнала $S_{вых}(\omega)$ соотношением:

$$S_{вых}(\omega) = |w(i\omega)|^2 S_q(\omega), \quad (2.8)$$

где $w(i\omega)$ - частотная передаточная функция системы, получаемая заменой в передаточной функции оператора дифференцирования P комплексной частотой $i\omega$.

Дисперсия выходного сигнала рассчитывается по формуле:

$$D_{вых} = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} |w(i\omega)|^2 S_q(\omega) d\omega, \quad (2.9)$$

Для вычисления интеграла в (2.40) его представляют в следующей форме:

$$I_H = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} \frac{G(i\omega)}{|A(i\omega)|^2} d\omega, \quad (2.10)$$

где $A(i\omega) = a_0(i\omega)^n + a_1(i\omega)^{n-1} + \dots;$

$$G(i\omega) = b_0(i\omega)^{2n-2} + b_1(i\omega)^{2n-4} + \dots$$

Для интегралов, записанных в этой форме существуют таблицы, включая $n = [60, 61]$. При более высоких порядках передаточной функции интегралы вычисляются методом вычетов.

Пользуясь таблицами интегралов [32] получим следующие выражения для дисперсий деформаций упругих элементов и деформаций шин.

Дисперсия деформацией упругих элементов подвески:

$$D_{\text{бп}} = \frac{D_0 V_a}{2\lambda_{\text{п}}} \left[(m_{\text{п}} + m_{\text{н}}) + (\omega_1^2 + \omega_2^2) \times \right. \\ \left. \times \frac{m_{\text{п}} m_{\text{нп}} (m_{\text{п}} + m_{\text{нп}}) \lambda_{\text{п}}^2 + (m_{\text{п}} + m_{\text{нп}})^2 \omega_2 \lambda_{\text{п}} + (m_{\text{п}} + m_{\text{нп}})^2 C_{\text{п}} + m_{\text{п}}^2 C_{\text{ш}}}{D_0} \right] \quad (2.11)$$

где

$$D_0 = m_{\text{п}} m_{\text{нп}} \omega_2^4 + (m_{\text{п}} + m_{\text{нп}}) \lambda_{\text{п}} \omega_2^3 + m_{\text{п}} C_{\text{ш}} \omega_2^2 + \\ + (m_{\text{п}} + m_{\text{нп}}) \omega_2^2 C_{\text{п}} + \omega_2 \lambda_{\text{п}} C_{\text{ш}} + C_{\text{п}} C_{\text{ш}} \quad (2.12)$$

Дисперсия вертикальных деформаций шины:

$$D_{\text{бш}} = \frac{D_0 V_a}{2} \left\{ \left[\frac{(m_{\text{п}} + m_{\text{н}})^3 C_{\text{п}}^2}{m_{\text{п}} \lambda_{\text{п}} C_{\text{ш}}^2} + \frac{(m_{\text{п}} + m_{\text{н}}) \lambda_{\text{п}}}{m_{\text{п}}^2 C_{\text{ш}}} + \frac{m_{\text{н}}}{\lambda_{\text{п}}} \right. \right. \\ \left. \left. - \frac{(m_{\text{п}} + m_{\text{н}}) 2m_{\text{н}} C_{\text{п}}}{m_{\text{п}} C_{\text{ш}} \lambda_{\text{п}}} \right] + \frac{\omega_1^2 - \omega_2^2}{m_{\text{п}}^2 \lambda_{\text{п}} C_{\text{ш}}^2} \cdot \frac{d_4}{d_0} \right\} \quad (2.13)$$

где

$$d_4 = \left[m_{\text{п}}^3 m_{\text{н}}^2 C_{\text{ш}}^2 + (m_{\text{п}} + m_{\text{н}})^2 m_{\text{п}} \lambda_{\text{п}}^2 C_{\text{ш}} - 2m_{\text{п}}^2 m_{\text{н}}^2 (m_{\text{п}} + m_{\text{н}}) C_{\text{п}} C_{\text{ш}} + \right. \\ \left. + m_{\text{п}} m_{\text{н}} (m_{\text{п}} + m_{\text{н}})^3 C_{\text{п}}^2 \right] \omega_2^2 + \omega_2 \lambda_{\text{п}} \left\{ m_{\text{п}} m_{\text{н}} C_{\text{ш}} - (m_{\text{п}} - m_{\text{н}})^2 C_{\text{п}} \right\}^2 + \\ + (m_{\text{п}} + m_{\text{н}})^3 \lambda_{\text{п}}^2 C_{\text{п}} \left. \right\} + C_{\text{п}} \left[m_{\text{п}} m_{\text{н}} C_{\text{ш}}^2 + (m_{\text{п}} + m_{\text{н}})^3 \lambda_{\text{п}}^2 C_{\text{ш}} + \right. \\ \left. + (m_{\text{п}} + m_{\text{н}})^4 C_{\text{п}}^2 - 2m_{\text{п}} m_{\text{н}} (m_{\text{п}} + m_{\text{н}})^2 C_{\text{п}} C_{\text{ш}} + \right. \\ \left. + m_{\text{п}}^2 (m_{\text{п}} + m_{\text{н}})^2 C_{\text{п}} C_{\text{ш}} \right] \quad (2.14)$$

2.4. Расчетное определение вероятности отрыва колес от дороги*

При интенсивных вертикальных колебаниях автомобиля, вызываемых возмущающим воздействием микропрофиля дороги, возрастает вероятность отрыва колес от дороги. Рассмотрим расчетное определение средней вероятности отрыва колес при движении по дороге с известной спектральной плотностью микропрофиля. Используя вышеполученные уравнения.

Так как микропрофиль дороги является нормальным случайным процессом, то распределение параметров колебаний автомобиля (по линейной модели) тоже будет нормальным. Принимая, что микропрофиль дороги является стационарным центрированным случайным процессом и имеет нормальное распределение, пользуясь формулами статистической динамики можно определить среднее число отрывов колес от дороги.

Для процесса с нормальным распределением вероятность того, что случайный процесс $x(t)$ превысит уровень λ , определяется формулой

$$P[x(t) \geq \lambda] = 0,5 \left[1 - \Phi\left(\frac{\lambda - m_x}{\sigma_x}\right) \right] \quad (2.15)$$

Математическое ожидание числа превышений стационарным случайным процессом уровня λ за единицу времени

$$n(\lambda) = \int_0^{\infty} \dot{x} f(\lambda, \dot{x}) d\dot{x}, \quad (2.16)$$

где $f(x, \dot{x})$ – совместная плотность распределения процессов $x(t)$ и $\dot{x}(t)$.

Для нормального процесса $x(t)$ определяется формулой

$$f(x) = \frac{1}{\sigma_x \sqrt{2\pi}} \exp\left(-\frac{(x - m_x)^2}{2\sigma_x^2}\right) \quad (2.17)$$

а $f(x, \dot{x})$ определяется формулой

$$f(x, \dot{x}) = \frac{1}{2\pi\sigma_x\sigma_{\dot{x}}} \exp\left[-\frac{(x - m_x)^2}{2\sigma_x^2}\right] \exp\left[-\frac{\dot{x}^2}{2\sigma_{\dot{x}}^2}\right] \quad (2.18)$$

Отсюда среднее число отрывов колес в единице времени определяется по формуле:

$$n(\lambda) = \frac{\sigma_{\dot{x}}}{2\pi\sigma_x} \exp\left[-\frac{(\lambda - m_x)^2}{2\sigma_x^2}\right], \quad (2.19)$$

где $n(\lambda)$ – среднее число отрывов; σ_x^2 , $\sigma_{\dot{x}}^2$ – дисперсии деформаций и скорости деформаций шин; λ – нулевой уровень деформации шин.

Выводы по второй главе

1. Обоснована расчетная схема колебаний автобуса, представленная двухмассовой расчетной схемой, учитывающей колебания подрессоренной и неподрессоренной масс;
2. Составлены уравнения колебаний автомобиля и получены решения для определения показателей колебаний при движении по неровной дороге;
3. Получены формулы для расчета дисперсий деформаций подвески и шин;

Глава 3. Экспериментальные исследования колебаний кузова автобуса

а. 3.1. Цели и задачи экспериментальных исследований

б. оборудование и аппаратура для экспериментальных исследований

Объектом экспериментальных исследований являлся макетный образец городского автобуса с низким уровнем пола (без ступенек) длиной 8м, разработанный Самаркандским автомобильным заводом. Целью экспериментальных исследований являлось определение уровня вертикальных колебаний автобуса, обусловленных неровностями дорожной поверхности, а также оценка уровня колебаний в салоне автомобиля, генерируемых работой дизельного двигателя.

Для решения этих задач в процессе дорожных испытаний регистрировались вертикальные ускорения в функции времени. Испытания проводились на асфальтированном шоссе средней изношенности.

Для регистрации вертикальных ускорений использовались акселерометр модели MODEL: 13108 с диапазоном измерений от 0,5 до 1000 м/с² и частотой пропускания 0,5-5000 Гц. Другие технические характеристики акселерометров приведены в таблице

Установка акселерометров показана на рис....

Обработка результатов эксперимента производилась методами статистической динамики с помощью аналогово-цифрового преобразователя, который аналоговые сигналы датчиков переводил в двоично-восьмеричный код и далее передавал их на ЭВМ. На ЭВМ производилась окончательная обработка результатов и рассчитывались спектральные плотности ускорений кузова в измеряемых точках при движении автомобиля по дороге.

Плавность хода автомобиля может быть оценена при помощи следующих параметров, учитывающих физиологические реакции человеческого организма:

1) высокочастотные колебания, передающиеся пассажирам;

2) низкочастотные колебания кузова в зависимости от размеров дорожных неровностей, вызвавших эти колебания;

3) ускорения кузова при низкочастотных колебаниях в зависимости от размеров дорожных неровностей;

Наряду с этими показателями, для анализа плавности хода автомобиля необходимо дополнительно определять многие конструктивные параметры автомобиля: распределение веса по осям, положение центра тяжести, моменты инерции, жесткости упругих элементов подвески, сопротивление амортизаторов и др.

Рассмотрим отдельные оценочные параметры, характеризующие плавность хода автомобиля.

Первый параметр — передача высокочастотных колебаний пассажирам — наиболее ясен. Величины колебаний, совсем не ощущаемых человеком, приводятся в специальной литературе по физиологии.

В случае, если конструкция подвески и кузова не обеспечивает полной изоляции пассажиров от высокочастотных колебаний, можно для сравнения различных автомобилей пользоваться следующей оценкой плавности хода в зависимости от вибраций, испытываемых пассажиром:

Табл.3.1

| Вибрации | Плавность хода автомобиля |
|------------------|----------------------------|
| Ощутимые | Посредственная |
| Неприятные | Неудовлетворительная |
| Вредные | Очень плохая |

Второй параметр оценки плавности хода автомобиля представляет собой результат сопоставления амплитуды низкочастотных колебаний кузова с размером дорожных неровностей. Так как обе эти величины имеют одинаковую размерность, то второй оценочный параметр выражается отвлеченным числом. Оценка по этому параметру осложняется тем, что каждая дорожная неровность вызывает несколько амплитуд затухающих

колебаний кузова, причем величина амплитуды неодинакова в разных точках кузова.

Так как физиологическими исследованиями безусловно установлено, что одна амплитуда в 10 см во много раз утомительнее для человека, чем две амплитуды по 5 см, то наибольшее значение для оценки плавности хода имеет максимальная величина амплитуды колебания. Поэтому для подсчета основной величины, характеризующей этот параметр, следует брать одну максимальную (первую) амплитуду толчка, вызванного данной неровностью. В качестве дополнительного параметра (характеризующего интенсивность гашения собственных колебаний поддрессоренных частей автомобиля) можно подсчитывать соотношение между размерами дорожной неровности и суммой первых двух или трех амплитуд колебаний, вызванных этой неровностью.

Для получения сравнимых результатов амплитуды колебаний поддрессоренных частей автомобиля следует замерять в определенных точках кузова.

Почти все сказанное о втором параметре оценки плавности хода распространяется и на третий параметр. Выражая высоту дорожной неровности и ускорение при толчке в одноименных единицах длины, мы получаем размерность для третьего параметра $1/\text{сек}^2$. Так же как и в отношении амплитуды колебаний, в данном случае может быть вычислена дополнительная характеристика с учетом двух или трех последовательных колебаний, причем измерять ускорения необходимо в определенных точках кузова автомобиля.

Четвертый параметр дает оценку плавности хода автомобиля по числу толчков по их интенсивности. Например, два толчка с ускорением в 10 м/сек^2 чрезвычайно неприятны для человека, в то время как 10 толчков с ускорением 2 м/сек^2 почти совсем им не ощущаются. Поэтому совершенно непригоден метод суммирования ускорений от всех толчков в единицу

времени или на 1 км пути. Вычисление среднего квадратичного ускорения также не дает правильной оценки утомляемости пассажира при тряске.

