2. ЭЛЕМЕНТЫ ПОДВЕСКИ

2.1. УПРУГИЕ ЭЛЕМЕНТЫ, И СТАБИЛИЗАТОРЫ

2.1.1. Детали системы подрессоривания

Подрессоривание оси, ограничение ходов подвески и уменьшение крена кузова на, легковых автомобилях осуществляют обычно два упругих элемента, четыре буфера, два амортизатора и один стабилизатор. Отдельные детали системы подрессоривания и их расчет подробно рассмотрены в [30, 31], поэтому в

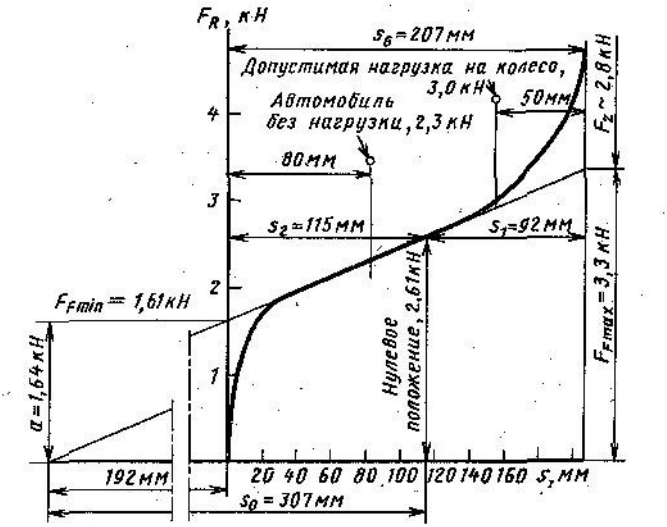


Рис. 2.1. Типичная характеристика упругости передней подвески: зависимость нагрузки на колесо от хода колеса. Данная мягкая подвеска требует применения буферов: при отсутствии буфера отбоя ход отбоя переднего колеса составил бы от нулевого положения (нагрузка в три человека по 68 кг) s_0 = 307 мм. При отсутствии дополнительного упругого элемента при усилии F_{Fmax} = 3,3 кН происходил бы жесткий упор в подвеске. На графике указаны силы, воспринимаемые ограничителями ходов; хорошо видна прогрессивность характеристики, полученная за счет дополнительного упругого элемента. Если буфера входят в состав амортизатора с пружиной, то податливость деталей крепления влияет на характеристику упругости (см. рис. 1.8):
a — упругая сила, воспринимаемая буфером отбоя; F_{Fmax} и F_{Fmin}—максимальное и минимальное усилия упругого элемента; F_z — сила, воспринимаемая дополнительным упругим элементом

данной главе приводятся лишь места установки для деталей и их форма.

Современные мягкие подвески требуют наличия буферов отбоя, ограничивающих ход отбоя, и дополнительных упругих элементов, которые обеспечивают прогрессивное повышение жесткости и ограничивают ход сжатия (рис. 2.1). Если упругий, элемент сам имеет определенную прогрессивность характеристики, то для ограничения хода достаточно простых буферов сжатия. Эти детали показаны на рис. 1.7, 2.159, 3.2 и 8.15.

В зависимости от рабочей среды и материала упругие элементы подразделяются на стальные, пневматические (газовые), пласт массовые, резиновые и пенополиуретановые. Упругие элементы; из резины и пенополиуретана применяются преимущественно на одноосных прицепах к легковым автомобилям, при этом пенополиуретан нагружается на сжатие, а резина — на сдвиг. Из легковых автомобилей только «Остин-мини» имеет еще резиновые упругие элементы.

Из стали изготовляются рессоры, пружины, торсионы и стабилизаторы.

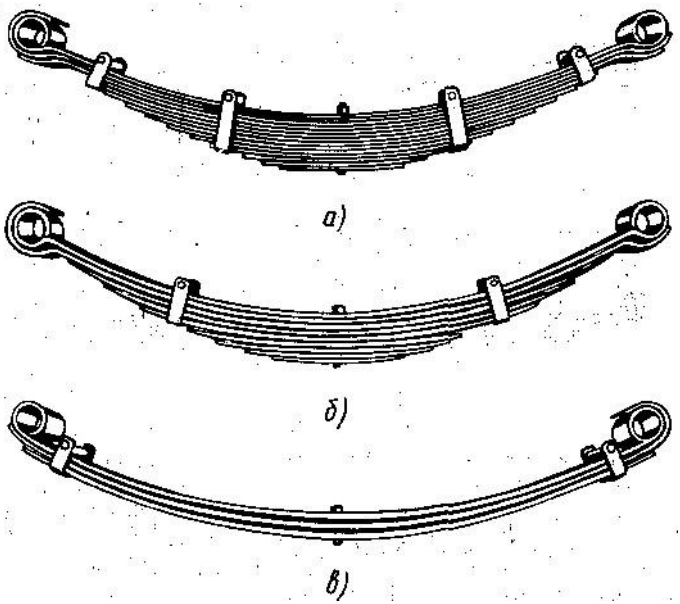


Рис. 2.2. Сравнение трех различных по конструкции задних рессор фирмы «Крупп-брюнингхаус» для грузовых автомобилей с одинаковыми данными: длина L = 1650 мм, жесткость c_h= 200 Н/мм, контрольная нагрузка 33 кН:
а — обычная трапецеидальная рессора с обрезными концами листов, 14 листов, высота пакета 140 мм, масса 122 кг; *б* — усовершенствованная трапецеидальная рессора с раскатанными концами листов и пластмассовыми прокладками, 9 листов, высота пакета 127 мм, масса 94 кг; *в* — параболическая рессора с раскатанными концами листов (длина раскатки около 1200 мм) н пластмассовыми прокладками, 3 листа, высота пакета 64 мм, масса 61 кг

2.1.2. Продольные рессоры

За редким исключением продольные рессоры устанавливаются только в зависимой подвеске преимущественно грузовых автомобилей и прицепов к ним. На рис. 2.2 показаны многолистовые рессоры разной массы, имевшие ранее исключительно широкое распространение, и современные параболические рессоры. На рис. 2.3 и 2.4 приведены различные формы исполнения рессор. Для снижения стоимости и массы на легких грузовых автомобилях (а также на легковых автомобилях) все чаще возвращаются к однолистовым рессорам. Поскольку ведущую проушину коренного листа в этом случае подстраховать невозможно (см. рис. 2.4) такие рессоры применяются, как правило, в задней подвеске (рис. 2.5, 3.9 и 3.36). Фирма «Форд» применяет на одной из своих опытных моделей рессоры из пластмассы, армированной стекловолокном (рис. 2.6). Преимуществу этого материала — легкости —

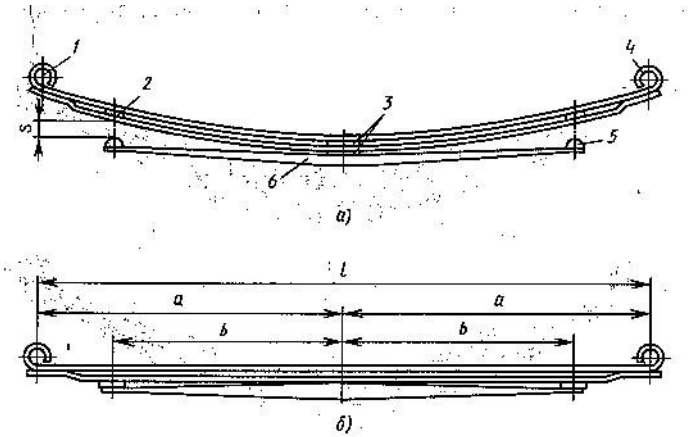


Рис. 2.3. Параболическая рессора прогрессивного действия, применяемая фирмой «Фольксваген» на мод. *LT50* — среднем грузовом автомобиле с допустимой полной массой 5 т. Коренной лист и поддерживающий его до проушин второй лист имеют по всей длине постоянную толщину. Для предотвращения фрикционной коррозии и скрипа листы рессоры разделены в середине дистанционными пластинами, а по концам — резиновыми прокладками. Немного укороченный «опорный» лист (b=0,8a) сильно раскатан и имеет на концах резиновые буфера, которые при нагружении приходят в контакт с основной рессорой. Этот длинный опорный лист с буферами обеспечивает распределение напряжений во всем пакете и повышение жесткости при полной нагрузке вчетверо относительно жесткости на снаряженном автомобиле. Благодаря этому частота колебаний остается почти постоянной, в результате повышается безопасность движения, в частности на поворотах (подвеска показана на рис. 3.2):
а — рессора не нагружена; *б* — рессора нагружена, опорные буфера сжаты; *1*— проушина; *2*—резиновая прокладка (фиксируется с геометрическим замыканием); *3*—дистанционные пластины; *4*—коренной лист; *5*—опорный буфер; *6*—опорный лист

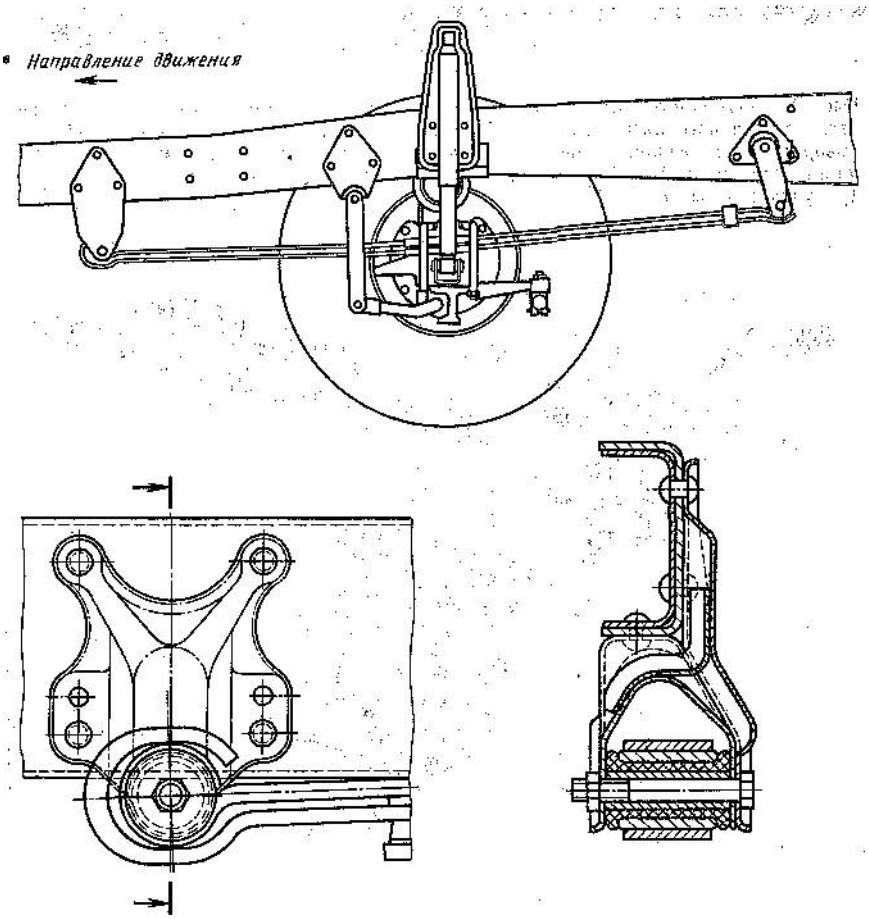


Рис. 2.4. Передняя подвеска легких грузовых автомобилей фирмы «Даймлер-Бенц» с двухлистовыми параболическими рессорами. Чтобы обеспечить управляемость автомобилем в случае поломки коренного листа, второй лист завернут вокруг направляющей передней проушины. На виде сбоку на кронштейне рессоры виден зазор в проушине, который необходим для компенсации изменения длины между обоими листами при прогибе. Как видно в разрезе, кронштейн рессоры, составленный из нескольких листовых деталей, соединенных точечной сваркой, приклепан к внешней и нижней стороне лонжерона с двойными стенками. Резиновая втулка с двумя торцевыми буртиками осуществляет опору проушины рессоры. Кроме этого показан вертикально установленный амортизатор и закрепленный на балке стабилизатор

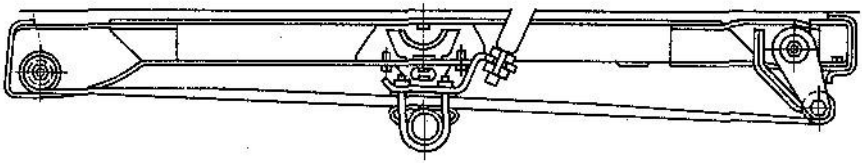


Рис. 2.5. Однолистовая параболическая рессора в задней зависимой подвеске легкого грузового автомобиля. Передняя проушина закреплена с возможностью поворота на лонжероне рамы, а задняя — на серьге, компенсирующей изменение длины при прогибе. Над рессорой видно штыревое крепление амортизатора (рисунок фирмы «Рено»)

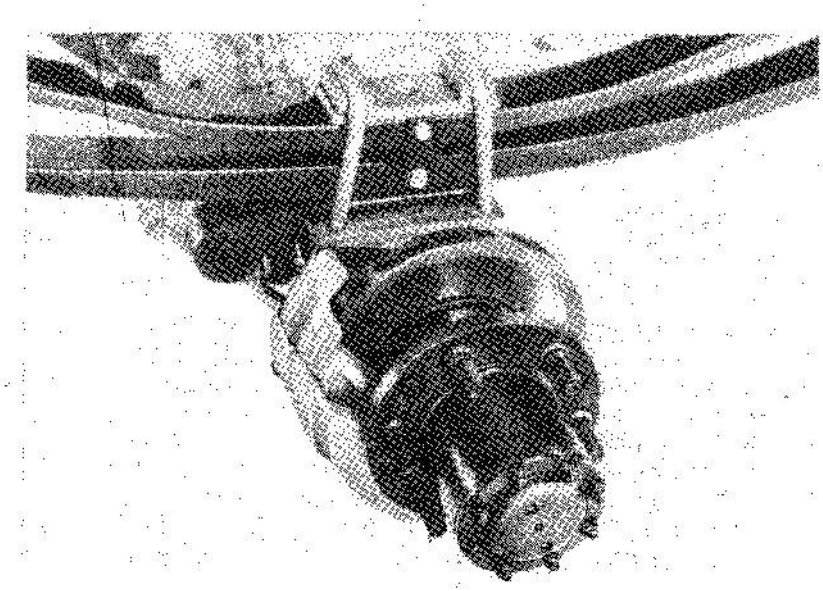


Рис. 2.6. Однолистовая рессора из пластмассы, армированной стекловолокном, устанавливаемая фирмой «Форд» в заднюю зависимую подвеску автомобиля «Концепт-карго» — экспериментального среднего грузового автомобиля. На основной рессоре, выполненной в форме параболы, через проставку установлена еще дополнительная рессора, которая после определенного хода подвески приходит в контакт со специальными кронштейнами и скользит по ним, не вызывая при этом никакого шума, что объясняется материалом трущейся пары (сталь/пластмасса). Хорошо виден вентилируемый тормозной диск и выдвинутая наружу ступица, что необходимо для крепления сдвоенного колеса

противостоят определенные недостатки: меньший модуль упругости (который входит в расчет прогиба) и значительно более высокая стоимость.

