

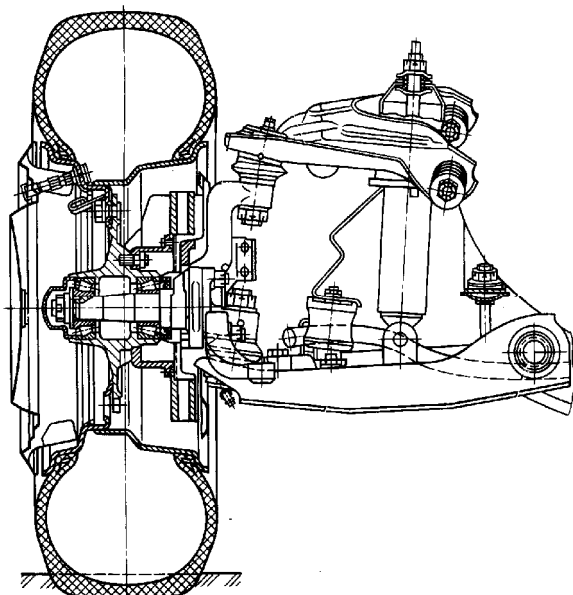
**ЧЕЛЯБИНСКИЙ
ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
АГРОИНЖЕНЕРНЫЙ
УНИВЕРСИТЕТ**

Кафедра «Тракторы и автомобили»

УТВЕРЖДАЮ.
Проректор по УР
А.А. Патрушев

ПОДВЕСКИ

**МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ
К ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЕ**



Челябинск 2005

Методические указания составлены в соответствии с программой учебной дисциплины «Тракторы и автомобили» федерального компонента цикла СД.04 для подготовки дипломированного специалиста по направлению 110300-Агроинженерия, по специальности 110301-Механизация сельского хозяйства применительно к учебной базе ЧГАУ, а так же для студентов других инженерных факультетов ЧГАУ.

Указания содержат сведения по требованиям к подвескам, их классификации, анализу и оценки конструкций. Рассмотрены автомобильные подвески.

СОСТАВИТЕЛЬ

Русанов М. А. – канд. техн. наук, доцент (ЧГАУ)

РЕЦЕНЗЕНТЫ

Попов Г.П. – канд. техн. наук, доцент (ЧГАУ)

Марков М.В. – канд. техн. наук (Челябинский танковый институт)

Ответственный за выпуск

Суркин В.И. – зав. кафедрой «Тракторы и автомобили»

Печатается по решению редакционно-издательского
совета ЧГАУ

Лабораторная работа

«ПОДВЕСКИ»

Задание на работу. Изучить назначение, требования, классификацию, применяемость, конструкцию, работу автомобильных подвесок. Причины и возможные неисправности элементов подвесок.

Оборудование рабочего места. Для выполнения лабораторной работы необходимы: плакаты картограммы разрезы и натурные образцы автомобильных подвесок.

1. ТРЕБОВАНИЯ, КЛАССИФИКАЦИЯ, ПРИМЕНЯЕМОСТЬ АВТОМОБИЛЬНЫХ ПОДВЕСОК

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

- обеспечение плавности хода;
- обеспечение движения по неровным дорогам без ударов в ограничитель;
- ограничение поперечного крена автомобиля;
- кинематическое согласование перемещений управляемых колес, исключаящее их колебания относительно шкворней;
- обеспечение затухания колебаний кузова и колес;
- постоянство колеи, углов наклона колес; постоянство углов наклона шкворней;
- надежная передача от колес к кузову продольных и поперечных сил; снижение массы неподрессоренных частей.

Классификация подвесок приведена ниже

Подвески классифицируют по:

- типу характеристики (постоянной жёсткости, переменной жёсткости, прогрессивная);
- типу направляющих устройств (независимая, зависимые (автономная, балансирующая));
- способу передачи сил и моментов от колёс (рессорная, штанговая, рычажная (одно- и двухрычажные));
- наличию шкворней (шкворневая и бесшкворневая);
- типу упругого элемента:
 - металлическая (рессорная, пружинная, торсионная, комбинированная);
 - неметаллическая (пневматическая, гидропневматическая, резиновая, комбинированная);
- типу гасящего элемента (амортизатора):
 - с рычажным амортизатором (механический, гидравлический);

с телескопическим амортизатором (одно- и двухтрубным).

Независимые подвески применяют для легковых автомобилей и грузовых автомобилей высокой проходимости; зависимые автономные — для двухосных грузовых автомобилей и автобусов, редко — для легковых автомобилей, а зависимые балансирные — для подрессоривания двух близко расположенных мостов, например, на трехосных автомобилях. Вертикальное перемещение кузова при балансирной подвеске в 2 раза меньше, чем при автономной.

Выбор типа упругого элемента определяется конструктивной схемой, требованиями компактности и снижения массы. Упругие неметаллические элементы обеспечивают хорошую плавность хода, но имеют более высокую стоимость, чем металлические. При установке пневматических и гидропневматических подвесок создается возможность регулирования высоты пола или дорожного просвета. Комбинированные упругие элементы состоят из основного и дополнительного элементов для корректирования упругой характеристики (например, листовая рессора и пружины, резиновые или пневматические дополнительные элементы).

2. УПРУГАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА

Для удовлетворения требованиям плавности хода подвеска должна обеспечивать определенный закон изменения вертикальной реакции на колесо R_z в зависимости от прогиба (рис. 1)—эта зависимость называется упругой характеристикой подвески.

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

$$\Omega = (1/2\pi) \sqrt{g/f_{ст}}$$

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

$$K_d = R_{зд} / R_{зст}$$

Площадь под кривой упругой характеристики определяет динамическую энергоемкость подвески, которая эквивалентна работе, необходимой для полной деформации упругого элемента. Для увеличения динамической энергоемкости упругая характеристика подвески должна быть прогрессивной, т. е. обеспечивать прогрессивное возрастание реакции $R_{зд}$ при меньшем прогибе. Такой же коэффициент ди-

наличности может быть получен при линейной характеристике, но при этом динамический прогиб f'_d чрезмерно увеличивается, что трудно обеспечить конструктивно.

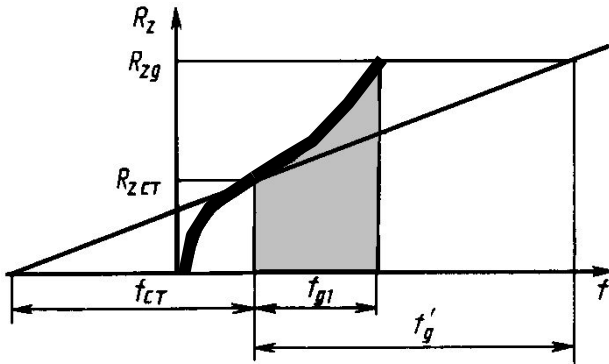


Рис. 1 Упругая характеристика подвески.