Этот измеритель оценки плавности хода существенно зависит от скорости движения автомобиля. Проезд по определенному маршруту в менее комфортабельном автомобиле оказывается утомительнее из-за большей продолжительности движения с пониженной скоростью. Интенсивность тряски автомобиля резко возрастает с увеличением скорости. В то же время при очень больших скоростях движения число толчков на 1 км пути не может быть особенно большим, так как суммарное число колебаний ограничено малым временем прохождения 1 км, даже если кузов автомобиля находится в непрерывном колебательном движении.

Плавность хода автомобиля по числу толчков и ускорениям колебательных движений кузова можно оценивать по следующей примерной шкале:

Табл.3.2

| Плавность хода | Ускорение, м/сек ² | | | | | |
|----------------------|-------------------------------|------|-----|-----|-----|----|
| | >10 | 7-10 | 5-7 | 3-5 | 2-3 | <2 |
| | Число толчков на 1 км. Пути | | | | | |
| Очень плохая..... | >10 | 7-10 | 5-7 | 3-5 | 2-3 | <2 |
| Неудовлетворительная | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| Посредственная... | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| Хорошо | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| Отличная..... | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |

Возникновение и протекание колебаний кузова автомобиля определяется размерами и расположением неровностей на дороге и скоростью движения. Это создает дополнительные затруднения при испытаниях плавности хода автомобиля, так как неровности, встречающиеся на поверхности дорожных покрытий, весьма разнообразны по форме, размерам и взаимному расположению. Для каждого типа покрытия дороги и ее состояния (степени изношенности) можно установить характерный вид неровностей. При этом все неровности можно подразделить на три основные группы:

- 1) возвышающиеся неровности
- 2) углубления и впадины
- 3) волнистость.

Неровности, возвышающиеся над поверхностью дороги, характеризуются высотой, профилем (по линии движения) и общей протяженностью. Типичными возвышающимися неровностями являются: а) отдельные крупные камни, выступающие над уровнем мостовой; б) ступеньки, образующиеся при стыке двух типов покрытий; в) короткие мостики и переезды рельсовых путей; г) отдельные валики и бугры на асфальтобетоне и черном щебеночном покрытии, получающиеся от плохого распределения материала и от небрежной укатки.

Неровности, представляющие собой углубления и впадины, гораздо многочисленнее возвышающихся неровностей и характеризуются теми же элементами, что и последние. Типичными образцами этой группы неровностей являются:

- а) выбоины на поверхности покрытия
- б) просадки покрытия
- в) желоба или колеи, расположенные поперечно или под углом.

Длина выбоин и просадок бывает различной — от 0,25 м до нескольких метров.

Часто наблюдаемые на дорогах ступеньки, образуемые стыком двух типов покрытий или покрытием и поверхностью мостика, дают эффект (в отношении тряски) как возвышающиеся препятствия - при движении автомобиля через ступеньку снизу вверх и как впадины — при противоположном движении.,

Волнистость дороги характеризуется тем, что несколько следующих друг за другом волн, даже очень незначительной глубины, при проезде с определенной скоростью вызывают резонанс и, следовательно, чрезвычайно сильные колебания кузова автомобиля. При этом необходимо отметить, что за исключением сравнительно редко встречающейся волнистости, неровности на поверхности дороги практически никогда не соответствуют какому-либо периодическому закону.

Разные сочетания нескольких последовательных дорожных неровностей вызывают весьма различные колебания кузова автомобиля.

Характер колебаний, вызываемых одним и тем же сочетанием неровностей, для данного автомобиля зависит от скорости и направления движения. При испытаниях автомобиля удается довольно легко проследить процесс наложения друг на друга собственных и вынужденных колебаний. К сожалению, это не всегда правильно учитывается. В некоторых работах дорожным неровностям без достаточных оснований приписывается профиль, соответствующий какой-либо тригонометрической функции. При этом обычно рассматривается только возвышающаяся неровность (хотя углубления и впадины встречаются гораздо чаще) и совсем не учитывается часто наблюдаемый отрыв колес автомобиля от поверхности дороги. Такие допущения в некоторых случаях сильно искажают картину действительных колебаний кузова. Поэтому при экспериментальных исследованиях плавности хода автомобиля следует избегать тех методов испытаний, применение которых может вызывать появление нехарактерных колебаний кузова.

Прежде всего, необходимо решить вопрос, какие методы испытаний целесообразнее выбрать-пробеговые или лабораторные. Для этого должны быть рассмотрены способы измерения четырех приведенных выше параметров плавности хода, а также дополнительных конструктивных параметров.

Несомненно, что все дополнительные измерения конструктивных параметров следует проводить в лабораторных условиях. Также несомненно, что измерения четвертого параметра плавности хода (число и интенсивность толчков, передающихся кузову на 1 км пути) обязательно требуют пробеговых испытаний.

Остальные параметры, возможно, измерять и при лабораторных и при пробеговых испытаниях. Следует учитывать, что если в лабораторных условиях легче осуществить точные измерения с применением осциллографов и другой совершенной аппаратуры, то при этом не удастся создать полного подобия осуществляемого в этих условиях процесса с явлениями, реально происходящими при движении автомобиля по дороге. В результате при лабораторных испытаниях всегда получаются несколько искаженные результаты, ибо практически невозможно создать универсальную лабораторную установку, на которой можно было бы точно воспроизводить все частные случаи тряски автомобиля.

При пробеговых же испытаниях получается действительная, ничем не искаженная картина колебаний кузова. Подготовленный испытательный участок или различные участки дорог, находящиеся в естественном состоянии, дают возможность регулировать колебания автомобиля.

Трудности, связанные с измерениями колебаний при пробеговых испытаниях, сравнительно невелики. При соблюдении некоторых предосторожностей на движущемся автомобиле можно установить осциллограф и обеспечить его питание.

Таким образом, более достоверные результаты испытаний получаются при пробеговом методе. Однако для того чтобы воспользоваться всеми

преимуществами пробеговых испытаний и в то же время иметь сравнимые результаты у разных автомобилей, полученные разными испытателями, необходимо обеспечить во всех испытаниях совершенно одинаковые дорожные условия. Несоблюдение этого условия обесценивает результаты испытаний. Поэтому при пробеговых испытаниях плавности хода автомобиля должны быть установлены эталонные характеристики дорожных участков для измерений каждого из четырех приведенных выше параметров.

Техника измерения высокочастотных колебаний (вибраций) детально разработана и подробно освещена в литературе, поэтому в настоящей статье остановимся лишь на нескольких специфических особенностях ее.

Так как частота вибраций, подлежащих измерению, заранее обычно неизвестна, то следует выбирать прибор с возможно более широким диапазоном частот. Поскольку практически механические вибрографы используются обычно как измерители перемещений, а не как акселерометры, преимущество имеют приборы с низкой частотой собственных колебаний.

Электрические приборы чаще представляют собой акселерометры, и вследствие этого от них требуется возможно большая частота собственных колебаний.

Для оценки плавности хода воспринимающую часть вибрографа следует монтировать на тех внутренних поверхностях кузова, с которыми пассажиры непосредственно соприкасаются. Такими поверхностями являются пол и боковые стенки кузова (последние представляют интерес главным образом в автобусах). Монтаж вибрографа на мягкой внутренней обивке кузова практически бесполезен. При монтаже на полу или боковой стенке кузова самое серьезное внимание должно быть обращено на действительно жесткую связь прибора с вибрирующей поверхностью.

Вибрации следует измерять при двух режимах: на остановленном автомобиле с работающим двигателем (при различных числах оборотов двигателя) и при движении автомобиля (с разными скоростями) по дороге с частыми мелкими неровностями. При втором испытании запись вибраций

искажается низкочастотными колебаниями кузова, на которые виброграф реагирует как акселерометр. Поэтому нулевая линия записи отклоняется от прямой линии, однако при достаточном продольном масштабе записи это искажение не играет большой роли, если виброграф заменен высокочастотным акселерометром, что является обязательным условием.

Техническая характеристика акселерометры **MODEL:13108** и **MODEL:12500**



Рис. 3.1 а) аппаратное обеспечение; б) акселерометр-MODEL: 13108;
 в) акселерометр- MODEL: 12500.

Табл. 3.3

| Наименование технической характеристики | MODEL:13108 | MODEL:12500 |
|--|-------------|-------------|
| Чувствительность мВ/мс ⁻² | 5 | 2 |
| Диапазон рабочих частот, Гц | 0.5~10000 | 0.5~5000 |
| Резонансная частота закрепленного виброизмерительного преобразователя, кГц | 30 | 20 |
| Диапазон измерений м/с ² | 1000 | 2500 |
| Диапазон рабочих температура, С | -50~125 | |
| Габариты, мм | 17x21x27 | 28x14x13 |
| Масса, г | 23 | 60 |

На рис. 3.2, 3.3, 3.4 и 3.5 — представлены результаты регистрации вертикальных ускорения передней поддресоренной массы автобуса и спектральной плотности, показаний аналого-цифрового преобразователя в вольтах.

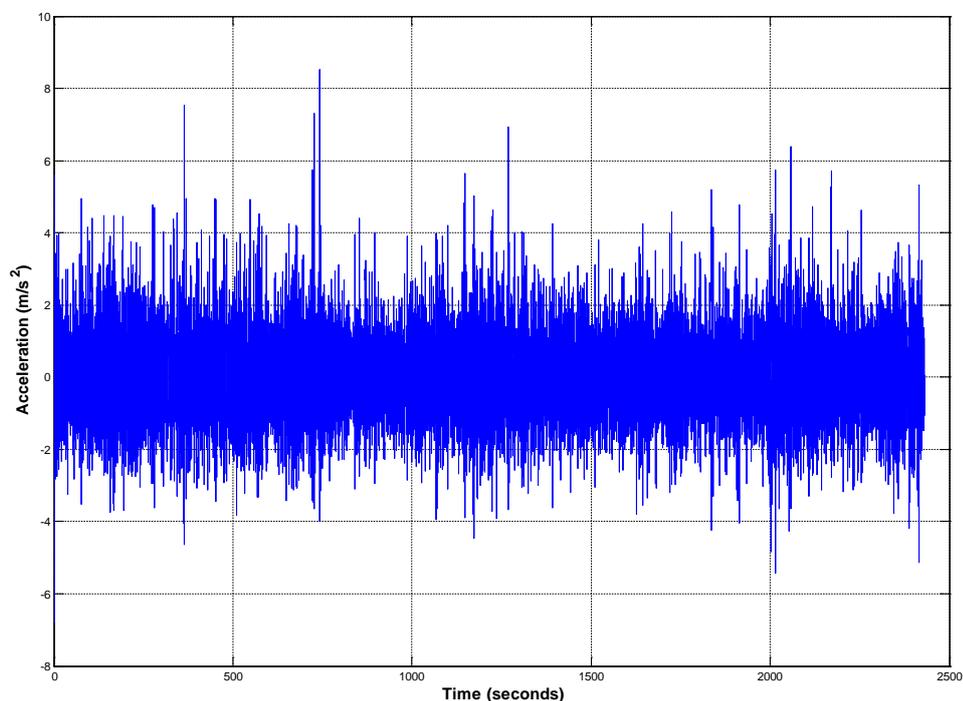


Рис. 3.2. Вертикальное колебание (ускорения) задней части салона автобуса.