2.1.3. Поперечные рессоры

Поперечные рессоры осуществляют подрессоривание кузова относительно моста, а иногда выполняют еще и функции направляющего элемента передней подвески. В этом случае второй лист рессоры для подстраховки должен быть завернут вокруг проушин коренного листа (рис. 2.7, 2.159 и 5.35), чтобы в случае его поломки сохранить управляемость автомобиля.

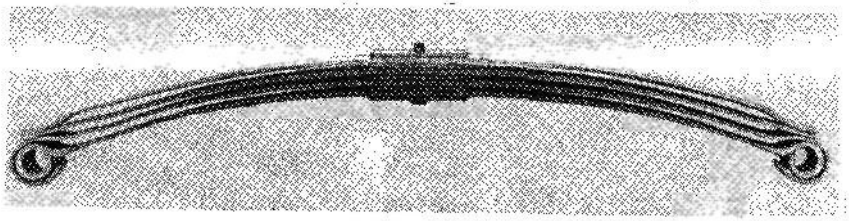


Рис. 2.7. Разработанная фирмой «Хеш» поперечная широкощелевая рессора, отдельные листы которой раскатаны в форме параболы. Для надежности второй лист завернут вокруг проушины коренного листа. Фирма «Фольксваген» применяет эту рессору в передней и задней подвесках автомобиля «Ильтис»

Поперечные рессоры с одним-тремя листами параболической формы довольно компактны. По соображениям снижения массы и стоимости такие рессоры могут найти применение, особенно в тех случаях, когда они будут выполнять функции и стабилизатора, заменяя сам стабилизатор, его опоры, соединительные стойки и две пружины подвески. Поперечные рессоры показаны на рис. 5.31, 5.36, 6.61 и 6.62, а их стабилизирующее действие описано в подписях к рис. 5.32 и 5.34. На рис. 5.57 представлена однолистовая рессора из пластмассы, армированной стекловолокном.

2.1.4. Пружины

Винтовые пружины с постоянными толщиной проволоки *d* (рис. 2.8) и шагом навивки, а также обусловленной этим линейной характеристикой по всему ходу подвески, как и прежде, применяются в передней и задней подвесках. Требуемая характеристика обеспечивается в таких случаях дополнительным упругим элементом (см. рис. 2.1) Нужная прогрессивность задней подвески может быть создана цилиндрическими и фасонными пружинами с переменной толщиной проволоки (рис. 2.9—2.13). Фасонные пружины, называемые также пружинами «миниблок», занимают по высоте меньше места и позволяют получить ровное пространство багажника, мало зауженное с боков (см. рис. 4.22 и 8.15).

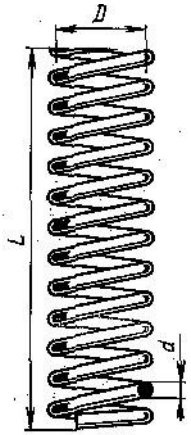


Рис. 2.8. Пружины такой формы, компактные по диаметру, применяются фирмой «Даймлер-Бенц» в передней и задней подвесках автомобилей мод. *190—190E.* Толщина прутка составляет 13 и 14 мм, длина в свободном состоянии спереди *L* — менее 400 мм, сзади — около 310 мм. *D* — средний диаметр навивки. Верхний конец пружины сошлифован до плоскости, нижний— поджат до касания

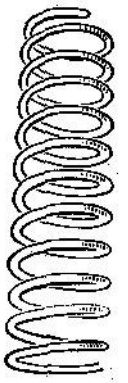


Рис. 2.9. Задняя пружина с прогрессивной характеристикой автомобиля «Фольксваген-гольф *II*», изготовляемая фирмой «Крупп-брюнингхаус». Начальная жесткость составляет 9,8 Н/мм, конечная 31,4 Н/мм. Сильная прогрессивность достигнута применением прутка с двухсторонней конусностью, который имеет по концам диаметр 7,6 мм, а в середине 10,2 мм и примерно 3,5 прогрессивно действующих витка. Пружина имеет наружный диаметр 90 мм и охватывает показанный на рис. 1.8 амортизатор. Материал — улучшенная пружинная сталь 50 *CrV4,* σ_B= 1600÷1750 МПа

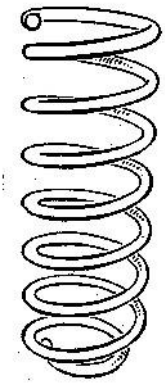


Рис. 2.10. Задняя пружина автомобиля «Ауди 100», изготавливаемая фирмой «Крупп-брюнингхаус». Эта пружина имеет утолщенные концы с диаметром 14,5 мм, в то время как средняя часть, осуществляющая основную упругую работу, имеет диаметр 12,9 мм. Эта мера позволяет снизить напряжения в концевых витках и избежать касания витков в рабочем диапазоне пружины, что могло бы привести к преждевременному разрушению поверхностного защитного слоя. Материал — сталь *50Cr4V4* улучшенная, σ_B= 1600÷1750 МПа

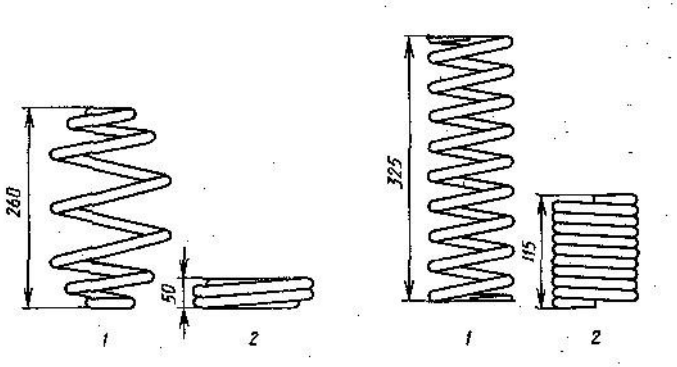


Рис. 2.11. Слева — пружина «миниблок», справа — цилиндрическая, обе имеют одинаковую жесткость и переменный диаметр прутка, обеспечивающий прогрессивность характеристики. Бочкообразная форма позволяет уменьшить массу и повысить компактность. Особенно заметна малая высота при полном сжатии в сравнении с цилиндрической пружиной (рисунок фирмы «Хеш»):
1—в свободном состоянии; *2*—при полном сжатии

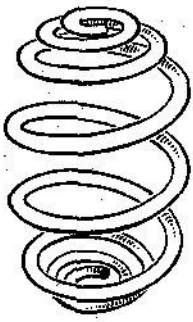


Рис. 2.12. Бочкообразная пружина с прогрессивной характеристикой, устанавливаемая фирмой БМВ в заднюю подвеску автомобилей 3-й серии и изготавливаемая фирмой «Крупп-брюнингхаус». Максимальный наружный диаметр составляет 150 мм, а по концам внутренний диаметр навивки уменьшен до 40 мм. Начальная жесткость пружины 38,9 Н/мм, конечная—61,6 Н/мм. Прогрессивность достигнута как за счет формы пружины, так и за счет применения прутка переменной толщины, диаметр которого меняется от 10 до 14,5 мм. Материал, — сталь *50CrV4V* улучшенная, σ_B=1600÷1750 МПа

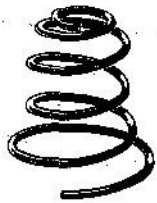


Рис. 2.13. Пружина «миниблок» с прогрессивной характеристикой, изготавливаемая фирмой «Хеш» (с переменной толщиной прутка и переменным шагом). За счет воронкообразной формы достигается очень малая высота при полном сжатии. Масса пружины 2 кг, материал — сталь *55Cr3V* улучшенная, σ_B = 1600÷1800 МПа

2.1.5. Торсионы

Цилиндрические торсионы, изготовленные из круглой стали, применяются для подрессоривания кузова или в качестве стабилизатора (см. рис. 7.18 и 7.21). Для передачи упругого момента на концах торсиона имеются полученные горячей высадкой головки со шлицами или четырехгранником. При использовании торсиона в качестве стабилизатора (см. рис. 7.12) к нему встык привариваются U-образные пластины, которые очень просто крепятся к рычагам. Недостатком упругих элементов этого типа является большая длина: монтажное пространство не должно выходить за пределы основания кузова. Шлицы на концах торсиона должны быть соосными с точностью до нескольких угловых минут. В противном случае следует предусмотреть возможность регулировки для компенсации отклонений. На рис. 5.26, 5.27, 6.50 и 7.16 показаны установленные торсионы, а на рис. 6.49 и 7.14 — два способа их регулировки. Указанным недостаткам противостоят преимущества оптимального использования материала (т. е. малой массы) и чрезвычайной компактности по диаметру. Кроме того, при наличии регулировки можно изменять конструктивную высоту кузова, а два рядом расположенных торсиона использовать в качестве стабилизатора (см. рис. 7.20).

Для обеспечения прочности цилиндрического торсиона он должен иметь определенную длину. Если при поперечном расположении это невозможно, приходится обращаться к многолистовым, составным плоским торсионам (рис. 2.14 и 2.138). Этот тип упругого элемента требует наличия с обеих сторон четырехгранных установочных элементов и более жестких допусков. Кроме того, он имеет большую массу и стоимость. Преимущество составного плоского торсиона заключается в том, что он дополнительно может воспринимать изгибающий момент в плоскости большего размера сечения торсиона. При таком нагружении могут устанавливаться только плоские торсионы.

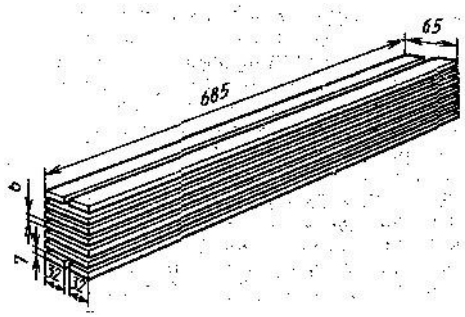


Рис. 2.14. Наборный торсион, устанавливаемый фирмой «Пежо» на легкий грузовой автомобиль *J7* с усиленной задней подвеской на продольных рычагах. Упругий элемент состоит из четырех листов 65×7 мм, одного листа 65×6 мм и четырех листов 32×7 мм; жесткость, приведенная к колесу, $c_{\text{п}}$=82 Н/мм

2.1.6. Пневматическая подвеска

В настоящее время пневматические подвески устанавливаются на всех автобусах и все большем числе грузовых автомобилей и прицепов к ним. Причиной этого является более мягкое подрессоривание и связанные с ним преимущества повышенной комфортабельности, сохранности грузов и значительно меньших динамических колебаний колесных нагрузок, что снижает нагруженность дорожного полотна. К ним добавляется возможность регулирования уровня кузова, которая обеспечивает на автобусах постоянство высоты подножки, а на грузовых автомобилях позволяет дополнительно регулировать высоту грузовой платформы. Это важно, когда для погрузки и разгрузки необходимо уравнять высоту платформы и эстакады или когда снимаются и устанавливаются сменные кузова. На рис. 2.15 и 2.16 показаны применяемые на грузовых автомобилях и прицепах гофрированный и диафрагменный баллоны, а на рис. 3.31, 3.37 и 3.40— те же баллоны в смонтированном положении.

Крупносерийные легковые автомобили с полностью несущей пневматической подвеской в 1985 г. в Европе не выпускались. На рис. 6.45 показан диафрагменный чулковый баллон передней подвески опытной модели автомобиля, а на рис. 6.46— частично несущая конструкция пневматической подвески. Для легковых автомобилей до сих пор более целесообразной представлялась гидропневматическая подвеска, где газ совершает упругую работу, а жидкость служит для передачи сил. Описание такой подвески можно найти в разд. 5.2.5 и 6.7.3.

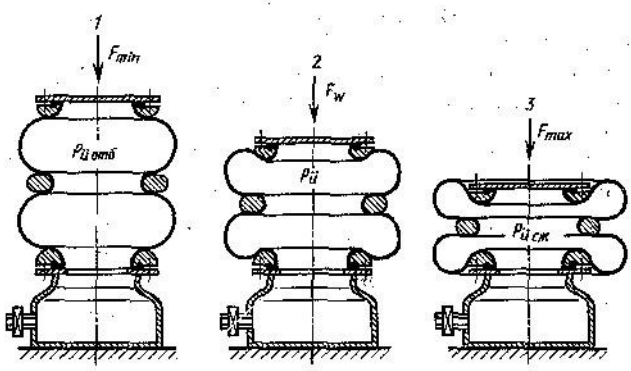


Рис. 2.15. Упругий элемент пневматической подвески — гофрированный баллон — в различных рабочих положениях. Объем воздуха в баллоне и цилиндрической подставке осуществляет упругую работу. Возможный ход такого элемента — до 400 мм, грузоподъемность — от 5 до 120 кН:
1—отбой; *2*—положение при статической нагрузке; *3*—сжатие

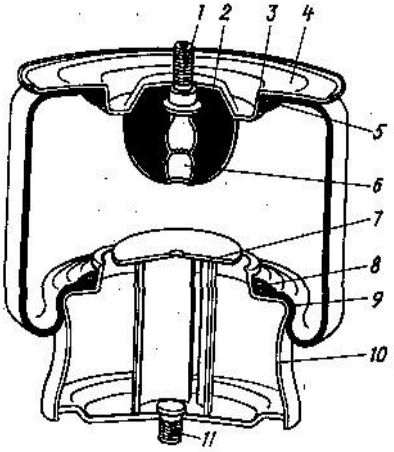


Рис. 2.16. Упругий элемент пневматической подвески — диафрагменный баллон — фирмы «Континенталь» с грузоподъемностью от 5 до 35 кН и возможным ходом до 300 мм. Конструкция баллона аналогична конструкции шины. Силовым элементом служит каркас *9,* который сверху и снизу завернут вокруг бортовых колец *5* и *8.* Наружный резиновый слой каркаса прилегает вверху к пластине *4,* а внизу обкатывается по вогнутому цилиндру *10.* Приваренное донышко имеет болт для крепления *11* и пластину *7,* на которую может опираться ограничительный буфер *2* при снижении давления. Воздух поступает во внутреннюю полость через верхний крепежный болт *1* и канал *6.* Упругую работу совершает объем воздуха, заключенный в баллоне и в цилиндре *10.* Для надежного сохранения давления баллон имеет (как всякая бескамерная шина) внутренний герметизирующий слой, простирающийся до бортов. Бортовые кольца *5* и 8 обеспечивают надежную посадку бортов на скосы *3,* имеющие почти такую же форму, как полки обода с глубоким ручьем

2.1.7. Стабилизаторы

В зависимости от типа подвески на легковых автомобилях в качестве стабилизаторов могут применяться прямые (см. рис. 7.18 и 7.21) или П-образные стержни. На рис. 2.17 и 6.47 показан передний стабилизатор автомобиля «Мерседес-*190/190E»,* прикрепляемый с помощью резиновых опор к концам нижних поперечных рычагов. Опоры стабилизатора на основании кузова выполнены с продольной податливостью. Задний стабилизатор этого автомобиля (рис. 2.18 и 5.49) имеет поворотные опоры на кузове и через стойки соединен с нижними поперечными рычагами независимой подвески. П-образный стабилизатор может выполнять также функции направляющего элемента. Это позволяет обойтись без двух продольных растяжек и стоек (вместе с их опорами, см. рис. 5.10, 6.7 и 6.48).