При изменении полезной нагрузки автомобиля от минимума до максимума на-

грузка от поддресоренной части, определяющая $f'_{ст}$, меняется на передней подвеске на 10...30 %, на задней подвеске легковых автомобилей на 45...60 %, грузовых на 250...400%, автобусов на 200...250 %. Для сохранения оптимальной частоты собственных колебаний кузова при переменной нагрузке необходимо поддерживать постоянство статического прогиба подвески, изменяя ее жесткость, т. е. жесткость подвески должна изменяться пропорционально приходящейся на нее нагрузке.

Существуют различные способы обеспечения постоянства статического прогиба. Например, регулирование давления воздуха в пневматической подвеске или применение упругих дополнительных элементов, включающихся в работу при увеличении нагрузки.

На рис. 2 приведены конструкции упругих дополнительных элементов; дополнительная рессора доходит до опор и включается в работу при прогибе $0,6 f_d$. Кривая форма опор по мере прогиба основной рессоры уменьшает рабочую длину дополнительной рессоры и увеличивает ее жесткость. Корректирующие пружины при статической нагрузке расположены горизонтально и испытывают растяжение или сжатие при прогибе основной рессоры.

3. КИНЕМАТИЧЕСКИЕ СХЕМЫ

От схемы подвески зависит компоновка автомобиля, параметры плавности хода, устойчивости и управляемости, массы автомобиля и др.

На рис. 3 представлены характерные схемы подвесок. Зависимая (рис. 3, а) и одно-рычажная независимая (рис. 3, б) подвески отличаются тем, что вертикальное перемещение колеса сопровождается изменением угла λ , что вызывает гироскопический эффект, возбуждающий колебания колеса относительно шкворня.

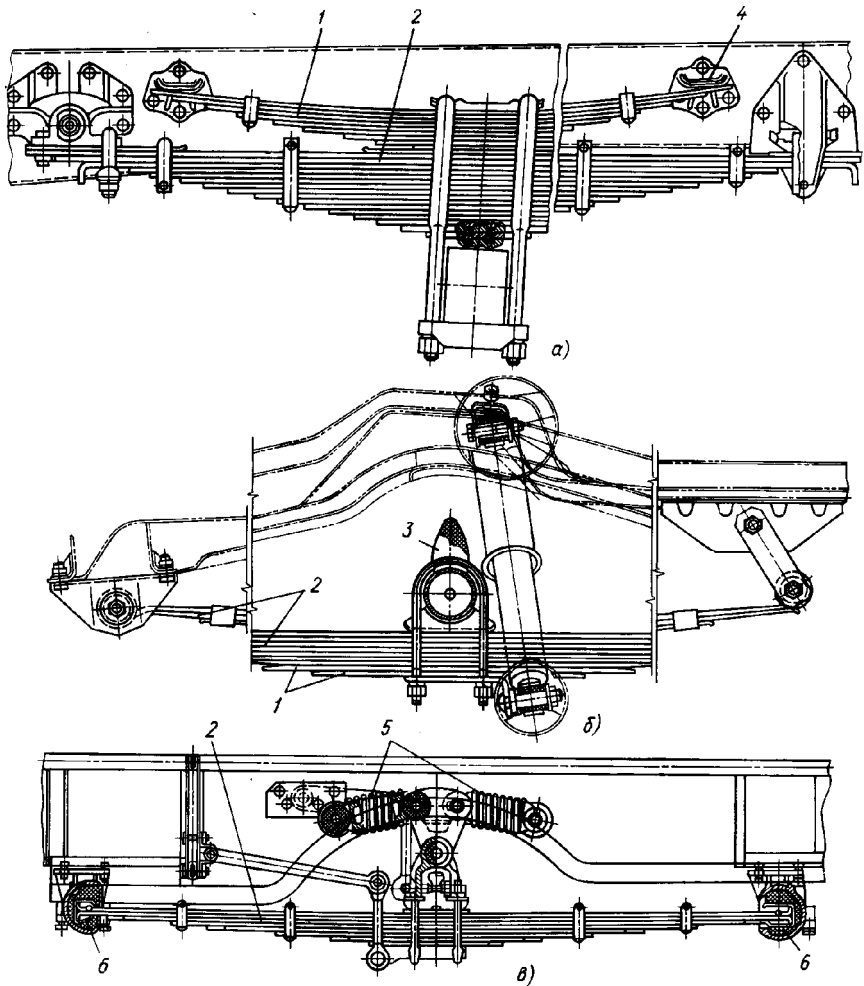


Рис. 2. Рессорные подвески с дополнительными упругими элементами:

а рессорой (передняя опора с накладным ушком, задняя опора скользящая); б - нижними листами рессоры (передняя опора с загнутым ушком, задняя опора на сержках); в—корректирующими пружинами, 1—дополнительная рессора или листы; 2 -основная рессора; 3— буфер сжатия; -4 -кронштейн дополнительной рессоры: 5 корректирующие пружины: 6— резиновые подушки крепления основной рессоры.

В двухрычажной подвеске с рычагами равной длины — параллелограммной (рис. 3, в) угловое перемещение отсутствует, но значительно поперечное перемещение ΔL колеса, что ведет к быстрому изнашиванию шин и уменьшению боковой устойчивости.

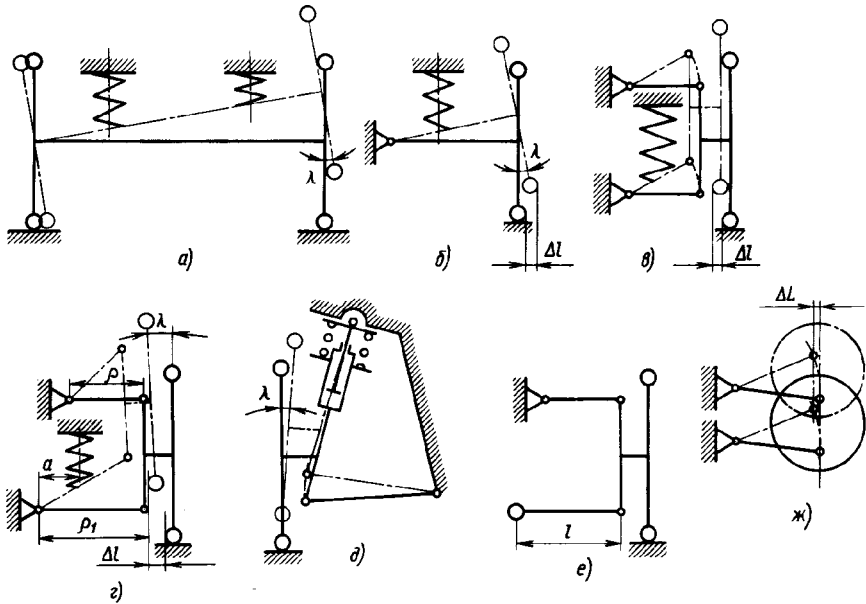


Рис.3. Кинематические схемы подвесок автомобилей:

а — зависимой; б — одно-рычажной независимой; в — двухрычажной независимой с рычагами равной длины; г — двухрычажной независимой с рычагами разной длины; д — независимой рычажно-телескопической; е — независимой двухрычажной с торсионом; ж — независимой с продольным качением.

