

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
Белорусский национальный технический университет

Кафедра «Автомобили»

О. С. Руктешель

ПЛАВНОСТЬ ХОДА АВТОМОБИЛЯ

Пособие для студентов специальностей
1-37 01 02 «Автомобилестроение (по направлениям)»,
1-37 01 06 «Техническая эксплуатация автомобилей»,
1-37 01 07 «Автосервис»

*Рекомендовано учебно-методическим объединением по образованию
в области транспорта и транспортной деятельности*

Минск
БНТУ
2021

УДК 629.33.028(075.8)

ББК 39.33-01я7

P85

Рецензенты:

Г. И. Гедроить, В. А. Кусяк

Руктешель, О. С.

P85 Плавность хода автомобиля : пособие для студентов специальностей 1-37 01 02 «Автомобилестроение (по направлениям)», 1-37 01 06 «Техническая эксплуатация автомобилей», 1-37 01 07 «Автосервис» / О. С. Руктешель. – Минск: БНТУ, 2021. – 61 с.
ISBN 978-985-583-294-3.

Пособие предназначено для приобретения студентами автотранспортных специальностей навыков по выбору основных параметров виброзащитной системы автомобиля, оценке его плавности хода, выборе характеристик упругого элемента подвески, амортизатора и шин, составлении расчётных схем динамической системы автомобиля для расчёта параметров его колебательной системы, а также разработке мероприятий, помогающих уменьшить подпрыгивание, галопирование и покачивание автомобиля, что необходимо как при проектировании нового автомобиля, так и при модернизации существующего. Кроме того, материал, изложенный в данном пособии, необходим студентам при изучении дисциплины «Теория автомобиля», выполнении курсовой работы и дипломного проекта.

УДК 629.33.028(075.8)

ББК 39.33-01я7

ISBN 978-985-583-294-3

© Руктешель О. С., 2021

© Белорусский национальный
технический университет, 2021

Введение

Автомобиль характеризуется своим назначением, т. е. полным удовлетворением потребностей человека в определенной области деятельности. Поэтому он должен обладать рядом полезных (эксплуатационных) свойств, непосредственно влияющих на показатели качества автомобиля.

Проблемы повышения эксплуатационных свойств автомобилей относятся к одним из основных в автомобилестроении. Их решение ведется по различным исправлениям: увеличение производительности, повышение технико-экономических и улучшение экологических показателей и надежности, использование новых видов топлива и типов двигателей, уменьшение потерь энергии в различных агрегатах (сопротивление качению колес, аэродинамическое сопротивление, потери в трансмиссии и др.), совершенствование автоматизации и оптимизации управления рабочими процессами агрегатов автомобиля и ряд других направлений, требующих как теоретических, так и экспериментальных исследований.

Автомобиль является частью системы «автомобиль – водитель – окружающая среда» (здесь под «средой» подразумевается также и дорога, по которой движется машина), и его свойства проявляются во взаимодействии с элементами этой системы. Поэтому значимость определенного эксплуатационного свойства в оценке эффективности применения автомобиля зависит от условий, в которых это свойство проявляется, т. е. от условий эксплуатации.

Все эксплуатационные свойства тесно связаны между собой, и изменение конструктивных параметров автомобиля, предпринятое для улучшения одного из свойств, неизбежно отражается на остальных. Так, например, устойчивость улучшается при снижении центра масс автомобиля, однако при этом может ухудшиться его проходимость. Тягово-скоростные свойства определяют максимальную скорость движения автомобиля, но она же может быть ограничена из-за плохой устойчивости или недостаточной плавности хода. Поэтому конечная оценка автомобиля производится с учетом всего комплекса эксплуатационных свойств.

Плавность хода автомобиля при его движении по дорогам с неровной поверхностью зависит от компоновочных характеристик автомобиля, параметров подвесок и шин.

При проектировании в большинстве случаев компоновка автомобиля определяется его назначением и особенностями предполагаемых условий эксплуатации, а параметры шин – тяговым расчетом. Поэтому основной задачей конструктора является разработка подвески, которая оказывает влияние не только на ощущения водителя и пассажиров, сохранность грузов и конструктивных элементов автомобиля, но и на ряд эксплуатационных свойств автомобиля: среднюю скорость движения, долговечность, а также на его производительность и себестоимость перевозок.

Роль автомобилестроения в экономике страны и интенсивность ее развития будут и в дальнейшем акцентировать внимание на совершенствовании эксплуатационных свойств автомобиля. Эффективность и перспективность создания и внедрения новых технологий и конструкторских решений будет зависеть от уровня квалификации инженерных кадров.

Процессы движения автомобиля описываются довольно сложными системами дифференциальных уравнений. Для их решений и анализа студентам рекомендуется применять численные методы и использовать при моделировании прикладные программные обеспечения MathCad, MatLab, Simulink, ADAMS и др.

1. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ И ОПРЕДЕЛЕНИЯ

Плавность хода автомобиля характеризует способность его длительного движения в интервале эксплуатационных скоростей без неприятных ощущений и утомляемости водителя и пассажиров, повреждений перевозимого груза и элементов автомобиля, обусловленных колебаниями его масс.

Колебания автомобиля оказывают существенное воздействие не только на плавность хода, но и на другие свойства автомобиля. Так, при эксплуатации грузовых автомобилей по дорогам с неровной поверхностью средняя скорость движения уменьшается на 40–50 %, межремонтный пробег – на 35–40 %, расход топлива увеличивается на 50–70 %, а себестоимость перевозок – на 50–60 %.

Основным источником сил, вызывающим колебания автомобиля на подвеске, служит профиль дороги, который делится на три составляющие: макропрофиль, микропрофиль и шероховатости – что обусловлено различным воздействием их на автомобиль. Макропрофиль, состоящий лишь из длинных плавных неровностей (длина волны 100 м и более), практически не влияет на плавность хода автомобиля, но значительно сказывается на его динамике, режиме работы двигателя и трансмиссии. Микропрофиль состоит из неровностей (длина волны от 10 см до 100 м), вызывающих заметные колебания автомобиля на подвеске, но не содержит длительных спусков и подъемов, изменяющих режим работы двигателя. Шероховатости (длина волны менее 10 см) сглаживаются шинами и не вызывают ощутимых колебаний автомобиля, но могут возбудить высокочастотные вибрации отдельных элементов шасси и кузова, связанные с этими вибрациями шумы внутри кузова и внешний шум, издаваемый автомобилем.

Основными устройствами, защищающими автомобиль, водителя, пассажиров и грузы от чрезмерных динамических воздействий дороги и ограничивающими их виброн нагруженность допустимым уровнем, являются подвеска и шины, а для пассажиров и водителя также подвеска сиденья.

Подвеской автомобиля называют совокупность устройств, связывающих колеса с рамой (кузовом) и предназначенных для уменьшения динамических нагрузок, передающихся автомобилю от неровно-

стей поверхности дороги, а также обеспечивающих передачу всех видов сил и моментов, действующих между колесом и рамой (кузовом).

Подвеска автомобиля состоит из трех устройств: упругого, гасящего и направляющего.

Упругое устройство служит для уменьшения динамических нагрузок, обусловленных прежде всего действием вертикальных составляющих сил, возникающих при взаимодействии колеса автомобиля с дорогой. Упругие элементы предназначены для преобразования энергии толчков и ударов, создаваемых неровностями дороги, в потенциальную энергию упругих элементов. Наличие упругого устройства подвески вызывает колебания кузова и колес автомобиля. Эти колебания происходят при определенных силах сопротивления (при затухании).

Детали подвески, обуславливающие затухание колебаний кузова и колес автомобиля, относятся к гасящему устройству подвески. Они выполняют диссипативную функцию и обеспечивают рассеивание энергии, превращая механическую энергию колебаний в тепловую. Интенсивность гашения колебаний зависит от величины трения диссипативных элементов (гидравлического сопротивления амортизатора, внутреннего трения элементов шины и сидений).

Передача продольной и поперечной составляющих сил и их моментов происходит через направляющее устройство подвески, определяющее также характер движения (кинематику) кузова и колес автомобиля.

Функцию трех перечисленных элементов подвески могут выполнять одни и те же или различные элементы. Так, в случае рессорной подвески, упругим элементом которой являются листы рессоры, вертикальные нагрузки передаются через сами рессоры, а поперечные и продольные силы и моменты этих сил – через балку, соединяющую колеса и листовые рессоры (направляющее устройство). Необходимое затухание достигается вследствие трения между листами в рессорах и шарнирах, связывающих рессору с рамой (гасящее устройство). Таким образом, в данной подвеске листовые рессоры выполняют функции всех трех элементов подвески.

В случае пружинной подвески упругим элементом подвески является спиральная пружина. Необходимое затухание обуславливается телескопическими амортизаторами, заключенными в пружине. Поперечные и продольные силы передаются от колеса к раме через

систему тяг и рычагов, кинематика которых определяет характер перемещений колес и кузова. Таким образом, в рассматриваемом случае функции каждого из устройств выполняют различные узлы.

Конструкции подвесок разнообразны. По типу упругого устройства различают подвески с металлическим упругим элементом, обычно в виде листовой рессоры, спиральной пружины или торсиона (стержня, работающего на скручивание). В качестве упругого элемента применяют также резину, газ или жидкость. Упругое устройство имеет один из перечисленных упругих элементов или комбинацию из нескольких, в соответствии с этим подвески называют рессорными, пружинно-рессорными, пневматическими, гидропневматическими и т. п.

В зависимости от типа гасящего устройства подвески могут быть следующими: без амортизаторов; с затуханием, вызванным трением в рессоре и шарнирах; с амортизаторами, обеспечивающими трение; со смешанным трением, обусловленным как сопротивлением амортизаторов, так и другими источниками трения (например, рессорная подвеска с амортизаторами).

По типу направляющего устройства подвески делят на две основные группы: зависимые и независимые подвески. Отличительной особенностью зависимой подвески является наличие жесткой балки, связывающей левое и правое колеса, вследствие чего перемещение одного из них в поперечной плоскости передается другому. Независимая подвеска, при которой непосредственная связь одного колеса с другим отсутствует, может иметь различные схемы, исходя из того, в какой плоскости колесо двигается при вертикальном перемещении. По этому признаку различают независимые подвески с перемещением колеса в поперечной, продольной и одновременно в продольной и поперечной плоскостях. В независимых подвесках каждого из этих типов колесо может быть связано с рамой одним или двумя рычагами.

При подвеске на двух рычагах прямые, соединяющие центры шарниров верхнего и нижнего рычагов, образуют неправильный четырехугольник. Если две стороны четырехугольника под статической нагрузкой параллельны, то подвеску называют трапецевидной. Если верхний и нижний рычаги одинаковы по длине и параллельны, то подвеска называется параллелограммной.

Еще одним типом независимой подвески является свечная (телескопическая), при которой колесо перемещается вдоль направляющей. Если направляющая вертикальна, то подъем колеса не сопровождается его перемещением ни в поперечной, ни в продольной плоскостях. Направляющее устройство подвески определяет возможные смещения колеса, сопровождающие его вертикальные перемещения.

2. ОЦЕНОЧНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ ПЛАВНОСТИ ХОДА АВТОМОБИЛЯ И НОРМАТИВНЫЕ ТРЕБОВАНИЯ К НИМ

Оценочные показатели плавности хода должны характеризовать воздействие колебаний на водителя, пассажиров, перевозимый груз и конструктивные элементы автомобиля.

Водитель и пассажиры оценивают плавность хода субъективно, на основе собственных ощущений. Неприятные ощущения и утомляемость людей во время поездки зависят прежде всего от ускорения колебаний и их повторяемости.

В настоящее время существует много оценочных показателей плавности, однако ни один из них не позволяет достаточно полно оценить это эксплуатационное свойство автомобиля. Трудность заключается в том, что данные показатели должны устанавливать функциональную связь между субъективными ощущениями человека, находящегося в автомобиле, характером колебаний кузова и параметрами автомобиля.

Исследования показали, что на плавность хода автомобиля оказывают влияние различные параметры вертикальных колебаний: амплитуда, частота, скорость, ускорение. Эти параметры относят к основным показателям нагруженности водителя, пассажиров, грузов и кузова.

Наиболее простым показателем плавности хода является частота собственных колебаний кузова автомобиля.

Приближенную оценку показателей плавности хода можно получить, рассматривая ходьбу, как привычное для человека движение, т. е. периодическое воздействие возмущений на человека, приводящее к последовательным подъемам и опусканиям тела, сопро-

вождаемым толчками при постановке ноги на землю. К ходьбе человек привык с детства, и если показатели колебаний человека в автомобиле не превышают показатели колебаний, возникающих при ходьбе, то плавность хода автомобиля будет приемлемой [1], т. е. величины собственных частот колебаний автомобиля должны совпадать со средней частотой шагов человека при ходьбе (90–120 в мин), что соответствует 1,5–2,0 Гц.

Для более точного представления о плавности хода конкретного автомобиля необходимо определить параметры не только собственных, но и вынужденных колебаний, т. е. колебаний, вызванных переменными по величине силами, действующими на кузов автомобиля при взаимодействии его колес с дорогой.

Человеческий организм воспринимает колебания по-разному в зависимости от их частоты.

В зоне низких частот (от 0 до 15–20 Гц) восприятие колебаний пропорционально ускорениям, в зоне средних частот (20–25 Гц) – скоростям, а в зоне высоких частот (свыше 25 Гц) – перемещениям.

Организм человека наиболее чувствителен к вертикальным колебаниям в диапазоне частот 4–8 Гц и горизонтальным – в диапазоне 1–2 Гц [2, 3, 4]. Оценка уровня вибронегруженности производится по средним квадратическим значениям ускорений колебаний (виброускорений) или скоростей колебаний (виброскоростей) в вертикальном и горизонтальном направлениях [4, 5, 6].

Оценку уровня вибраций поддрессоренной массы грузового автомобиля по средним квадратическим значениям вертикальных виброускорений производят в полосе частот 0,7–22,4 Гц. При этом измерения проводят на левом лонжероне рамы над передним и задним мостами двухосного автомобиля. У двухосного прицепа характерные точки располагаются на левом лонжероне над обоими мостами; у полуприцепа – на полу платформы кузова, слева от вертикальной оси, проходящей через седельно-сцепное устройство, а также на левом лонжероне рамы, над задним мостом. У прицепов и полуприцепов с двумя или несколькими задними мостами характерные точки выбирают посередине между крайними мостами задней колесной тележки.