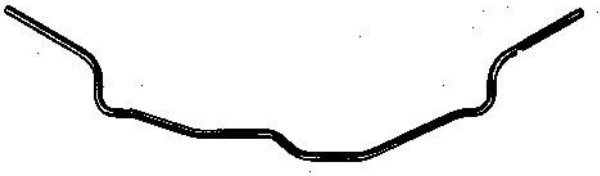


Рис. 2.17. Передний стабилизатор автомобиля «Мерседес *190/190E»* диаметром 22 мм, изготавливаемый фирмой «Крупп-брюнингхаус» из пружинной стали *60SiCr7,* улучшенной, $\sigma_в$=1350÷1650 МПа

Рис. 2.18. Задний стабилизатор автомобиля «Мерседес *190/190E*», изготавливаемый фирмой «Крупп-брюнингхаус» из тянутого прутка пружинной стали диаметром 17 мм по ДИН 17223, σ_B=1000÷1150 МПа. Для получения такой сложной формы стабилизатора пруток гнется в холодном состоянии

Рис. 2.19. Задний стабилизатор автомобиля «Сааб *900* турбо» массой 3,4 Кг с очень высокой жесткостью на кручение. Соединительная трубка 27×3 выполняется из нестандартизованной стали. *17Mn4,* которая перед сваркой улучшена до значения σ_B=1050÷1200 МПа. Для плеч стабилизатора изготовитель — фирма «Крупп-брюнингхаус» — применяет конструкционную сталь *St*52-3. Трубка нагружается на кручение и на изгиб, схема нагружения соответствует показанной справа на рис. 4.12.

В зависимой подвеске стабилизатор целесообразно располагать между нижними или верхними продольными рычагами. Плечи стабилизатора, показанного на рис. 2.19, удерживаются передними болтами крепления рычагов к кузову, а проушины — задними болтами, которые крепят эти рычаги к балке подвески, показанной на рис. 3.18. Чтобы не уменьшать дорожный просвет, средняя трубчатая часть стабилизатора изогнута вверх. На рисунках, изображающих подвески в сборе, представлены самые различные конструкции стабилизаторов.

2.2. ШТАНГИ И РЫЧАГИ

2.2.1. Штанги

Штанги и рычаги осуществляют связь между опорой подшипника колеса и кузовом, рамой или поперечиной подвески. Если нужно передать силы, действующие только в одном направлении, то достаточно простой штанги с шарнирными опорами на концах. Они нагружаются только на растяжение и сжатие или

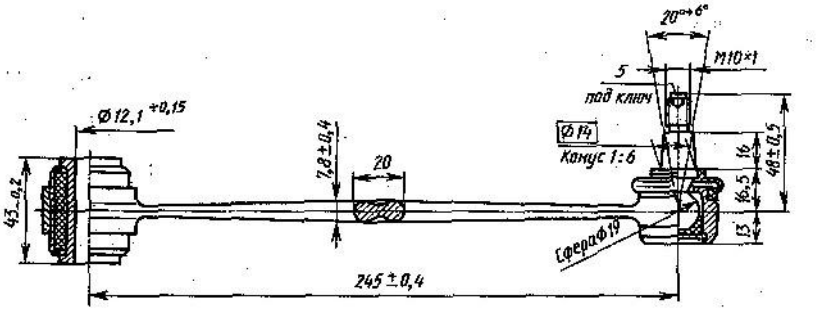


Рис. 2.20. Пространственно-рычажная задняя подвеска автомобиля «Мерседес *190E»* имеет четыре поперечных рычага и одну штангу, которая необходима для обеспечения предопределенного изменения схода. Здесь показана штанга, изготовляемая фирмой «ТРВ-Эренрайх» из улучшаемой стали *C45V.* Со стороны колеса поковка выполнена в виде корпуса шарнира, на внутреннем конце имеется резиновая опора

продольный изгиб. Примером может служить поперечная штанга (рис. 2.20), тяга Панара, передающая боковые силы в зависимой подвеске (см. рис. 3.14 и 3.16), или воспринимающая тормозные силы растяжка нижнего рычага в подвеске на двойных поперечных рычагах и с направляющими стойками (рис. 2.21, 5.18 и 6.40). Для сопротивления изгибу эти детали должны иметь определенный момент инерции сечения. Вместо круглой стали можно использовать свернутую в трубу или профилированную полосу (рис. 2.22). Труба в этом случае обошлась бы вдвое дороже. Ее следует применять только тогда, когда необходима нагружаемая продольным изгибом штанга большой длины или внутренняя резьба для регулировки длины штанги (рис. 2.23, табл. 2.1). Если

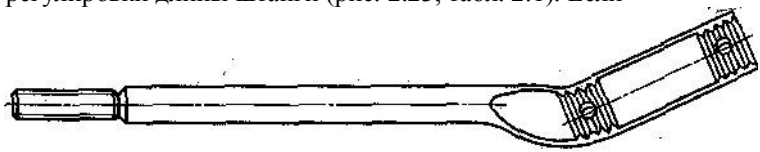


Рис. 2.21. Растяжка, служащая для восприятия продольных тормозных сил на нижних поперечных рычагах передней подвески автомобиля «Фольксваген *LT*». Растяжка изготавливается фирмой «ТРВ-Эренрэйх» из стали *34Cr4V,* предел прочности при растяжении σ_B = 800÷900 МПа

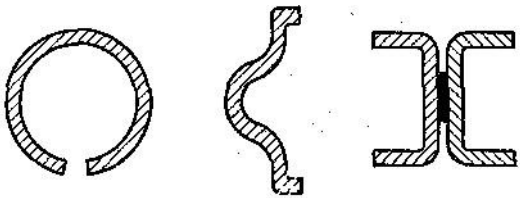


Рис. 2.22. Варианты экономичных профилей, обеспечивающие большое сопротивление продольному изгибу

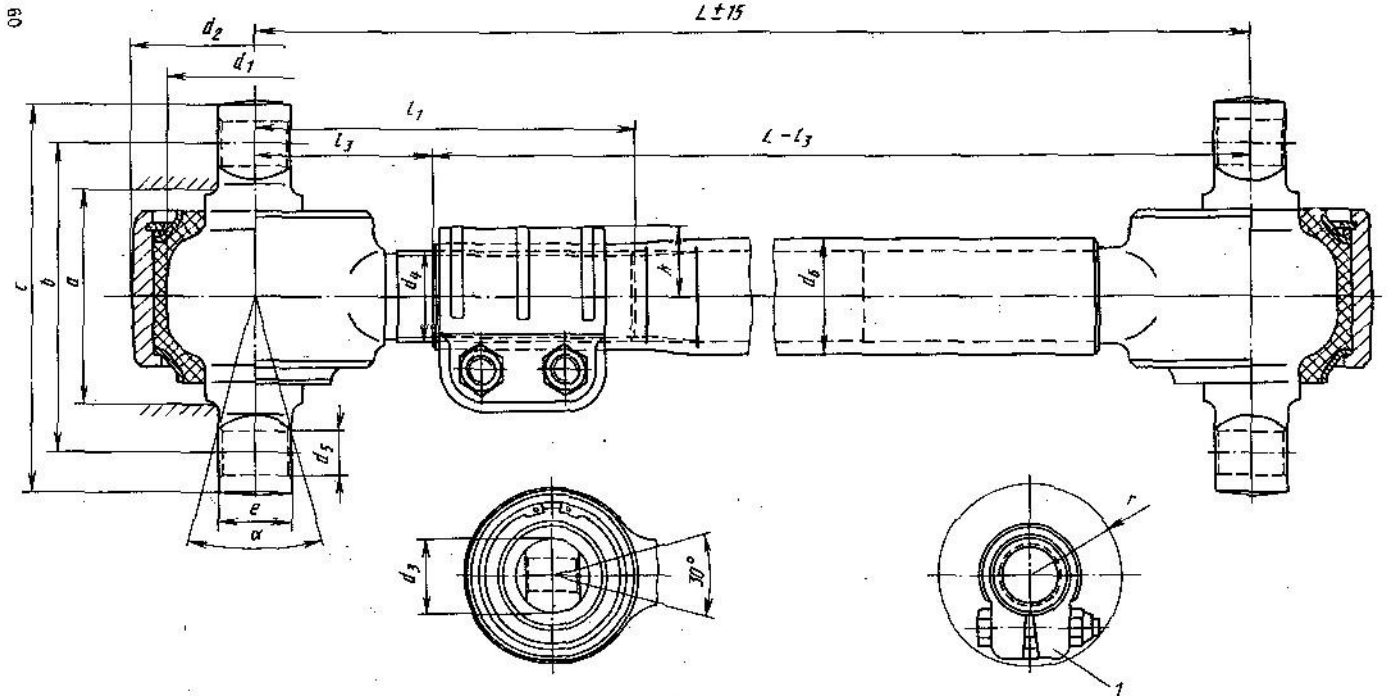


Рис. 2.23. Широко применяемая в настоящее время в качестве нижнего рычага тяга с шарнирами, не требующими обслуживания. Тяга является направляющим элементом пневматической, рессорной или пружинной зависимой подвески грузовых автомобилей. Вставки диаметром от 45 до 110 мм имеют привулканизованные резиновые элементы, смягчающие толчки и допускающие угол перекоса ±6,5° и угол скручивания ±7,5°. В зависимости от условий монтажа шарниры могут быть повернуты один относительно другого. Изготовитель — фирма «Лемфёрдер метальварен»:

1 — поворотный зажимной хомут

2.1. Размеры шарнирной тяги, показанной на рис. 2.23, мм

Номинальный размер	d_1	α	a	b	c	e	d_2	d_3	d_4	d_5 ±0,2	d_6			k			r			l_1	l_3
											Типоразмер			Типоразмер							
											A	*B*	C	*A*	*B*	*C*	*A*	*B*	*C*		
40	45	26	58	88	112	20	69	35	*M*30×1,5	15	36×3,7	40×5,7	42×6,7	23	27	28	45	52	53	120	50
50	55	26	75	100	125	24	85	42	*M*38×1,5	17	48×5	50×6	52×7	30	31	33	54	56	58	150	70
62	62	26	80	115	145	24	98	42	*M*38×1,5	17	48×5	50×6	52×7	30	31	33	54	56	58	150	70
65	70	26	114	152	190	24	110	42	*M*38×1,5	21	48×5	50×6	52×7	30	31	33	54	56	58	160	75
80	78,5	26	114	152	190	24	120	42	*M*48×1,5	21		60×6	62×7		34	34		61	61	200	100
90	90	26	114	152	190	24	135	42	*M*48×1,5	21		60×6	62×7		34	34		61	61	200	100
100	110	26	140	190	235	42	175	70	*M*48×1,5	25		60×6	62×7		34	34		61	61	230	120

штанга по условиям компоновки должна иметь изгибы, то целесообразно изготавливать ее методом объемной штамповки, при этом обеспечивается простота профилирования для повышения жесткости штанги на изгиб (рис. 2.24). Один конец такой штанги может быть выполнен в виде корпуса шарнира, в который непосредственно вставляются вкладыши и шаровой палец. Это технически и экономически выгодное решение может быть осуществлено независимо от применяемого материала (рис. 2.25, 2.20, 2.24 и 2.64). При зависимой подвеске ведущих колес направляющие функции в поперечном и продольном направлениях могут осуществляться (как видно на рис. 3.33) двумя косыми штангами, объединенными в одно целое. Они опираются на балку с помощью шарового шарнира, не требующего обслуживания, На рис. 2.26 показана такая конструкция, выпускаемая фирмой «Лемфёрдер метальварен», а на рис. 2.27— аналогичная конструкция с регулировкой. Последняя позволяет не только изменять длину штанг,

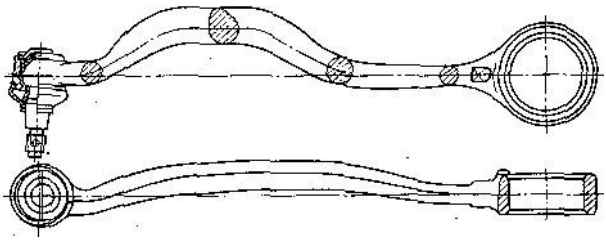


Рис. 2.24. Распорка, применяемая в передней подвеске со сдвоенными шарнирами автомобилей БМВ 5-й серии. Для получения достаточного сопротивления продольному изгибу этот изогнутый стержень имеет вполне определенный профиль. С внутреннего конца запрессована резиновая опора по рис. 2.80, наружный конец выполнен в виде корпуса шарнира. Стержень изготавливается из стали улучшенной *C45V*, σ_B=660÷900 МПа; шаровой палец из стали *41Cr4V,* σ_B= =880÷1050 МПа и $\delta_5 \geq 12\%$. Изготовитель — фирма «Лемфёрдер метальварен».