В двухрычажной подвеске с рычагами разной длины (рис. 3, г) при $\lambda=5\dots6$ и $\rho/\rho_1=0,55\dots0,65$ гироскопический момент гасится моментом сил трения в системе, а поперечное перемещение $\Delta L = 4\dots5$ мм компенсируется упругостью шин.

Рычажно-телескопическая подвеска передних колес легковых автомобилей — качающаяся свеча (рис. 3, д) обеспечивает незначительные изменения колеи, развала и схождения колес, при этом замедляется изнашивание шин, улучшается устойчивость автомобиля. Подвеска имеет один поперечный рычаг внизу, ее основной элемент — амортизаторная стойка, имеющая верхнее шарнирное крепление под крылом, что обеспечивает большое плечо между опорами стойки. В верхней опоре имеется подшипник, необходимый для исключения закручивания пружины, что могло бы вызвать стабилизирующий момент и дополнительные изгибающие нагрузки. Малые размеры и масса, большое расстояние по высоте между опорами, большой ход также относятся к преимуществам этой подвески. Конструктивные трудности обусловлены нагруженным крылом в точке крепления верхней опоры.

На рис. 4 показаны силы, действующие в рычажно-телескопической подвеске. По линии еА действует сила P_B , которая может быть разложена на две составляющие силы: $P_{пр}$, действующую на пружины, и $Q_{пр}$, перпендикулярную оси стойки, приложенную в точке

А к опорной стойке. Под действием этой силы повышается трение штока поршня в направляющей стойке. В результате ухудшается реагирование подвески на мелкие дорожные неровности.

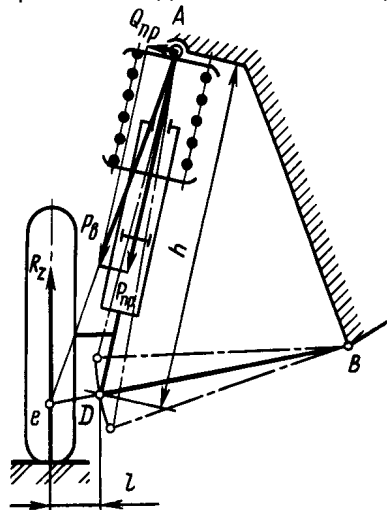


Рис. 4. Расчетная схема рычажно-телескопической подвески

При совмещении осевой линии подвески с линией eA силы P_B и $P_{пр}$ совпадут, а поперечная сила $Q_{пр}$ исчезнет. Для этой цели пружины располагают под углом, как это выполнено на автомобиле ВАЗ-2108 (рис. 5), или смещают пружину в сторону колеса.

Для двухрычажной параллелограмной подвески с продольным качанием показано (рис. 3, ж) характерно продольное перемещение колес ΔL при отсутствии поперечного перемещения и наклона.

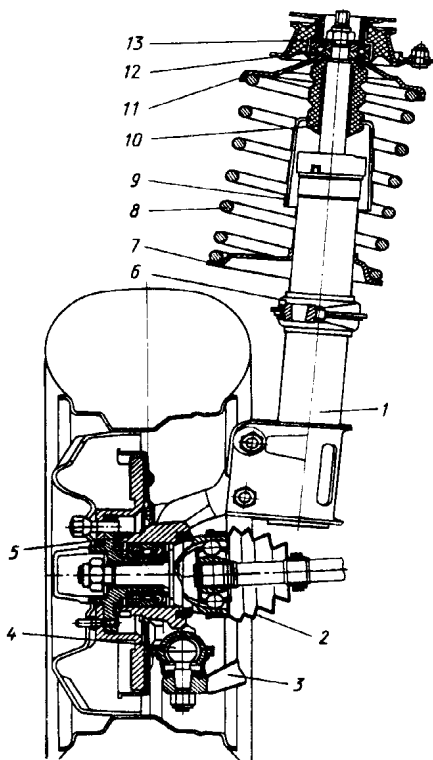


Рис. 5. Рычажно-телескопическая подвеска ВАЗ-2108:

- 1— телескопическая стойка; 2— поворотный кулак; 3— нижний рычаг; 4— шаровая опора; 5— ступица; 6— поворотный рычаг; 7— нижняя опорная чашка; 8— пружина; 9— защитный кожух; 10— буфер сжатия; 11— верхняя опорная чашка; 12— подшипник верхней опоры; 13— верхняя опорная стойка.

Для грузовых автомобилей наибольшее применение получили зависимые подвески (рис. 3, а), а для легковых двухрычажные трапецевидные (рис. 3, г) и рычажно-телескопические (рис. 3, д).

При направляющем устройстве любого типа подвеска колес называется блокированной, если перемещения двух или нескольких колес разных осей связаны между со-

бой. В частном случае балансирной подвески двух колес их вертикальное перемещение, равное по величине и противоположное по знаку, не вызывает деформации упругих элементов подвески. На рис. 6 показана шкворневая передняя независимая двухрычажная подвеска типа автомобиля ГАЗ-31029. Здесь 2 шкворень соединяет поворотный кулак 1 и вертикальную стойку 3, резиновые буферы отдачи 4 и сжатия 5 предупреждают удары при динамическом прогибе. Такая схема имела широкое распространение, но в настоящее время уступает место более компактным и облегченным безшкворневым и рычажно-телескопическим подвескам.

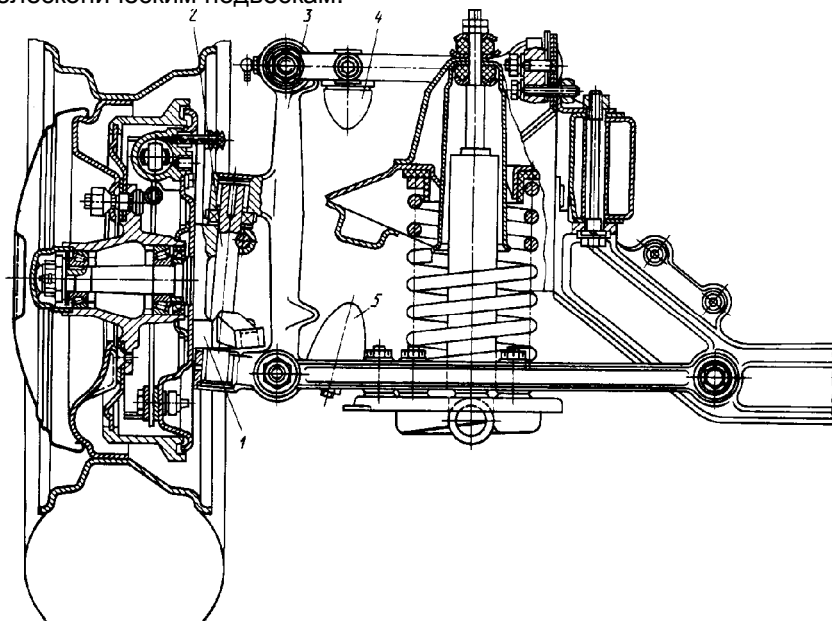


Рис. 6. Передняя двухрычажная подвеска ГАЗ-31029

К преимуществам независимых подвесок относятся: возможность большого прогиба, уменьшение гироскопического момента, улучшение устойчивости и управляемости, уменьшение массы неподдресоренных частей, хорошая приспособляемость колес к неровностям дороги.