Для предупреждения перемещений незакрепленных грузов необходимо, чтобы вертикальные ускорения пола грузовой платформы

не превышали $g = 9,81 \text{ м/с}^2$. Тогда значения средних квадратических виброускорений с учетом необходимого запаса не должны превышать 0,15–0,30 g [7].

Измерения ускорений, характеризующих виброн нагруженность людей, производят на рабочем месте водителя, на заднем сиденье с правой стороны легкового автомобиля, у левой стенки пассажирского помещения автобуса, над передними и задними левыми колесами или по возможности ближе к ним. При этом измеряют вертикальные и горизонтальные (продольные и поперечные) ускорения. Полученная информация вводится в ЭВМ, и по соответствующим алгоритмам определяются искомые показатели оценки плавности хода.

Длительное воздействие колебаний нарушает нормальное состояние человека, влияет на производительность труда и качество выполняемой им работы. Одиночные воздействия большой интенсивности могут привести к травматическим повреждениям (ушибам, переломам, контузии). Низкочастотные колебания вызывают отрицательную реакцию вестибулярного аппарата, расстройства сосудистой системы, укачивание (явления типа «морская болезнь»). При частотах 4–11 Гц возникают резонансные колебания головы, желудка, печени, кишечника. Колебания с частотами 11–45 Гц приводят к ухудшению зрения. При частоте свыше 45 Гц и определенной интенсивности возникает так называемая вибрационная болезнь.

Действие колебаний на человека определяется их направлением, интенсивностью, спектром частот, продолжительностью и местом приложения возмущения, а также индивидуальными особенностями человека.

В связи с вредным воздействием вибраций на организм человека выработаны нормативы на допустимые уровни его нагруженности. При разработке норм учитывалось, что реакция организма человека на вибрации зависит от частоты воздействий, частотный состав которых группируется в октавные полосы.

Октава – это полоса частот, в которой конечная граничная частота в два раза выше начальной.

Каждая октава имеет номер и среднегеометрическую частоту октавной полосы. В табл. 2.1 приведены характеристики первых пяти октав.

Таблица 2.1

Октавные полосы частот

Номер октавы	Среднегеометрическая частота, Гц	Начальная граница частот, Гц	Конечная граница частот, Гц
1	1	0,7	1,4
2	2	1,4	2,8
3	4	2,8	5,6
4	8	5,6	11,2
5	16	11,2	22,4

В первую октавную полосу входят частоты от 0,7 до 1,4 Гц. Среднее геометрическое значение равно: $\sqrt{0,7 \cdot 1,4} = 1$.

Для второй октавной полосы (1,4–2,8) Гц среднегеометрическое значение равно 2, для третьей – 4 и т. д.

Для более точной оценки зависимости допустимых значений виброскоростей и виброускорений от частот колебаний октавные полосы делят на третьоктавные. Для этого диапазон частот, составляющих октавы, делят на три и средние геометрические значения каждой трети округляют. Так, для октавы 0,7...1,4 третьоктавные полосы 0,8; 1,0; 1,25 Гц.

Для гигиенической оценки колебаний, действующих на человека, используют следующие методы:

а) интегральный – показатели вибрационной нагрузки определяют во всем заданном частотном диапазоне;

б) раздельно-частотный – заданный частотный диапазон разбивают на поддиапазоны, в каждом из которых рассчитывают показатели вибрационной нагрузки [8].

Допустимый уровень вибраций, действующих на водителя и пассажиров, определяется по ГОСТ 12.1.012 «Вибрация. Общие требования безопасности» и стандартом Международной организации по стандартизации ISO 2631 «Вибрация, передаваемая человеческому телу».

Для санитарного нормирования одним из основных показателей вибронегруженности является логарифмический уровень виброскорости (дБ), который определяется по формуле:

$$L_{\sigma_z} = 20 \cdot \lg \left(\frac{\sigma_z}{5 \cdot 10^{-8}} \right),$$

где σ_z – среднее квадратическое значение виброскорости в октавной полосе частот, м/с;

$5 \cdot 10^{-8}$ – значение виброскорости, условно принятой за границу ощущений, с которой производится сравнение, м/с.

По определению, Бел – это десятичный логарифм отношения двух одноименных физических величин.

Нормы виброскоростей в октавных полосах частот при длительности рабочего дня 8 ч для транспортных средств представлены в табл. 2.2. Эти нормы распространяются и на вибрации, возникающие на сиденьях водителя и пассажиров.

Таблица 2.2

Нормы виброскоростей в октавных полосах частот

Средние геометрические значения частот октавных полос, Гц	1	2	4	8	16	31,5	63
Допустимые значения виброскорости, м/с (дБ):							
– вертикальной;	0,200 (132)	0,071 (123)	0,025 (114)	0,013 (108)	0,011 (107)	0,011 (107)	0,011 (107)
– горизонтальной	0,063 (122)	0,035 (117)	0,032 (116)	0,032 (116)	0,032 (116)	0,032 (116)	0,032 (116)

Стандарт ISO 2631 устанавливает допустимые значения вертикальных и горизонтальных среднеквадратических виброускорений. Дифференцированные по длительности воздействия колебания рассматриваются в диапазоне частот 1–80 Гц, который разбит на 20 треть-октавных полос. Для каждой полосы дается весовой коэффициент для приведения среднеквадратических ускорений в ней к полосе частот, при которой человек наиболее чувствителен к колебаниям (4–8 Гц для вертикальных и 1–2 Гц для горизонтальных). Допустимые значения виброускорений даются с учетом обеспечения про-

изводительной работы человека, так называемый уровень «производительной работы». Кроме того, для каждой полосы частот вводятся уровни допустимых для здоровья человека ускорений, так называемый уровень «безопасности здоровья» и уровень, при котором не нарушаются условия комфорта, так называемый уровень «комфорта». Допустимые ускорения уровня «безопасности здоровья» в 2 раза выше уровня «производительной работы», а уровень «комфорта» – в 3,15 раза ниже.

Аналогично стандарту ISO 2631 в ГОСТ 12.1.012 установлены три качественных критерия неблагоприятного воздействия колебаний на человека-оператора в процессе работы:

1) «безопасность» – обеспечивается ненарушение здоровья оператора в соответствии с объективным показателем и учетом риска возникновения профессиональных болезней, предусмотренных медицинской классификацией, и патологий, а также исключается возможность возникновения травмоопасных или аварийных ситуаций из-за воздействия вибраций;

2) «граница снижения производительности труда» – обеспечивает поддержание нормативной производительности труда, не снижающейся из-за развития усталости под воздействием вибрации;

3) «комфорт» – обеспечивает оператору ощущение комфортности условий труда при полном отсутствии мешающего действия вибрации.

В качестве критерия плавности хода вводят критерий «безопасность», не допускающий нарушения здоровья человека-оператора и пассажиров. Показатели плавности хода назначают по выходной величине, которой является вертикальное виброускорение или вертикальная виброскорость. Эти выходные величины измеряют на сиденье водителя или пассажира. При оценке вибрационной нагрузки на человека предпочтительной выходной величиной является виброускорение. Для санитарного нормирования и контроля интенсивности вибрации ее оценивают средним квадратическим значением $\sigma_{\ddot{z}}$ вертикального виброускорения, а также его логарифмическим уровнем [8]:

$$L_{\ddot{z}} = 20 \cdot \lg \frac{\sigma_{\ddot{z}}}{\sigma_{\ddot{z}_0}},$$

где $L_{\ddot{z}}$ – логарифмический уровень вертикального виброускорения, дБ;

$\sigma_{\ddot{z}}$ – пороговое среднее квадратическое значение вертикального виброускорения, м/с²;

$$\sigma_{\ddot{z}_0} = 10^{-6}, \text{ м/с}^2.$$

Среднее квадратическое значение вертикального виброускорения $\sigma_{\ddot{z}}$ называют контролируемым параметром. Плавность хода автомобиля определяют при постоянной вибрации в диапазоне частот 0,7–22,4 Гц.

Нормы виброускорений в октавных полосах частот при длительности рабочего дня 8 часов для транспортных средств представлены в табл. 2.3.

Таблица 2.3

Нормы виброускорений в октавных полосах частот

Средние геометрические значения частот октавных полос, Гц	1	2	4	8	16	31,5	63
Допустимые значения виброускорений, м/с ² :							
– вертикальных;	1,10	0,79	0,57	0,60	1,14	2,26	4,49
– горизонтальных	0,39	0,42	0,80	1,62	3,20	6,38	12,76

Нормируемыми показателями вибрационной нагрузки на человека являются одночисловые параметры (интегральная оценка) или спектр (раздельно-частотная оценка) вибрации. К одночисловым параметрам относится скорректированное по частоте значение контролируемого параметра, с помощью которого учитывается неоднозначность восприятия человеком вибрации с различным спектром частот.

Скорректированное по частоте значение контролируемого параметра и его логарифмический уровень вычисляют по формулам:

$$\tilde{\sigma}_{\ddot{z}} = \sqrt{\sum_{i=1}^n (k_{\ddot{z}i} \cdot \sigma_{\ddot{z}i})^2},$$

$$L_{\tilde{\sigma}_{\ddot{z}}} = 10 \cdot \lg \sum_{i=1}^n 10^{0,1(L_{\sigma_{\ddot{z}i}} + L_{k_{\ddot{z}i}})},$$

где $\tilde{\sigma}_z$ и $L_{\tilde{\sigma}_z}$ – среднее квадратическое значение вертикального виброускорения и его логарифмический уровень в i -й октавной или третьоктавной частотной полосе;

k_{zi} и $L_{k_{zi}}$ – весовой коэффициент для контролируемого параметра и его логарифмический уровень в i -й октавной полосе частот,
 $L_{k_{zi}} = 20 \lg \cdot k_{zi}$;

n – число октавных полос в нормируемом диапазоне частот.

Значения весовых коэффициентов приведены в табл. 2.4.

Согласно санитарным нормам, для одночислового параметра σ_z вибрационной нагрузки на человека при длительности смены 8 часов и общей вибрации нормативное значение составляет 0,56 м/с², а его логарифмический уровень – 115 дБ.

Таблица 2.4

Значения весового коэффициента и его логарифмического уровня для контролируемого параметра

$f_{ц}, \text{ Гц}$	k_{zi} для полосы частот		$L_{k_{zi}}$ для полосы частот	
	третьоктавной	октавной	третьоктавной	октавной
0,8	0,45	–	–7	–
1,0	0,5	0,50	–6	–6
1,25	0,56	–	–5	–
1,6	0,63	–	–4	–
2,0	0,71	0,71	–3	–3
2,5	0,8	–	–2	–
3,15	0,9	–	–1	–
4,0	1,0	1,0	0	0
5,0	1,0	–	0	–
6,3	1,0	–	0	–
8,0	1,0	1,0	0	0
10,0	0,8	–	–2	–
12,5	0,63	–	–4	–
16,0	0,5	0,5	–6	–6
20,0	0,4	–	–8	–

При определении вибрационной нагрузки на человека с использованием спектра вибрации нормируемыми показателями являются среднее квадратическое значение виброускорения или его логарифмический уровень в третьоктавных или октавных полосах частот (табл. 2.5).

Таблица 2.5

Санитарные нормы спектральных показателей
вибрационной нагрузки

$f_{ц}$, Гц	$\sigma_{\ddot{z}_i}$, м/с ² , для полосы частот		$L_{\sigma \ddot{z}_i}$, дБ, для полосы частот	
	третьоктавной	октавной	третьоктавной	октавной
0,8	0,71	–	117	–
1,0	0,63	1,10	116	121
1,25	0,56	–	115	–
1,6	0,50	–	114	–
2,0	0,45	0,79	113	118
2,5	0,40	–	112	–
3,15	0,355	–	111	–
4,0	0,315	0,57	110	115
5,0	0,315	–	110	–
6,3	0,315	–	110	–
8,0	0,315	0,6	110	116
10,0	0,40	–	112	–
12,5	0,50	–	114	–
16,0	0,63	1,13	116	121
20,0	0,80	–	118	–

При постоянной вибрации норму вибрационной нагрузки на человека устанавливают в соответствии с нормативными скорректированными по частоте или спектральными значениями контролируемого параметра при действии вибрации в течение 8 ч, а также с использованием зависимости этих значений от длительности действия вибрации. В последнем случае норма вибрационной нагрузки на человека в соответствии со скорректированным $\tilde{\sigma}_{\ddot{z}}$ по частоте и спектральным значениям контролируемого параметра при длительности воздействия вибрации менее 8 ч (480 мин) равна:

$$\tilde{\sigma}_{z8} = \tilde{\sigma}_{z8} \sqrt{\frac{480}{T_{\text{виб}}}}, \quad \sigma_{z8} = \sigma_{z8} \sqrt{\frac{480}{T_{\text{виб}}}},$$

где $\tilde{\sigma}_{z8}, \sigma_{z8}$ – нормы вибрационной нагрузки $\tilde{\sigma}_z$ и σ_{zi} на человека при длительности воздействия вибрации 8 ч;

$T_{\text{виб}}$ – длительность действия вибрации, мин. При $T_{\text{виб}} < 30$ мин за норму принимают значение контролируемого параметра, вычисленное при $T_{\text{виб}} = 30$ мин.

При определении показателей плавности хода машины с учетом вертикального, а также продольного и поперечного виброускорений вибрацию оценивают отдельно по каждому из них. При этом для продольной и поперечной вибрации контролируемые параметры и нормируемые показатели остаются прежними (аналогичными вертикальной вибрации). Другие значения будут иметь весовые коэффициенты и допускаемые нормы на интегральные и отдельно-частотные показатели в соответствии с ГОСТ 12.1.012.

Экспериментально плавность хода оценивается по ГОСТ 37.001.291 нормированными значениями средних квадратических виброускорений на сиденьи водителя (табл. 2.6).

Таблица 2.6

Нормы плавности хода грузовых автомобилей

Тип дороги	Среднее квадратическое виброускорение, м/с ²			
	на сиденьи			на лонжеронах рамы (грузовой платформе)
	σ_z	$\sigma_{\ddot{x}}$	$\sigma_{\ddot{y}}$	σ_z
Цементобетонная динамометрическая дорога с $\sigma_z = 0,6$ см	1,00	0,65	0,65	1,30
Бульжная мощеная дорога без выбоин с $\sigma_z = 1,1$ см	1,50	1,00	0,80	1,80
Бульжная мощеная дорога с выбоинами с $\sigma_z = 2,9$ см	2,30	1,60	1,60	2,70

Результаты испытаний представляют в виде графиков, ординаты кривых которых соответствуют средним квадратическим ускорениям в октавных полосах частот, а абсциссы – среднегеометрическим частотам октавных полос. На эти же графики наносятся предельно допустимые значения средних квадратических ускорений (рис. 2.1).