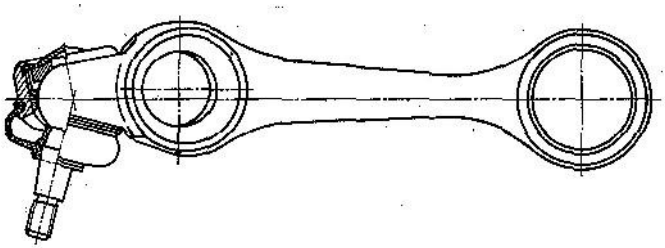


Рис. 2.25. Верхний поперечный рычаг передней подвески автомобилей «Даймлер-Бенц» *280S/500SEC*». С наружного конца рычаг выполнен в виде корпуса, чтобы в него можно было непосредственно установить два пластмассовых вкладыша и шаровой палец. В отверстие рычага вставляется плечо стабилизатора. Применяемый алюминиевый деформируемый сплав *AlMgSiF31* имеет показатели прочности $\sigma_B \geq 310$ МПа, $\sigma_{0,2} \geq 260$ МПа и $\delta_5 \geq 6\%$

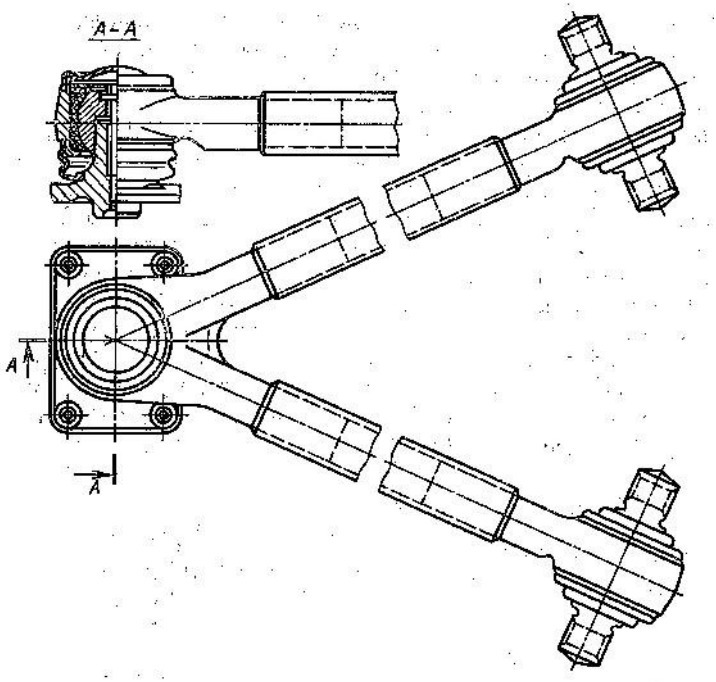


Рис. 2.26. Треугольный рычаг из двух штанг, изготовляемый фирмой «Лемфёрдер метальварен» и часто применяемый в качестве верхнего направляющего элемента в задней подвеске (пневматической или пружинной) ведущих колес тяжелых грузовых автомобилей. Крепление шарового шарнира к балке моста осуществляется посредством опорной пяты и болтов. См. также рис. 3.31 и 3.33

но и корректировать угол между ними, что обеспечивает точность установки оси и компенсацию монтажных погрешностей. Как показано на разрезе *А—А,* верхняя штанга имеет поворотный клеммовый зажим *2,* охватывающий корпус *3* шарового шарнира, который связан со второй штангой. Ослабив болт *1*, можно изменять угол между штангами.

2.2.2. Поперечные рычаги

Если в независимой подвеске нужно передать от колеса силы, действующие в двух направлениях, например поперечном и продольном, то на кузове необходима широкая опорная база (рис. 2.28), которую можно получить с помощью двух неподвижно соединенных штанг, треугольного рычага (рис. 2.29) или поперечного рычага с восприятием момента (рис. 2.30). Эти детали должны быть легкими, устойчивыми к продольному изгибу боковыми силами и в то же время обладать прочностью на изгиб под

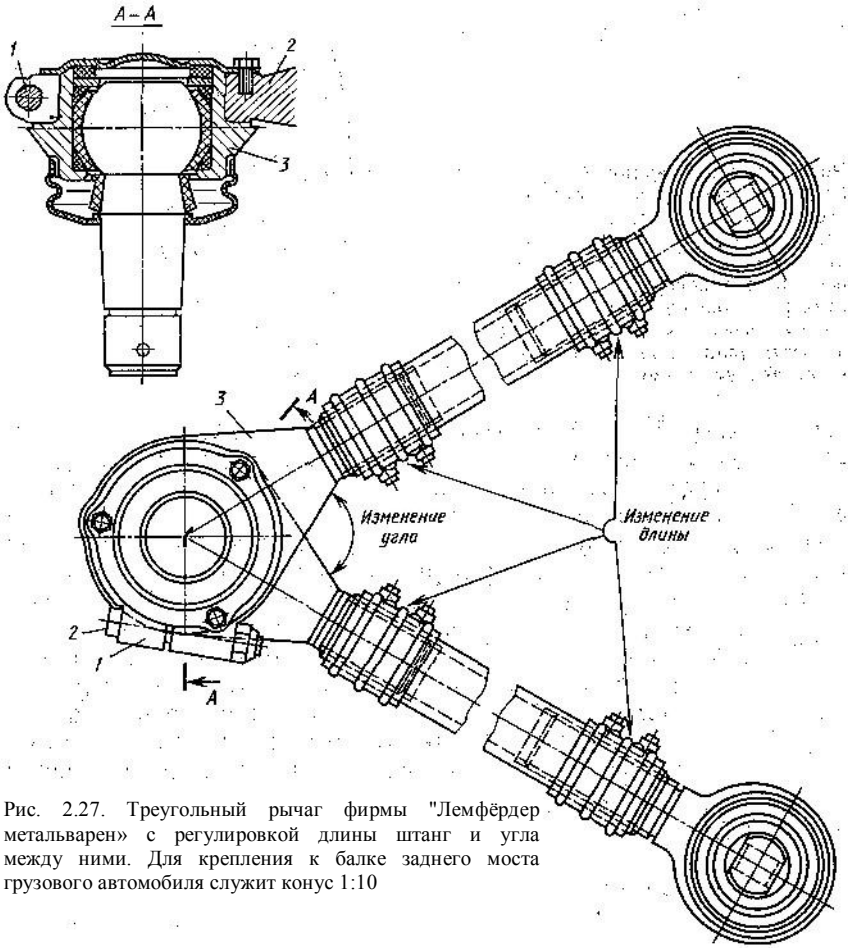


Рис. 2.27. Треугольный рычаг фирмы "Лемфёрдер метальварен» с регулировкой длины штанг и угла между ними. Для крепления к балке заднего моста грузового автомобиля служит конус 1:10

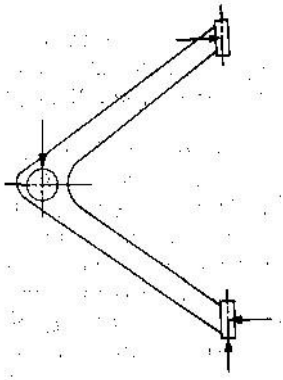


Рис. 2.28. Продольная сила, действующая на две штанги, жестко соединенные в треугольный рычаг

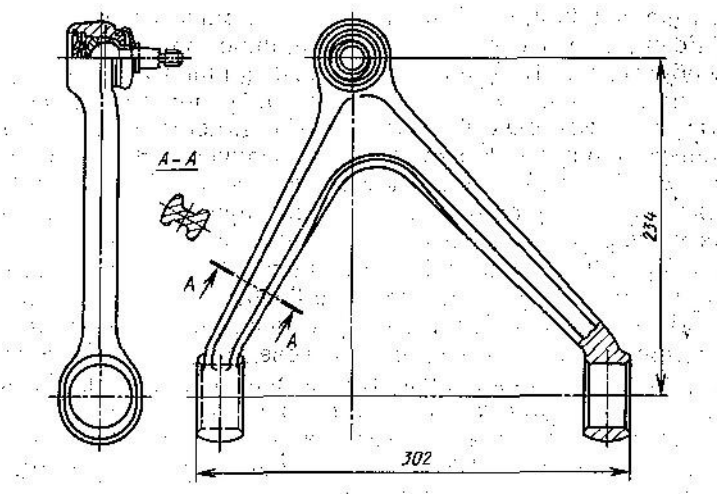


Рис. 2.29. Верхний поперечный рычаг передней подвески, изготовляемый фирмой «ТРВ-Эренрайх» для автомобиля «Порше-925», со встроенным направляющим шарниром. Деталь изготовляется, литьем в кокиль из алюминиевого сплава *GK-AlSi7Mgwa* с показателями прочности: σ_B=250÷340 МПа, $\sigma_{0,2}$ = 200÷280 МПа, δ_5 = 5÷9%.

действием тормозных сил. При большой программе выпуска штанги и рычаги получают путем вытяжки из листа или полосы, штамповки из стали, алюминиевого сплава и литья (сталь и легкие сплавы).

Штамповка из листовой стали марки *St*37-2 или *St*52-3 с приваркой деталей для установки резиновых элементов является, по-видимому, самым экономичным способом обеспечения длительной прочности при крупносерийном производстве. Стальные поковки тяжелее, а дополнительная обработка повышает их стоимость, однако они обладают большей жесткостью на кручение, чем листовые (открытые) профили. Кроме того, у стальных поковок отсутствуют такие концентраторы напряжений, как сварные швы и обрезные кромки (рис. 2.31). Наименьшую массу относительно передаваемой силы имеют штампованные рычаги из алюминиевого термически упрочняемого деформируемого сплава. Применение легких сплавов снижает жесткость, так как модуль упругости легких сплавов E, равный $7 \cdot 10^4$ Н/мм^2, примерно в 3 раза меньше модуля упругости стали ($20{,}6 \cdot 10^4$ Н/мм^2).

Если рычаг одновременно передает упругие силы, на него опирается пружина или пневмоэлемент (рис. 2.32) либо к его внутренней опоре крепится стабилизатор (рис. 2.33 и 2.34). В обоих случаях для повышения изгибной жесткости требуется более

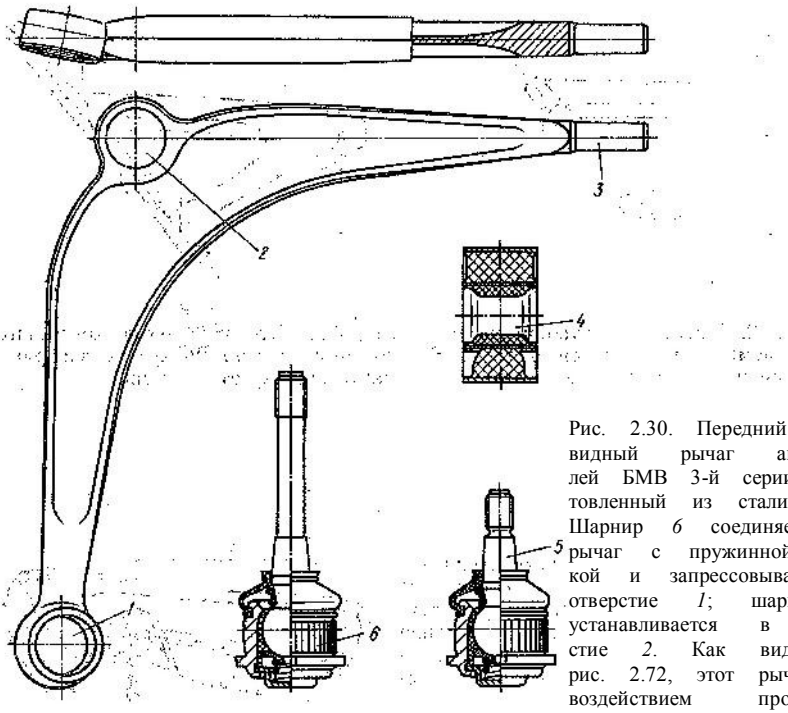


Рис. 2.30. Передний серповидный рычаг автомобилей БМВ 3-й серии, изготовленный из стали *C45N*. Шарнир *6* соединяет этот рычаг с пружинной стойкой и запрессовывается в отверстие *1*; шарнир *5* устанавливается в отверстие *2*. Как видно на рис. 2.72, этот рычаг под воздействием продольных сил поворачивается вокруг шарнира *5* и опирается в боковом направлении через консоль *3* на эластичную опору *4* (рисунок фирмы «Лемфёрдер метальварен»)

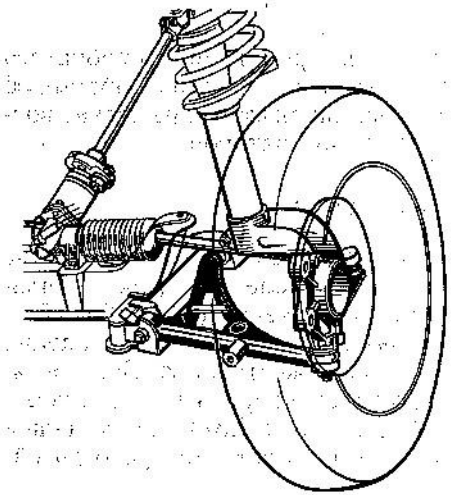


Рис. 2.31. Левая сторона передней подвески автомобиля «Пежо *305*». Штампованный нижний поперечный рычаг имеет направленную назад консоль, которая возникающие продольные силы воспринимает в боковом направлении. Опора подшипника колеса (поворотный кулак) крепится к нижней части пружинной стойки и изготавливается из чугуна

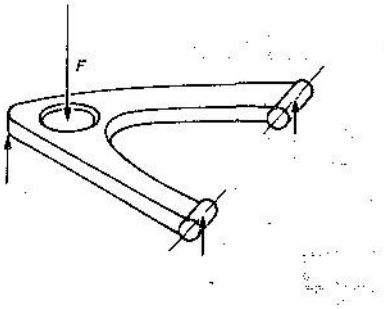


Рис. 2.32. Силы на треугольном рычаге, вызываемые опирающейся в точке *F* пружиной (или пневмоэлементом)

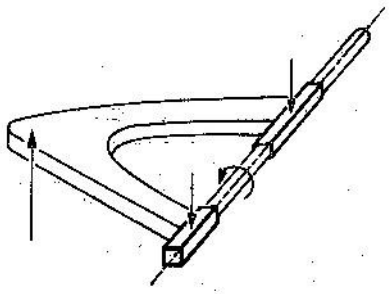


Рис. 2.33. Силы на треугольном рычаге, который со стороны кузова воспринимает нагрузку от торсиона

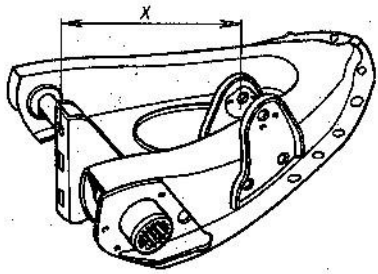


Рис. 2.34. Нижний поперечный рычаг передней подвески автомобиля «Рено-5 ле кар». Хорошо видны приварные кронштейны крепления амортизатора и продольная трубка, в мелкошлицевой профиль которой вставляется торсион. Размер *x* является контрольным.

глубокое профилирование рычага или применение коробчатого сечения. С этой целью можно использовать литье или объемную штамповку. Такие же требования предъявляются к рычагам, воспринимающим усилия буферов или амортизаторов.

2.2.3. Продольные и косые рычаги

Продольные и косые рычаги используются в качестве направляющих элементов подвески задних колес. Эти рычаги сильно нагружаются как на изгиб, так и на кручение (рис. 2.35). Для предотвращения нежелательного изменения развала и схождения колес рычаги должны обладать большой жесткостью. Это достигается применением коробчатых профилей, сваренных из стальных штампованных листовых заготовок (рис. 2.36 и 2.37). При меньшей программе рычаги выгоднее изготовлять из алюминиевого литейного сплава (рис. 2.38 и 2.39).