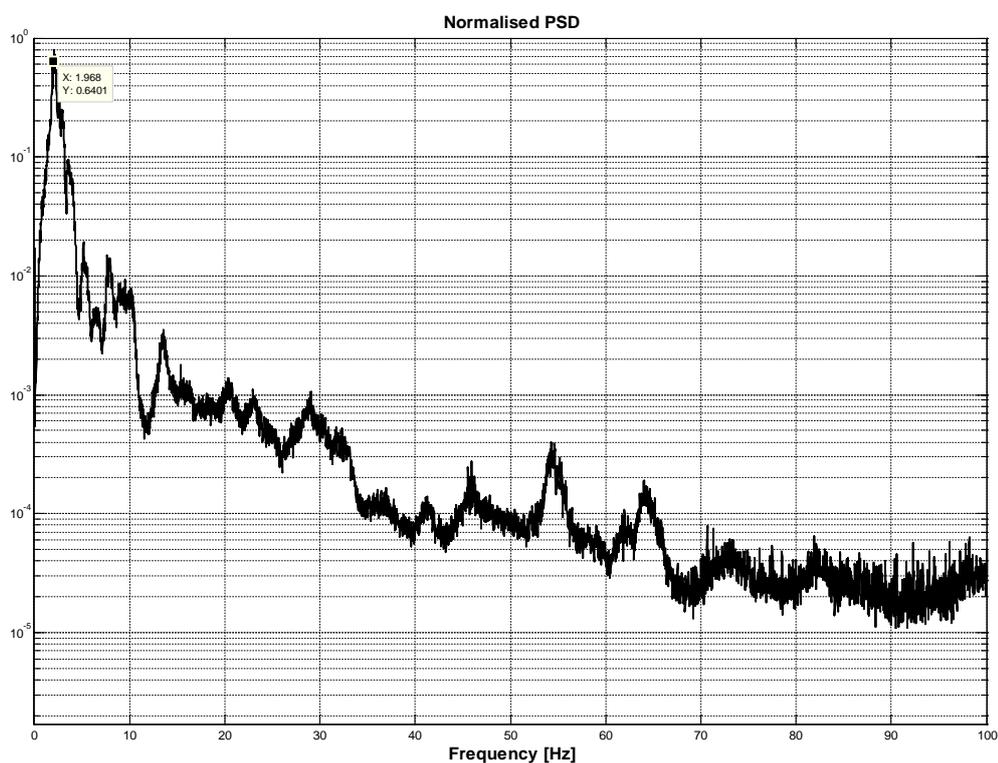


Рис. 3.3. Спектральная плотность ускорений

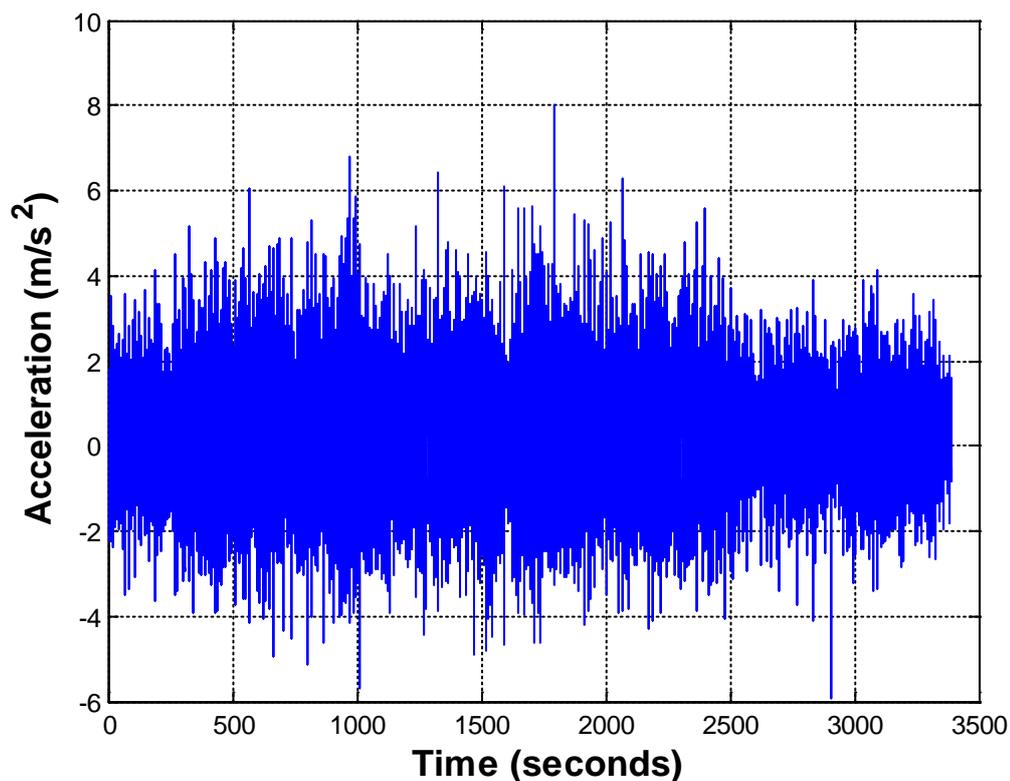


Рис. 3.4. Вертикальные колебания (ускорения) середины салона автобуса

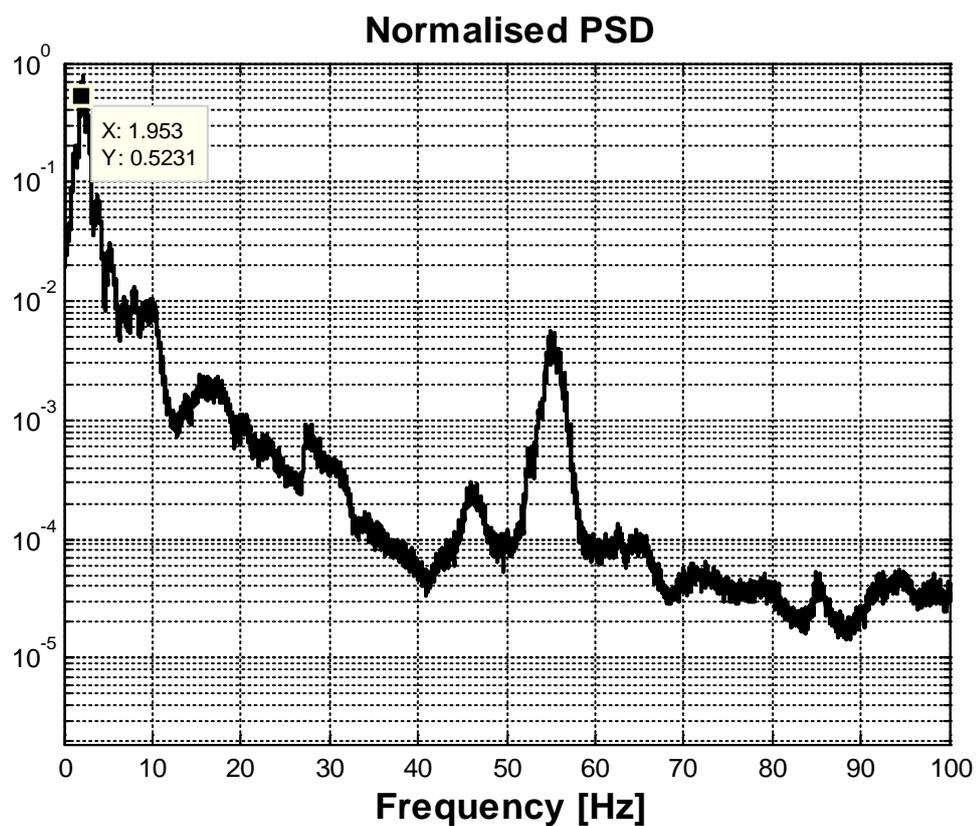


Рис. 3.5. Спектральная плотность

Выводы по третьей главе

1. Сформулированы цели и задачи экспериментальных исследований;
2. Выбрана измерительная и регистрирующая аппаратура, а также методы обработки результатов экспериментов;
3. Проведены измерения вертикальных колебаний автобуса при движении по реальному маршруту.
4. Получены спектральные характеристики вертикальных ускорений автомобиля.

Глава 4. Снижение уровня вертикальных колебаний автобуса

4.1. Моделирование колебаний автобуса при переезде через единичную неровность

Моделирование колебаний автобуса проводилось по двухмассовой расчетной схеме колебаний автобуса. При моделировании определялись реакции автобуса на переезд единичной неровности в форме впадины и в форме выступа, а также при движении по дороге с заданной спектральной плотностью возмущений от неровностей дороги.

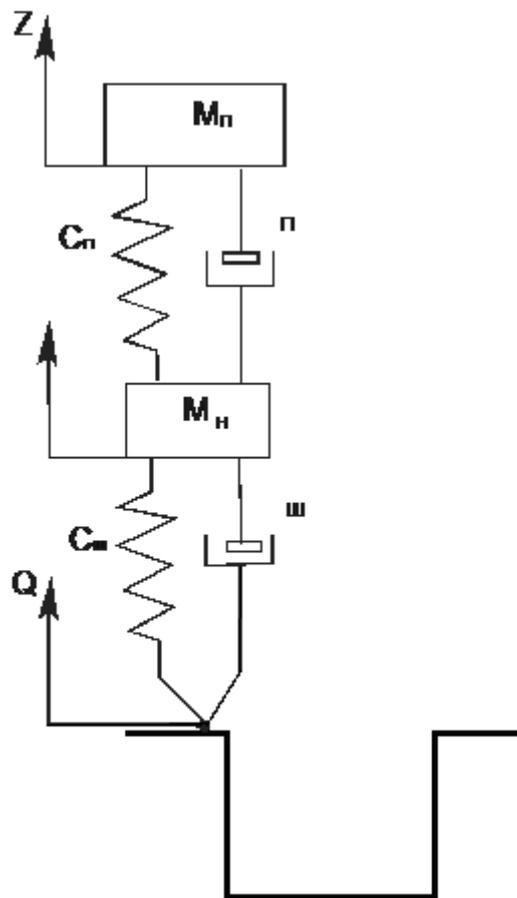


Рис. 4.1. Схема переезда колеса через единичную неровность в форме впадины

При моделировании переезда колеса через единичную неровность задавались высота (глубина) неровности и ее длина.

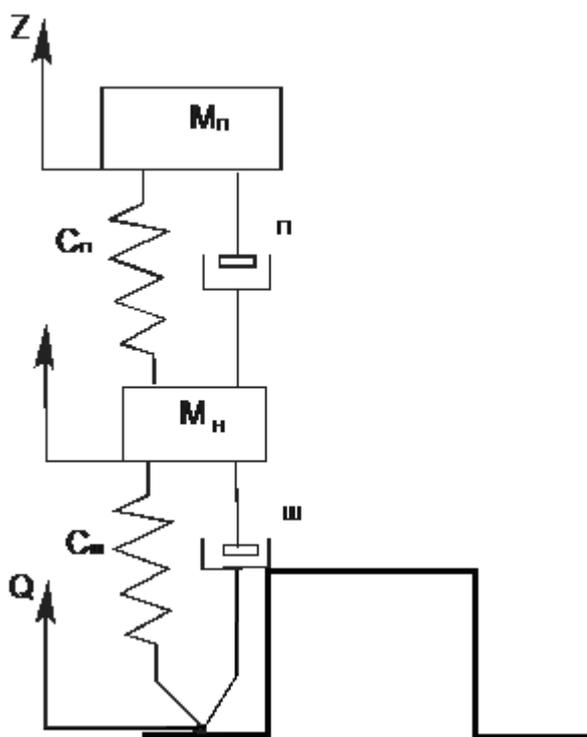


Рис.4.2 Схема переезда колеса через единичную неровность в форме выступа.

Используя полученную систему уравнений и программу MATLAB/Simulink была составлена компьютерная модель колебаний автобуса, которая показана на рис.4.3.

На рисунках 4.3 показаны примеры результатов моделирования при переезде через единичную неровность, полученные по двухмассовой модели.