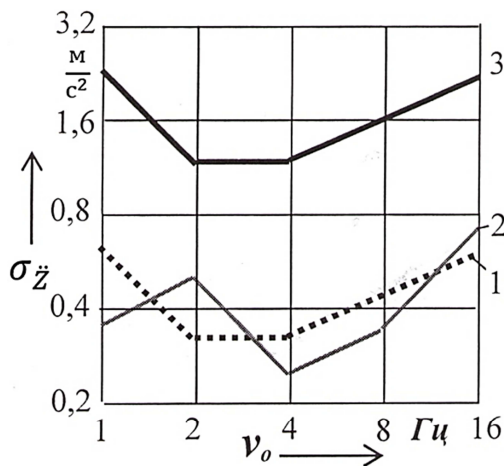


Рис. 2.1. Результаты испытаний автомобиля по определению вертикальных виброускорений на сиденье водителя:

1 – предельно допустимые вертикальные виброускорения при продолжительности воздействия 3 ч; 2 – результаты испытаний; 3 – предельно допустимые вертикальные виброускорения при продолжительности воздействия 1 ч

На этом рисунке v_0 – среднегеометрическая частота октавной полосы, Гц.

При сравнительной оценке плавности хода автомобилей пользуются эквивалентным средним квадратическим значением виброускорений:

$$\sigma_{\ddot{z}_0} = \sqrt{\sum_{i=1}^n (k_i \cdot \sigma_{\ddot{z}_i})^2},$$

где n – число октавных полос частот;

k_i – весовой коэффициент чувствительности человека к ускорениям в различных полосах частот (см. табл. 2.7);

σ_{zi} – среднее квадратическое значение виброускорения в i -й октавной полосе частот колебаний.

Таблица 2.7

Весовые коэффициенты чувствительности человека к ускорениям

Номер октавной полосы частот	Весовой коэффициент при колебаниях k_i	
	вертикальных	горизонтальных
1	0,500	1,000
2	0,710	1,000
3	1,000	0,500
4	1,000	0,250
5	0,500	0,125

Среднее квадратическое значение виброскорости связано со средним квадратическим значением виброускорения в соотношении:

$$\sigma_z = 2\pi \sigma_{\dot{z}} / \nu_0,$$

где ν_0 – среднее геометрическое значение частот октавных полос, Гц.

3. ХАРАКТЕРИСТИКИ ОСНОВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ВИБРОЗАЩИТНОЙ СИСТЕМЫ АВТОМОБИЛЯ

3.1. Вертикальная упругая характеристика подвески

Основное влияние на плавность хода автомобиля оказывает вертикальная упругая характеристика подвески. Она зависит от жесткости упругого элемента и кинематики направляющего устройства.

Вертикальная упругая характеристика подвески – это зависимость деформации подвески в вертикальной плоскости от вертикальной нагрузки на подвеску.

При расчетах оценочных показателей плавности хода автомобиля условно считают, что упругие и гасящие устройства подвески установлены в плоскости колеса и создают вертикальные силы, приложенные к его центру. Такие устройства и их характеристики называют приведенными.

Следовательно, приведенные упругие элементы – это условные упругие элементы, вертикально установленные в плоскости колеса, которые при медленном перемещении колеса относительно кузова обеспечивают такое же приращение нормальной составляющей реакции дороги, действующей на колесо, как и реальные упругие элементы.

Приведенные характеристики определяются экспериментально или расчетным путем по кинематике направляющего устройства подвески и характеристике упругого элемента.

На рис. 3.1 показана принципиальная схема определения приведенной вертикальной упругой характеристики подвески и шин автомобиля.

При этом оба колеса испытываемой подвески устанавливаются на весовые устройства (ладометры – тензометрические весы). Разгрузочную и нагрузочную ветви характеристики определяют соответственно при подъеме и опускании кузова при помощи домкрата или путем подтягивания кузова автомобиля с помощью тросов и лебедки вверх и вниз (как показано на рис. 3.1). Одновременно определяют характеристики упругости шин.

При каждом положении кузова снимается показание ладометра, равное нормальной составляющей реакции дороги, и расстояние h_1 между осью колеса и точкой, нанесенной на кузове автомобиля.

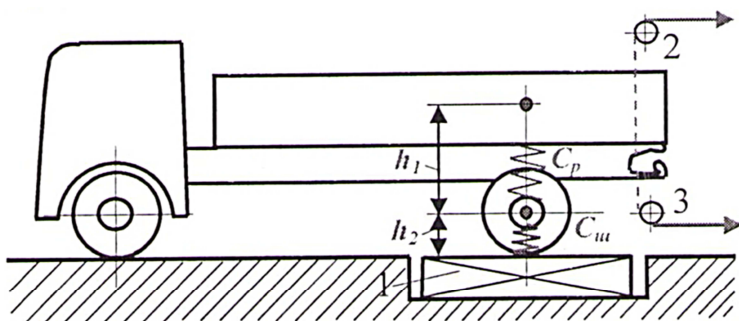


Рис. 3.1. Схема определения упругих характеристик подвески и шин:
 1 – ладометр; 2 – устройство, подтягивающее кузов вверх;
 3 – устройство, подтягивающее кузов вниз

При построении упругих характеристик подвески началом отсчета может быть точка, соответствующая нулевой нагрузке на упругий элемент (значения нормальной реакции опорной поверхности равны доле веса моста, приходящейся на ладометр), или положение, соответствующее статической нагрузке. Такие характеристики являются предпочтительными, так как они без перестроений могут использоваться в расчетах плавности хода автомобиля.

Вертикальная упругая характеристика подвески представляет собой зависимость между вертикальной нагрузкой на подвеску F_{Π} и ее деформацией S_{Π} , измеренной над осью колеса (рис. 3.2).

На рис. 3.2 приняты следующие обозначения: $F_{ст}$ – статическая нагрузка на подвеску; S_o и S_c – динамические ходы отбоя и сжатия соответственно; $S_{ст}$ – условный статический прогиб подвески; S_{Σ} – полный ход подвески; $F_{тр}$ – сила сухого трения в подвеске; α – угол между горизонталью и касательной, проведенной к средней линии упругой характеристики подвески; $S_{дн}$ и $S_{дв}$ – предельные динамические ходы подвески соответственно на ходе отбоя и ходе сжатия; I и II – вертикальные линии, соответствующие включению ограничителей хода снизу и сверху.

Ветвь упругой характеристики, соответствующая увеличению нагрузки I , вследствие гистерезиса не совпадает с ветвью, соответствующей уменьшению нагрузки 2 . Петля гистерезиса возникает из-за наличия сил сухого трения в деталях подвески. Сухое трение

имеется в упругих элементах подвески, в их опорах, в направляющем устройстве подвески и т. д. [9].

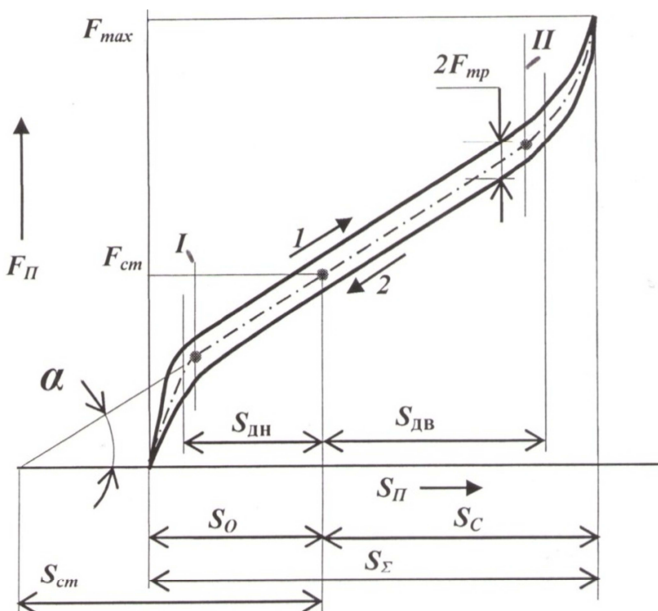


Рис. 3.2. Вертикальная упругая характеристика подвески

Идеализированная характеристика (без учета сил трения) строится как средняя линия между ветвями нагрузки и разгрузки, для чего расстояние по вертикали между ветвями делят пополам.

Чтобы избежать ошибки при определении вертикальных упругих характеристик подвески необходимо соблюдать следующие условия [10].

1. Опорные плоскости всех колес автомобиля должны находиться на одной высоте.
2. Должны быть исключены горизонтальные реакции в плоскости контакта шин с опорной поверхностью, для чего под колеса помещают особые площадки, обеспечивающие перемещение в горизонтальной плоскости с минимальным трением.
3. Замеры нужно производить с таким расчетом, чтобы получить достаточное число точек на графике характеристики. Рекомендует-

ся проводить замер деформаций подвески через интервалы, составляющие не более 10–20 % от статической нагрузки.

4. Рекомендуется устанавливать колеса на отдельные весовые устройства, что позволяет избежать влияния возможного неравномерного распределения нагрузки между колесами.

5. В процессе определения нагрузочной ветви характеристики деформация должна изменяться только в направлении от меньшей к большей, при определении разгрузочной ветви – от большей к меньшей. Изменение направления деформации меняет направления сил трения и приводит к ошибочным результатам.

6. Деформацию подвески принимают равной полусумме величин, полученных при замерах с правой и левой стороны.

Основным параметром, определяющим свойства подвески, является полный ход (полный прогиб) S_{Σ} , равный перемещению оси колеса относительно кузова по вертикали от нижнего до верхнего ограничителей хода (рис. 3.2).

Полный ход подвески делят на ход отбоя S_0 и ход сжатия S_c . Ход отбоя S_0 – это расстояние от нижнего ограничителя до положения, соответствующего статической нагрузке, на которое перемещается ось колеса при деформации подвески. Если ограничителя хода отбоя нет, то ход отбоя линейных подвесок принимается равным статическому. Ход сжатия S_c – это расстояние от верхнего ограничителя до положения, соответствующего статической нагрузке, на которое перемещается ось колеса при деформации подвески.

По графику вертикальной упругой характеристики подвески определяют данные, необходимые для расчета параметров колебаний автомобиля: вертикальную жесткость подвески, условный статический прогиб, величину силы трения и динамические ходы.

Вертикальная жесткость подвески C_{Π} равна производной от нагрузки по деформации

$$C_{\Pi} = \frac{dF_{\Pi}}{dS_{\Pi}} = \operatorname{tg} \alpha$$

и определяется с учетом масштаба как тангенс угла наклона касательной к характеристике подвески (рис. 3.2).

Часто сила трения в подвеске изменяется с увеличением нагрузки, вследствие чего нагрузочная и разгрузочная ветви характеристики имеют различный наклон. В этих случаях C_{Π} определяют по идеализированной характеристике или как среднеарифметическое жесткостей, полученных для ветвей нагрузки и разгрузки. Последний метод дает более точный результат, так как исключает промежуточную операцию построения средней линии. Вертикальная упругая характеристика подвески часто зависит от амплитуды деформаций. В этих случаях жесткость необходимо определять для различных амплитуд.

Условный статический прогиб $S_{ст}$ определяют из выражения:

$$S_{ст} = \frac{F_{ст}}{C_{ст}},$$

где $F_{ст}$ – статическая нагрузка на подвеску;

$C_{ст}$ – жесткость подвески при статической нагрузке.

Условный прогиб может быть определен и непосредственно из графика, как это показано на рис. 3.2.

Сила трения $F_{тр}$ определяется с учетом масштаба как расстояние по вертикали от средней линии до нагрузочной или разгрузочной ветви характеристики.

Предельные динамические хода $S_{дн}$ и $S_{дв}$ (запасы хода) определяют приближенно по графику вертикальной упругой характеристики, считая, что ход ограничивается деформацией подвески, при которой жесткость резко возрастает, и дальнейшее увеличение нагрузки не вызывает существенного увеличения деформации (см. рис. 3.2). Запасы хода необходимо определять, по крайней мере, для двух состояний автомобиля.

Деформации подвески, соответствующие включению ограничителей хода, отмечаются в процессе определения вертикальной упругой характеристики подвески. Эти величины с правой и левой стороны автомобиля могут быть различны. Среднеарифметические наносят на график характеристики в виде вертикальных линий *I* и *II* (рис. 3.2).

Если жесткость подвески постоянна, т. е. $C_{\Pi} = \text{const}$, то вертикальная упругая характеристика подвески является линейной (линия 3 на рис. 3.3), если жесткость подвески зависит от величины деформации – нелинейный (кривые 1 и 2 на рис. 3.3).

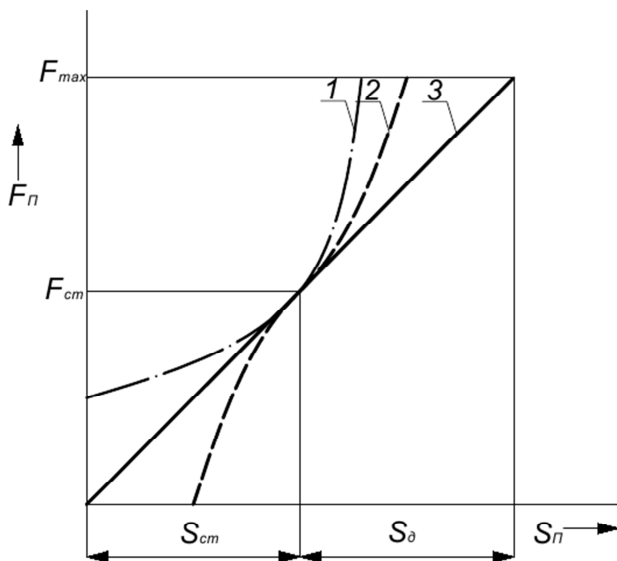


Рис. 3.3. Характеристики подвесок:
 1 – прогрессивная; 2 – переменной жесткости; 3 – постоянной жесткости

В подвеске с линейной характеристикой 3 статический прогиб пропорционален нагрузке. Такую характеристику имеют металлические упругие элементы (рессоры). Пневматические элементы имеют прогрессивную характеристику 1 (квадратичную зависимость от нагрузки). При регрессивной характеристике прогиб зависит от нагрузки в степени $\frac{1}{2}$ – это нижняя часть кривой 2. Преимущество регрессивной характеристики – большое сопротивление крену (при медленном перемещении кузова), прогрессивной характеристики – хорошее поглощение мелких неровностей и лучшее предотвращение отрыва колеса от дороги при больших скоростях перемещения подрессоренной массы. Желательно иметь подвеску с прогрессивно-регрессивной характеристикой. Тогда при ходе сжатия подвеска работает по прогрессивной характеристике, а при ходе отбоя – по регрессивной.