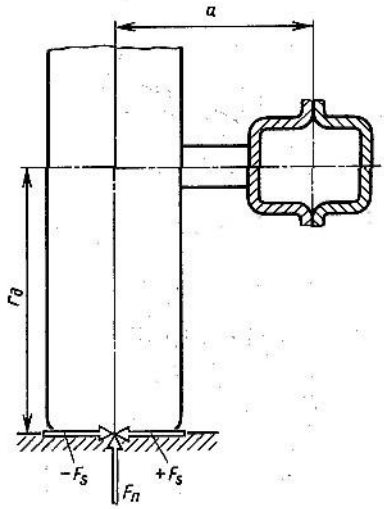


Рис. 2.35. В продольных рычагах задней подвески вертикальная сила F_n вместе с боковыми силами $\pm F_S$ вызывает напряжения изгиба и кручения, поэтому требуется закрытый коробчатый профиль. Максимальный момент скручивания $M_t = F_n r_д + F_S a$

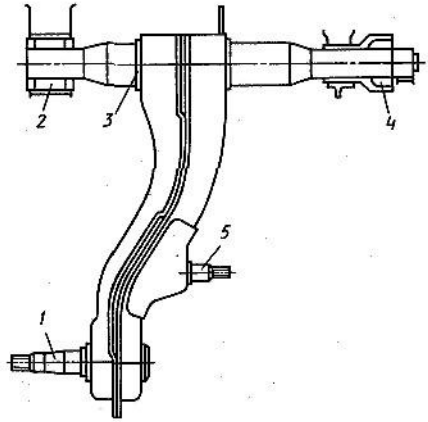


Рис. 2.36. Жесткий на изгиб и кручение продольный рычаг коробчатой конструкции автомобиля «Рено-*5* ле кар», изготовленный из двух штампованных и сваренных половин. Хорошо видны цапфа *1* колеса, палец *5* крепления амортизатора и обе опоры *2 и 4*. Чем дальше разнесены последние друг от друга, тем меньше изменение развала и схождения под действием боковых и продольных сил. В месте жесткого соединения *3* между рычагом и трубой фиксируется поперечный торсион

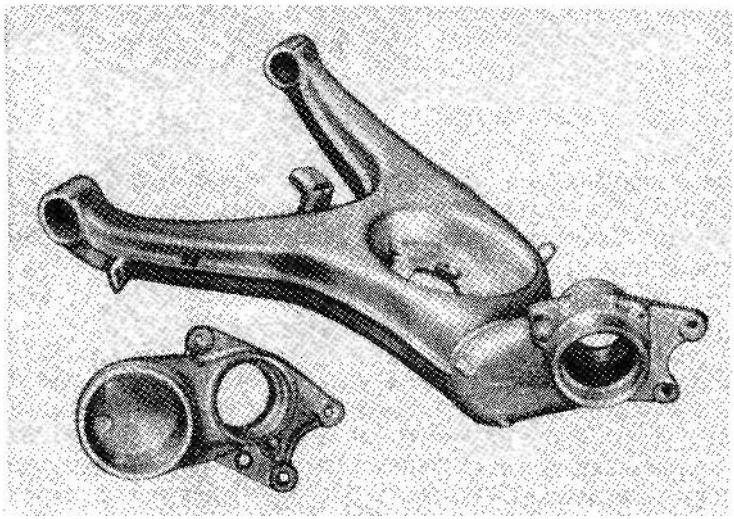


Рис. 2.37. Задний косой рычаг автомобилей «Даймлер-Бенц» класса *S*. Две половинки свариваются с опорой подшипника колеса (изготовленной из материала *GTW-S38* и показанной отдельно внизу) и двумя втулками (рисунок фирмы «Георг Фишер»)

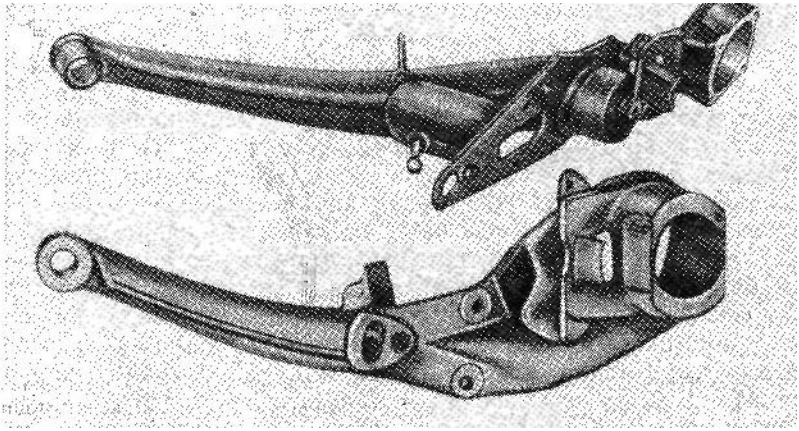


Рис. 2.38. Косой рычаг задней подвески автомобиля «Порше 911»: вверху — прежняя сварная стальная конструкция, внизу — сегодняшнее исполнение из алюминиевого литейного сплава *GK-AlSiMgwa* с показателями прочности: σ_B=250÷340 МПа, $\sigma_{0,2}$=200÷280 МПа и δ_5 = 5÷9%.

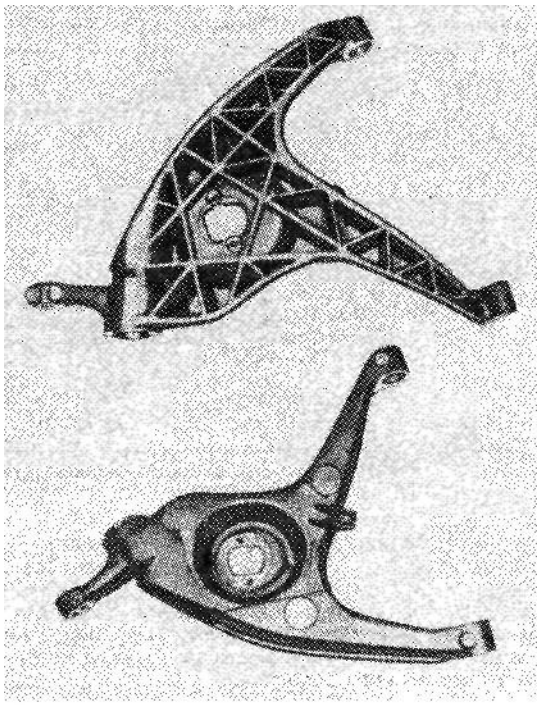


Рис. 2.39. Косой рычаг задней подвески автомобилей «Даймлер-Бенц» мод 500SE/560SEC, изготовляемый из легированного стронцием алюминиевого литейного сплава *GK-AlSi9Mgwa.* На нижнем рисунке показан вид сверху, а на верхнем видно развитое оребрение на нижней стороне детали

2.3. ШАРНИРЫ И ШАРНИРНЫЕ ОПОРЫ

2.3.1. Подшипники шкворня

При зависимой подвеске шкворень соединяет опору подшипника колеса *2* (обычно — поворотную цапфу) с балкой переднего моста *1* (рис. 2.40—2.42). На виде сзади шкворень имеет угол поперечного наклона σ. Продолжение его оси пересекает плоскость дороги на расстоянии r_S от центральной плоскости вращения колеса. Это расстояние называется плечом обкатки. Шкворень, изготавливаемый чаще всего из цементируемой стали *25MoCr4E* с поверхностной закалкой, неподвижно устанавливается в балке. При повороте колеса цапфа поворачивается вокруг шкворня. Легкость этого поворота в значительной мере обусловливает нормальный возврат руля, особенно при наличии усилителя рулевого управления. В этом случае возвратный момент, определяемый шинами и установочными параметрами подвески, должен дополнительно преодолевать гидравлическое сопротивление в рулевом управлении.

Средние и тяжелые грузовые автомобили обычно имеют зависимую переднюю подвеску и усилитель рулевого управления. Из-

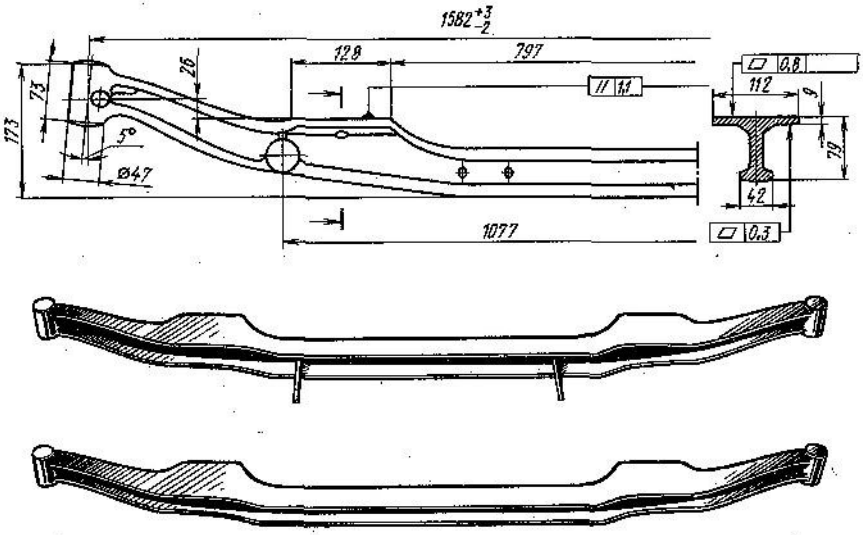


Рис. 2.40. Балка передней оси грузового автомобиля, изготавливаемая фирмой «Крупп-брюнингхаус» методом штамповки из стали *41Cr4V* с пределом прочности в улучшенном состоянии σ_B=900÷1050 МПа. Поскольку балка подвергается высоким динамическим нагрузкам и влияет на безопасность движения, она должна подвергаться 100%-ному контролю по определению твердости и на отсутствие трещин, а также иметь сертификат о качестве. Масса заготовки 31,5 кг

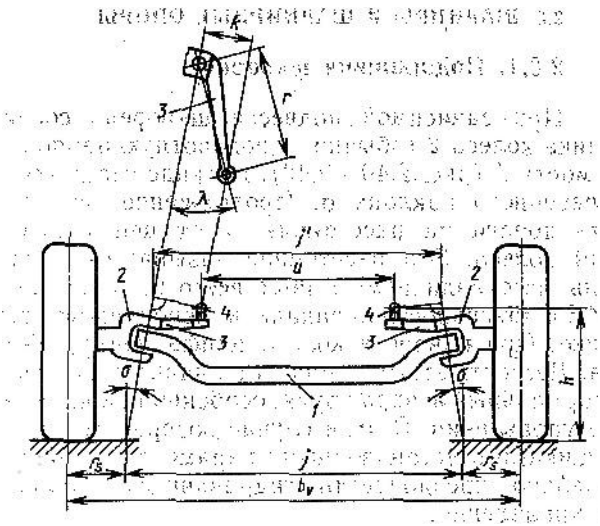


Рис. 2.41. Схематическое изображение зависимой передней подвески. Шкворни неподвижно установлены с обеих сторон в балке *1* под углом σ к вертикали. На шкворнях поворачиваются опоры *2* подшипника колеса. Рулевая тяга крепится шарниром *4* к поворотным рычагам *3,* установленным под углом λ для обеспечения требуемого соотношения углов по ворота колес (см. [32]). Дополнительно нанесены некоторые размеры

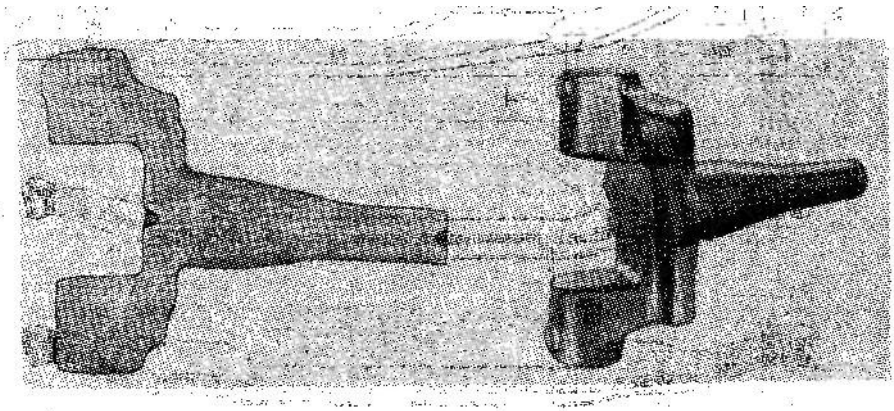


Рис. 2.42. Опора подшипника колеса грузового автомобиля, изготовляемая фирмой «Крупп-брюнингхаус» из стали *42CrMoS4;* предел прочности после улучшения σ_B=850÷1000 МПа, масса заготовки, полученной выдавливанием в горячем состоянии, составляет 5,4 кг. Указанный техпроцесс позволяет получить круглые стержни при почти полном отсутствии грата. На левом изображении видно благоприятное расположение волокон в материале и полученные в заготовке центровые отверстия, облегчающие контроль и начальные операции обработки

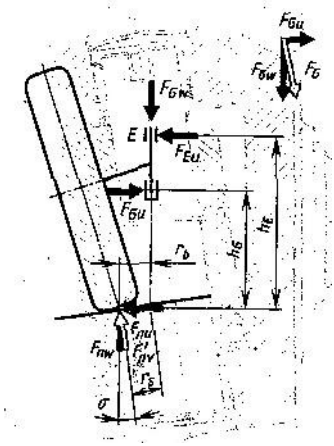


Рис. 2.43. Нагружение радиальных подшипников в точках *E* и *G* передней зависимой подвески боковыми силами F_{Eu} и F_{Gu}, а также упорного подшипника силой F_{Gw}. Эта сила отклоняется от вертикали на угол поперечного наклона σ и для наглядности показана смещенной вверх

за большой массы m_v, приходящейся на переднюю ось, значительно нагружаются оба радиальных подшипника шкворня (силы F_{Eu}, и F_{Gu} на рис. 2.43) и упорный подшипник, расположенный в точке *G* (сила F_{Gw}). Нагрузки на подшипники можно рассчитать по массе колеса m_R, углу поперечного наклона шкворня σ и отрезкам, показанным на рисунке:

$$F'_{nn} = (m_v/2 - m_R)9{,}81, \quad F_G = F'_{nn}, \quad r_b = r_S \cos s,$$

$$F_{nu} = F'_{nn} \sin s, \quad F_{nw} = F_{Gw} = F'_{nn} \cos s,$$

$$F_{Eu} = (F_{nw} r_b + F_{nu} h_G)/(h_E - h_G);$$

$$F_{Gu} = F_{Eu} + F_{nu}.$$

Эти расстояния однозначно указывают на то, что чем больше расстояние между точками *E* и *G* (отрезок h_E— h_G) и меньше плечо