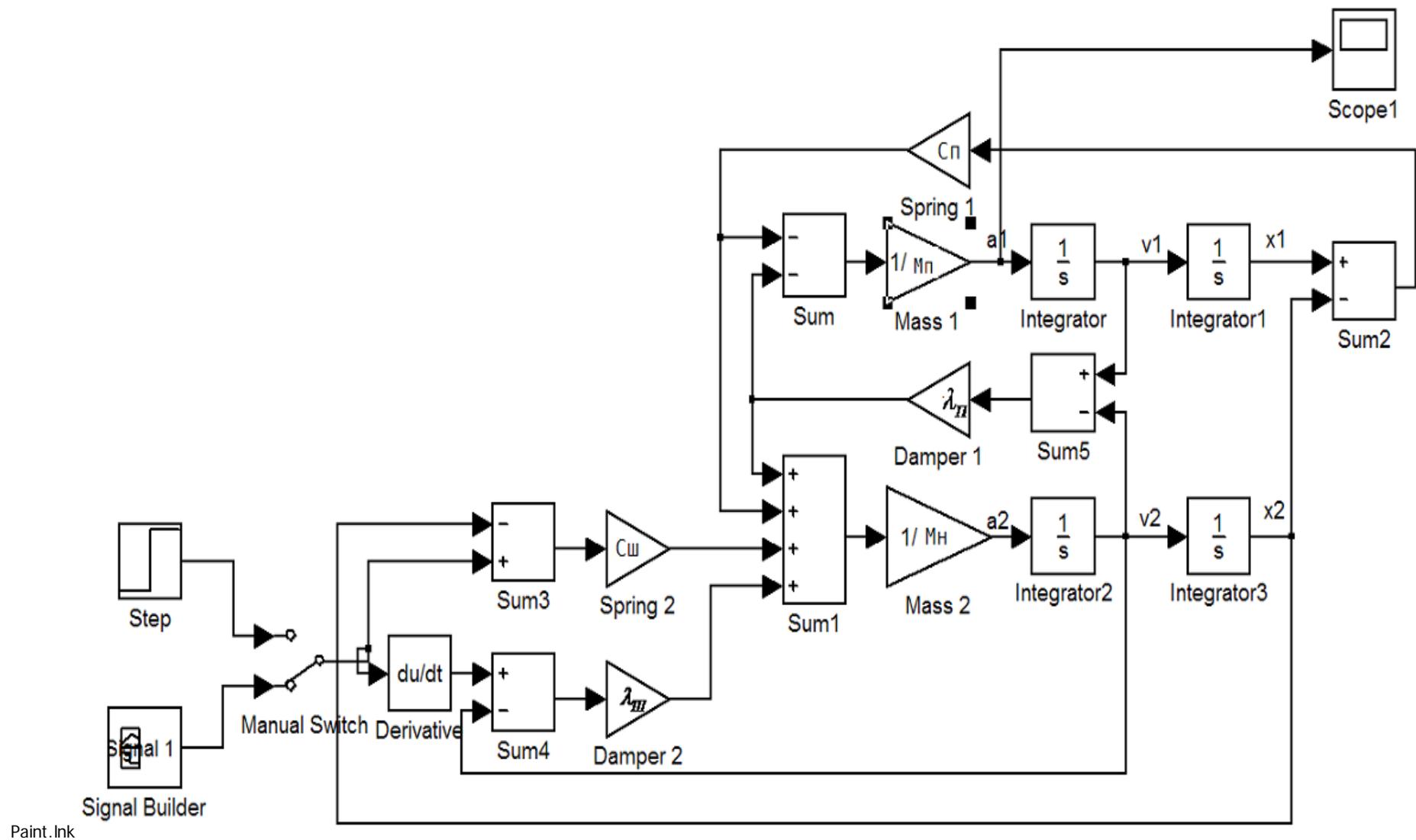


Рис. 4.3. MATLAB/Simulink для двухмассовой модели колебаний кузова

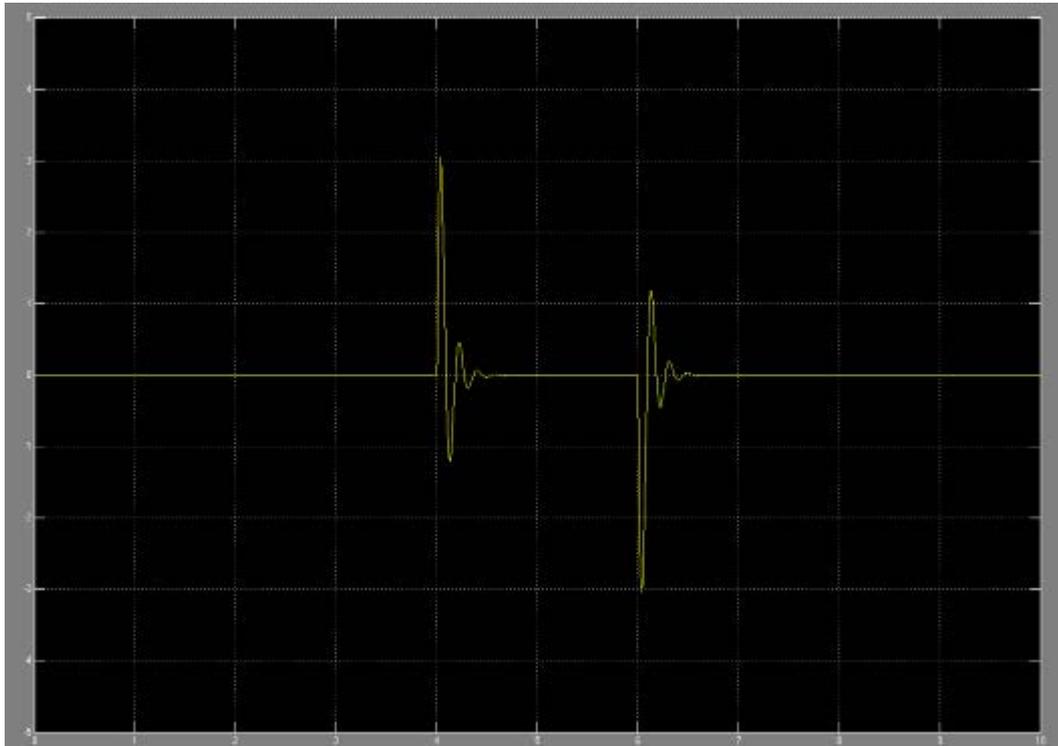


Рис.4.5. Колебания подрессоренной массы при последовательном переезде колесом впадины и выступа (зависимость вертикального ускорения подрессоренной массы от времени).

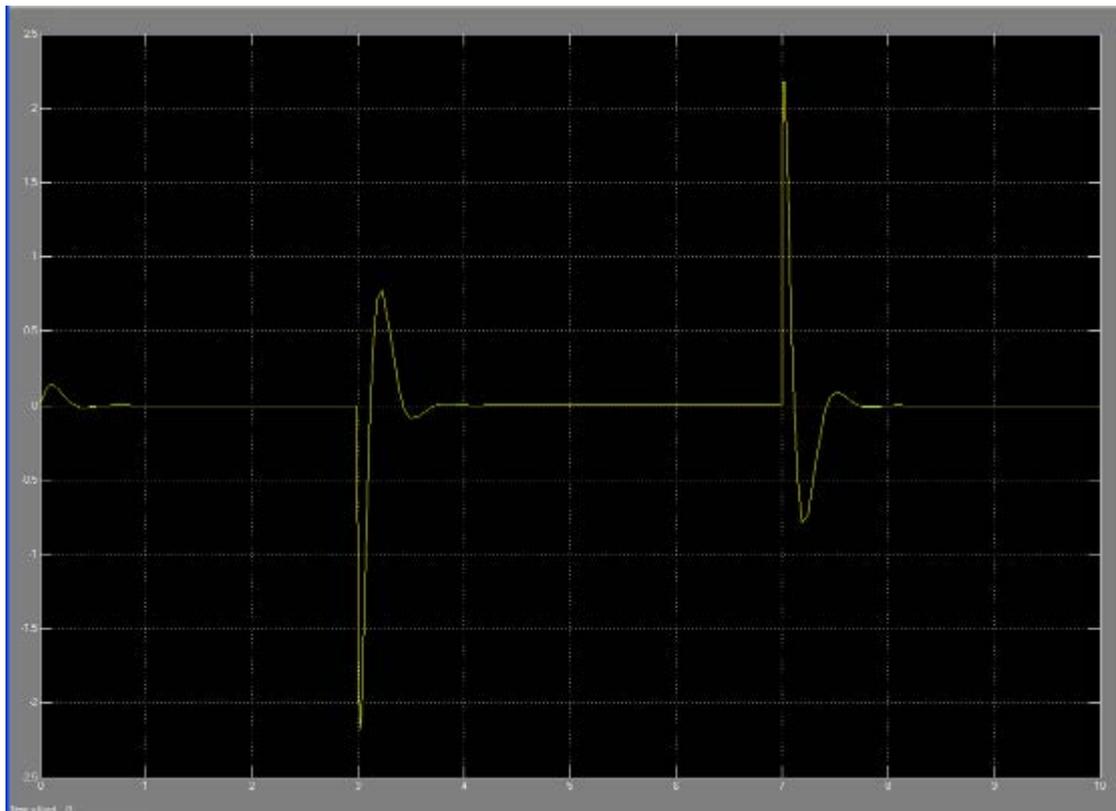


Рис.4.6. Колебания подрессоренной массы при последовательном переезде колесом выступа и впадины (зависимость вертикального ускорения подрессоренной массы от времени)

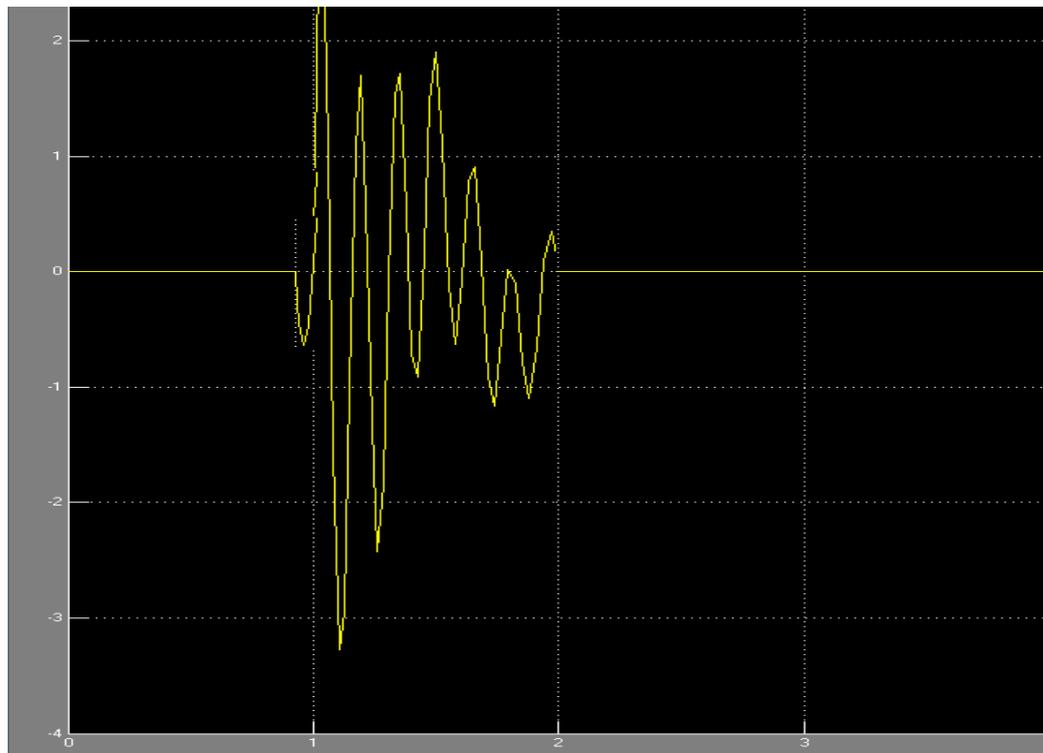


Рис.4.7. Колебания неподрессоренной массы при переезде через единичную неровность в форме впадины (зависимость ускорения неподрессоренной массы от времени)

4.2. Влияние жесткости подвески и сопротивления амортизаторов на параметры движения автомобиля по неровной дороге

При движении по дороге со случайным микропрофилем определить воздействия конкретных возбуждений на колебания машины невозможно. В этом случае воздействия при заданной скорости характеризуются корреляционной функцией и спектральной плотностью. Методы статистической динамики позволяют охарактеризовать реакцию подвески на это воздействие такими же характеристиками — корреляционной функцией или спектральной плотностью изменения координат системы или их производных.

Для расчета вынужденных колебаний от аналитически заданных воздействий существует, как это показано выше, простая алгебраическая связь, описываемая передаточной функцией.

В статистической динамике доказывается, что с помощью передаточной функции можно вычислить статистические характеристики реакции колебательной системы, т. е. определить характеристику ее движения и тогда, когда воздействие является случайным процессом. Для линейной динамической системы через передаточную функцию выражается связь спектральных плотностей $S_q(v)$ случайного возмущения на входе и $S_R(v)$ реакции системы на заданном выходе, которая определяется формулой

$$S_R(v) = A(v) * S_q(v), \quad (4.1)$$

где $A(v) = [W_R(jv)]^2$ - квадрат модуля передаточной функции.

Для получения необходимого представления о колебаниях машины во время движения при случайном воздействии, достаточно знать дисперсии и спектральные плотности дисперсий величин вертикальных и угловых перемещений и ускорений кузова $S_z(v)$, $S_\theta(v)$, $S_{z'}(v)$ и $S_{\theta'}(v)$, дающих возможность оценить ощущения пассажиров, сохранность грузов, рассчитать систему вторичного подрессоривания (например, сидений); прогибов $S_{z\xi}(v)$ рессор или перемещений колес относительно кузова, характеризующих возможность пробивания подвески, ее прочность и долговечность;

перемещений $S_{\xi}(\nu)$ колес, существенных, в частности, для оценки вероятности отрыва колес от дороги, шин и сохранности дороги; радиальных деформаций $S_{\xi q}(\nu)$ шин, влияющих на долговечность шин и работу трансмиссии.