Статический прогиб $S_{ст}$ и динамический ход S_d подвесок определяются типом автомобиля. Так, для легковых автомобилей статический прогиб составляет 100–190 мм, а динамический ход – 100–140 мм. Частота колебаний их подрессоренной массы составляет 0,8–1,2 Гц.

У грузовых автомобилей статический прогиб равен динамическому ходу и составляет 60–120 мм, а частота колебаний 1,2–1,9 Гц.

Характеристика подвески должна обеспечивать оптимальную частоту колебаний, близкую к частоте колебаний человека при ходьбе.

К оценочным параметрам упругой характеристики подвески относится также коэффициент динамичности подвески k_d , представляющий собой отношение максимальной нагрузки F_{\max} , которая передается через подвеску, к статической нагрузке $F_{\text{ст}}$:

$$k_d = \frac{F_{\max}}{F_{\text{ст}}}.$$

Этот коэффициент характеризует вероятность движения автомобиля по неровным дорогам без ударов в ограничители хода.

Для линейных подвесок

$$k_d = \frac{S_{\text{ст}} + S_c}{S_{\text{ст}}} = 1 + \frac{S_c}{S_{\text{ст}}},$$

где S_c – ход сжатия подвески при полностью груженом автомобиле.

Чем мягче подвеска, тем комфортнее автомобиль. Однако при движении такого автомобиля по разбитым дорогам возникают большие амплитуды колебаний, сопровождаемые ударами кузова в ограничители хода подвески, т. е. наступает так называемый пробой подвески. В этом случае более жесткие подвески обеспечивают лучшие оценочные измерители плавности хода.

3.2. Назначение и характеристики сидений автомобиля

Водитель и пассажиры всегда связаны с колебанием кузова (рамы) автомобиля посредством сидений.

Сиденья снабжают устройствами регулирования положения подушки и спинки, позволяющими обеспечить человеку удобную позу, в которой снижаются неблагоприятные воздействия колебаний на его организм. Таким образом, собственные частоты подушки и спинки сиденья, зависящие от массы, жесткости и сил трения в них, оказывают большое влияние на комфортность водителя и пас-

сажиров. Они определяют собственные частоты вертикальных и горизонтальных колебаний человека на сиденьи. Если собственные частоты колебаний кузова (рамы) и человека на сиденьи приблизить друг к другу, то амплитуды колебаний человека будут значительно усиливаться, а при равенстве частот, т. е. при возникновении резонанса, могут превысить допустимые санитарные нормы. Чтобы исключить такую возможность, необходимо при выборе жесткости сиденья обеспечить значительную разницу между собственными частотами колебаний кузова (рамы) на подвеске и человека на сиденьи. Однако данное различие не должно быть слишком большим, так как при этом вероятность попадания в зону резонанса уменьшится, но из-за высокой жесткости сиденья может увеличиться его ускорение [11].

Чтобы не попасть в резонансную зону, на легковых автомобилях с мягкой подвеской применяют относительно жесткие сиденья, а на тяжелых грузовых автомобилях при жесткой подвеске сиденье должно быть мягким. Для этого осуществляют его подрессоривание. Предпочтение отдается нелинейным упругим элементам – пневматическим или гидропневматическим, которые хорошо адаптируются к изменениям массы различных водителей и существенно снижают амплитуды их колебаний и виброускорений.

Не стоит забывать и тот факт, что, кроме изоляции от негативных воздействий колебаний кузова (рамы) автомобиля на организм человека, назначение сидений заключается в том, чтобы обеспечить комфортность поддержания различных частей туловища водителя и пассажиров.

3.3. Рабочая диаграмма и характеристика амортизатора

Рассеивание энергии при колебаниях автомобиля обеспечивается специальными устройствами (амортизаторами). Гашение колебаний основывается на превращении кинетической энергии подрессоренной и неподдресоренной масс в другие виды энергии (тепловую или электрическую). Перевод кинетической энергии в электрическую интересен возможностью утилизации или аккумуляции энергии колебаний. Однако в автомобилях такие способы не применяют из-за их сложности и высокой стоимости. Перевод кинетической энергии в тепловую с последующим ее рассеиванием осуществляется с помощью внешнего трения (фрикционные гасители) и внутреннего

трения, обусловленного вязкостью (гидравлические амортизаторы) и межмолекулярным сопротивлением (пневматические и резиновые амортизаторы, обладающие одновременно упругостью), а также при совместном действии указанных сил сопротивления [12].

В настоящее время установлено, что наименее материалоемкими и наиболее компактными при одинаковой мощности могут быть только гидравлические гасители – гидроамортизаторы, которые доступны для регулировки и обладают стабильностью рабочих характеристик в широком интервале частот колебаний (до 20 Гц). Эти преимущества свойственны также пневмогидравлическим упругим устройствам с гасящим действием.

Превращение механической энергии колебаний в гидравлических гасителях в тепловую энергию с последующим ее рассеиванием в окружающую среду обуславливает их нагрев свыше 160 °С.

Для оценки работы амортизатора используется рабочая диаграмма (рис. 3.4, *a*), выражающая зависимость силы на штоке амортизатора F_a от перемещения его поршня $S_{\text{п}}$. Площадь диаграммы определяет энергию, поглощаемую за полный цикл работы амортизатора. У исправного амортизатора кривая имеет плавные очертания. Отдельные искажения кривой свидетельствуют о наличии каких-то недостатков амортизатора.

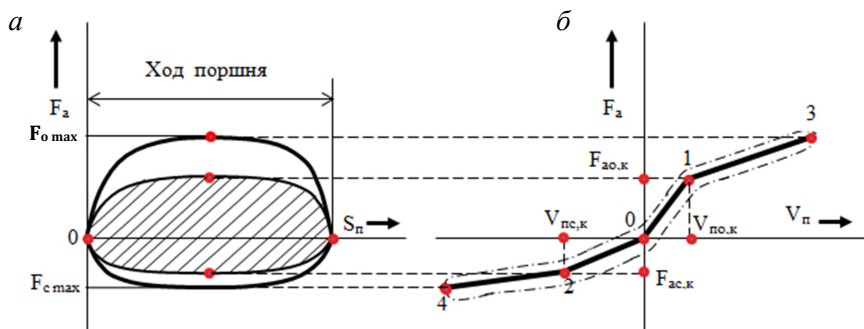


Рис. 3.4. Рабочая диаграмма (*a*) и характеристика (*б*) амортизатора

Заштрихованная область на рабочей диаграмме эквивалентна энергоемкости амортизатора за цикл работы при закрытых разгрузочных клапанах.

Рабочую диаграмму амортизатора получают при испытаниях на стенде; она представляет собой запись силы сопротивления по ходу поршня при определенной частоте колебаний (обычно 1,66 Гц). Наибольшие значения сил сопротивления на ходе сжатия $F_{с\max}$ и ходе отбоя $F_{о\max}$ на рабочей диаграмме получают в середине хода поршня, и они соответствуют максимальной скорости его перемещения при данном колебательном режиме. Затем по рабочим диаграммам амортизатора строят его характеристику (рис. 3.4, б).

Упругое усилие в подвеске является функцией хода подвески $S_{п}$; в отличие от этого, усилие амортизатора зависит от скорости, с которой раздвигаются или сдвигаются точки крепления амортизатора. В амортизаторе, нагруженном постоянной силой F_1 , поршень перемещается с равномерной скоростью по всей длине хода, подпрессоренная же масса на упругом элементе подвески перемещается быстро, но до определенной деформации S_1 , значение которой зависит от отношения силы F_1 и жесткости подвески C_2 : $S_1 = F_1/C_2$.

Таким образом, упругий элемент подвески запасает энергию и в самый неподходящий по условию безопасности движения момент возвращает ее, амортизатор же рассеивает энергию за счет преобразования ее в теплоту. Сила сопротивления амортизатора зависит от скорости деформации упругого элемента подвески $V_{п}$:

$$F_a = k_a \cdot V_{п}^i,$$

где k_a – коэффициент сопротивления амортизатора;

$V_{п}$ – скорость вертикального перемещения кузова относительно колеса (скорость перемещения поршня амортизатора);

i – показатель степени.

Если показатель степени $i = 1$, то характеристика амортизатора считается линейной, при $i > 1$ – прогрессивной и при $i < 1$ – регрессивной. Тип характеристики зависит от размеров комбинированных отверстий, вязкости жидкости и конструкции клапанов.

Характеристикой амортизатора называют зависимость силы сопротивления амортизатора F_a от скорости перемещения его поршня $V_{п}$. Обычно силы сопротивления амортизатора на ходе отбоя наносятся на график характеристики как положительные, а на ходе сжатия –

как отрицательные, т. е. линия отбоя располагается в первом квадранте, а линия сжатия – в третьем (рис. 3.5, б) [13].

Характеристику амортизатора строят следующим образом: записывают несколько рабочих кривых при постоянном ходе поршня амортизатора и разных частотах, затем на рабочих кривых выбирают точки максимальных сопротивлений с соответствующими им скоростями поршня, по которым строят искомую характеристику. В момент открытия клапана характеристика имеет перегиб. Участки $0 - V_{\text{по,к}}$ и $0 - V_{\text{пс,к}}$ характеризуют работу амортизатора с закрытыми клапанами отбоя и сжатия. Точки 1 и 2 соответствуют открытию клапанов, а участки 1–3 и 2–4 – работе амортизатора при закрытых клапанах.

Характеристика амортизатора служит исходным материалом для определения коэффициентов сопротивления амортизатора с закрытыми и открытыми клапанами отбоя и сжатия. Она имеет петлеобразный вид вследствие эмульсирования масла воздухом (масло при этом приобретает упругие свойства) и трения во фрикционных парах: шток (уплотнение в корпусе амортизатора) и поршень (цилиндр амортизатора). При расчетах петлеобразная характеристика заменяется кусочно-линейной [14], состоящей из четырех участков, которые характеризуются различными коэффициентами сопротивления: коэффициент сопротивления на ходе сжатия $k_{\text{ас}} = F_{\text{ас,к}}/V_{\text{пс,к}}$, коэффициент сопротивления на ходе отбоя $k_{\text{ао}} = F_{\text{ао,к}}/V_{\text{по,к}}$ (здесь $V_{\text{по,к}}$ и $V_{\text{пс,к}}$ – скорости поршня, при которых открываются разгрузочные клапаны соответственно сжатия и отбоя) и коэффициентами сопротивления $k_{\text{ас,к}}$ и $k_{\text{ао,к}}$ после открытия разгрузочных клапанов.

Разгрузочные клапаны устанавливают для предохранения деталей амортизатора от разрушения в полостях с высоким давлением.

С этой целью при больших скоростях деформации подвески разгрузочные клапаны амортизатора открываются, что вызывает уменьшение коэффициентов сопротивления амортизатора. Данное явление происходит при скоростях поршня амортизатора, превышающих $V_{\text{пс,к}}$ на ходе сжатия и $V_{\text{по,к}}$ – на ходе отбоя.

При движении автомобиля в нормальных эксплуатационных условиях разгрузочные клапаны амортизатора закрыты. Они открываются лишь при резких ударах колес о неровности опорной поверхности. Как правило, скорость поршня, при которой включаются

разгрузочные клапаны, превосходит максимальную скорость деформации подвески при эксплуатационных режимах движения. Скорость поршня амортизатора V_p , при которой открываются клапаны, равна примерно 0,4 м/с по абсолютной величине [5].

На ходе сжатия коэффициент сопротивления амортизатора меньше, чем на ходе отбоя. Соотношение между ними $k_{ac} = (0,15 - 0,25) \cdot k_{ao}$. Оно делается для того, чтобы амортизатор не создавал больших усилий на ходе сжатия, не увеличивал жесткость подвески, а также со стремлением ограничить силу, передающуюся через амортизатор кузову автомобиля при наезде колеса на препятствие.

Как уже отмечалось, при определении оценочных параметров плавности хода автомобиля пользуются приведенными характеристиками элементов виброзащитной системы автомобиля, в частности, под приведенным амортизатором понимается условный амортизатор, вертикально установленный в плоскости колеса, который при колебаниях масс автомобиля создает силу сопротивления, эквивалентную силе сопротивления амортизатора в реальной подвеске.

Рассеивание энергии при колебаниях масс автомобиля происходит также за счет трения между элементами подвески, гистерезисных потерь в деформируемых элементах подвески и при вертикальных деформациях катящейся шины.

Характеристика амортизатора определяется шестью параметрами: двумя коэффициентами сопротивления при закрытых разгрузочных клапанах (отбоя и сжатия), двумя коэффициентами сопротивления при открытых разгрузочных клапанах и двумя значениями сил сопротивления амортизатора при открытии этих клапанов.

3.4. Шина и ее вертикальная упругая характеристика

Шина является одним из главных звеньев колебательной системы автомобиля. В частности, на плавность хода автомобиля оказывают некоторое влияние такие параметры шины, как радиус качения шины, площадь контакта с опорной поверхностью, демпфирующая способность и радиальная жесткость.

Конечность радиуса автомобильного колеса приводит к тому, что даже при абсолютно жестком колесе траектория его центра будет отличаться от профиля дороги. Следовательно, и возмущение от до-

роги будет отличаться от возмущения, вызванного ее профилем. Это отличие зависит от радиуса колеса, и с его увеличением возмущение от дороги, действующее на автомобиль, будет уменьшаться.

Колесо с эластичной шиной кроме конечного радиуса имеет конечную длину и ширину отпечатка, т. е. в реальных условиях шина контактирует с опорной поверхностью на определенной площади. Это вызывает дополнительное сглаживание мелких поверхностей, размеры которых соизмеримы с размерами отпечатка шины. Поэтому возмущение от дорожных неровностей, действующее на автомобиль, будет более сглаженным в области высоких частот. Это свойство называют сглаживающей способностью шины. Она проявляется в том, что ось колеса описывает более плавную траекторию по сравнению с очертанием неровности, и подъем оси колеса оказывается меньше высоты неровности. Сглаживающую способность шины моделируют путем уменьшения по заданному закону высот неровностей, длины которых соизмеримы с длиной контактной поверхности шины.