4. УПРУГИЕ ЭЛЕМЕНТЫ

К упругим металлическим элементам относятся: листовые рессоры, спиральные пружины и торсионы. Для зависимых подвесок чаще используют рессоры, а для независимых — пружины и торсионы.

Листовые рессоры. Они имеют широкое применение, так как одновременно выполняют три функции: упругого элемента, а также направляющего и гасящего устройств. К недостаткам листовых рессор относятся: высокая металлоемкость (энергия, запасаемая единицей объема листовой рессоры, в 4 раза меньше, чем у пружин и торсио-

нов); наличие межлистового трения, отрицательно влияющего на упругую характеристику рессоры и на ее долговечность. Часты случаи поломки листов вследствие микротрещин, возникающих при межлистовом трении.

Для увеличения долговечности листовых рессор их разгружают от скручивающих напряжений, иногда от передачи толкающих усилий; уменьшают напряжения в листах, ограничивая амплитуду или вводя дополнительные упругие элементы. Для снижения межлистового трения предусматривают смазку листов, устанавливают прокладки и др. Межлистовое трение в рессоре особенно усиливается при попадании между листами абразивных частиц, что приводит к местному поверхностному износу, задирам и образованию микротрещин, а в конечном итоге к поломке листов. Наименьшее межлистовое трение имеет малолистовая рессора щелевого типа с необходимым зазором между листами, наименьшую массу — одно-листовая рессора.

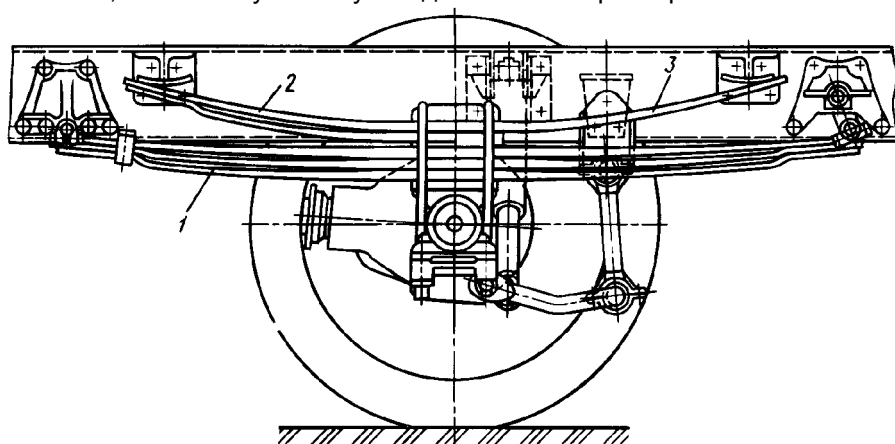


Рис. 7. Подвеска с трехлистовой параболической рессорой щелевого типа.

На рис. 7 показана подвеска с трехлистовой основной параболической рессорой 1 щелевого типа и здесь же приведены два варианта дополнительной параболической рессоры — одно- 3 и двухлистовая 2. Малолистовые рессоры имеют по сравнению с многолистовыми меньшую на 25...50 % массу и в 1,3...1,5 раза большую долговечность.

Долговечность рессор зависит от чистоты поверхности листов и точности проката, а также от их прочности. Введение дробеструйной обработки листов, применение биметаллических листов позволяют упрочнить рессоры. Износостойкость листов может быть повышена при применении покрытий из порошков самофлюсующихся сплавов на основе никеля. При использовании листов несимметричного профиля также увеличивается долговечность и снижается их масса.

При больших деформациях листы рессор прямоугольного профиля принимают вогнутую форму. На поверхности листа, испытываю-

щей растягивающие напряжения, возникают дополнительные «мембранные» напряжения. При применении листов несимметричного профиля влияние мембранных напряжений уменьшается. При смещении нейтральной оси $X-X$ поперечного сечения происходит перераспределение напряжений между сторонами профиля, испытывающими в работе напряжения растяжения и сжатия. В результате повышается прочность и долговечность рессоры.

У профилей трапециевидного сечения допустимые напряжения сжатия в 1,22 раза больше напряжений растяжения. Наиболее применяемые профили рессорных листов специальной формы имеют трапециевидное, Т-образное или трапециевидно-ступенчатое поперечное сечение (рис. 8).

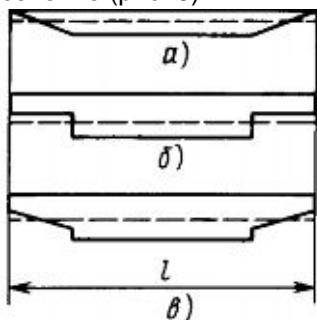


Рис. 8. Формы сечения рессорных листов:

а — трапециевидное; б — Т-образное; в — трапециевидное ступенчатое.

Пружины и торсионы.

Эти упругие элементы имеют большую удельную энергоемкость, чем рессоры. Однако при применении пружин или торсионов в качестве упругих элементов подвески необходимо иметь автономное направляющее устройство, что усложняет конструкцию подвески в целом, несмотря на простоту упругих элементов.

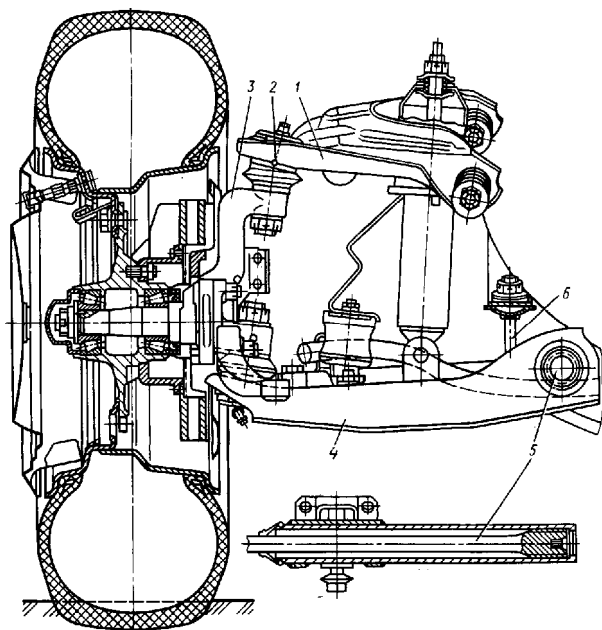


Рис. 9. Бесшкворневая торсионная подвеска:

1 и 4—рычаги соответственно верхний и нижний; 2—шаровые шарниры; 3—вертикальная стойка; 5—торсион; 6—стабилизатор.

По расположению торсионы могут быть продольные и поперечные, а по сечению — круглые, пластинчатые, пучковые, составные и др.

На рис. 9 показана торсионная независимая подвеска. Здесь упругий стержень круглого сечения нагружен поперечным рычагом 4. Торсионная подвеска наиболее компактна, основной ее недостаток — трудность термической обработки торсиона.