Для спектральных плотностей любых перемещений справедливы формулы типа (4.2). Однако спектральная плотность ускорений, как второй производной перемещений, может быть определена двумя путями:

$$\begin{aligned} S_{\ddot{z}}(\nu) &= [W_{\ddot{z}}(j\nu)]^2 S_q(\nu) \quad \text{или} \\ S_{\ddot{z}}(\nu) &= \nu^4 [W_z(j\nu)]^2 S_q(\nu) \end{aligned} \quad (4.2)$$

Выходные координаты системы поддрессоривания при случайном воздействии оценивают с помощью средних квадратичных величин выходных координат системы и их производных. Для этого можно воспользоваться формулой

$$\sigma_R = \sqrt{2 \int_0^{\infty} S_R(\nu) d\nu} \quad (4.3)$$

Однако при больших частотах среднее квадратичное значение различных величин, характеризующих колебания машины, практически не изменяется. Исходя из этого пределы интегрирования можно существенно сузить. Обычно последовательно интегрируют спектральную плотность на выходе системы в нескольких октавах.

Напомним, что, если характеристика дороги задана не спектральной плотностью, а корреляционной функцией, то следует применить соответствующие формулы преобразования.

Примерный характер спектральной плотности микропрофиля в функции так называемой путевой частоты $\lambda = \nu / g_M$, измеряемой в см^{-1} . Спектральную плотность можно аппроксимировать также выражениями простого вида:

$$S_q(\lambda) = a\lambda^{-b} \quad (4.4)$$

где a , b -коэффициенты, зависящие от характеристики дороги. Значения коэффициента a для местности с относительно равномерным составом однородных неровностей, характеризующихся примерно одинаковой интенсивностью воздействия на машину во всем диапазоне частот, составляют:

Грунтовая дорога:

| | |
|-------------------------------------|---------------------------------|
| укатанная..... | $10^{-5} \dots 10^{-4}$ |
| в удовлетворительном состоянии..... | $10^{-4} \dots 10^{-3}$ |
| разбитая..... | $10^{-3} \dots 5 \cdot 10^{-3}$ |
| Местность..... | $5 \cdot 10^{-3} \dots 10^{-2}$ |

Коэффициент b во всех случаях равен -2 .

Микропрофиль дороги принято рассматривать как случайную функцию, удовлетворяющую следующим допущениям:

- функция стационарна и эргодична
- ординаты микропрофиля подчиняются нормальному закону распределения
- длины неровностей ограничены по верхнему и нижнему пределам
- микропрофиль меняется случайным образом только в вертикальной продольной плоскости дороги.

Перечислим предварительно статистические характеристики случайной функции (процесса) применительно к микропрофилю дороги. Они представляют собой средние значения, различные, если проводить осреднение по совокупности реализаций или для одной реализации, т. е. по протяженности (времени).

Основными статистическими характеристиками обычно считают:

- среднюю ординату микропрофиля или математическое ожидание
- среднее квадратическое отклонение или дисперсию ординат
- корреляционную функцию или спектральную плотность.

Пользуясь методикой расчета, изложенной в разделе Проведем оценку влияния жесткости и вязкого сопротивления в подвеске на стабильность контакта колес с дорогой.

На рис. 4.8 показаны среднее число отрывов задних колес автомобиля в зависимости от эффективности сопротивления амортизаторов, из которых видно, что как падение эффективности амортизаторов, так и их увеличение, связанное, например, с пониженной температурой окружающей среды, приводит к увеличению вероятности отрыва колес от дороги. Расчеты показали, что большое влияние на вероятность отрыва колес от дороги оказывает отношение подрессоренной массы автомобиля к массе неподрессоренных частей. Изменение полезной нагрузки в кузове приводит к изменению этого отношения. На рис. 4.9 показано среднее число отрывов задних колес в зависимости от отношения массы автомобиля к массе неподрессоренных частей. Вероятность отрыва задних колес для порожнего автомобиля в несколько раз выше, чем для автомобиля с полной нагрузкой.

Проведенные исследования показывают, что микропрофиль дороги, величина полезной нагрузки и техническое состояние автомобиля, являются важными факторами, которые следует принимать во внимание при проектировании и эксплуатации автомобиля.

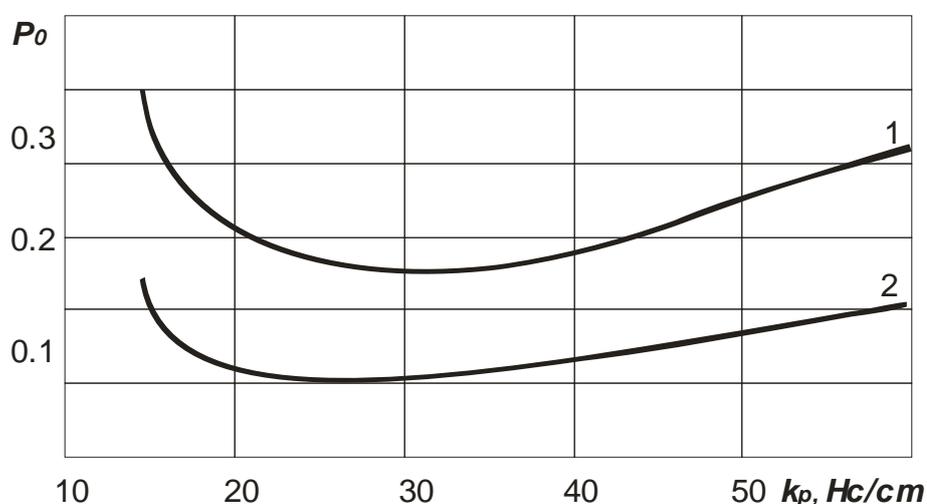


Рис. 4.9. Зависимость среднего числа отрывов задних колес от коэффициента сопротивления амортизаторов: 1-со стабилизатором поперечной устойчивости; 2-без стабилизатора.

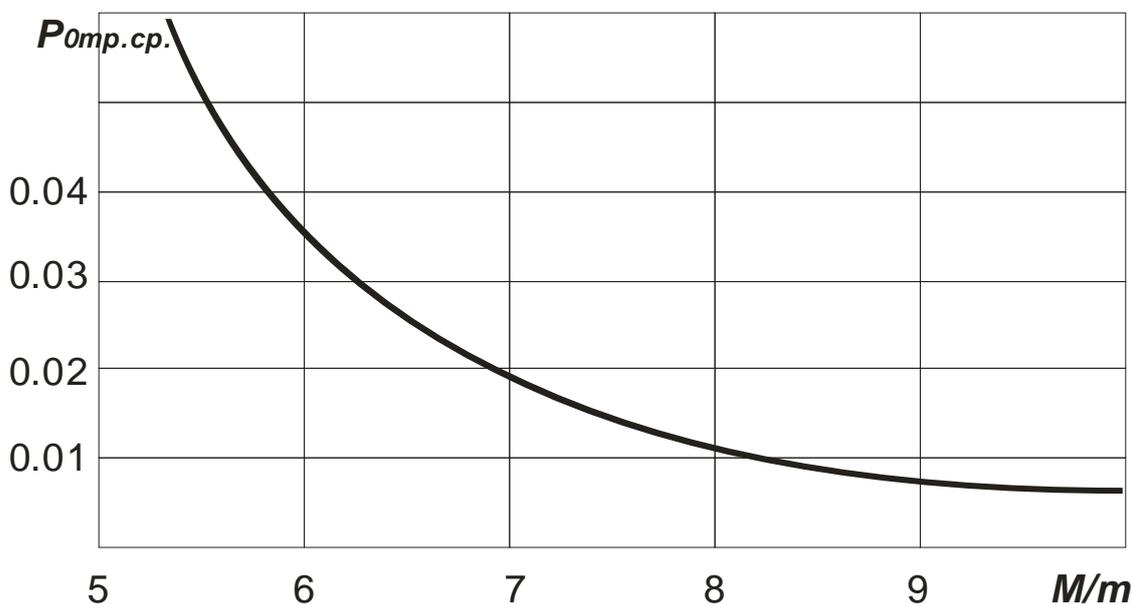


Рис. 4.10. Зависимость среднего числа отрыва колес от дороги в зависимости от отношения $M/m_{нп}$.

4.3. Расчетное определение параметров рессорной подвески помощью программы ANSYS

При эксплуатации автомобиля его узлы и детали подвергаются колебаниям и динамическим нагрузкам, оказывающим влияние практически на все эксплуатационно-технические качества. Характер и интенсивность указанных процессов зависят, с одной стороны, от инерционных, упругих и демпфирующих характеристик автомобиля и его подвески, а с другой – от условий движения (скорости и неровностей дороги). Все это делает расчет характеристик элементов подвески весьма сложным.

К подвеске автомобиля, которая обеспечивает упругое соединение несущей системы с колесами автомобиля, предъявляют следующие требования:

- Обеспечение плавности хода;
- Обеспечение движения по неровным дорогам без ударов в ограничитель;
- Ограничение поперечного крена автомобиля;

- Кинематическое согласование перемещений управляемых колес, исключаяющее их колебания относительно шкворней;
- Обеспечение затухания колебаний кузова и колес.

Для удовлетворения требованиям плавности хода подвеска должна обеспечивать определенный закон изменения вертикальной реакции на колесо R_z в зависимости от прогиба (рис. 4.11) — эта зависимость называется упругой характеристикой подвески[6].

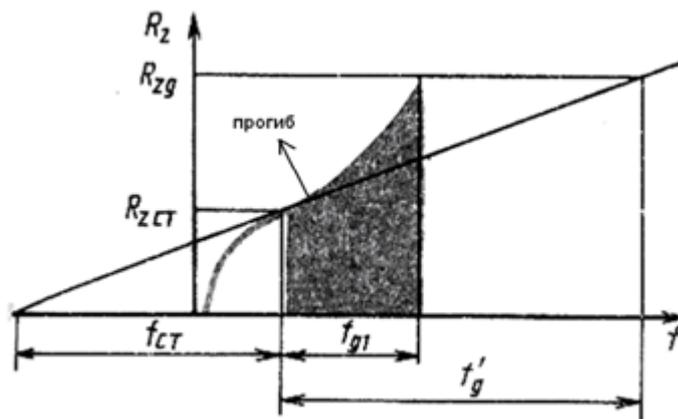


Рис. 4.11. Упругая характеристика подвески

Находясь в салоне автобусов и легкового автомобиля, водитель и пассажиры испытывают медленные колебания с большими амплитудами, и быстрые колебания с малыми амплитудами. От быстрых колебаний защищает мягкая обивка сидений, резиновые опоры двигателя, коробка передач и так далее. Защитой от медленных колебаний служат упругие элементы подвески, колеса и шины.

В некотором диапазоне изменения нагрузок, близком статической $R_{zст}$, характеристики подвески должны обеспечивать оптимальную частоту колебаний: для легковых автомобилей 0,8...1,2 Гц, а для грузовых 1,2...1,9 Гц, что соответствует уровню колебаний человека при ходьбе. Частота собственных колебаний подрессоренной массы зависит от статического прогиба подвески f_{cm} [6]:

$$\Omega = (1/2\pi)\sqrt{g / f_{cm}} \quad (4.5)$$

где f_{cm} — статического прогиба подвески,

g – ускорение при свободном падении.

При движении по неровным дорогам с увеличением амплитуды колебаний подвески, относительно статического положения для предотвращения ударов в ограничитель жесткость подвески должна увеличиваться. При этом $R_{зд} = (2,5...3)R_{ст}$. Отношение динамической нагрузки к статической характеризует коэффициент динамичности $K_d = R_{зд}/R_{ст}$.

Площадь под кривой упругой характеристики определяет динамическую энергоемкость подвески, которая эквивалентна работе, необходимой для полной деформации упругого элемента. Для увеличения динамической энергоемкости упругая характеристика подвески должна быть прогрессивной, т. е. обеспечивать прогрессивное возрастание реакции $R_{зд}$ при меньшем прогибе. Такой же коэффициент динамичности может быть получен при линейной характеристике, но при этом динамический прогиб f'_d чрезмерно увеличивается, что трудно обеспечить конструктивно.

При изменении полезной нагрузки автомобиля от минимума до максимума нагрузка от поддрессоренной части, определяющая $f_{ст}$, меняется на автобусах 200-250%. Для сохранения оптимальной частоты собственных колебаний кузова при переменной нагрузке необходимо поддерживать постоянство статического прогиба подвески, изменяя ее жесткость, т.е. жесткость подвески должна изменяться пропорционально приходящейся на нее нагрузке. Однако это условие с помощью обычного рессорного упругого элемента реализовать нельзя. Для этого необходимо применение пневматического упругого элемента с дополнительным резервуаром воздуха или в рамках металлических упругих элементов применить корректирующие характеристику рессоры дополнительные упругие элементы в виде торсионов или пружин.