Демпфирующая способность шины обусловлена межмолекулярным трением в резине и внутренним трением между элементами шины. Наличие трения приводит к появлению петли гистерезиса на упругой характеристике шины. Площадь петли гистерезиса, т. е. энергия, рассеиваемая при деформации шины, зависит от скорости деформации и угловой скорости вращения колеса. Наличие трения в шинах благоприятно сказывается на плавности хода автомобиля, хотя это влияние и невелико.

Автомобильная шина в общем случае обладает упругостью в радиальном, боковом, тангенциальном и скручивающем направлениях. Соответствующие жесткости шин зависят от ее размеров и статической нагрузки.

На колебания и плавность хода автомобиля преимущественное влияние оказывает радиальная жесткость шины.

О жесткости шины судят по ее упругой характеристике, которая представляет собой зависимость между вертикальной нагрузкой и радиальной деформацией (рис. 3.5). Данная характеристика шины может быть найдена одновременно с характеристикой подвески путем измерения расстояния h_2 (рис. 3.1).

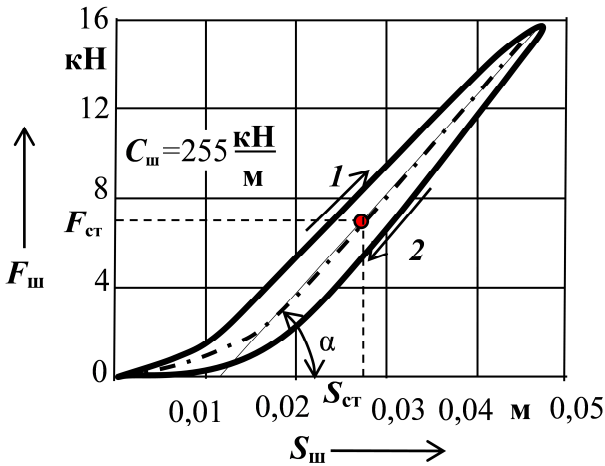


Рис. 3.5 Упругая характеристика шины 7,50–20

При этом нормальная реакция, действующая на шину, равна показанию ладометра, а на подвеску – показанию ладометра за вычетом доли веса моста, приходящейся на рассматриваемое колесо.

Кривые нагрузки и разгрузки шины не совпадают, образуя петлю гистерезиса. Потери на гистерезис, увеличивающие сопротивление качению и вызывающие нагрев, в современных шинах невелики. Чтобы найти радиальную жесткость шины, следует провести среднюю линию между кривыми нагрузки и разгрузки.

Радиальная жесткость $C_{ш}$ равна производной от вертикальной нагрузки $F_{ш}$ по радиальной деформации $S_{ш}$, т. е.

$$C_{ш} = \frac{dF_{ш}}{dS_{ш}}$$

и определяется с учетом масштаба как тангенс угла наклона касательной к средней линии упругой характеристики шины между кривыми нагрузки 1 и разгрузки 2, проведенной в точке, соответствующей статической нагрузке (рис. 3.5).

Особенностью шины как упругого элемента является то, что при малых нагрузках упругая характеристика шины нелинейна. При средних и больших нагрузках жесткость шины меняется мало. Поэтому

при расчетах можно заменить шину упругим элементом с линейной характеристикой.

Радиальная жесткость шины зависит от конструкции, размеров и давления воздуха в шине, а также от формы опорной поверхности. На выпуклых поверхностях жесткость уменьшается, а на вогнутых – возрастает вследствие увеличения площади контакта.

Жесткость шины заданного размера меняется с изменением статической нагрузки по закону, близкому к линейному. Надлежащим выбором давления воздуха в шине можно сохранить почти постоянной ее осадку при различной статической нагрузке. Отношение жесткости шин к жесткости рессор меняется обычно в пределах 1,5–6,0 для грузовых автомобилей и 5–12 для легковых. Совершенство автомобильных шин характеризуется постепенным уменьшением радиальной жесткости.

Для улучшения плавности хода радиальная жесткость шины должна быть возможно меньшей, а повышение устойчивости и легкости управления автомобилем требует возможно большей боковой жесткости шины. Такие требования противоречивы, так как уменьшение жесткости шины в радиальном направлении ведет обычно к уменьшению жесткости и в боковом направлении. Кроме того, это сокращает срок службы шины и увеличивает сопротивление качению.

Несмотря на противоречивые требования к шине, ее жесткость в радиальном направлении удается постепенно уменьшать, сохраняя необходимую боковую жесткость и срок службы. Этого достигают понижением давления в шине, увеличением ширины шины при уменьшении диаметра обода и увеличением ширины обода, а также улучшением конструкции и материала шины [1].

При эксплуатации жесткость шины не остается постоянной, а несколько меняется в зависимости от скорости автомобиля, момента, передаваемого через ведущее колесо, и нагрева шины.

Вертикальная жесткость шины в основном влияет на высокочастотные колебания кузова (рамы) автомобиля, что может привести к их вибрации.

4. ХАРАКТЕРИСТИКИ НЕРОВНОСТЕЙ ОПОРНОЙ ПОВЕРХНОСТИ

Основной причиной, вызывающей колебания масс автомобиля, являются неровности микропрофиля опорной поверхности дороги. Для моделирования колебаний автомобиля необходимо знать описание этих источников возмущений.

Неровности микропрофиля опорной поверхности имеют различную геометрическую форму, размеры и случайное расположение. В общем случае их математическое описание может быть представлено случайными функциями.

Поскольку внешние воздействия со стороны поверхности дороги носят случайный характер, то вызванные ими колебания представляют собой случайные процессы, изучение которых должно производиться с использованием методов теории вероятностей и математической статистики.

Применение этих методов требует значительной затраты времени, в связи с чем на начальных этапах проектирования элементов виброзащитной системы автомобиля используют более простые методы и модели, а именно, детерминированные. При этом предполагается, что автомобиль движется прямолинейно с постоянной скоростью; профиль неровностей рассматривается в некотором сечении опорной поверхности продольной вертикальной плоскостью; используется плоская модель автомобиля, в которой правые и левые колеса объединяются в одно колесо данного моста, имеющее точечный контакт с линией профиля опорной поверхности. В этом случае все колеса движутся по одной линии, профиль которой в простейшем случае описывается косинусоидой (рис. 4.1):

$$q = q_0 \left[1 - \cos \left(\frac{2\pi x}{l} \right) \right],$$

где q_0 – амплитуда высоты неровности;

x – абсцисса неровности;

l – длина волны неровности (волны косинусоиды).

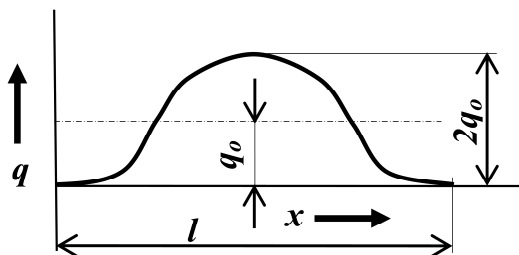


Рис. 4.1. Профиль косинусоидальной неровности

При движении автомобиля с постоянной скоростью V_a абсцисса неровности изменяется согласно выражению $x = V_a \cdot t$, а возмущение q , передаваемое от дорожной неровности на динамическую систему автомобиля, можно представить в функции времени t :

$$q = q_0 \left\{ 1 - \cos \left[1 - \cos \left(2\pi - \frac{V_a}{l} \cdot t \right) \right] \right\} \quad \text{или} \quad q = q_0 [1 - \cos(v \cdot t)],$$

где v – частота возмущающего воздействия неровности, связанная со скоростью автомобиля V_a и длиной неровности l в соотношении:

$$v = 2\pi \cdot \frac{V_a}{l}.$$

Так как характеристики дорожных неровностей не зависят от скорости движения автомобиля V_a , то для оценки их состава по длине используют понятие путевой λ_s и циклической λ частоты.

Под циклической частотой λ понимают количество неровностей, расположенных на участке длиной в 1 м:

$$\lambda = 1/l.$$

Путевая частота λ_s связана с циклической соотношением:

$$\lambda_s = 2\pi \cdot \lambda \quad \text{или} \quad \lambda_s = 2\pi/l.$$

Путевая и циклическая частоты представляют собой частоты возмущений, действующих на автомобиль со стороны неровностей дороги при его движении со скоростью 1 м/с. При этом единица путевой частоты – рад/м, а циклической – 1/м.

Из теории колебаний известно, что реакция динамической системы на внешнее возмущение зависит от отношения частоты возмущения к собственной частоте системы. При сближении этих частот реакция динамической системы на внешнее возмущение будет наибольшей, что соответствует резонансному режиму. Если частота возмущения в 5–10 раз меньше собственной частоты, то перемещения сосредоточенных масс системы будут практически такими же, как при статическом внешнем возмущении. Деформации всех упругих элементов при этом остаются неизменными, и систему можно рассматривать как твердое тело. Если частота возмущений выше собственной частоты в 5–10 раз, то массы системы будут практически неподвижны. Будет лишь изменяться деформация упругого элемента, взаимодействующего с внешней средой.

Применительно к автомобилю это положение указывает на то, что если он движется по неровностям, создающим возмущения, частоты которых значительно ниже наименьшей частоты собственных колебаний масс автомобиля, то имеющиеся в динамической системе автомобиля упругие элементы не будут деформироваться, т. е. движение автомобиля в этом случае можно рассматривать как движение твердого тела. Если же частота возмущений значительно выше наибольшей частоты собственных колебаний масс динамической системы автомобиля, его массы не будут совершать колебания. Под воздействием возмущений от неровностей будут деформироваться только шины, а все остальные элементы автомобиля будут двигаться прямолинейно и параллельно горизонтальной поверхности.

5. КОЛЕБАНИЯ АВТОМОБИЛЯ И РАСЧЕТНЫЕ СХЕМЫ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ИХ ПАРАМЕТРОВ

Автомобиль представляет собой сложную колебательную систему, которая в первом предложении может рассматриваться как состоящая из нескольких сосредоточенных масс: кузов (рама), сиденье с водителем или сиденье с пассажирами в кабине, мосты и колеса, связанные между собой другими элементами (подвеска автомобиля, подвеска сиденья, стабилизаторы поперечной устойчивости, шины).

При движении все массы автомобиля совершают линейные и угловые колебания в различных плоскостях. Возбуждение колебаний происходит в результате взаимодействия шин автомобиля с опорной поверхностью, а также из-за неравномерности работы двигателя и агрегатов трансмиссии.

Ускорения отдельных масс автомобиля при его движении имеют широкий спектр частот (до 500 Гц). Весь спектр частот ускорений можно разделить на два диапазона: низкочастотный (от 0 до 25 Гц) и высокочастотный (свыше 25 Гц).

Низкочастотные колебания вызываются в основном взаимодействием автомобиля с дорогой. Их уровень зависит от условий движения, параметров автомобиля и его подвески. Высокочастотные колебания обусловлены неравномерностью работы двигателя и агрегатов трансмиссии. Они зависят от скорости движения автомобиля (частоты вращения коленчатого вала двигателя, нагрузки двигателя и трансмиссии), степени удаленности рассматриваемого элемента от источника возмущения и конструкции элементов, передающих вибрации. Колебания в высокочастотном диапазоне практически не зависят от микропрофиля дороги и параметров виброзащитной системы автомобиля.

При анализе плавности хода используют расчетные схемы динамической системы автомобиля, которые эквивалентны с точки зрения частот и амплитуд колебаний реальному автомобилю.

Вид расчетной схемы зависит от диапазона частот, в котором производится анализ колебаний.

Каждая масса автомобиля может иметь от одной до шести степеней свободы. Например, кузов (рама) благодаря наличию упругих звеньев подвески может совершать 6 видов движений относительно

неподвижной системы координат XYZ , начало которой расположено в центре масс O кузова автомобиля (рис. 5.1).

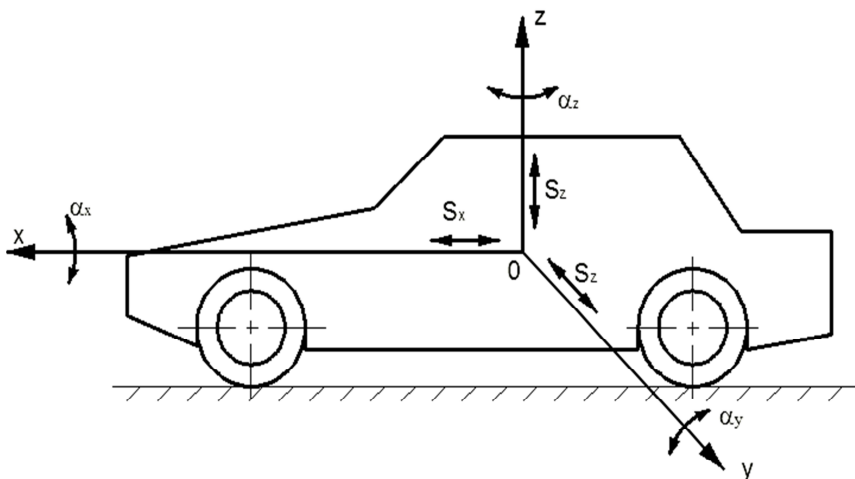


Рис. 5.1. Виды колебаний кузова автомобиля

Линейные перемещения кузова вдоль осей X , Y и Z соответственно обозначаются и называются: S_x – подергивание, S_y – шатание, S_z – подпрыгивание; а угловые перемещения вокруг этих осей: α_x – покачивание, α_y – галопирование, α_z – виляние или рыскание.

Любая расчетная схема динамической системы автомобиля включает инерционные элементы автомобиля (массы или (и) их моменты инерции), соединенные упругими элементами, а также элементы, обеспечивающие рассеивание энергии при колебаниях масс.

Массы автомобиля делят на две группы: поддрессоренные и недрессоренные. Поддрессоренными называют массы автомобиля, вес которых передается через упругие элементы подвески. Недрессоренными называют массы автомобиля (мосты, колеса), вес которых не воспринимается подвеской, а передается через шины на опорную поверхность.

Но есть части автомобиля, которые крепятся одновременно и к поддрессорным и к недрессорным массам: упругие элементы подвески, карданные валы, рычаги подвески, рычаги амортизаторов, реактивные штанги. Одну половину масс этих частей относят к поддрессорным, а другую – к недрессорным.