Пружинные упругие элементы могут применяться как в рычажной независимой подвеске (см. рис. 6), так и в рычажно-телескопической (см. рис. 5). При применении пружины в рычажных подвесках она подвергается не только сжатию, но и изгибу, так как один конец пружины закреплен на подвижном рычаге. Это оказывает влияние на жесткость подвески и на напряжения в пружине. В пружине возникает большая неравномерность напряжений как в отдельных витках, так и по длине каждого витка.

Основные требования, предъявляемые к рессорным сталям после термической обработки:

предел текучести, предел прочности, удлинение и сжатие в соответствии с техническими условиями;

стойкость к образованию трещин; для этого на поверхности не должно быть обезуглероженного слоя, трещин, пленок, волосовин;

предел выносливости поверхностных слоев ниже, чем средних слоев; для выравнивания их применяют поверхностное упрочнение — наклеп, пластическую осадку и др.

Глубина обезуглероженного слоя составляет примерно 2...1,5 % в зависимости от наличия кремния и толщины листа. Шлифование после термообработки, дробеструйная обработка и другие методы упрочнения повышают прочность рессоры.

Пневматические упругие элементы (рис. 10).

В пневматических подвесках используют резинокордные упругие элементы. Статическое давление воздуха в баллонных элементах 0,5...0,6 МПа, в диафрагменных 0,7...1,5 МПа.

Применяются пневмобаллоны двух-, трех- и односекционные. У пневмобаллона усилие на ходе сжатия растет, увеличивается внутреннее давление и, следовательно, жесткость, поэтому необходимо применение дополнительного резервуара.

Диафрагменные пневматические упругие элементы обеспечивают низкие частоты, имеют меньшие размеры, меньшую массу и меньшей емкости резервуар.

Баллонные элементы применяют на грузовых автомобилях; на автобусах применяются как баллонные, так и диафрагменные элементы; на легковых автомобилях преимущественно распространены диафрагменные и рукавные упругие элементы. Рукавные элементы обладают большей гибкостью, что создает удобство компоновки. Пневматический баллон компактен, герметичен и долговечен. Но для дости-

жения низкой частоты собственных колебаний требует применение дополнительного резервуара воздуха.

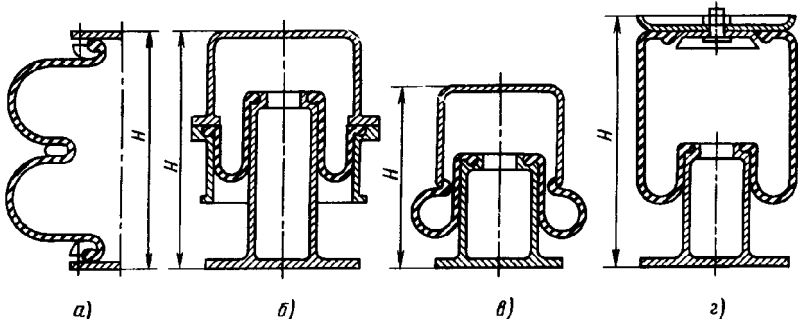


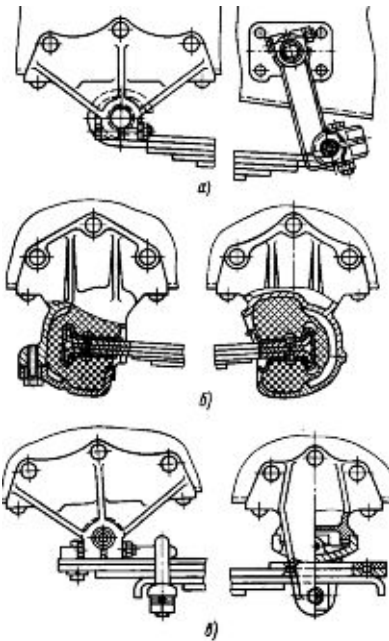
Рис. 10. Схемы резинокордных элементов:

а — двухсекционный пневмобаллон; б — диафрагменный с направляющей; в — диафрагменный без направляющей; г — рукавный

Диафрагменные элементы обеспечивают низкую частоту колебаний при меньшем объеме воздуха.

5. НАПРАВЛЯЮЩИЕ УСТРОЙСТВА

Листовые рессоры. Как направляющие и передающие толкающие усилия устройства, листовые рессоры могут быть связаны с несущей системой различными способами.



На рис. 11 показаны способы установки передних рессор. Один из наиболее распространенных способов — крепление переднего конца рессоры на пальце, а заднего на серьге (рис. 11, а).

Рис. 11. Крепление передних рессор:

а — с витыми ушками; б — на резиновых подушках; в — с накладным ушком и скользящей опорой

Такая конструкция обеспечивает жесткую фиксацию моста в горизонтальной плоскости. К недостаткам схемы относятся необходимость смазывания, абразивный износ пальцев и поломки ушков рессор.

Крепление рессор на резиновых подушках (рис. 11, б) не всегда удовлетворяет требованиям жесткости фиксации моста, но не требует смазки, хорошо воспринимает удары, вибрации и предохраняет рессору от скручивающих нагрузок.