Рессорную подвеску все же можно применить для того упругого элемента передней подвески передних колес, на которой изменение нагрузки не так велико, как для задней. Проведем расчет упругого элемента рессорной подвески, жесткость которой уменьшена на 10-12%, а динамическая емкость

увеличена на 15-18%. Это позволит уменьшить частоту собственных колебаний кузова и улучшить плавность хода автобуса.

Нагрузки на элементах подвески при зависимой подвеске (Рис.4.11) нагрузка зависит от реакции R_z на колесо и веса неподрессоренных масс $G_{н.м.}$ [6]:

$$P_p = R_z - 0,5G_{н.м.} \quad (4.6)$$

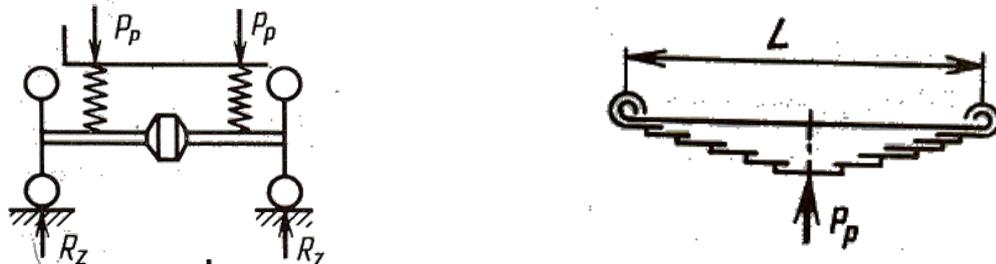


Рис. 4.11

При этом прогиб упругого элемента равен перемещению колеса относительно кузова $f_p = f_k$.

При использовании рессор основными расчетными характеристиками являются напряжение изгиба σ_u , прогиб f_p и жесткость c_p [6].

Для симметричной полиэллиптической многолистовой рессоры (Рис. 4.11):

$$\sigma_u = 1,5P_p L / (nbh^2) \quad (4.6)$$

$$f_p = \delta P_p L^3 / (4Enbh^3) \quad (4.7)$$

$$c_p = P_p / f_p = Enbh^3 / (4\delta L^3) \quad (4.8)$$

где L – полная длина рессоры; n – число листов; b – ширина листа; h – толщина листа; δ – коэффициент прогиба (принимают $\delta = 1,25 \dots 1,4$, меньшие значения – для рессор с двумя коренными листьями).

Жесткости упругих элементов автобусей приведены в табл. 4.1.

| | |
|------------------------------------|---------------|
| жесткость рессоры - Н/м | $k_f = 51000$ |
| сопротивление амортизатора - Н*с/м | $C_f = 20000$ |

| | |
|---------------------------|-------------------|
| сопротивление шины- Н*с/м | $C_{tf} = 1200$ |
| жесткость шины- Н/м | $k_{tf} = 480000$ |

Статические прогибы подвесок современных автобусов составляют обычно для передней подвески 75—100 мм, а для задней — 70—120 мм.

При увеличении статического прогиба подвески, т. е. уменьшении ее жесткости, возникают следующие основные трудности:

с увеличением статического прогиба необходимо увеличивать и динамический прогиб (сохраняя динамическую емкость подвески), чтобы движение по неровной дороге не сопровождалось частыми ударами в ограничители;

возрастание статического и динамического прогибов ведет к заметному изменению высоты автомобиля при колебаниях и различных нагрузках. При независимой подвеске изменяется также дорожный просвет;

при увеличении вертикальных перемещений колес ухудшается кинематика их перемещений и появляются неточности в кинематике рулевого привода. Эти недостатки особенно заметны при зависимой подвеске и листовых рессорах как направляющем устройстве;

напряжения в упругих элементах увеличиваются, а иногда затрудняется размещение длинных листовых рессор или стержней;

Расчет деформации рессоры

Нагрузка зависит от реакции R_z на колесо и веса неподрессоренных масс $G_{н.м.}$.

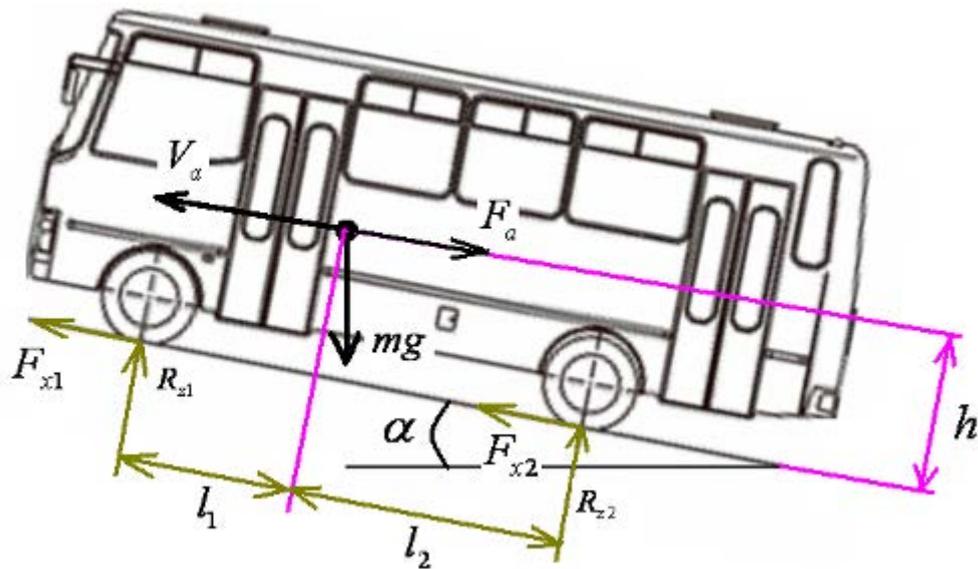


Рис. 4.12. Силы, действующие на автомобиль в общем случае движения

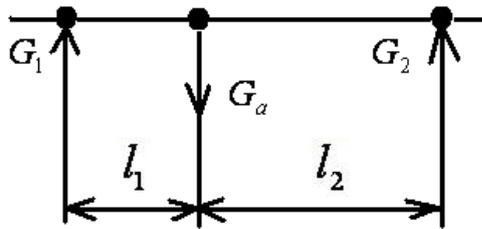


Рис. 4.13. Силы чтобы получить момент определение l_1 и l_2 .

$$G_1 + G_2 = G_a$$

$$l_1 + l_2 = L$$

$$(l_1 + l_2) \cdot G_2 = G_a \cdot l_1$$

$$l_1 = \frac{G_2 \cdot L}{G_1 + G_2} = \frac{5000 \cdot 3.8}{3100 + 5000} = 2.346 \text{ m}$$

$$l_2 = L - l_1 = 3.800 - 2.346 = 1.454 \text{ m}$$

$$F_a = \frac{\rho_a}{2} \cdot c_x \cdot B \cdot H \cdot v^2 = \frac{1.225}{2} \cdot 0.65 \cdot 2.8 \cdot 1.665 \cdot 25^2 = 1160 \text{ Н}$$

$$F_{x1} + F_{x2} - mg \sin \alpha - F_a = m\dot{v}$$

$$R_{z1} + R_{z2} - mg \cos \alpha = 0$$

$$R_{z1} \cdot 0 - R_{z2} \cdot (l_1 + l_2) + mg \cos \alpha \cdot l_1 + (F_a + m\dot{v} + mg \sin \alpha) \cdot h = 0$$

$$R_{z2} \cdot 0 + R_{z1} \cdot (l_1 + l_2) - mg \cos \alpha \cdot l_2 + (F_a + m\dot{v} + mg \sin \alpha) \cdot h = 0$$

$$R_{z1} = \frac{1}{L} \cdot (mg \cos \alpha \cdot l_2 - (F_a + m\dot{v} + mg \sin \alpha) \cdot h) \quad (4.9)$$

$$R_{z2} = \frac{1}{L} \cdot (mg \cos \alpha \cdot l_1 + (F_a + mg \sin \alpha + m \dot{v}) \cdot h) \quad (4.10)$$

Где G_1 и G_2 - нагрузка на переднюю и заднюю ось; R_{z1} - сила реакции на передние колес; R_{z2} - сила реакции на задние колес; F_a - аэродинамические силы; ρ_a - плотность воздуха; c_x - безразмерный коэффициент полной аэродинамической силы (Автобусы: вагонной компоновки – 0,6...0,75); B - колея; H - габаритная высота; m - нагруженная масса автомобиля; g - ускорение при свободном падении.

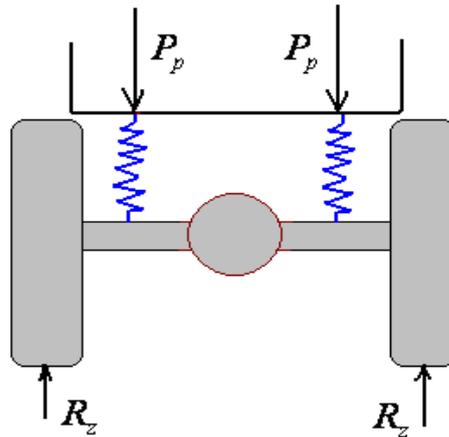


Рис.4.14. Расчетная схема для определения нагрузок на упругие элементы подвески
 Расчетная нагрузка на рессору определяется следующим образом [6,10,16]:

$$P_p = R_z - 0.5 \cdot G_{н.м} \quad (4.11)$$

где $G_{н.м}$ – реакции веса неподрессоренных масс.

В табл.4.2 приведены параметры ускорения автомобиля при движении к на подъем.

табл.4.2

| $\alpha, ^\circ$ | R_{z1} | | R_{z2} | | P_{p1} | | P_{p2} | |
|------------------|--------------|-------------|--------------|-------------|--------------|-------------|--------------|-------------|
| | Сред. ускор. | Мах. ускор. |
| 0 | 29620 | 27041 | 49760 | 52339 | 17120 | 14541 | 37260 | 39839 |
| 3 | 28486 | 25906 | 50786 | 53365 | 15986 | 13406 | 38286 | 40865 |
| 5 | 27684 | 25105 | 51394 | 53973 | 15184 | 12605 | 38894 | 41473 |

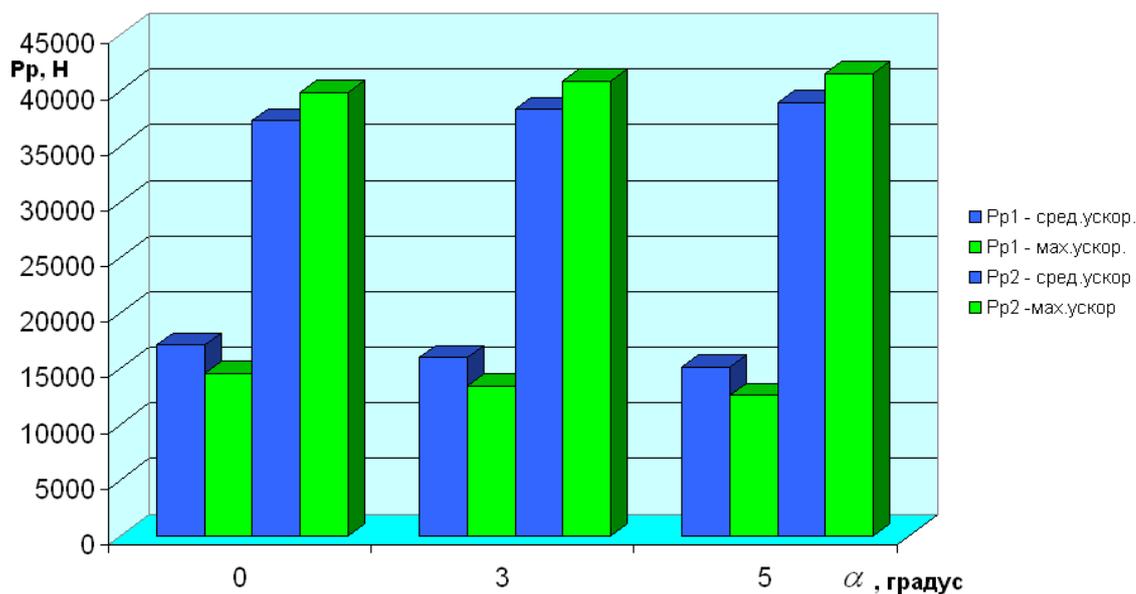


Рис. 4.15. Распределение нагрузок на рессоры при движении по наклонной дороге

Статический расчет подвески

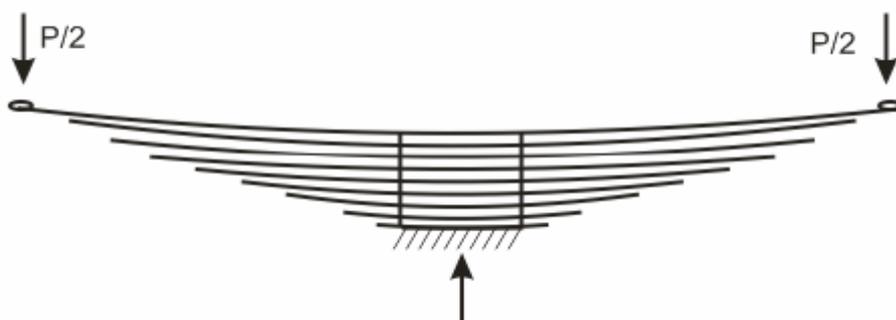


Рис. 4.16. Расчетная схема подвески

Эту схемную подвеску можно считать балкой. Балка имеет длину $L=1350$ мм, ширина $b=70$ мм и толщину стенки 10 мм. На центрах она прикреплена к жестким осям, вделанным в стены. Нагружение производится поперечной силой $P = 39839$ Н (Рис. 4.16.).