Взаимодействие масс осуществляется посредством упругих и диссипативных элементов подвески, шин и сидений, допускающих их взаимные перемещения.

Движение неподрессоренных масс ограничено направляющими устройствами подвески, поэтому их число степеней свободы меньше, чем кузова.

Уровень сложности системы оценивается количеством степеней свободы и принимаемыми допущениями при описании физических свойств составляющих ее элементов и характеристик внешней среды. Число степеней свободы динамической системы равно числу независимых геометрических координат, необходимых для описания всех видов движений сосредоточенных масс, входящих в динамическую систему.

При анализе плавности хода автомобиля моделированию подлежат низкочастотные вынужденные колебания, возбуждаемые неровностями дороги, а также свободные низкочастотные колебания. Для грузовых автомобилей в этом случае достаточно учитывать колебательные движения кузова и мостов, а для легковых автомобилей и автобусов – также учитывать систему поддрессирования сидений, параметры водителя и пассажиров. При этом рассматриваются вертикальные колебания всех сосредоточенных масс и угловые колебания кузова в продольной и поперечной вертикальных плоскостях автомобиля. Колебания водителя и пассажиров определяются параметрами колебаний кузова (частотой, амплитудой), а также параметрами упругих и диссипативных элементов сидений и координатами их расположения относительно центра тяжести кузова. Колебания кузова при этом рассматривают в качестве источника возбуждения колебаний водителя и пассажиров.

Для автомобилей, имеющих компоновку, симметричную относительно вертикально-продольной плоскости, проходящей через центр тяжести, колебания в продольной и поперечной плоскостях протекают независимо друг от друга. В связи с этим вместо пространственной динамической модели используют две плоские модели колебаний автомобиля в продольной и поперечной плоскостях.

При расчетах колебаний в низкочастотном диапазоне (до 25 Гц) все поддрессорные массы могут быть объединены в одну массу m_0 с моментом инерции J_y относительно поперечной оси, проходящей через центр тяжести, и J_x – относительно продольной.

Неподдрессоренная масса каждого моста рассматривается отдельно и считается сосредоточенной.

Основными упругими элементами в расчетных схемах являются подвески и шины. При расчетах принимается, что все эти элементы расположены в плоскостях колес, а их упругие свойства оцениваются приведенными характеристиками. На схемах упругие элементы изображаются в виде пружинок.

Трение, за счет которого рассеивается энергия при колебаниях систем, бывает двух видов: со смазочным материалом и без смазочного материала, т. е. трение жидкостное и сухое. В первом случае сила трения и ее направление зависят от скорости деформации элемента, во втором – сила трения постоянна, а ее направление противоположно скорости деформации. На схемах элементы жидкостного трения изображаются условным амортизатором, а элементы сухого трения – двумя трущимися плоскостями.

В процессе движения по дороге с неровностями массы автомобиля совершают сложные колебания в продольной и поперечной плоскостях.

Схемы динамической системы двухосного грузового автомобиля при его колебаниях в продольной и поперечной плоскостях показаны на рис. 5.2.

Здесь масса m_0 имеет три степени свободы: перемещения в вертикальном направлении Z , поворот в продольной α_y и поперечной α_x плоскостях.

На рис. 5.2, *a* элементы C_{pi} и $C_{ши}$ имитируют суммарные приведенные жесткости соответственно подвески и шин i -го моста, где в данном случае i принимает значение 1 для переднего моста и 2 – для заднего моста. Это же относится к силам сухого трения F_{pi} , коэффициентам сопротивления амортизаторов k_{pi} , параметрам диссипативных элементов шин $k_{ши}$.

Эта расчетная схема динамической системы автомобиля позволяет исследовать колебательные движения трех твердых тел массами m_0 , m_1 и m_2 , взаимодействующих между собой посредством упругих и диссипативных элементов повески. Воздействия опорной поверхности дороги передаются на колебательную систему автомобиля через упругие и диссипативные элементы шин. Твердое тело массой m_0 совершает при этом плоское движение.

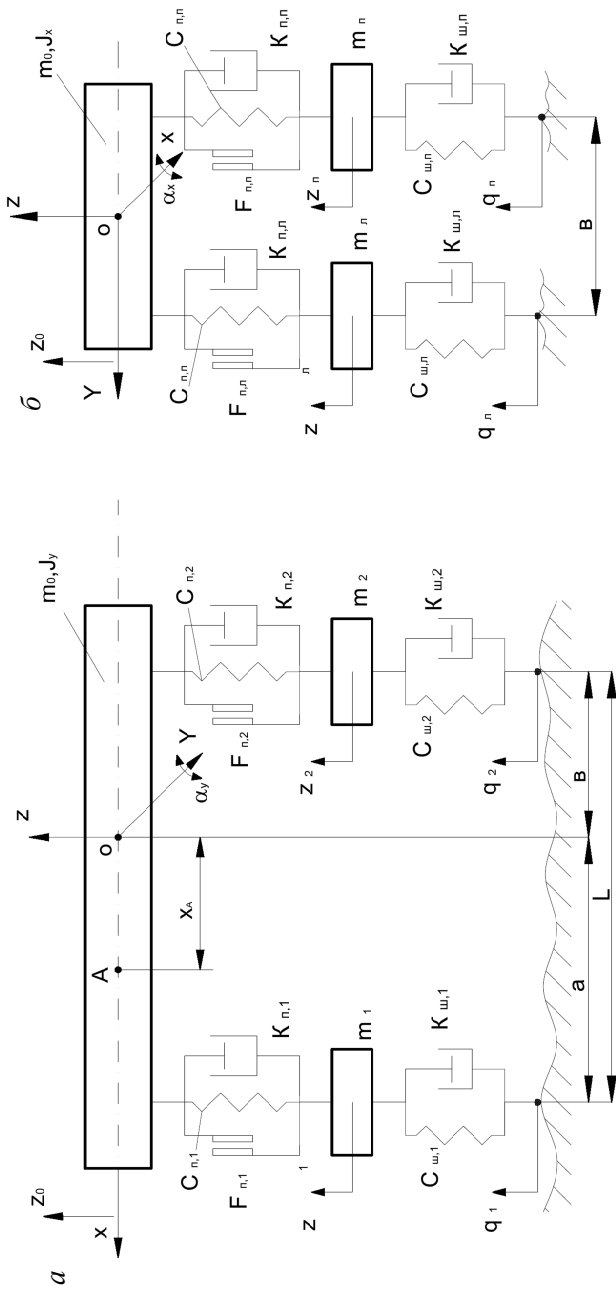


Рис. 5.2. Расчетные схемы динамической системы автомобиля, используемые при анализе его плавности хода в продольной (а) и поперечной (б) плоскостях

При замене пространственной модели автомобиля плоской, в которой совмещаются правые и левые подвески и колеса мостов, высоты неровностей дороги q_i считают равными полусумме высот неровностей, находящихся в определенный момент времени под левым и правым колесами моста:

$$q_i = 0,5 \cdot (q_{л,i} + q_{п,i}),$$

где $q_{л,i}$ и $q_{п,i}$ – высоты неровностей дороги соответственно под левым и правым колесами i -го моста.

При описании воздействий микропрофиля на колеса автомобиля принимается допущение о точечном контакте и используется математическая модель микропрофиля, рассмотренная в разделе 4. Для передних колес принимается функция $q_1(t)$, а для задних, учитывая, что скорость автомобиля постоянна, т. е. $V_a = \text{const}$, – функция $q_2(t - \tau)$, где $\tau = L / V_a$, а L – база автомобиля.

Вертикальное перемещение произвольной точки A на поддрессо- ренной массе m_0 (рис. 5.2, a), координата которой по оси X равна x_A , находится из выражения:

$$z_A = z_0 - a_y \cdot x_A.$$

Скорость и ускорение этой точки вычисляются по формулам:

$$\dot{z}_A = \dot{z}_0 - \dot{a}_y \cdot x_A,$$

$$\ddot{z}_A = \ddot{z}_0 - \ddot{a}_y \cdot x_A.$$

Моменты инерции J_y и J_x относительно осей Y и X определяются соответственно по формулам:

$$J_y = \rho_y^2 \cdot m_0 \quad \text{и} \quad J_x = \rho_x^2 \cdot m_0,$$

где ρ_x и ρ_y – формулы инерции твердого тела с массой m_0 соответственно относительно осей X и Y .

В случае анализа колебаний автомобиля в поперечной плоскости упругие элементы подвески, амортизаторы, шины и неподрессоренные массы объединяются по бортам, а для обозначения их параметров вводятся индексы «л» и «п», что определяет их принадлежность соответственно к левой и правой сторонам автомобиля (рис. 5.2, б).

При зависимой подвеске автомобиля мост вместе с колесами можно рассматривать как твердое тело.

При проектировании системы поддрессоривания сидений, а также для анализа вибронагруженности водителя и пассажиров разработаны различные биодинамические модели человека.

Простейшая модель – одномассовая. Человек представляется в виде сосредоточенной массы, находящейся на упругом основании, соединяющем ее с колеблющейся поддрессоренной массой автомобиля. Жесткость упругого элемента определяется характеристиками сиденья (подушки, системы поддрессоривания сиденья). Доля массы человека, приходящейся на сиденье, принимается равной 55 кг (при общей массе человека 75 кг). Жесткость сидений современных автомобилей находится в пределах 7, 8...11,8 кН/м у легковых автомобилей и 14,7...19,6 кН/м – у грузовых. Относительный коэффициент затухания диссипативного элемента при отсутствии специального амортизатора составляет в среднем 0,06...0,18.

При анализе параметров системы поддрессоривания сиденья используют более сложные биодинамические модели человека: двух- и трехмассовые (рис. 5.3).

В двухмассовой модели (рис. 5.3, а) масса m_1 включает массу таза и нижних конечностей ($m_1 = 29,5$ кг), а масса m_2 – массу груди, плеч, верхних конечностей и головы ($m_2 = 27,5$ кг). Первая масса находится на упругом основании с жесткостью C_1 , характеристики которого соответствуют характеристикам сиденья, а вторая – на упругом элементе с жесткостью C_2 , имитирующем параметры упругости тела человека. Для расчетов принимают $C_2 = 22...24$ кН/м, $k_2 = 320...460$ Н·с/м.

В трехмассовой модели (рис. 5.3, б) из массы m_2 выделяют массу головы человека, принимая ее равной 5 кг, т. е. $m_3 = 5$ кг, и оценку вибронагруженности проводят по интенсивности ее колебаний. При этом принимают $C_3 = 100...200$ кН/м и $k_3 = 150...250$ Н·с/м.

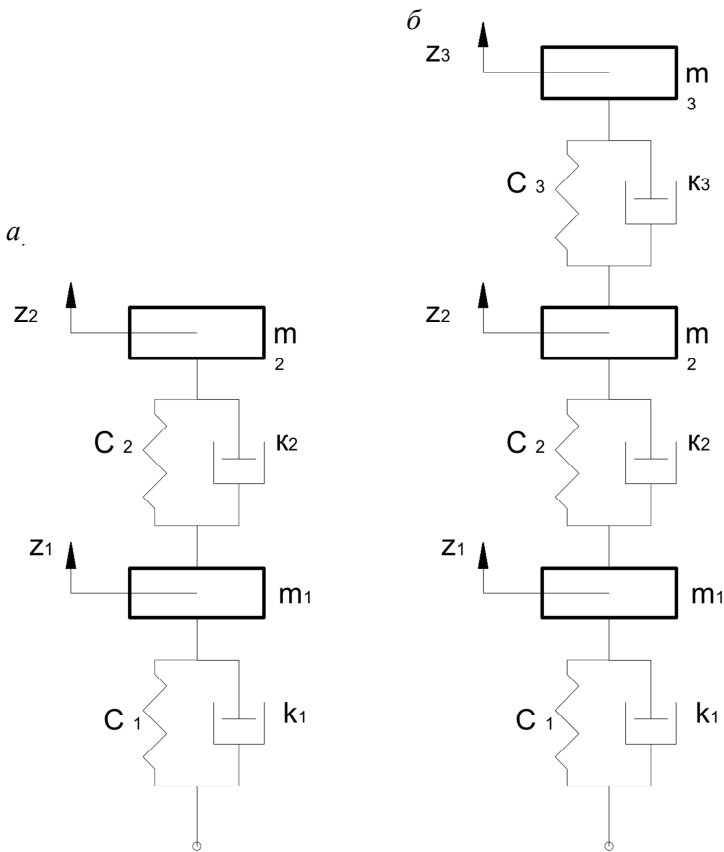


Рис. 5.3. Биодинамические модели человека:
a – двухмассовая, *б* – трехмассовая

В то же время установлено, что костно-мышечные ткани человеческого тела имеют нелинейные упругие характеристики, обладающие свойством авторегуляции, т. е. способностью изменяться в зависимости от особенностей воздействующих колебаний.

Степень подробности описания колебаний автомобиля зависит от характера решаемой задачи: при научных исследованиях число уравнений движения масс может исчисляться десятками, при заводских расчетах пользуются упрощенными схемами колебательных систем автомобиля.

Имея исходные данные этих систем, т. е. зная их параметры, можно составить уравнения движения сосредоточенных масс колебательных систем автомобиля. Затем, решив эти уравнения, можно определить значения амплитуд и ускорений свободных колебаний поддресоренных масс автомобиля, с помощью которых оценивается плавность его хода.

При исследовании низкочастотных колебаний поддресоренных масс в диапазоне частот до 6 Гц, можно пренебречь влиянием неподдресоренных масс и использовать расчетную схему динамической модели, приведенную на рис. 5.4. Кроме того, неподдресоренные массы составляют в среднем от 10 до 20 % массы его кузова, двигателя и других поддресоренных частей, тогда как жесткость подвески обычно в 5–10 раз меньше жесткости шин. Из-за этого частота свободных колебаний неподдресоренных масс на порядок выше, чем кузова, что также позволяет не учитывать их и определить параметры, характеризующие плавность хода автомобиля, по схеме на рис. 5.4.