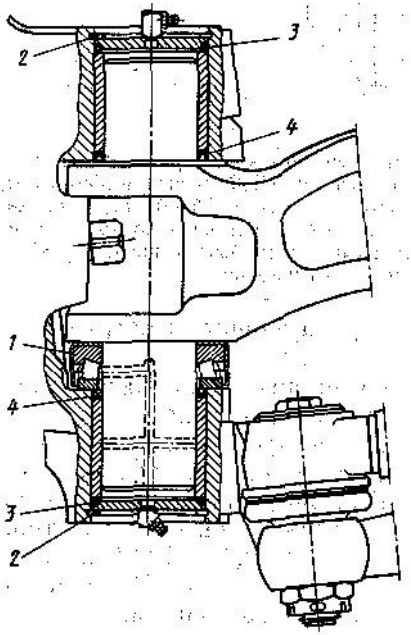


Рис. 2.44. Подшипники шкворня передней подвески грузового автомобиля. Нагрузка на колесо, т. е. вертикальные силы, воспринимаются упорным коническим роликовым подшипником фирмы СКФ. Роль отсутствующего в этом подшипнике сепаратора выполняет направляющий буртик верхнего кольца. Это кольцо установлено неподвижно относительно шкворня, а нижнее кольцо подшипника имеет увеличенное отверстие. Уплотнение этого подшипникового узла осуществляется по периферии уплотнительным кольцом и охватывающим колпачком *1*. Опорные втулки сверху и снизу закрыты крышками, которые фиксируются стопорными кольцами *2*. Уплотнение осуществляется кольцами *3* круглого сечения, а относительно балки оси — манжетами *4* для валов. Две пресс-масленки служат для смазывания опорных втулок в эксплуатации канал подачи смазочного материала к упорному подшипнику указан прерывистыми линиями

Рис. 2.45. Опоры шкворня грузового автомобиля в виде игольчатых подшипников фирмы «Наделла» с долговечной смазкой. Наружная втулка нижнего подшипника имеет донышко, верхний подшипник закрыт крышкой. Уплотнение между опорой подшипника колеса и балкой осуществляется кольцами круглого сечения. Осевые (вертикальныв) силы передает оснащенный уплотнением цилиндрический роликовый подшипник

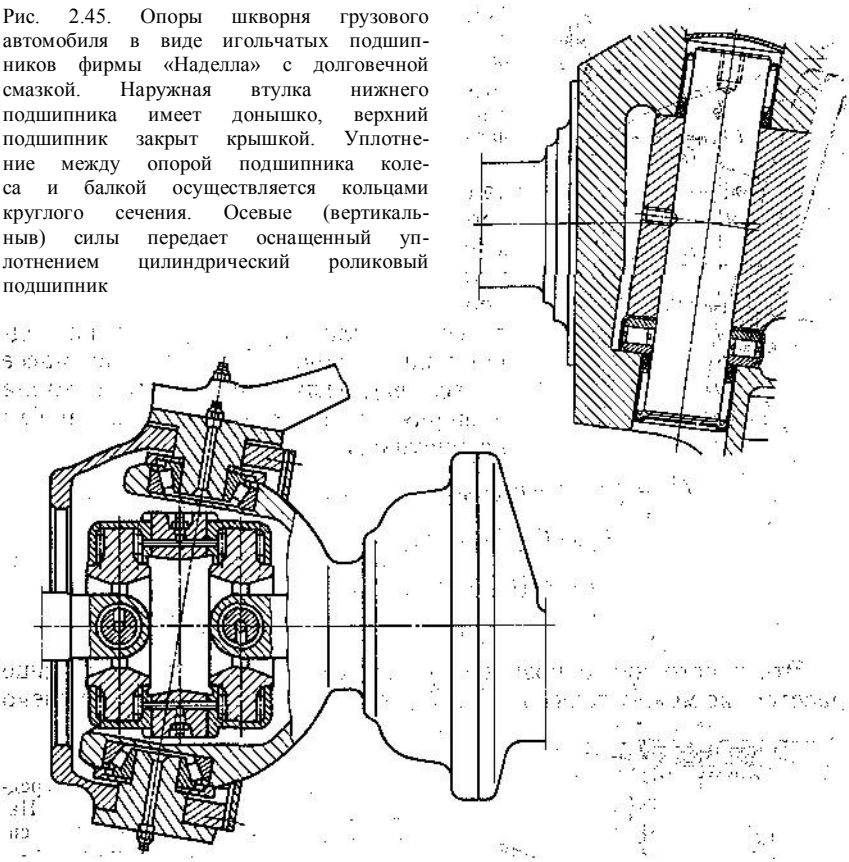


Рис. 2.46. Опоры поворотного кулака ведущих передних колес, грузового автомобиля. Оба конических роликовых подшипника фирмы СКФ воспринимают силы во всех направлениях. Путем установки дистанционных шайб оба подшипника регулируются таким образом, чтобы момент поворота составлял 45—55 Н·м и связанный с этим статический предварительный натяг был в пределах 85—110 кН. В разрезе показан смазываемый сдвоенный шарнир

обкатки r_S, тем меньше силы F_{Eu} и F_{Gu}, а значит, и нагружение обоих радиальных подшипников.

По сравнению с радиальными упорный подшипник нагружается больше, так как он воспринимает примерно половину массы, приходящейся на переднюю ось. Для облегчения поворота в данном случае применяются исключительно герметичные подшипники качения. На рис. 2.44 показан такой подшипник шкворня, в котором радиальные силы воспринимаются опорными втулками. Меньшую силу трения имеют игольчатые (рис. 2.45 и 2.117) и конические роликовые подшипники (рис. 2.46 и 3.42), причем последние применяются при ограниченном пространстве.

2.3.2. Колесные шарниры

Колесные шарниры соединяют опору подшипника колеса (цапфу или кулак) с рычагами. Они должны допускать угловые перемещения в вертикальном направлении, чтобы колёса могли совершать хода отбоя и сжатия, а также вращение при повороте колес. Этим требованиям наилучшим образом удовлетворяют шаровые шарниры. Если в подвеске на двойных поперечных рычагах пружина опирается на нижний рычаг *7*. (рис. 2.47), требуется несущий шарнир *8*, который воспринимает силы во всех направлениях. Когда верхний шарнир не передает вертикальных сил, достаточно направляющего шарнира с малым трением, который может передавать только боковые и продольные силы (и лишь в незначительной степени — вертикальные). Направляющая пружинная стойка при повороте колеса вращается в подшипнике качения. В нижней части достаточно иметь направляющий шарнир, если силы от стабилизатора, как показано на рис. 1.11, воспринимаются стойкой. Если же — как в случае амортизаторной стойки (рис. 2.48 и 2.19) — на нижний рычаг опирается пружина подвески или к нему крепится стабилизатор, то без несущего шарнира, пожалуй, не обойтись. Оба варианта конструкции соответствуют описанным в [32] шарнирам рулевых тяг. Там же можно найти дальнейшие конструктивные подробности и дополнительные сведения по материалам.

На рис. 2.50 и 2.51 показаны прямые несущие шарниры, корпус которых обычно крепится на рычаге, а шаровой палец с помощью

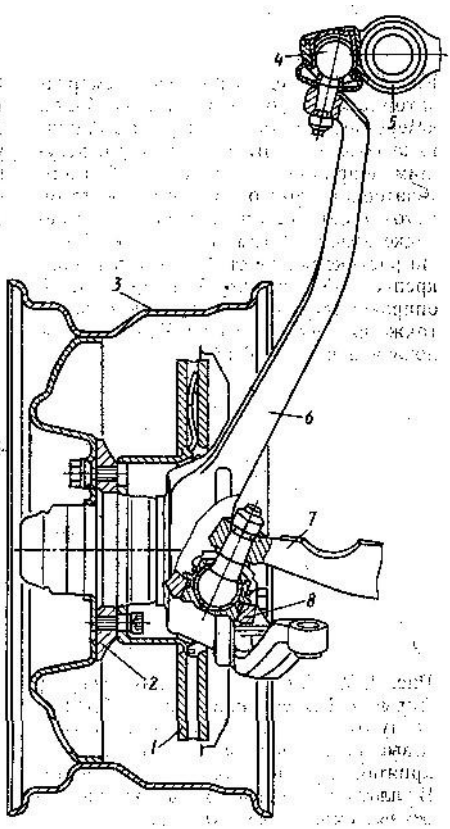


Рис. 2.47. Опора подшипника переднего колеса автомобилей "Даймлер-Бенц" мод. *280S/500SEC*. Верхний поперечный рычаг *5* образует корпус для шарового пальца *4;* нижний несущий шарнир *8* запрессован в опору *6* подшипника колеса. Хорошо видны вентилируемый тормозной диск *1*, напрессованный на ступицу *2* изнутри, обод *3* с двойным подкатом и асимметричным глубоким ручьем и пространство для размещения тормозной скобы (не показана). См. также рис. 2.25 и 5.10

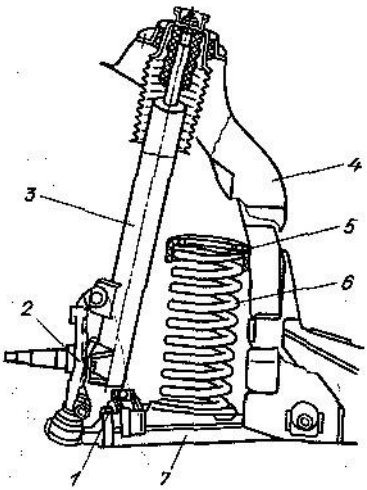


Рис. 2.48. В передней подвеске с амортизаторными стойками автомобилей «Мерседес *190/190E*» опора *2* подшипника колеса соединяется внизу с несущим шарниром, а вверху — с амортизаторной стойкой *3* тремя болтами. Шток имеет эластичное крепление в ледредке кузова *4* (см. также рис. 6.33). На рисунке видны стабилизатор *1*, прикрепленный к рычагу *7,* и пружина *6* опирающаяся через резиновую опору *5* также на передок кузова. Вся подвеска показана на рис. 6.47.

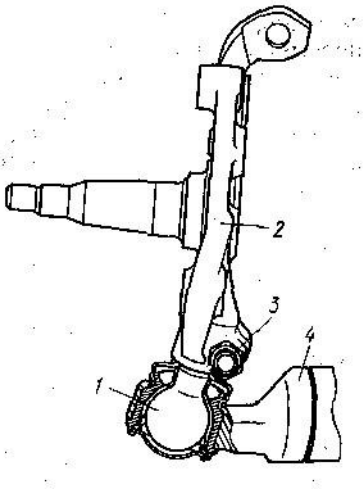


Рис. 2.49. На автомобилях «Мерседес *190/190E*» корпус несущего шарнира *1* запрессован в нижний рычаг *4* и упирается в него своим буртиком. Шаровой палец крепится в опоре *2* подшипника колеса поперечным болтом *3,* входящим в канавку

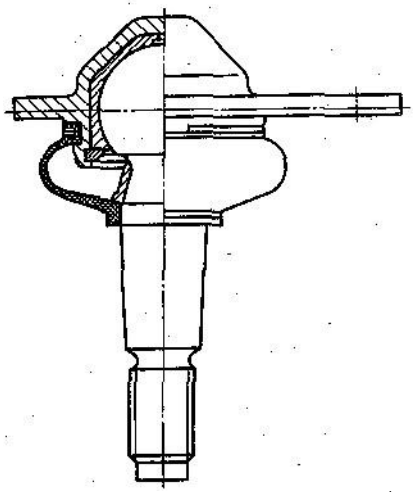


Рис. 2.50. Прямой несущий шарнир фирмы «ТРВ-Эренрайх», не требующий обслуживания, с цельным пластмассовым вкладышем, пригодный для восприятия сил во всех направлениях. В уплотнительный чехол заложен долговечный смазочный материл.

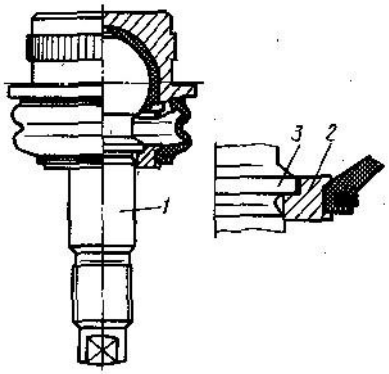


Рис. 2.51. Прямой несущий шарнир производства фирмы «Лемфёрдер метальварен», устанавливаемый на автомобиле «Ситроен *CX*». Крепление в рычаге из легкого сплава осуществляется с помощью цапфы *1* диаметром 18 мм. Для обеспечения надежной посадки между буртиком *3* и отверстием помещено дистанционное кольцо *2*, лучше распределяющее давление по поверхности. Шаровая головка диаметром 27 мм охватывается цельным вкладышем из ацетальной смолы полиоксиметилен). Две лыски на пальце под резьбой предназначены для удерживания при затяжке гайки. На корпусе сделана наружная накатка *RAA12* по стандарту ДИН 82

конуса 1:10 по стандарту ДИН 71831 или цилиндрического хвостовика — в опоре подшипника колеса (см. рис. 2.139 и 2.142). Шаровая головка скользит в пластмассовых вкладышах с долговечной смазкой, поэтому такие шарниры не требуют обслуживания. Защитный чехол, заполненный специальной смазкой и плотно охватывающий шейку пальца, предотвращает проникновение грязи и воды. На рис. 2.52—2.54 показаны шарниры так называемой перевернутой конструкций, которые обладают тем недостатком, что вертикальные силы передаются через верхний пластмассовый кольцевой вкладыш и сферическую часть корпуса. В результате этого несущая поверхность, определяемая площадью проекции, уменьшается, а удельное давление соответственно возрастает. Из-за малого момента трения, не превышающего 8 Н·м (до эксплуатации), и малой податливости во всех направлениях фирма «Даймлер-Бенц» применяет на мод. *380SE/500SEC* несущие шарниры

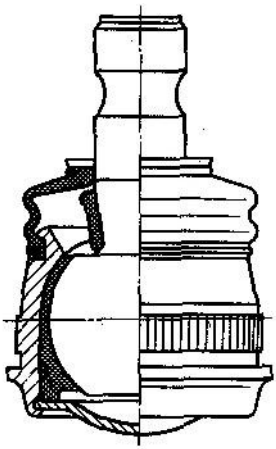


Рис. 2.52. Перевернутый несущий шарнир с диаметром сферы 35 мм, изготовляемый фирмой «Лемфёрдер метальварен» и устанавливаемый на автомобили «Мерседес *190/190E*». Крепление корпуса в рычаге осуществляется (как видно на рис. 2.49) с помощью накатки *RAA12* по ДИН 82. Для ремонтных целей выпускаются корпуса с увеличенным диаметром накатки. Цапфа диаметром 18 мм закрепляется поперечным болтом М12×1,5, входящим в круглую канавку. Цельный сферический вкладыш изготовляется из ацетальной смолы и оставляет свободной часть головки