Возвращаясь к конструкции балке, рассмотрим, что происходит с ней под действием статической нагрузки. Из геометрии балки можно ожидать распределение перемещений и напряжений, подобное тому, что реализуется в классической балке с защемленными концами, нагруженными на границе. В результате вычислений по стандартным инженерным формулам получаем,

что расчетными характеристиками листовой рессоры являются напряжение изгиба σ_u , прогиб f_p , жесткость c_p .

Для симметричной полуэллиптической многолистовой рессоры вычисляем максимальные прогиб и напряжение по формулам [6, 15, 17].

$$\sigma_u = \frac{1.5P_p L}{nbh^2}, \quad \sigma_{\text{итерод}} = \frac{1.5 \cdot 14541 \cdot 1350}{7 \cdot 70 \cdot 10^2} = 601 \frac{H}{\text{мм}^2}$$

$$f_p = \frac{\delta P_p L^3}{4Enbh^3}, \quad \sigma_{\text{и.з.}} = \frac{1.5 \cdot 39839 \cdot 1300}{10 \cdot 70 \cdot 10^2} = 1110 \frac{H}{\text{мм}^2}$$

$$c_p = \frac{P_p}{f_p} = \frac{Enbh^3}{4\delta L^3}, \quad f_p = \frac{1.25 \cdot 14541 \cdot 1350^3}{4 \cdot 2.05 \cdot 10^6 \cdot 7 \cdot 70 \cdot 10^3} = 11.13 \text{ мм}$$

$$c_p = \frac{14541}{11.13} = 1306.5 \frac{H}{\text{мм}}, \quad f_p = \frac{1.25 \cdot 39839 \cdot 1350^3}{4 \cdot 2.05 \cdot 10^6 \cdot 10 \cdot 70 \cdot 10^3} = 19.06 \text{ мм}$$

$$c_p = \frac{39839}{19.06} = 2090.1 \frac{H}{\text{мм}}$$

Где L - Полная длина рессоры; n - Число листов; E - Модуль упругости (2,05МПа); b - Ширина листа; h - Толщина листа; δ - коэффициент прогиба (1,25).

Оценка максимума перемещений и напряжений: 19.06 мм, 1110 Н/мм².

Метода конечных элементов (МКЭ) на сегодняшний день является общепризнанным основным методом структурного анализа в целом ряде областей науки и техники. Поэтому в этом исследовании я рассчитывал рессору в МКЭ с помощью программы Solid Edge ST и ANSYS 12.0.

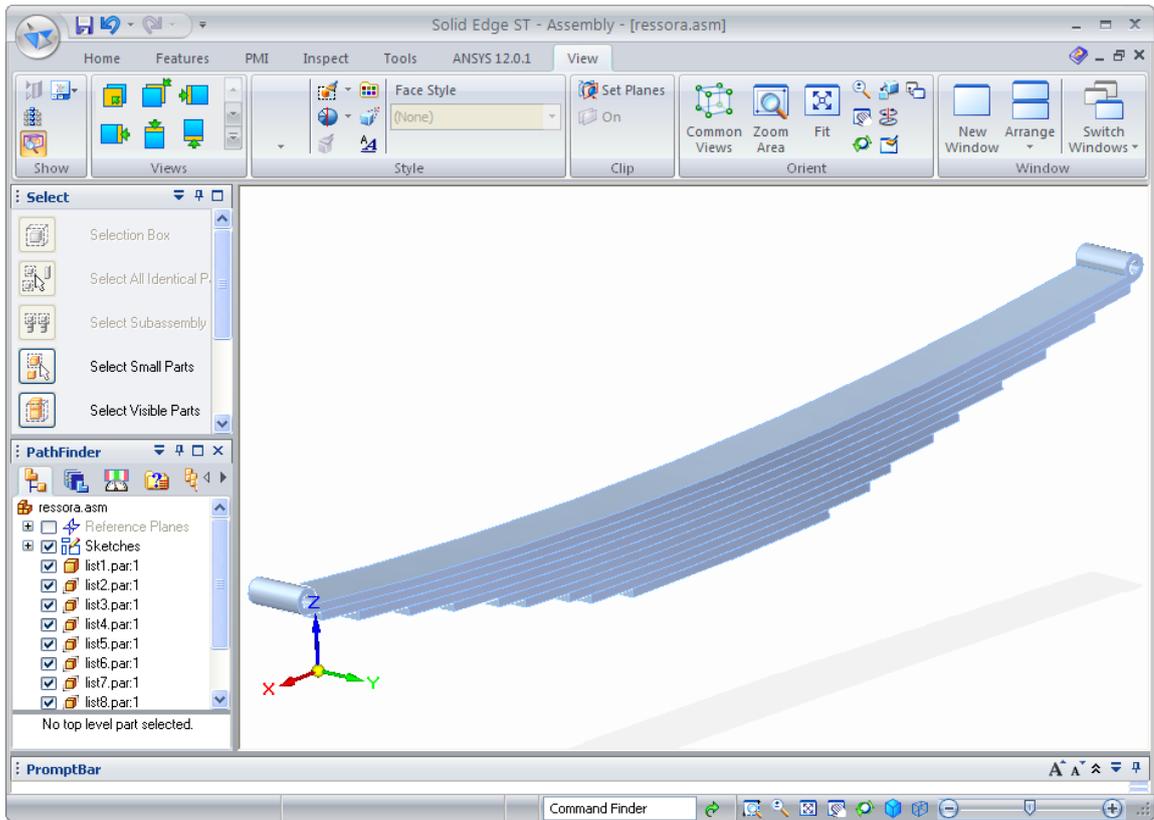


Рис. 4.17. Общий чертеж рессору с помощью Solid Edge ST.

Затем этот модель мы экспортируем в программу ANSYS 12.0.:

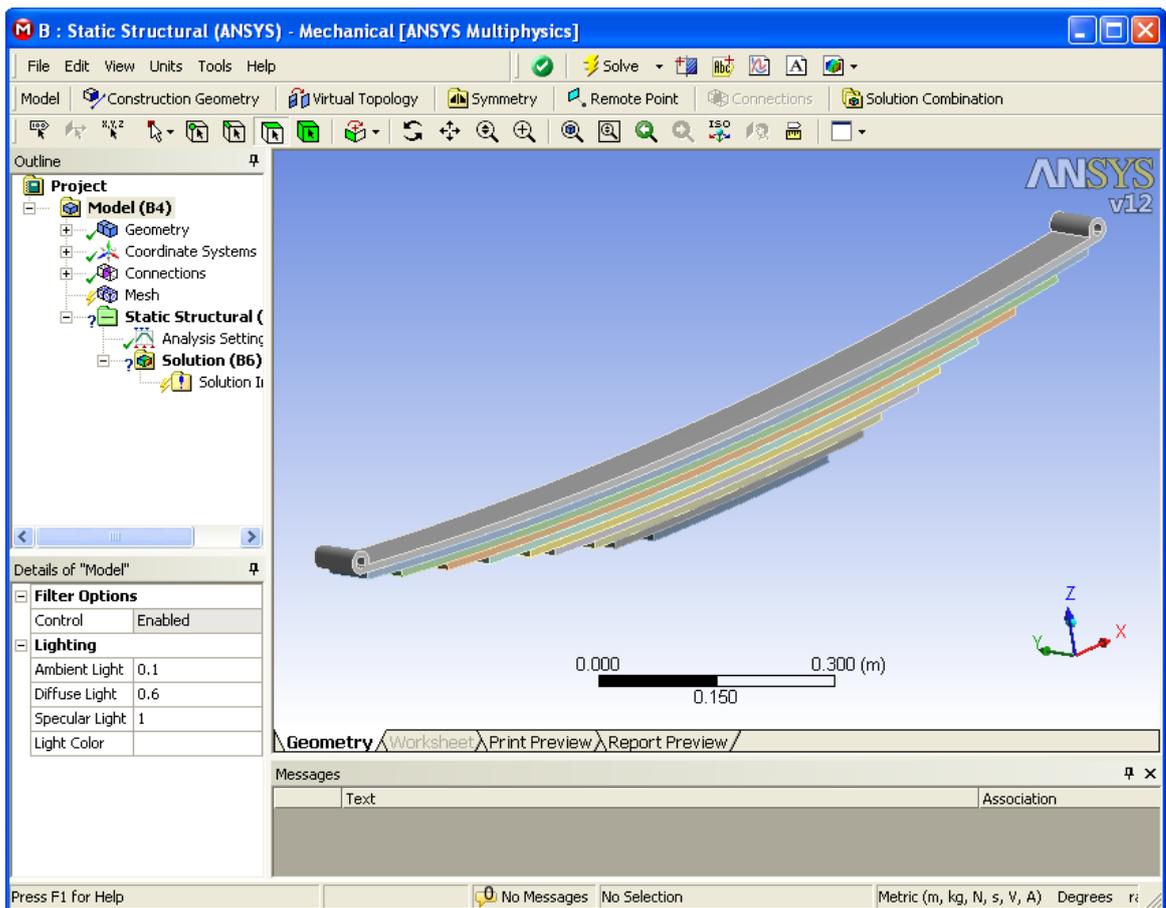


Рис. 4.18. Экспортированный вид рессору в программу ANSYS 12.0.

После экспортирования модели ANSYS 12.0., в программу нажимаем Supports и выбираем Fixed Support функции (Рис. 3.3.). С помощью в этот функции закрепляем нижняя часть рессору.

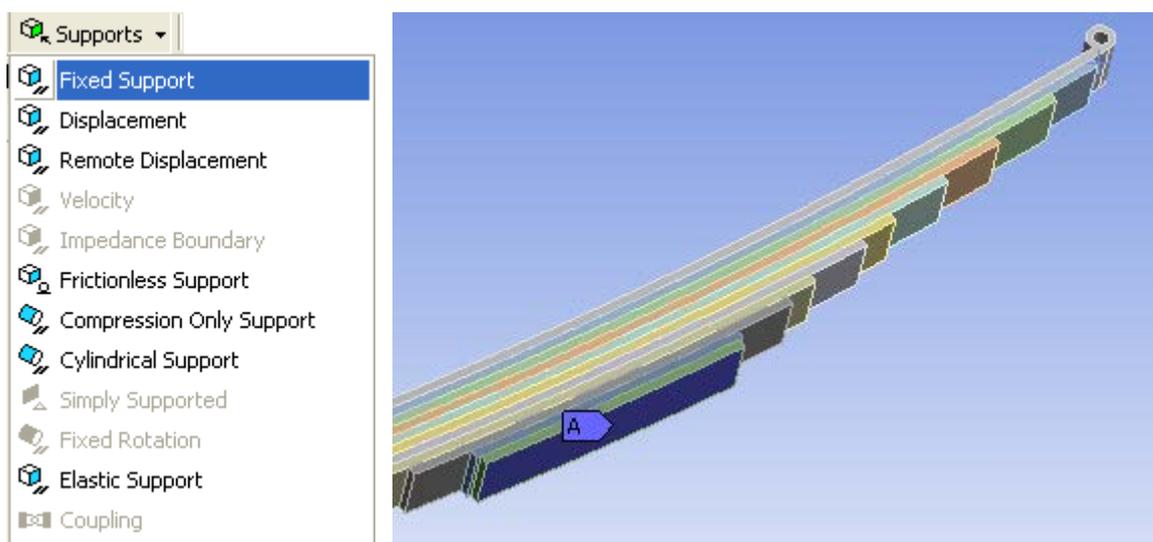


Рис. 4.19. Функция Fixed Support и закрепления нижняя часть рессору.

После этого мы поставим силу рессору, где закрепляется в раму и симулируем рессор (Рис.4.19).