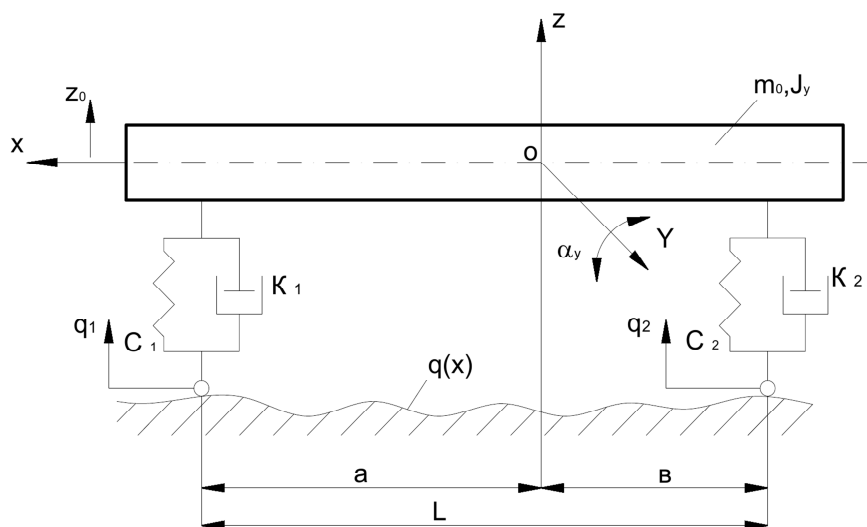


Рис. 5.4. Схема динамической системы автомобиля для анализа низкочастотных колебаний поддресоренных масс

Исследование свободных колебаний динамической системы осуществляется с целью определения собственных частот и форм коле-

баний и оценки эффективности их гашения. Свободные колебания происходят в системе при отсутствии внешних воздействий. Для возбуждения таких колебаний динамическую систему необходимо вывести из состояния статического равновесия. Это достигается либо отклонением элементов системы из этого состояния, либо сообщением им начальных скоростей посредством импульсного воздействия.

Известно, что если затухание в колебательной системе таково, что ее свободные колебания не являются аperiодическими, то рассеивание энергии практически не оказывает влияния на их частоты. Это позволяет определить частоты собственных колебаний автомобиля по расчетным схемам его динамических систем, в которых отсутствуют элементы, рассеивающие энергию, и нет возмущений. В этом случае схема колебательной системы автомобиля принимает вид, приведенный на рис. 5.5.

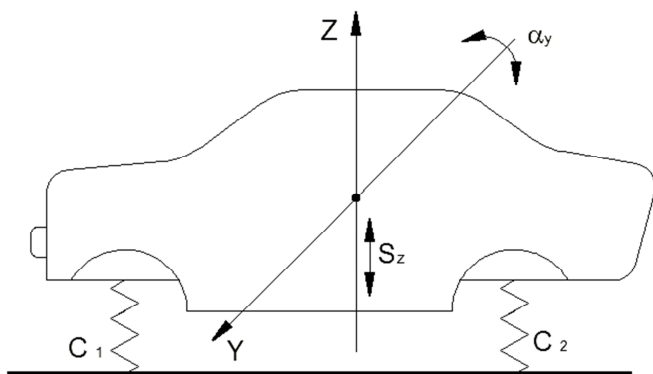


Рис. 5.5. Упрощенная схема колебательной системы автомобиля

Учитывая, что плавность хода автомобиля определяется в первую очередь его колебаниями в продольной плоскости, для упрощения расчетов, часто рассматривают только эти колебания: линейные S_z вдоль оси Z (подпрыгивание) и угловые α_y , вокруг оси Y (галопирование) (рис. 5.5).

Значениями C_1 и C_2 на схеме показаны эквивалентные жесткости соответственно передней и задней подвесок, т. е. жесткости таких упругих элементов, прогиб которых равен суммарным прогибам подвесок и шин, воспринимающих ту же нагрузку.

Для определения эквивалентной жесткости рассмотрим схему, приведенную на рис. 5.6, *а*. На схеме изображен груз G , опирающийся на две последовательно установленные пружины, представляющие собой упругие элементы подвески и шин, жесткости которых соответственно равны $C_{\text{п}}$ и $C_{\text{ш}}$.

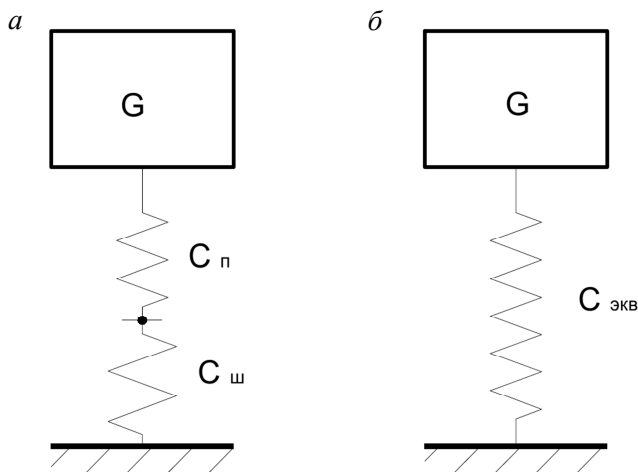


Рис. 5.6. Схемы для определения эквивалентной жесткости подвески

Под действием силы тяжести (веса) G (рис. 5.6, *а*), упругая система деформируется на величину f , равную сумме прогибов упругого элемента подвески и шин, т. е.

$$f = f_{\text{п}} + f_{\text{ш}},$$

где $f_{\text{п}}$ и $f_{\text{ш}}$ – прогибы соответственно подвески и шин, м.

Вместе с тем, суммарный прогиб этой системы f , который определяют по положению оси колеса, выражается отношением:

$$f = \frac{G}{C_{\text{экв}}},$$

где $C_{\text{экв}}$ – эквивалентная суммарная жесткость подвески и шин, кН/м.

Тогда

$$\frac{G}{C_{\text{экв}}} = \frac{G}{C_{\text{п}}} + \frac{G}{C_{\text{ш}}},$$

где $C_{\text{п}}$ и $C_{\text{ш}}$ – жесткости соответственно подвески и шин, кН/м.

Решая это равенство относительно эквивалентной жесткости $C_{\text{экв}}$, получим:

$$C_{\text{экв}} = \frac{C_{\text{п}} \cdot C_{\text{ш}}}{C_{\text{п}} + C_{\text{ш}}}.$$

Анализируя параметры схемы динамической системы автомобиля для анализа низкочастотных колебаний поддрессоренной массы m_0 (рис. 5.4) видим, что для их определения необходимо объединить упругие элементы подвески и шины, приведенные на рис. 5.2, а, в эквивалентный упругий элемент, а также диссипативные элементы амортизатора и шины в эквивалентный диссипативный элемент. Жесткости эквивалентных упругих элементов C_1 и C_2 вычисляются по формуле:

$$C_i = \frac{C_{\text{п},i} \cdot C_{\text{ш},i}}{C_{\text{п},i} + C_{\text{ш},i}}, \text{ где } i = 1, 2,$$

а коэффициенты сопротивлений эквивалентных диссипативных элементов k_1 и k_2 – по формуле:

$$k_i = k_{\text{п},i} \left(\frac{C_{\text{ш},i}}{C_{\text{п},i} + C_{\text{ш},i}} \right)^2 + k_{\text{ш},i} \left(\frac{C_{\text{п},i}}{C_{\text{п},i} + C_{\text{ш},i}} \right)^2, \text{ где } i = 1, 2.$$

Жесткости подвесок находятся в пределах 20–60 кН/м, жесткости шин – в пределах 260–450 кН/м. Меньшие значения относятся к легковым автомобилям.

6. ПРАКТИКА УСТРАНЕНИЯ НЕЖЕЛАТЕЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ АВТОМОБИЛЯ

6.1. Подпрыгивание автомобиля

Исходными данными для разработки подвески служат приведенные характеристики упругих элементов и амортизаторов. При их выборе следует учитывать, что возможный полный ход подвески ограничен по компоновочным соображениям. Предельный ход зависимой подвески грузовых автомобилей составляет 0,16...0,22 м у переднего моста и 0,20...0,24 м – у заднего.

Если применяются независимые подвески неведущих мостов, их предельный ход может быть принят несколько большим. У легковых автомобилей полный ход подвесок составляет 0,18...0,50 м.

Принятый полный ход подвески необходимо разделить на ход отбоя и ход сжатия. Деление производится в зависимости от назначения автомобиля и его компоновки. При выборе хода отбоя следует учитывать, что скорость автомобиля при его движении по дорогам с неровной поверхностью может ограничиваться высокой интенсивностью колебаний, передающихся водителю и пассажирам, и наличием частых ударов в ограничители хода.

В первом приближении можно считать, что при линейной подвеске ускорение, передающееся подрессоренной массе при полном прогибе, равно отношению ходов сжатия и отбоя. Сила, передающаяся через подвеску при полном ее прогибе, равна произведению жесткости подвески на ход сжатия:

$$F_{п,i} = C_{п,i} \cdot S_{сж}.$$

Ускорение подрессоренной массы $\ddot{z} = \frac{C_{п,i}}{m_{0,i}} \cdot S_{сж}$, а поскольку

$$g \cdot m_{0,i} = C_{п,i} \cdot S_{ст}, \text{ то } \ddot{z} = g \cdot \frac{S_{сж}}{S_{ст}}, \text{ где } m_{0,i} - \text{ часть подрессоренной}$$

массы, приходящейся на i -й мост. Т. е., если динамический ход равен статическому, удары в ограничители возможны только в случае, когда ускорение подрессоренной массы превысит g . При этом среднеквадратическое ускорение будет около 3 м/с^2 . Обычно ускорения

подрессоренной массы редко превышают $7,5 \text{ м/с}^2$, даже в тяжелых условиях движения. Поэтому при отношении $\frac{S_{сж}}{S_{ст}} \approx 1$ даже в этих

условиях обеспечивается движение автомобиля без ударов в ограничители хода. Следовательно, у автомобилей, которые должны двигаться с высокой скоростью в плохих дорожных условиях, отношение хода сжатия к ходу отбоя должно быть близким к единице, а у автомобилей, предназначенных для движения только по хорошим дорогам, – меньше единицы, причем чем выше требования к комфортабельности автомобиля, тем меньше должно быть это отношение.

Статический прогиб подвески передних колес легковых автомобилей составляет $0,15 \dots 0,25 \text{ м}$ при независимой подвеске, задних – $0,12 \dots 0,18 \text{ м}$. У лучших по плавности легковых автомобилей передняя подвеска на $10 \dots 30 \%$ «мягче» задней. Статистические прогибы передних подвесок грузовых автомобилей составляют $0,06 \dots 0,10 \text{ м}$, а задних – $0,07 \dots 0,11 \text{ м}$ [4].

Необходимость обеспечения низкой частоты собственных колебаний при ограниченном прогибе подвесок привела к созданию подвесок с нелинейными прогрессивными характеристиками (см. рис. 3.3, кривая 1). У таких подвесок при статической нагрузке жесткость мала и резко возрастает при их деформации. Это и обуславливает высокие коэффициенты динамичности и низкую частоту собственных колебаний подрессоренной массы. В большинстве случаев при применении металлических упругих элементов нелинейность подвески создается за счет установки резиновых ограничителей хода таким образом, что они начинают деформироваться при прогибах, составляющих $(0,25 \dots 0,50)S_{сж}$.

Для получения приемлемой плавности хода грузовых автомобилей при различной степени их загрузки в задней подвеске устанавливается дополнительная рессора (подрессорник). При этом предполагается, что без груза подрессоренная масса совершает колебание на основной рессоре, а с грузом – на основной и дополнительной, имеющей суммарную жесткость рессоры и подрессорника.

6.2. Галопирование автомобиля

Галопирование – это угловые колебания кузова в продольной плоскости автомобиля.

У подавляющего большинства автомобилей подпрыгивание соответствует низкой собственной частоте, а галопирование – высокой. Однако галопирование на низких частотах при больших амплитудах является более нежелательным видом колебаний, чем подпрыгивание, так как при этом возникают большие горизонтальные перемещения кузова автомобиля.

Чтобы иметь представление о том, как уменьшить галопирование, введем понятие о центре упругости системы.

Центром упругости системы называют точку, при приложении к которой внешней возмущающей силы возникает только линейное перемещение системы.

Для определения положения центра упругости представим кузов автомобиля в виде стержня, опирающегося на упругие элементы подвески (рис. 6.1).

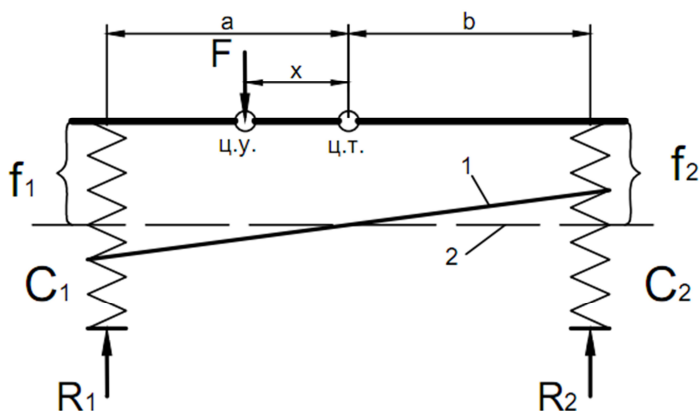


Рис. 6.1. Схема для определения положения центра упругости системы

Если возмущающая сила F приложена не к центру упругости, а в другой точке, то возникает как линейное, так и угловое смещение стержня (положение 1). Если сила F приложена к центру упругости, то происходит только линейное перемещение стержня (положение 2). При этом прогибы f_1 и f_2 равны между собой, вследствие чего галопирование отсутствует.

Определим величину x , т. е. расстояние от центра тяжести до центра упругости.

Из условия равновесия стержня относительно центра тяжести имеем:

$$\sum M_{\text{ц.т.}} = 0; F \cdot x + R_2 \cdot b - R_1 \cdot a = 0 \quad \text{или} \quad F \cdot x = R_1 \cdot a - R_2 \cdot b.$$

Откуда

$$x = \frac{R_1 \cdot a - R_2 \cdot b}{F},$$

где R_1 и R_2 – реакции опор.

Заменив реакции R_1 и R_2 произведениями жесткости на соответствующие прогибы, получим:

$$R_1 = C_1 \cdot f_1 \quad \text{и} \quad R_2 = C_2 \cdot f_2,$$

тогда, зная, что $F = R_1 + R_2$, получим $F = C_1 \cdot f_1 + C_2 \cdot f_2$.