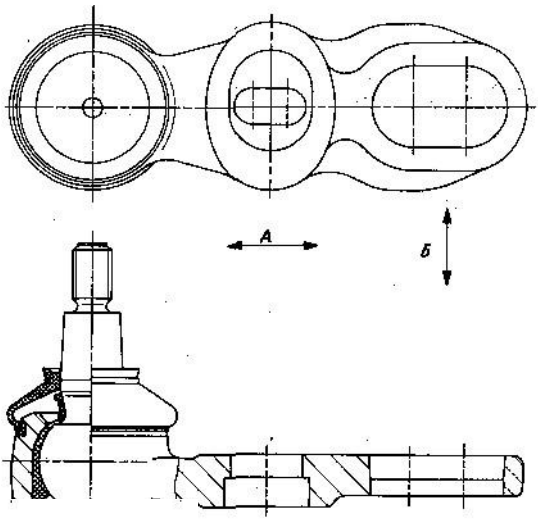


Рис. 2.53. Перевернутый несущий шарнир на нижнем поперечном рычаге передней подвески автомобиля «Порше 928», имеющий два удлиненных отверстия: одно — для регулировки развала, другой — для регулировки продольного наклона оси поворота колеса. В качестве материала для штампованного корпуса изготовитель — фирма «Лемфёрдер метальварен» — предусматривает улучшаемую сталь *C35V,* а для пальца — *41Cr4V:*
А — регулировка развала; *Б* — регулировка продольного наклона оси поворота

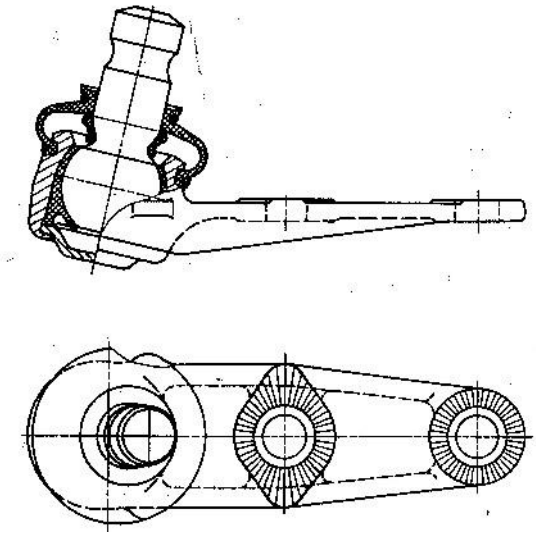


Рис. 2.54. Шаровой шарнир фирмы "Лемфёрдер метальварен», устанавливаемый на нижнем рычаге автомобиля «Ауди 80» и предназначенный в основном для восприятия боковых и продольных сил. Дополнительно здесь действуют вертикальные силы, обусловленные стабилизатором, поэтому шарнир выполнен несущим. Оба отверстия в кронштейне позволяют вместе с удлиненными отверстиями в поперечном рычаге регулировать в определенных границах развал и продольный наклон оси поворота; зубчатые поверхности вокруг отверстий обеспечивают надежную фиксацию. Поперечный болт входит в круглую канавку на стержне пальца

в качестве нижней опоры гидропневматических упругих элементов (рис. 2.55). Для улучшения шумоизоляции корпус шарового шарнира может устанавливаться в резиновой опоре. На рис. 2.56 показана специальная конструкция опорного шарнира фирмы «Эренрайх», воспринимающего тормозные силы, действующие на нижний поперечный рычаг передней подвески мод. *280S/500SEC* фирмы «Даймлер-Бенц».

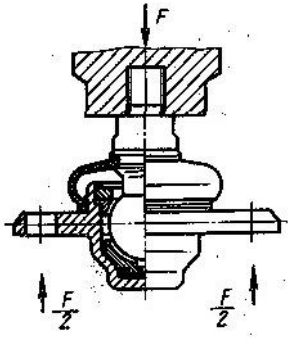


Рис. 2.55. Несущий шарнир фирмы «ТРВ-Эренрайх», служащий для опоры гидропневматической стойки на нижний поперечный рычаг передней подвески на мод. *380SE/500SEC* фирмы «Даймлер-Бенц». На шейке пальца имеются две лыски для удержания гаечным ключом

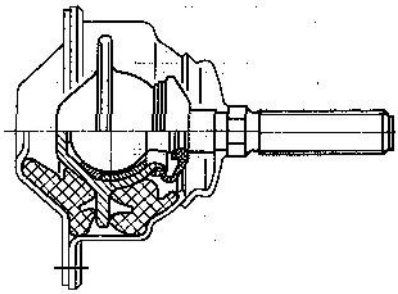


Рис. 2.56. Несущий шарнир фирмы "ТРВ-Эрепрайх» с дополнительной шумоизоляцией и дозированной продольной упругостью для изолирования жесткого качения радиальных шин. Фирма «Даймлер-Бенц» применяет этот узел в качестве опорного шарнира для восприятия тормозных сил на нижних поперечных рычагах передней подвески моделей *280S/500SEC* (см. также разд. 2.3.4)

В направляющих шарнирах образование зазора и повышение трения можно предотвратить вкладышем, который охватывает лишь часть шаровой головки, или нажимной пружиной. Момент трения в таких шарнирах не превышает, как правило, 4 Н·м. На рис. 2.57 и 2.29 показан прямой шарнир с конусным хвостовиком, а на рис. 2,58 и 2.24— шарнир перевернутой конструкции. Монтажное положение шарнира (прямое или перевернутое) не играет здесь никакой роли. При закреплении пальца в опоре подшипника колеса (или в рычаге) его конусная часть может проворачиваться вместе с затягиваемой самостопорящейся гайкой. Поэтому необходимы (особенно при автоматической сборке) грани под ключ для удержания пальца. На рис. 2.59 представлены четыре варианта возможного исполнения граней.

В качестве материала шаровых пальцев чаще всего применяется улучшаемая сталь 41*Cr*4*V,* подвергаемая поверхностной закалке. Она имеет следующие показатели прочности σ_B= =880÷1080 МПа, $\sigma_T \geq 665$ МПа и $\delta_5 \geq 12\%$. Кроме нее используются также стали 42*CrMo*4*V* и 42*CrMoS*4*V*. Последняя относится к автоматным. У этой стали за счет небольшой добавки серы улучшено стружкообразование. Чтобы получить гладкую поверхность с высотой микронеровностей *Rt*≤*5* мкм, после термической и механической обработки осуществляется упрочнение давлением и накатное полирование. Корпуса шарниров менее нагружены на изгиб и изготавливаются из стали *C*35*V* со следующими показателями прочности: σ_B=620÷770 МПа, $\sigma_T \geq 420$ МПа и $\delta_5 \geq 17\%$. Находят применение также стали *C*22*V* и *C*45*V*, причем последняя

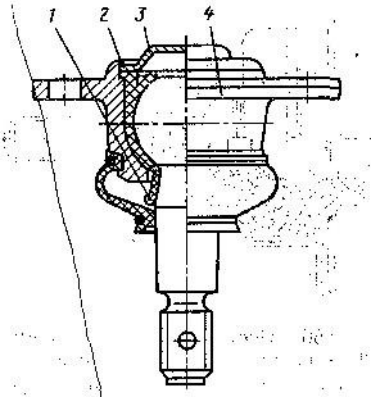


Рис. 2.57. Прямой направляющий, шарнир, фирмы.«Лемфёрдер метальварен» с верхним овальным фланцем *4*. Фирма «Альфа-ромео» устанавливает этот узел на автомобили «Альфетта» и «Джульетта». Сферическая головка пальца, охватывается цельным, эластичным вверху вкладышем *2*; крышка *3* держится закаткой. Опорное кольцо *1* из полиуретанового эластомера обеспечивает на собранном шарнире прижатие уплотнительного чехла, заправленного долговечным смазочным материалом, к рычагу

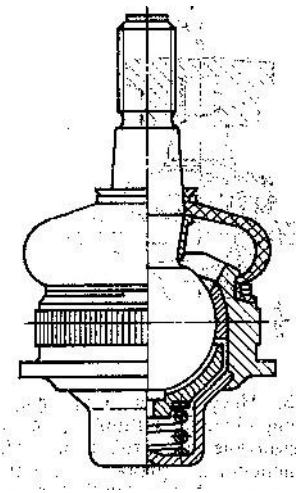


Рис. 2.58. Перевернутый направляющий, шарнир фирмы «ТРВ-Эренрайх», для этой конструкции такое монтажное положение не является недостатком. На пальце имеется конус, а на корпусе — зубчики для обеспечения надежной посадки. Отсутствие люфта обеспечивает пружина, прижимающая нижний вкладыш к сфере

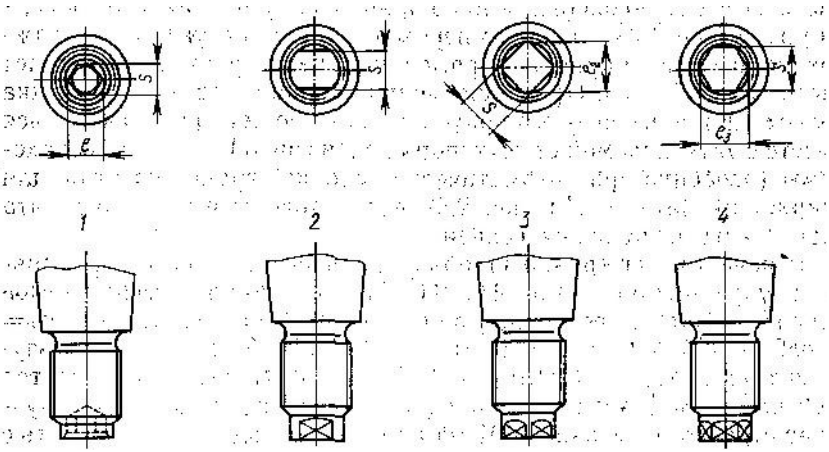


Рис. 2.59. При крупносерийном производстве проще всего монтировать самостопорящиеся гайки (и затягивать при автоматической сборке), но при этом нужно, чтобы при затяжке не проворачивался палец. Фирма «Лемфёрдер метальварен» показывает используемые для этого возможности:
1 — внутренний шестигранник; *2*—наружные лыски; *3*—наружный четырехгранник; *4* - наружный шестигранник

имеет несколько более высокие показатели прочности: σ_B = 700÷ 850 МПа, ($\sigma_T \geq 480$ МПа и $\delta_5 \geq 14\%$. В любом случае обе эти ответственные детали, палец и корпус, обладают достаточным относительным, удлинением $\delta_5 \geq 12\%$. Это необходимо для того чтобы в случае аварийной перегрузки они не ломались, а деформировались.

2.3.3. Опоры рычагов, жесткие в боковом и продольном направлениях

Опоры рычагов и штанг должны иметь малое трение, быть малоподатливыми, обладать шумоизолирующими свойствами и не требовать обслуживания в эксплуатации. Эти четыре отчасти противоречивых требования могут быть выполнены только путем введения в конструкцию резиновых элементов или пластмассовых вкладышей. В качестве материала вкладышей применяются преимущественно полиуретан (вулколлан), полиамид (нейлон, ультрамид, перлон и т. д.) или политетрафторэтилен (тефлон), т. е. пластмассы, не нуждающиеся в обслуживании. Недостатком пластмасс является определенное собственное трение, которое может отрицательно проявиться в виде дополнительного демпфирования, особенно при малых перемещениях колес. Мягкая резиновая деталь между внутренней и наружной втулками опоры проявляет высокую эластичность при скручивании и в значительной мере изолирует кузов от шума, однако имеет большую податливость под нагрузкой. Жесткая деталь улучшает кинематику подвески, но вместе с этим ухудшает шумоизолирующие свойства опоры и повышает ее жесткость, что ведет к снижению комфортабельности движения. Вероятно, это одна из причинного, что фирма «Даймлер-Бенц» до 1972 г. применяла на внутреннем конце передних рычагов смазываемые резьбовые соединения, а фирма «Ситроен» — даже конические роликовые подшипники (рис. 2.60 и 2.61, см. также разд. 2.5.1).

Тип применяемого опорного элемента зависит от того, происходит ли только скручивание на угол α (как, например, на внутренних опорах треугольного рычага) или же возникает еще перекос на угол β между внутренней и наружной деталями (см. разд. 1.11 [30]). Кроме того, необходимо учитывать характер нагружения: действуют ли только радиальные силы (перпендикулярные оси поворота) или совместно радиальные и осевые. Наиболее распространенным опорным элементом раньше являлся, пожалуй, так называемый сайлент-блок фирмы «Боге» (рис. 2.62 и 2.158). Он состоит из цилиндрической резиновой детали, запрессованной с большим обжатием (примерно 500 %) между внутренней и наружной втулками. Обычный вариант сайлент-блока допускает углы закручивания до α=30° ($\alpha/2$=±15°) и углы перекоса до β=8°.

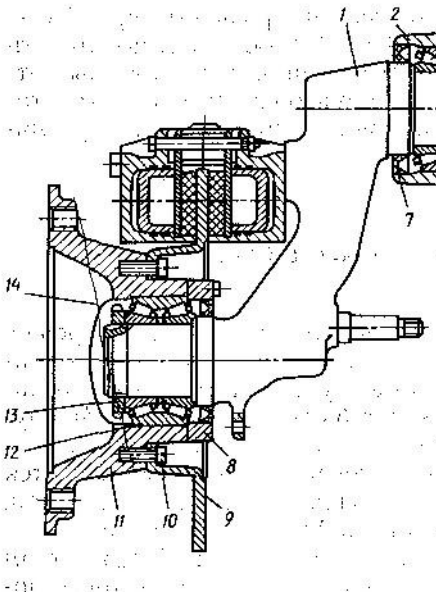


Рис. 2.60. Задняя подвеска легких грузовых автомобилей *C32/C35* фирмы «Ситроен» с коническими роликовыми подшипниками *3 и 4* для восприятия продольного рычага *1*, подрессоренного с помощью поперечного торсиона. Хорошо видны уплотнительные кольца *5* и *7*, а также регулировочная гайка *6*. Тормозной диск *9* с помощью болтов *10* с внутренним шестигранником крепится к ступице *11* с внутренней стороны, что позволяет применить увеличенный фланец для установки колеса. Ступица вращается на двухрядном коническом роликовом подшипнике *12,* который фиксируется кольцом *8* и круглой гайкой *13.* Остальные позиции обозначают:

2—корпус роликовых подшипников; *14*—колпачок ступицы.