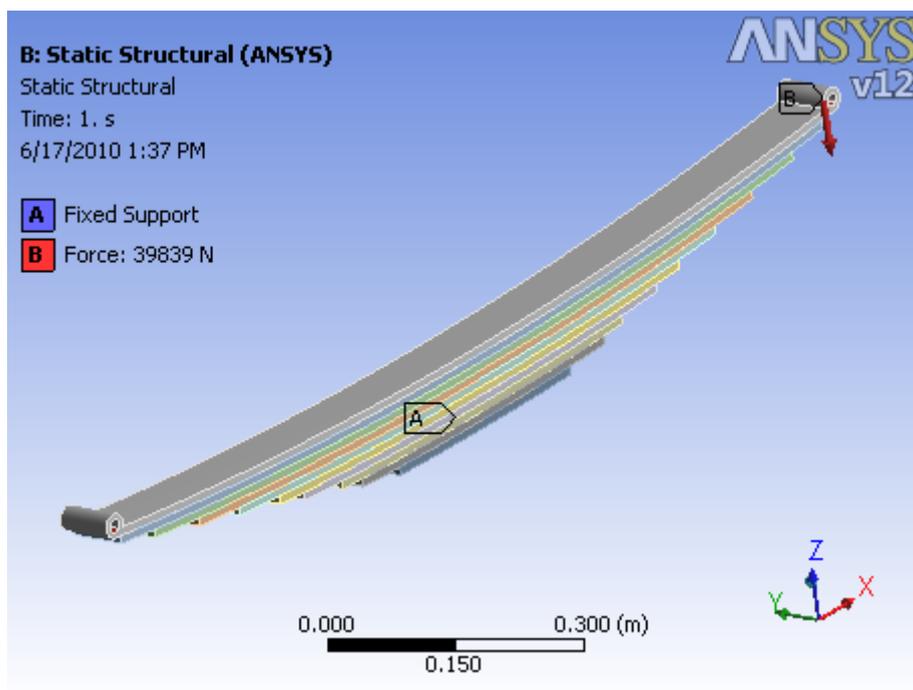


Рис. 4.20. Поставленные силы и закрепленные вид рессор.

В симуляцию (Simulation) рессора с помощью ANSYS 12.0. мы получаем эквивалентное напряжение (Equivalent stress), суммарная деформация (Total deformation) и запас прочности (Safety Factor). Это

симуляция (Рис.4.21) дает нам, из каких силу он выдерживает, из каких место рессору ломается.

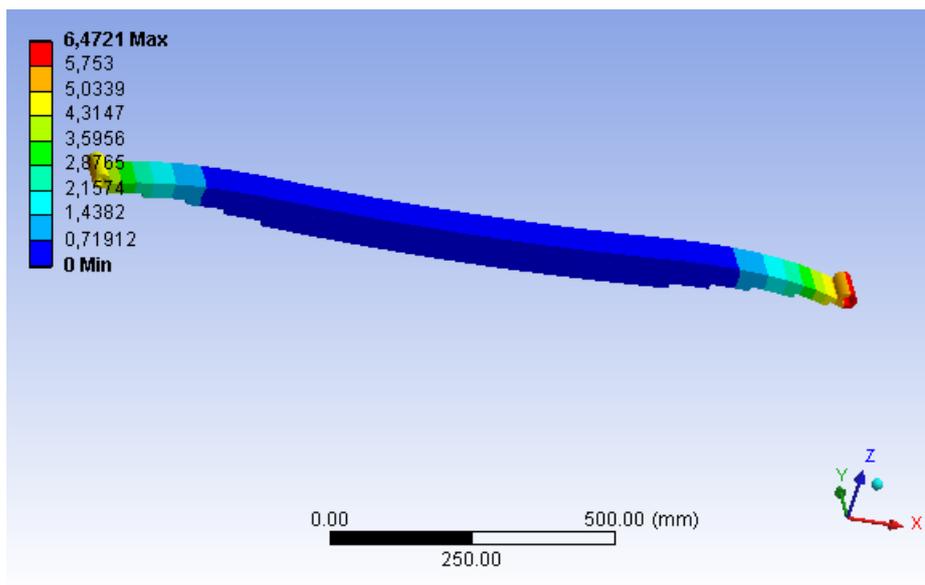


Рис. 4.21. Деформированное состояние рессоры

Выводы по четвертой главе

1. Проведено моделирование переезда автомобиля через единичное препятствие, представляющей собой единичную впадину и единичный выступ с помощью программного комплекса MATLAB/Simulink;
2. Проведены расчеты вероятностей отрыва колес от опорной поверхности при движении по дороге, представленной спектральной плотностью возмущающего воздействия;
3. Проведен анализ влияния величины жесткости и вязкого сопротивления амортизаторов на вероятность отрыва колес от дороги;
4. Установлено, что целесообразно применение подвесок с уменьшенной на 10-12% вертикальной жесткостью и на 10-15% большей динамической емкостью упругой характеристики.
5. Проведен расчет рессорной подвески автобуса с применением компьютерного комплекса ANSYS

Заключение

Проведенные исследования позволили сделать следующие выводы и рекомендации

1. Одной из задач теории автомобиля является разработка несложных инженерных методов расчетов по выбору параметров подвесок, обеспечивающих заданные при проектировании характеристики колебаний автомобиля.
2. Проведены измерения вертикальных колебаний автобуса при движении по реальному маршруту.
3. Получены спектральные характеристики вертикальных ускорений автомобиля.
4. Проведено моделирование переезда автомобиля через единичное препятствие, представляющей собой единичную впадину и единичный выступ с помощью программного комплекса MATLAB/Simulink;
5. Проведены расчеты вероятностей отрыва колес от опорной поверхности при движении по дороге, представленной спектральной плотностью возмущающего воздействия;
6. Проведен анализ влияния величины жесткости и вязкого сопротивления амортизаторов на вероятность отрыва колес от дороги;
7. Установлено, что целесообразно применение подвесок с уменьшенной на 10-12% вертикальной жесткостью и на 10-15% большей динамической емкостью упругой характеристики.

Список литературы:

1. Каримов И.А. Узбекистан на пороге XXI века. 1997г., -137 с.
2. Каримов И.А. Мировой финансово – экономический кризис. Узбекистан. Ташкент 2009г -56с
3. Хачатуров А.А., Афанасьев В.Л., Валильев В.С. «Динамика системы» М.: Машиностроения, 1976.-176с.
4. Яценко Н.Н., Прутчиков О.К. «Плавность хода грузовых автомобилей» М., Машиностроение, 1969, 220 с.
5. Литвинов А.С., Фаробин Я.Е., «Теория эксплуатационных свойств» М.: Машиностроения, 1989.-195с.
6. Смирнов Г.А., «Теория движения колесных машин» М.: Машиностроения, 1990.-225с.
7. Осепчугов В.В., Фрумкин А.К., «Автомобиль: анализ конструкций, элементы расчета» М., Машиностроение, 1989, 305с.
8. Успенский И.Н., «Мельников Проектирование подвески автомобиля» М: «Машиностроение», 1976, 273с.
9. Кузнецов В.А., «Дьяков Конструирование и расчет автомобиля. Подвеска автомобиля» Ульяновск: УлГТУ, 2003, 64 с.
10. Р.В. Ротенберг Подвеска автомобиля и его колебания М.:МашГИз 1960г, 356с.
11. Афанасьев В. Л., Васильев В. С., Хачатуров А.А., «Спектральные характеристики поверхностей некоторых участков дорог» М., 1972, с. 120-133. (Труды МАДИ).
12. Афанасьев В.Л., Васильев В.С., Жигарев В. П., «К заданию макропрофиля дороги»-В кн.: «Устойчивость управляемого движения автомобиля» М., 1971, с. 107-111. (Труды МАДИ).
13. Барахтанов Л. В., Ершов В. И. «Исследование статистических характеристик

микропрофиля пересеченной местности». М., 1969, с. 31—36. (Труды ГПИ. Вып. 25. № 9).

14. Бартлетт М. С. «Введение в теорию случайных процессов» М., 1958, 384с.

15. Янке Е., Эмде Ф., Леш Ф. «Специальные функции» М., «Наука», 1968, 344 с.

16. Градштейн И.С., Рыжик И.И., «Таблицы интегралов, сумм, рядов и произведений» М., Физматгиз, 1963, 1100 с.

17. В.Л. Афанасьев, В.С. Васильев, В. И. Кольцов, А.А. Хачатуров. «Построение модели дорожной поверхности с помощью генераторов случайных сигналов» 1972, с. 142-151. (Труды МАДИ).

18. Розанов Ю. А. «Стационарные случайные процессы» М., Физматгиз, 1963, 284 с.

19. Пархиловский И.Г., «Автомобильные листовые рессоры» М.: Машиностроения, 1978.-39с.

20. Яценко Н.Н., Митянин П.И., Жогов Л.А., «Поперечные колебания автомобиля с учетом упругости несущей системы» М., ОНТИ НАМИ, 1968, с. 3-16. (Труды семинара по подвескам автомобилей. Вып. 16).

21. Латышев Г.В., Тольский В.Е., «Экспериментальное определение нагруженности подвески силового агрегата автомобиля» «Автомобильная промышленность», 1971, № 12, с. 21-24.

22. Гончаров С.А., Жигарев В.П., Хачатуров А.А., «Расчетная схема и дифференциальные уравнения колебаний двухосного автомобиля, учитывающие его продольно-поступательные колебания» В кн.: Устойчивость управляемого движения автомобиля, 1971, с. 98-106. (Труды МАДИ).

23. Дербаремдикер А.Д., Бородин Ю.П., «К вопросу о колебаниях управляемых колес автомобиля», «Автомобильная промышленность», 1970, № 6, с. 26-29.

24. Григорян Г.П., Жигарев В.П., Хачатуров А.А., «Электромоделирование колебаний автомобилей при учете ограничителей хода рессор, возможности

- отрыва колес от дороги и движения с «реальным» микропрофилем».- В кн.: «Применение математических машин при конструировании и исследовании автомобилей и двигателей» М., ОНТИ НАМИ, 1966, с. 164-176.
25. Васильев В.С., Жигарев В.П., Хачатуров А.А., «Расчетная схема и моделирование колебаний трехосного автомобиля с балансирной задней подвеской».- В кн.: «Теоретическая механика, строительная механика, высшая математика», 1969, с. 35-42. (Труды МАДИ).
26. Певзнер Я.М., Плетнев А.Е., «Статистические характеристики динамических нагрузок в кузовах и кабинах грузовых автомобилей» М., ОНТИ НАМИ, 1971, с. 3-23. (Труды НАМИ Вып. 180)
27. Пархиловский И.Г., «Об определении эксплуатационных требований к плавности хода автомобиля».- «Автомобильная промышленность», 1966, № 1, с. 1-3.
28. Юдин Б.В., Меркулов И.Л., «Экспериментальные методы оценки плавности хода автомобиля в дорожных условиях» М., ОНТИ НАМИ, 1964, с. 42—59. (Труды семинара по подвескам автомобилей. № 10).
29. Шупляков В.С., Яценко Н.Н., «Влияние подрессоривания на нагруженность трансмиссии при движении автомобиля по неровной дороге» М., ОНТИ НАМИ, 1968, с. 321. (Труды семинара по подвескам автомобилей. Вып. 15).
30. Силаев А.А., «Спектральная теория подрессоривания транспортных машин» М., «Машиностроение». 1972, 192 с.
31. Пархиловский И.Г., Цхай Ф.А., «Результаты статистического исследования плавности хода автомобилей в естественных дорожных условиях» М., ОНТИ НАМИ, 1964, с.18-29.
32. Григорян Г.П., Хачатуров А.А., «Влияние различных сочетаний коэффициентов сопротивления амортизаторов на вынужденные колебания автомобиля» М., ОНТИ НАМИ, 1962, с. 98-107. (Труды НАМИ. Вып. 48).
33. Певзнер Я. М., «Влияние характеристики амортизатора на ходы подвески» «Автомобильная промышленность», 1966, № 8, с. 31-34.

34. Яценко Н.Н., «Формирование нагруженности рамы грузового автомобиля от воздействия неровной дороги», «Автомобильная промышленность». 1970, № 11, с. 22-28.
35. Bobbert G., «Evaluation of vibration design data by statistical means»- «Advances in automobile engineering». P. III. Pergamon Press. 1965, p. 13-21.
36. Chiesa A., Oberto L., «Amplitudenverteilung bei Fahrzeugschwingungen»- ATZ, 1966. N 2, s. 27-32.
37. Fine R., «Car tests indicate comfort acceleration rate», SAE Journal, 1964, N 1, p. 23-31.
38. <http://www.en.Wikipedia.org/wiki/Suspension>.
39. <http://www.efunda.com> $\rho^2 = av,$
40. <http://www.samauto.com>
41. <http://www.dieselnet.com/standards/cycles/>
42. <http://www.podveska.net/>