Но так как при отсутствии галопирования $f_1 = f_2$, то

$$x = \frac{C_1 \cdot a - C_2 \cdot b}{C_1 + C_2}.$$

Если плечо $x = 0$, то центр тяжести совпадает с центром упругости, т. е. если $x = \frac{C_1 \cdot a - C_2 \cdot b}{C_1 + C_2} = 0$, то $C_1 \cdot a = C_2 \cdot b$ или $\frac{C_1}{C_2} = \frac{b}{a}$.

Следовательно, жесткости подвесок необходимо выбрать таким образом, чтобы они были обратно пропорциональны расстояниям центра тяжести от передней и задней осей. Тогда при одинаковых прогибах передней и задней подвесок кузов будет перемещаться вертикально без галопирования.

6.3. Покачивание автомобиля

Покачивание возникает, например, при наезде колесами одной из сторон автомобиля на единичную неровность. При этом возникают моменты, вызывающие поперечные колебания кузова. Покачивание может возникнуть под действием центробежной силы при повороте автомобиля. Центробежная сила также создает момент, вызываю-

щий поперечные колебания кузова автомобиля. Для уменьшения покачивания устанавливают стабилизатор поперечной устойчивости, увеличивающий угловую жесткость подвески, и снижают высоту центра тяжести автомобиля.

7. ВЛИЯНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ ФАКТОРОВ НА ПЛАВНОСТЬ ХОДА АВТОМОБИЛЯ

7.1. Влияние типа подвески на плавность хода автомобиля

С точки зрения плавности хода автомобиля независимая подвеска имеет значительные преимущества перед зависимой. Независимую подвеску в настоящее время применяют в основном для передних колес легковых автомобилей. Однако некоторые легковые и специальные автомобили имеют независимые подвески передних и задних колес. Если при зависимой подвеске правое и левое колеса связаны между собой балкой или кожухом моста жестко, то при независимой подвеске каждое колесо соединено с кузовом или рамой с помощью одного или двух рычагов. Поэтому в случае наезда одного из колес на неровность правое и левое колеса при зависимой подвеске наклонятся в поперечной плоскости на одинаковый угол, что вызывает поперечный крен кузова. При независимой подвеске вертикальное перемещение или поперечный крен одного из колес не вызывает таких перемещений или наклонов другого колеса, в результате чего кузов практически не наклоняется в поперечном направлении.

Применение независимых подвесок передних колес позволяет получить большой статический прогиб, что в свою очередь обеспечивает отношение статических прогибов передней и задней подвесок, близкое к единице. В результате при наезде автомобиля на препятствие галопирование практически не происходит, так как кузов перемещается параллельно самому себе.

При независимой подвеске из-за отсутствия балки передней оси и листовых рессор уменьшается вес неподрессоренных частей автомобиля и увеличивается частота собственных колебаний кузова.

Анализ результатов испытаний показывает, что при увеличении частоты собственных колебаний кузова уменьшается длина неров-

ностей, вызывающих резонансное колебание колес. Чем короче неровность, тем в среднем меньше ее высота и интенсивность вызываемых ею колебаний. Следовательно, уменьшение массы неподдрессоренных частей автомобиля является целесообразным. В этом случае уменьшается также нагрузка на амортизаторы, что улучшает условия гашения колебаний колес.

Кроме того, применение независимой подвески передних колес не вызывает значительного повышения стоимости автомобиля. При применении независимой подвески задних ведущих колес стоимость автомобиля значительно возрастает, так как существенно усложняется конструкция привода колес. Поэтому, как правило, независимую подвеску применяют только для передних колес. Использование ее для задних колес тоже несколько улучшает плавность хода автомобиля, однако при незначительных преимуществах затраты на изготовление этого узла существенно увеличиваются.

Таким образом, применение независимой подвески передних колес является целесообразным, а задних – нет.

В качестве упругого элемента независимой подвески используют пружины, реже – торсионы, а в последнее время – пневматические и гидропневматические упругие элементы. Задняя подвеска обычно изготавливается зависимой с листовыми рессорами. Преимуществом пружин и торсионов по сравнению с листовыми рессорами является их меньшая масса, большая долговечность, работа практически без трения в упругих элементах, простота изготовления и ухода за ними.

Пневматическая подвеска состоит из системы сжатия воздуха и регулирования жесткости упругой характеристики подвески, а также из упругих элементов и вспомогательных приборов. Обычно пневматическую подвеску выполняют по следующей схеме (рис. 7.1).

На автомобиль устанавливают компрессор 3, нагнетающий воздух в ресивер 2 под давлением 0,7–1,2 МПа. Из ресивера сжатый воздух поступает в регулятор постоянства высоты кузова 1. Пневмобаллон 5 соединен с дополнительным резервуаром 6, в который поступает воздух из упругого элемента (пневмобаллона) в случае увеличения в нем давления на ходе сжатия, что делает подвеску более мягкой. Регулятор постоянства высоты кузова обеспечивает при любой полезной нагрузке автомобиля одно и то же расстояние между мостом и кузовом. При возрастании нагрузки кузов автомобиля

опускается, и расстояние между ним и мостом уменьшается. Стойка 4 при этом опускает поршень регулятора 1 вниз. Вследствие этого сжатый воздух проходит из ресивера 2 в дополнительный резервуар 6 и далее в упругий элемент, увеличивая в нем давление, в результате чего жесткость упругого элемента увеличивается, и расстояние между кузовом и мостом восстанавливается. При уменьшении полезной нагрузки автомобиля положение кузова также не изменяется вследствие уменьшения давления сжатого воздуха в упругом элементе.

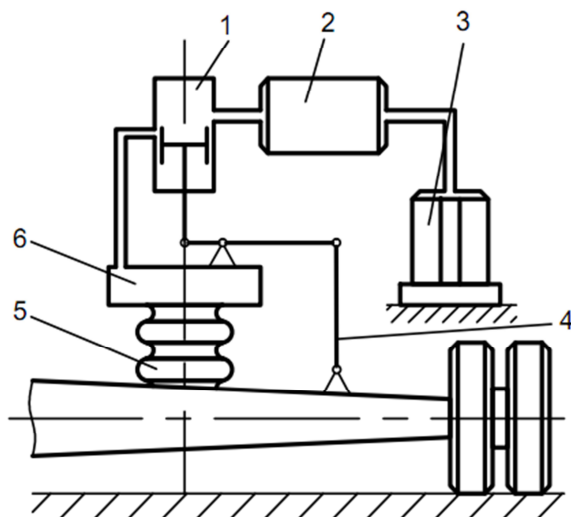


Рис. 7.1. Схема пневматической подвески:
 1 – регулятор высоты; 2 – ресивер; 3 – компрессор; 4 – стойка;
 5 – пневмобаллон; 6 – резервуар

Пневматическую подвеску применяют в основном в тех случаях, когда масса подрессоренных частей изменяется в широких пределах (задняя подвеска грузовых автомобилей, седельных тягачей, автобусов, подвеска прицепов) и когда к автомобилю предъявляются особые требования с точки зрения плавности хода.

7.2. Влияние шин на плавность хода автомобиля

Пневматические шины дополняют упругие элементы подвески и оказывают значительное влияние на плавность хода автомобиля.

Обладая большой эластичностью, шины гасят шум, возникающий при движении по дороге с неровной поверхностью, поглощают мелкие неровности дороги в результате деформации покрышки. Чем меньше давление воздуха в шине, тем больше деформация покрышки и меньше вертикальные перемещения центра колеса.

Шина оказывает небольшое влияние на низкочастотные колебания, так как ее деформация под действием статической нагрузки невелика (всего 15–35 мм) по сравнению со статическим прогибом подвески, необходимым по условиям плавности хода (100–250 мм), но существенно влияет на высокочастотные колебания, так как при снижении жесткости шин уменьшаются вертикальные перемещения колес и ускорения кузова. Поэтому для улучшения плавности хода автомобиля целесообразно иметь шины возможно меньшей жесткости. В связи с этим стремятся уменьшить жесткость современных автомобильных шин путем снижения давления воздуха в них и увеличения ширины профиля.

Однако было бы ошибкой считать, что в результате установки мягких шин можно отказаться от упругих элементов подвески. Это объясняется тем, что для уменьшения потерь на качение и нагрев стремятся обеспечить минимальное внутреннее трение в шине, снижение которого, в свою очередь, при отсутствии упругих элементов подвески привело бы к весьма медленному затуханию колебаний кузова.

Заключение

В предлагаемом студентам учебно-методическом пособии изложены вопросы такого важного эксплуатационного свойства автомобиля, как плавность хода.

Данное пособие знакомит студентов с оценочными показателями плавности хода и нормативными требованиями к ним; с типовыми характеристиками устройств виброзащитной системы автомобиля, таких как упругие элементы подвески, амортизаторы и шины; с характеристиками дорожных неровностей; с расчетными схемами динамических систем автомобиля, позволяющими определить амплитуду и частоты колебаний поддрессоренных и неподдрессоренных масс автомобиля.

Понимание природы колебаний отдельных масс автомобиля при его движении по неровностям опорной поверхности позволяет студенту, как будущему автомобилестроителю, учесть при проектировании подвески те факторы, которые дадут возможность частично избавить автомобиль от нежелательных колебаний, возникающих при подпрыгивании, галопировании и покачивании; исследовать влияние различных конструктивных факторов на плавность хода автомобиля.

Список используемых источников

1. Ротенберг, Р. В. Подвеска автомобиля / Р. В. Ротенберг. – М.: Машиностроение, 1972. – 392 с.
2. Литвинов, А. С. Автомобиль: Теория эксплуатационных свойств / А. С. Литвинов, Я. Е. Фаробин. – М.: Машиностроение, 1989. – 240 с.
3. Умняшкин, В. А. Основы теории исследования эксплуатационных свойств автомобиля / В. А. Умняшкин, Н. М. Фомин, Р. С. Музафаров. – Ижевск: НИЦ «Регулярная и хаотическая динамика», 2006. – 240 с.
4. Гришкевич, А. И. Автомобили: Теория: Учебник для вузов / А. И. Гришкевич. – Минск: Вышэйшая школа, 1986. – 208 с.
5. Тарасик, В. П. Теория движения автомобиля: Учебник для вузов / В. П. Тарасик. – Спб.: БХВ – Петербург, 2006 – 478 с.
6. Применение ЭВМ при конструировании и расчете автомобиля: Учебник для вузов / А. И. Гришкевич [и др.]. – Минск: Вышэйшая школа, 1978. – 264 с.
7. Динамика системы дорога – шина – автомобиль – водитель / А. А. Хачатуров [и др.]. – М.: Машиностроение, 1976. – 535 с.
8. Проектирование полноприводных колесных машин: Учебник для вузов: в 3 т. / Б. А. Афанасьев [и др.]; под ред. А. А. Полунгана. – М.: Издательство МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2008. – 432 с.
9. Успенский, И. Н. Проектирование подвески автомобиля / И. Н. Успенский, А. А. Мельников. – М.: Машиностроение, 1976. – 168 с.
10. Колебание автомобиля. Испытания и исследования / под ред. Я. М. Певзнера. – М.: Машиностроение, 1979. – 208 с.
11. Mitschke, M. Dynamika samochodu / M. Mitschke. – Warszawa: WKŁ, 1977. – 792 с.
12. Дембаремдикер, А. Д. Амортизаторы тракторных машин / А. Д. Дембаремдикер. – М.: Машиностроение, 1985. – 200 с.
13. Раймпель, Й. Шасси автомобиля: Амортизаторы, шины и колеса / пер. с нем. В. П. Агапова / Й. Раймпель. – М.: Машиностроение, 1986. – 320 с.
14. Гришкевич, А. И. Автомобили: конструкция, конструирование и расчет. Системы управления и ходовая часть/ А. И. Гришкевич [и др.]. – Минск: Вышэйшая школа, 1987. – 200 с.

15. Раймпель, Й. Шасси автомобиля: Элементы подвески / пер. с нем. А. Л. Карпухина / Й. Раймпель. – М.: Машиностроение, 1987. – 288 с.

16. Раймпель, Й. Шасси автомобиля: Конструкции подвесок / пер. с нем. В. П. Агапова / Й. Раймпель. – М.: Машиностроение, 1989. – 328 с.

17. Тарасик, В. П. Теория автомобилей и двигателей: учебное пособие / В. П. Тарасик, М. П. Бренч. – Минск: Новое знание, 2004. – 400 с.

18. Балабин, И. В. Испытание автомобилей / И. В. Балабин, Б. А. Куров, С. А. Лаптев. – М.: Машиностроение, 1988. – 192 с.

19. Тарасик, В. П. Математическое моделирование технических систем: Учебник для вузов / В. П. Тарасик. – Минск: Дизайн ПРО, 2004. – 640 с.

Содержание

Введение	3
1. Основные понятия и определения	5
2. Оценочные показатели плавности хода автомобиля и нормативные требования к ним	8
3. Характеристики основных элементов виброзащитной системы автомобиля	20
3.1. Вертикальная упругая характеристика подвески	20
3.2. Назначение и характеристики сидений автомобиля	26
3.3. Рабочая диаграмма и характеристика амортизатора	27
3.4. Шина и ее вертикальная упругая характеристика	31
4. Характеристики неровностей опорной поверхности	35
5. Колебания автомобиля и расчетные схемы для определения их параметров	38
6. Практика устранения нежелательных колебаний автомобиля	50
6.1. Подпрыгивание автомобиля	50
6.2. Галопирование автомобиля	51
6.3. Покачивание автомобиля	53
7. Влияние конструктивных факторов на плавность хода автомобиля	54
7.1. Влияние типа подвески на плавность хода автомобиля	54
7.2. Влияние шин на плавность хода автомобиля	56
Заключение	58
Список использованных источников	59

Учебное издание

РУКТЕШЕЛЬ Олег Степанович

ПЛАВНОСТЬ ХОДА АВТОМОБИЛЯ

Пособие для студентов специальностей
1-37 01 02 «Автомобилестроение (по направлениям)»,
1-37 01 06 «Техническая эксплуатация автомобилей»,
1-37 01 07 «Автосервис»

Редактор *Н. А. Костешева*
Компьютерная верстка *Н. А. Школьниковой*

Подписано в печать 22.09.2021. Формат 60×84 ¹/₁₆. Бумага офсетная. Ризография.

Усл. печ. л. 3,60. Уч.-изд. л. 2,82. Тираж 200. Заказ 784.

Издатель и полиграфическое исполнение: Белорусский национальный технический университет.
Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя, распространителя
печатных изданий № 1/173 от 12.02.2014. Пр. Независимости, 65. 220013, г. Минск.