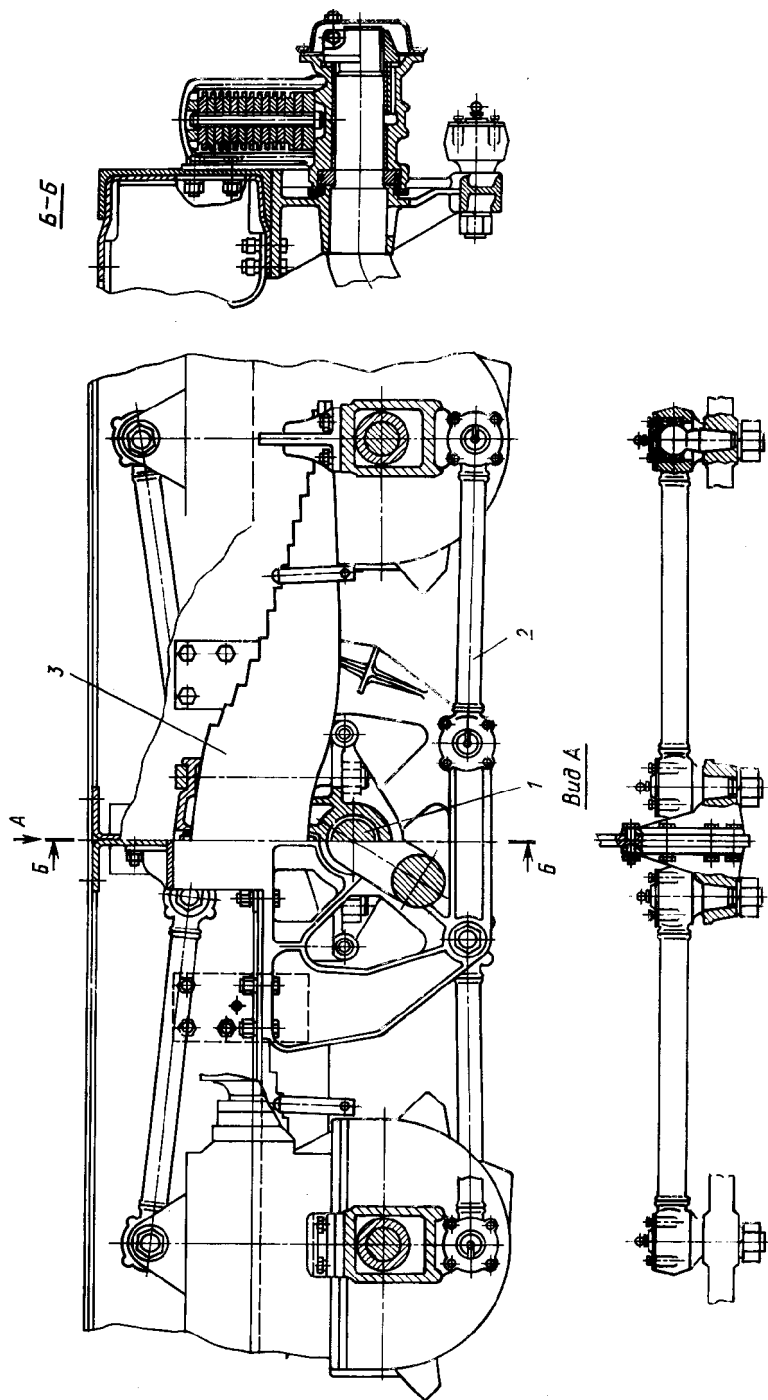
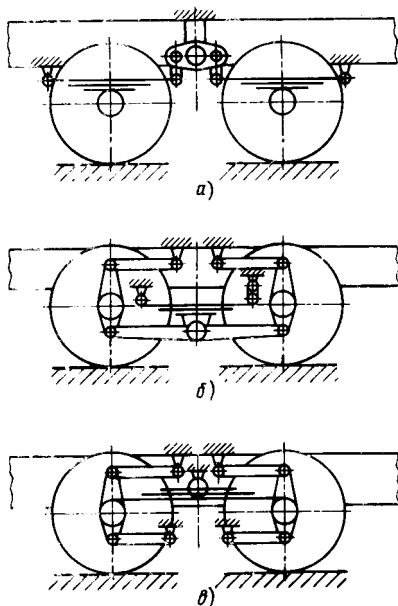


Рис.12. Задняя подвеска автомобиля КраЗ-6505

При применении накладных ушков (рис. 11, в) усложняется конструкция, но обеспечиваются жесткость фиксации и прочность рессоры. Наличие скользящих опор придает некоторую прогрессивность подвеске при изменении длины рессоры в результате перекатывания по опоре, но снижает жесткость фиксации моста и вызывает ускоренное изнашивание концов рессор. Для снижения износа применяют накладки из упрочненной стали на концах рессор.



На трехосных автомобилях используют балансирующие подвески (рис. 12). Ось балансира 1 выполняют цельной или для снижения массы — разрезной консольного типа. Силы и моменты от мостов передаются на раму шарнирными штангами 2. Рессора 3 в данной конструкции служит одновременно и балансирующей балкой.

Рис. 13 Схемы балансирующих подвесок.

На рис. 13 приведены три распространенных схемы балансирующих подвесок. Схема, где каждый мост имеет свою рессору, соединенную с кронштейном рамы и через серьги с коротким балансиром (рис. 13, а), широко применяется на полуприцепах, при большой базе тележки балансиры удлиняются.

Рессора закреплена на раме через пальцы и серьги (рис. 13, б) Под рессорой шарнирно установлена балансирующая балка, также шарнирно соединенная с балками мостов. В схеме, приведенной на рис. 13, в, балансирующая ось шарнирно соединена с кронштейнами, закрепленными на раме, и с рессорой, свободно опирающейся на балки мостов. Здесь рессора является балансиром.

Схема и конструкция направляющего устройства подвески управляемых колес должны быть согласованы с рулевым приводом так, чтобы не вызывать изменения углов установки оси шкворня, обеспечивать стабилизацию колес и не вызывать автоколебаний колес. Для этой цели при независимой подвеске поперечную тягу выполняют расчлененной, шаровые шарниры располагают на продолжении осей качания рычагов подвески, что исключает возможность возникновения

угловых колебаний колес при вертикальных колебаниях автомобиля во время прямолинейного движения.

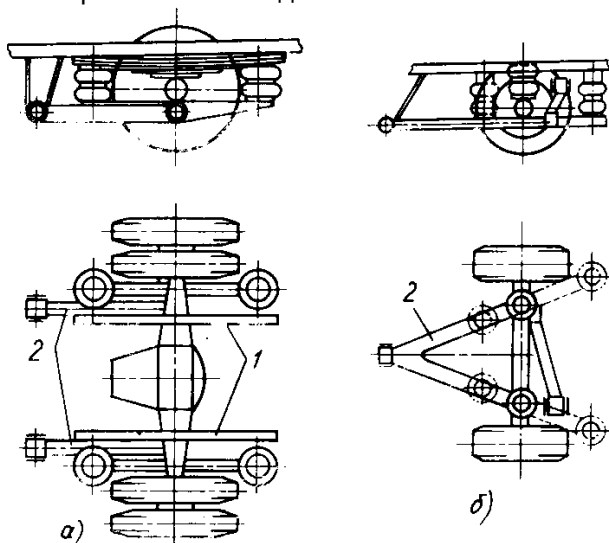


Рис. 14. Схемы направляющих устройств зависимых пневматических подвесок:
а-рессоры; б- штанги.

При зависимой подвеске на листовых рессорах необходимо, чтобы центр шарового пальца сошки при поворотах вала сошки перемещался в плоскости, параллельной продольной плоскости автомобиля, при

этом в нейтральном положении сошки центр ее шарового пальца должен совпадать с центром качания колеса на упругом элементе подвески, что исключает возникновение угловых колебаний вокруг шкворней.

Пневматические упругие элементы способны воспринимать только вертикальные нагрузки. Для восприятия продольных и боковых нагрузок применяются сложные направляющие устройства. В комбинированных рессорно-пневматических подвесках (рис. 14, а) рессоры являются элементами направляющего устройства и упругим элементом, воспринимающим часть нагрузки. Рессора воспринимает продольные и боковые силы, тормозной момент воспринимается пневмобаллонами.

Комбинация рессорной и пневматической подвесок не является оптимальной, так как наличие межлистового трения в рессоре ухудшает плавность хода и сокращает ресурс подвески. Наиболее перспективной является подвеска с А-образным рычагом при бесшарнирном соединении с балкой моста (рис. 14, б).

Для уменьшения поперечного крена автомобиля под действием боковых сил при недостаточной угловой жесткости подвески применяют стабилизатор поперечной устойчивости. Преимущественное применение он имеет в передней подвеске. Момент боковой силы, вызывающий крен кузова, распределяется по осям пропорционально жесткости подвесок.

Стабилизаторы. Под действием на автомобиль боковой силы, например, на повороте кузов получает крен тем больший, чем выше

расположен центр масс неподрессоренных частей автомобиля и чем меньше угловая жесткость подвески $C_{\psi} = M_{\psi} / \psi_{кр}$ (где — M_{ψ} — произведение боковой силы на отклонения центра масс от оси крена; $\psi_{кр}$ — угол крена).

При значительном крене неподрессоренных масс автомобиль может потерять устойчивость.

Для ограничения крена на всех легковых автомобилях, а в последнее время и на многих грузовых, применяют стабилизаторы, повышающие угловую жесткость подвески. В большинстве случаев стабилизатор представляет собой торсионный стержень, который закручивается при крене.

На легковых автомобилях стабилизаторы в большинстве случаев устанавливают как на передней, так и на задней подвесках. Стабилизатор задней подвески часто является элементом направляющего устройства. Например, в задней подвеске автомобиля ВАЗ-2108 U-образная балка, соединяющая продольные рычаги, служит одновременно стабилизатором.

На грузовых автомобилях стабилизатор чаще устанавливают на передней подвеске, имеющей меньшую жесткость, реже - на передней и задней (например, грузовые автомобили фирмы Даймлер-Бенц).

6. АМОРТИЗАТОРЫ

Наиболее полно требованиям, предъявляемым к подвеске автомобиля, удовлетворяют гидравлические рычажные и телескопические амортизаторы.

Требования, предъявляемые к амортизаторам:

увеличение затухания с ростом скорости колебаний, во избежание раскачивания кузова и колес;

малые затухания колебаний при движении автомобиля по неровностям малых размеров;

минимальная нагрузка от амортизатора на кузов;

стабильность действия при движении в различных условиях и при разной температуре воздуха.

Наибольшее распространение имеют амортизаторы двустороннего действия с несимметричной характеристикой разгрузочного клапана — коэффициент сопротивления при сжатии $K_{сж}$ меньше коэффициента отдачи $K_{от}$, чтобы при наезде колеса на неровность и быстром сжатии амортизатора не передавались большие усилия на раму.

Двухтрубный амортизатор. Разгрузочные клапаны открываются, когда скорость колебания кузова значительно увеличивается; таким образом, нагрузки на кузов ограничиваются.

Давление жидкости в телескопическом амортизаторе в 4...5 раз меньше, чем в рычажном.

Рабочий процесс двухтрубного телескопического амортизатора показан на рис. 15.

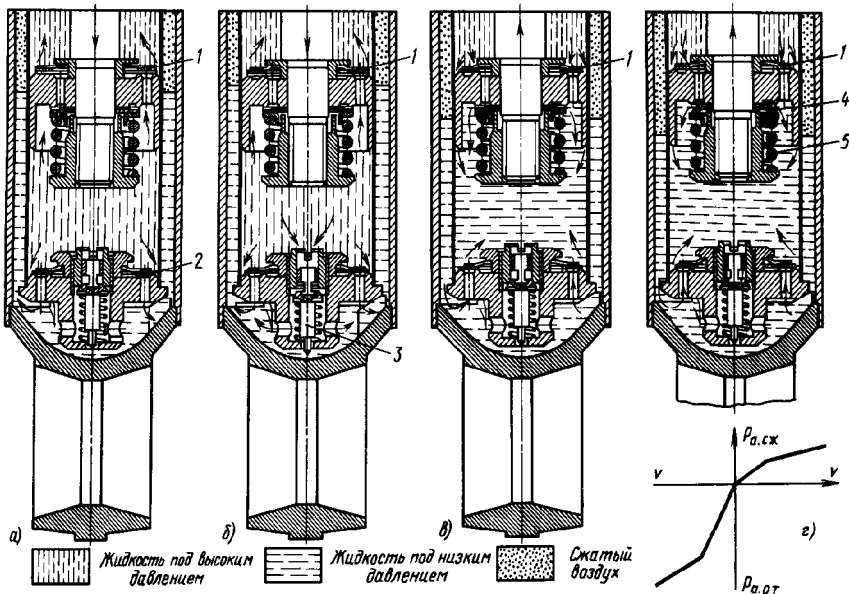


Рис. 15. Рабочий процесс и характеристика амортизатора:

а — плавное сжатие; б — резкое сжатие; в — плавная отдача; г — резкая отдача; 1 — перепускной клапан сжатия; 2 — калиброванное отверстие; 3 — разгрузочный клапан сжатия; 4 — диск; 5 — пружина.

При плавном сжатии перепускной клапан 1 под давлением $p_{сж}$ перепускает жидкость из нижнего в верхний объем, часть жидкости перетекает в компенсационную камеру и сжимает там воздух. Сила сопротивления при сжатии $P_{а.сж} \approx p_{сж} / F_{шт}$ (где $F_{шт}$ — площадь штока).

При резком сжатии давление возрастает и открывается разгрузочный клапан — 3, увеличение силы сопротивления замедляется.

При отдаче поршень перемещается вверх, клапан 1 закрывается, жидкость перетекает через калиброванное отверстие 4, растет давление жидкости над поршнем. Часть штока выводится из рабочего цилиндра, недостаток жидкости под поршнем пополняется из компенсационной камеры. Сила сопротивления при отдаче

$$P_{а.от} = p_{от}(F_n - F_{шт})$$

где $p_{от}$ — давление жидкости над поршнем;

F_n — площадь поршня.

При резкой отдаче давление жидкости преодолевает силу пружины 5 разгрузочного клапана отдачи, диски 4 освобождают проход жидкости.

Для оценки затухания колебаний используют относительный коэффициент затухания

$$\phi = K_{под} / \sqrt{c_{под} m'}$$

($K_{\text{под}}$ —коэффициент сопротивления подвески; $C_{\text{под}}$ — жесткость подвески; m' — подрессоренная масса, приходящаяся на колесо). Обычно коэффициент затухания $\psi=0,15\dots0,25$.

При данном значении коэффициента $K_{\text{под}}$ коэффициент сопротивления амортизатора K_a зависит от его типа и расположения (рис. 16).

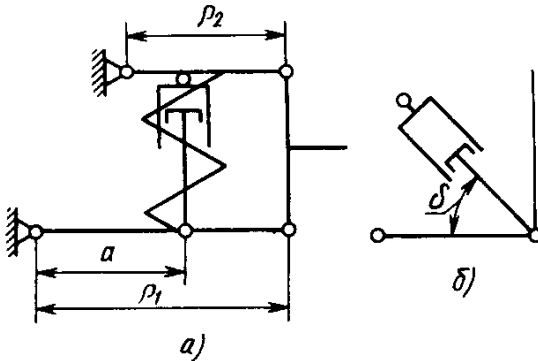


Рис. 16. Установка амортизатора:
а—вертикально; б—под углом.

При вертикальном расположении амортизатора сила сопротивления амортизатора $P_a = K_{\text{под}}(\rho^2/a^2) V_a$, а при расположении под углом

$$P_a = K_{\text{под}} V_a / \cos \delta$$

здесь V_a – скорость перемещения поршня амортизатора.

При ходе сжатия $P_a = K_{\text{сж}} V_a$; при ходе отдачи $P_a = K_{\text{от}} V_a$.

Средний расчетный коэффициент сопротивления амортизатора

$$K_{\text{ср}} = 0,5(K_{\text{сж}} + K_{\text{от}})$$

Скорость протекания жидкости $V_a = 20\dots30$ м/с, давление жидкости в телескопических амортизаторах 2,5-5,0 МПа, в рычажных 15...30 МПа.

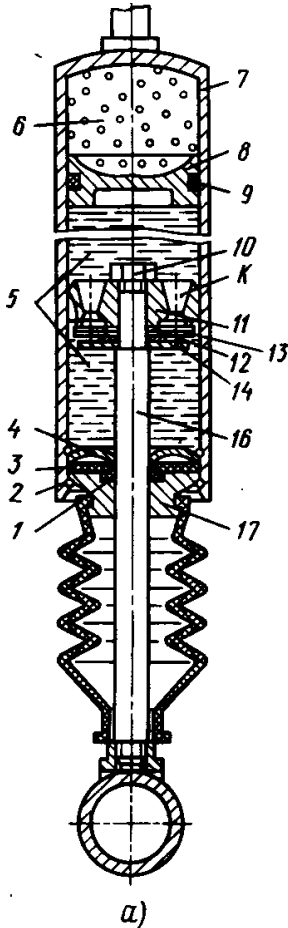
Схема установки амортизатора определяется компоновочными соображениями:

желательно располагать амортизатор возможно ближе к колесу, широко распространено расположение амортизатора внутри пружины подвески.

Высокочастотные колебания, сопротивление клапанов, взбалтывание жидкости и соприкосновение жидкости с воздухом в компенсационной камере приводят к образованию эмульсии, что нарушает работу амортизатора.

Однотрубный амортизатор (рис. 17). Здесь жидкость изолирована от воздуха резиновой мембраной или поршнем с уплотнителем

9, поэтому эмульсирование исключено. Его корпус 7 в нижней полости заполнен жидкостью 5, а в верхней газом—6.



Жидкость и газ разделены плавающим поршнем с кольцевым уплотнителем 9. Поршень 11 закреплен на штоке гайкой 10. В нем имеются каналы К переменного сечения, а на цилиндрической поверхности щели.

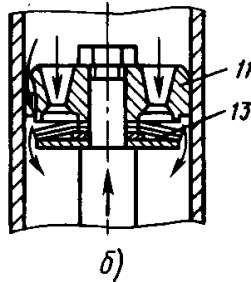
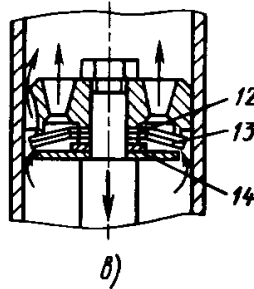


Рис17. Однотрубный амортизатор:

а — конструкция; б — схема работы при сжатии; в — схема работы при отдаче



удерживается запорным кольцом 2. Жидкость 5 под давлением омывает резиновую шайбу 3 и сальник 1 и прижимает их к корпусу 7 и штоку 16.

При ходе сжатия (рис. 17, б) под давлением над поршнем отжимаются диски 13 от поршня и жидкость перетекает в подпоршневую полость. При ходе отбоя под давлением под поршнем диски 13 отжимаются от шайбы 14 и жидкость через вырезы звездочки 12 перетекает в надпоршневую полость.

При малых скоростях перемещения поршня диски 13 занимают первоначальное положение и жидкость проходит в основном через

зазор между поршнем и цилиндром. Следовательно, один клапан работает попеременно на сжатие и отбой. У двухтрубного амортизатора имеется рабочий цилиндр и резервуар. У однотрубного — только рабочий цилиндр. Площадь сечения штока двухтрубного амортизатора пропорциональна расходу жидкости при ходе сжатия. У однотрубного чем меньше площадь сечения штока, тем больше расход жидкости. Диаметр штока однотрубного амортизатора меньше, чем у аналогичного двухтрубного. Положительными качествами однотрубного амортизатора являются простота конструкции, небольшое число деталей, малая масса. К недостаткам относятся: большая длина и затруднительное уплотнение.

ДОМАШНИЕ ЗАДАНИЕ ПО ТЕМЕ «ПОДВЕСКИ»

Приведите техническую характеристику, кинематическую схему с указанием основных элементов передней и задней подвески автомобиля, согласно варианту курсовой работы.

Укажите основные регулировки, причины проявления основных неисправностей подвески автомобиля и способы их устранения. Напишите ответы на контрольные вопросы.

Контрольные вопросы

1. Перечислите назначение, требования, применяемость и классификацию автомобильных подвесок.
2. Что определяет упругая характеристика подвески?
3. Каковы преимущества и недостатки независимых подвесок?
4. Каковы преимущества и недостатки зависимых подвесок?
5. В чем преимущества и недостатки листовых рессор?
6. Какие преимущества имеет рессора трапецевидного сечения?
7. Как работают корректирующие пружины?
8. пружин и торсионов?
9. Почему подвеска автомобиля должна иметь прогрессивную упругую характеристику?
10. Каковы особенности однотрубного и двухтрубного амортизаторов?
11. Почему в подвесках применяются стабилизаторы поперечной устойчивости?
12. В чем преимущества и недостатки упругих пневматических элементов?
13. Каким образом в рессорных подвесках передаются силы и моменты на остова машины?
14. Что характеризуют подрессоренные и неподдресоренные массы?

Литература.

1. Осенчугов В. В. ,Фрумкин А. К. Автомобиль.Анализ конструкций, элементы расчёта.- М. Машиностроение. 1989.-304 с.
2. Литвинов А. С. ,Фаробин Я. Е. Автомобиль. Теория эксплуатационных свойств. –М. Машиностроение, 1989. –240 с.
3. Великанов Д. П. ,и др. Автомобильные транспортные средства.- М. Транспорт, 1977.- 326 с.
4. Лукин П. П.,и др. Конструирование и расчёт автомобиля.- М. Машиностроение, .- 1984. – 376 с.

СОДЕРЖАНИЕ

. ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА «ПОДВЕСКИ».....	3
1.ТРЕБОВАНИЯ, КЛАССИФИКАЦИЯ, ПРИМЕНЯЕМОСТЬ АВТОМОБИЛЬНЫХ ПОДВЕСОК.....	3
2. УПРУГАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА.....	4
3. КИНЕМАТИЧЕСКИЕ СХЕМЫ.....	5
4. УПРУГИЕ ЭЛЕМЕНТЫ.....	9
5 НАПРАВЛЯЮЩИЕ УСТРОЙСТВА.....	13
6. АМОТИЗАТОРЫ.....	17
ДОМАШНИЕ ЗАДАНИЕ ПО ТЕМЕ«ПОДВЕСКИ».....	21
КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ.....	21
ЛИТЕРАТУРА.....	22
СОДЕРЖАНИЕ.....	22

Русанов Михаил Алексеевич

**МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ
К ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЕ «ПОДВЕСКИ»**

Редактор Лебедева Г.В.

Подписано в печать

Формат 60×84/16.

Объем 1,5 п.л. Тираж ____ экз. Заказ № ____.

УОП ЧГАУ. 454080, Челябинск, пр. Ленина, 75.