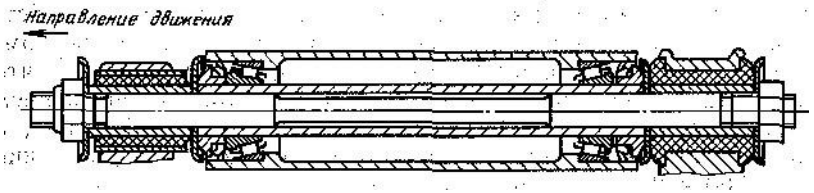
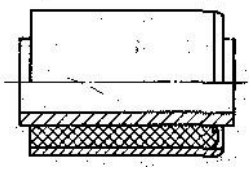


Рис. 2.61. Опора нижнего поперечного рычага передней подвески с направляющими стойками (см. рис. 6.43) автомобиля «Ситроен BX». Два разнесенных конических роликовых подшипника, защищенные от грязи двухкромочными уплотнениями, обеспечивают легкость поворота. Шумоизоляция осуществляется двумя резиновыми блоками, правый из них имеет торцевые буртики, которые опираются с обеих сторон на выпуклые шайбы, обеспечивая передачу продольных сил

Рис.2.62. Сайлент-блок фирмы «Боге» в обычном исполнении. Запрессованная, сильно обжатая резиновая втулка, допускает угол закручивания до $\alpha/2=\pm30°$ и угол перекоса $\beta/2=\pm7°$



В случае привулканизации резины к втулкам эти углы возрастают (рис. 2.63 и 2.20).

Внутренняя втулка сайлент-блока крепится болтом к кузову или раме. Наружная втулка запрессовывается в проушину рычага, поэтому эти детали должны иметь соответствующие допуска Более рациональной является непосредственная установка резинового элемента в проушине рычага, представленная на рис. 2.64. Два торцевых пояска сайлент-блока предотвращают осевое смещение резинового элемента относительно проушины. Преимуществом та-

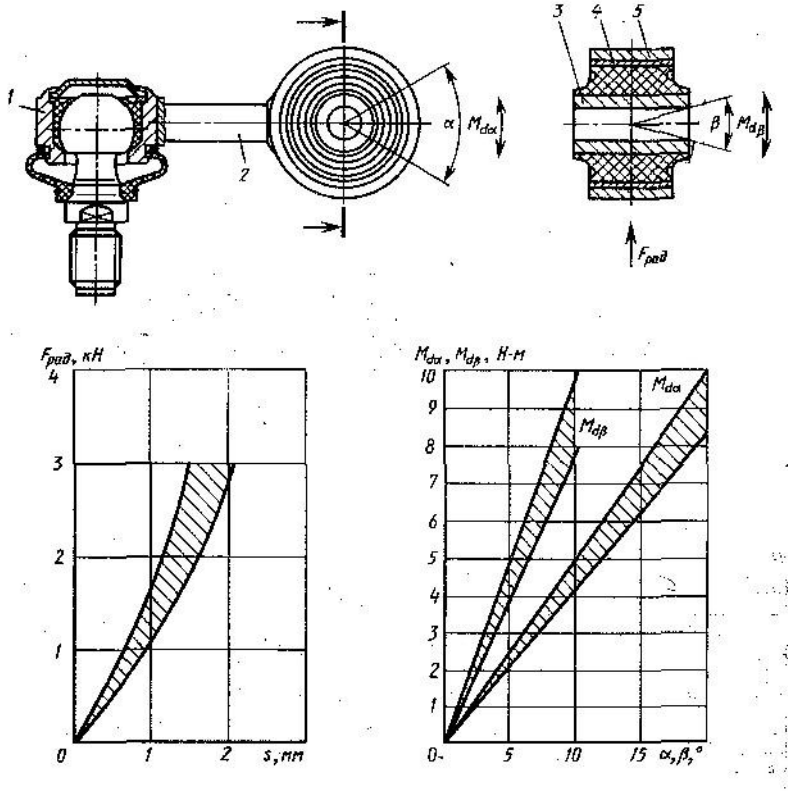


Рис. 2.63. Качающаяся опора производства фирмы «Лемфёрдер метальварен» для автомобиля БМВ *528i*, имеющая слева шаровой шарнир с угловой подвижностью и справа — шарнир с возможностью только одноосного поворота. Проушина *5* и корпус *1* шарнира соединены стержнем *2* толщиной 10 мм методом сварки давлением. Материал деталей (сталь): проушина — *St37-2NBK,* корпус — *C15K* и стержень — *C10K*. Внутренняя втулка *3* 16×3,8 н наружная втулка *4* соединяются методом вулканизации резины. На левом графике показана малая радиальная податливость этой резиновой опоры, а на правом — угловая податливость при закручивании $M_{d\alpha}$. При деформации перекоса шарнир имеет большую жесткость $M_{d\beta}$

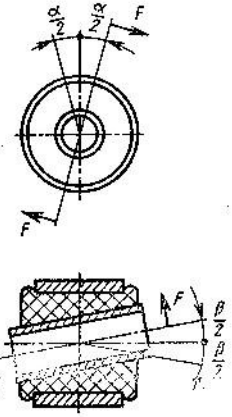


Рис. 2.64. Шарнир проушины, применяемый в тягах Панара и амортизаторах, имеет в обычном исполнении наружный диаметр 35 мм, отверстие диаметром 12 мм и ширину 32 мм. Максимальные допустимые углы перекоса $\beta/2=\pm4°$, углы закручивания $\alpha/2=\pm15°$

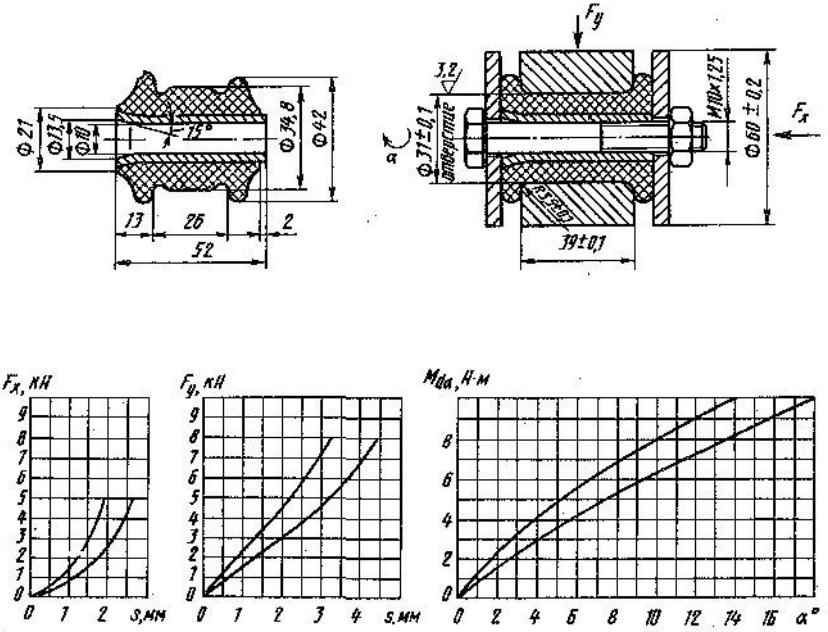


Рис. 2.65. Опора поперечного рычага производства фирмы «Фройденберг» для передней подвески автомобиля «Опель корза». Внутренняя втулка с привулканизированной резиной состоит из трубки 16,5×3,25 с расширением с одного торца. Оба торцевых буртика воспринимают продольные силы и опираются на шайбы, показанные справа (испытательное приспособление). На графиках показана податливость под действием продольных сил F_x боковых сил F_y и при закручивании внутренней втулки относительно внешней детали ($M_{d\alpha}$). Деформация перекоса здесь маловероятна

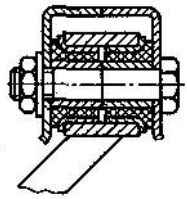


Рис. 2.66. Опора рычага с двумя стянутыми болтом упорными сайлент-блоками применяется при необходимости передачи продольных сил F_x или когда податливость в этом направлении может ухудшить направляющие свойства поперечного рычага. Недостатком является высокая жесткость при закручивании

кой конструкции является меньшее обжатие резины (около 150 %). Вследствие надежной осевой фиксации эту конструкцию, допускающую перекос только до β=4°, применяют в опорах тяг Панара, проушин рессор (см. рис. 2.4), амортизаторов и т. п., привулканизация резинового элемента к внутренней втулке рекомендуется и в этом случае. Уменьшенное обжатие резины позволяет снизить жесткость на кручение при той же приблизительно радиальной жесткости (рис. 2.65). Наряду с этим при разгоне и торможении уменьшается продольное смещение, искажающее кинематику подвески.

Если опора поперечного рычага должна воспринимать продольные силы (или опора продольного рычага — боковые), то узких предохранительных поясков уже недостаточно и рекомендуется применять упорные сайлент-блоки (рис. 2.66), широкие резиновые буртики которых опираются с одной стороны на отогнутый фланец наружной втулки, запрессованной в проушину рычага, а с другой — на элемент крепления к кузову. Такие сайлент-блоки могут передавать значительные осевые силы без чрезмерной деформации, но они обладают относительно высокой жесткостью на кручение, что ведет к некоторому увеличению жесткости подвески. Лучше подвергать резиновые детали лишь небольшому предварительному натягу и привулканизировать их как к внутренней, так и к наружной втулкам. За счет промежуточных втулок и (или) шайб

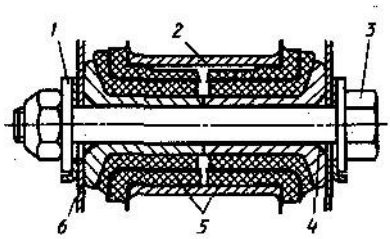


Рис. 2.67. Опора поперечного рычага передней подвески автомобилей «Мерседес *190/190E*». Оба упорных сайлент-блока *5* запрессованы в проушину *4* рычага и снаружи имеют опору в вилке *6* поперечины рамы. За счет зажимной втулки *2* обе указанные детали образуют единую сборочную единицу. Болт *3* с шестигранной головкой имеет справа эксцентрик, слева на нем надета эксцентриковая шайба *1*. Эти эксцентрики опираются внизу на отбортовку, относящуюся к вилке *6*. За счет поворота болта *3* можно регулировать развал (см. также рис. 6.48)

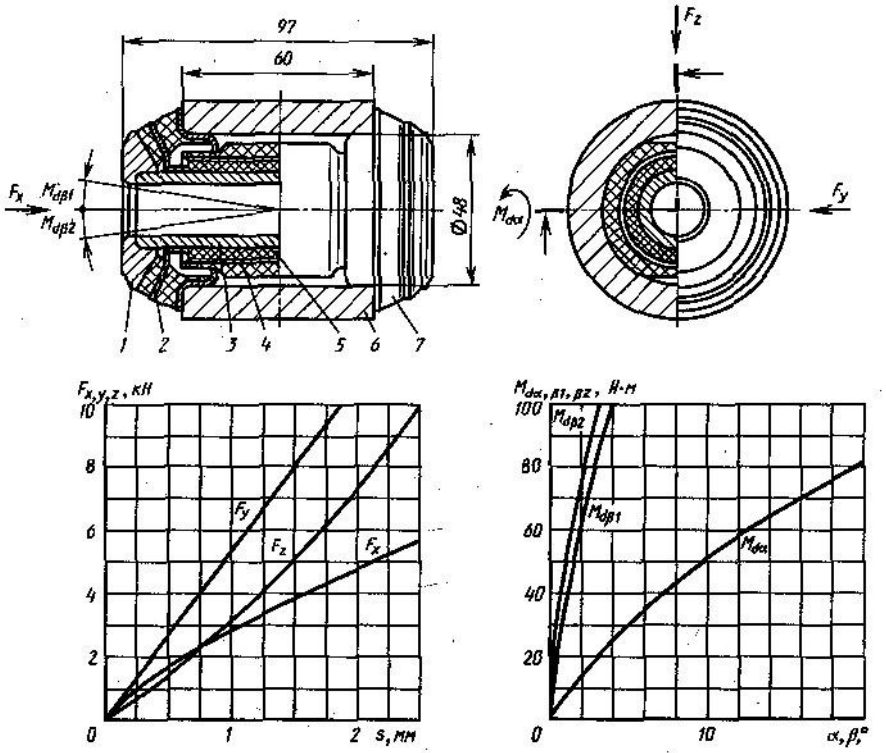


Рис. 2.68. Изготовляемая фирмой «Боге» опора нижнего поперечного рычага автомобилей «Даймлер-Бенц» мод. *280S/500SEC,* взаимно стягиваемая при монтаже. Опора состоит из двух вулканизованных упорных сайлент-блоков *7,* вставленных в рычаг *6,* и сайлент-блока *5,* привулканизованного к внутренней втулке *3* и запрессованного в рычаг. После запрессовки упорных сайлент-блоков алюминиевая втулка *3* и концевые детали *1* плотно прилегают друг к другу. Шайбы *2* и также привулканизованная втулка *4* повышают жесткость под действием продольных и боковых сил F_x и F_y, не повышая момента закручивания $M_{d\alpha}$. Направленная назад тормозная растяжка вызывает дополнительно деформацию перекоса, поэтому приведены графики $\beta = f(M_{d\beta})$

можно уменьшить осевую и радиальную податливость, не увеличивая жесткости на кручение (рис. 2.67, 2.68).

Если по соображениям комфортабельности нужно иметь особо малую жесткость на кручение, следует перейти на скользящую опору. В такой опоре независимо от толщины резинового элемента промежуточная втулка скользит по внутренней и дополнительная шайба — по фланцу (рис. 2.69) или же обрезиненная внутренняя втулка — по пластмассовому слою наружной. Как видно из рис. 2.70, деформация составляет в этом случае всего 0,5 мм при боковой силе $F_y=5$ кН. Опора набивается долговечной смазкой, а резиновый или пластмассовый элемент имеет торцевые уплотни-

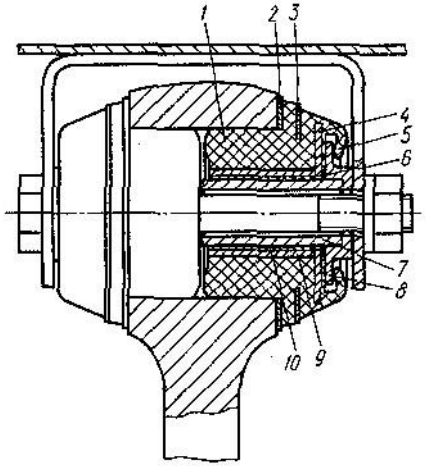


Рис. 2.69. Скользящая опора с долговечной смазкой, выпускаемая фирмой «Фройденберг» и применяемая в верхних поперечных рычагах автомобилей «Даймлер-Бенц» мод. *280S/500SEC*. Осуществляющая шумоизоляцию резиновая деталь *1* воспринимает боковые и продольные силы; к детали *1* привулканизированы шайбы *2, 3, 4* и внутренняя втулка *9*. В качестве смазанных промежуточных деталей служат втулка *10* и шайба *6*, которые скользят с одной стороны по металлическим деталям *9* и *4* резиновой опоры и с другой стороны — по втулке *7* и концевой шайбе *5*, которая охватывается уплотнительной кромкой *5* резиновой детали *1*. Имеющийся объем и низкая твердость детали *1* допускают в определенных границах деформацию перекоса, обусловленного направляющим плечом стабилизатора (поз. *14* на рис. 5.10). Рычаг показан на рис. 2.25.

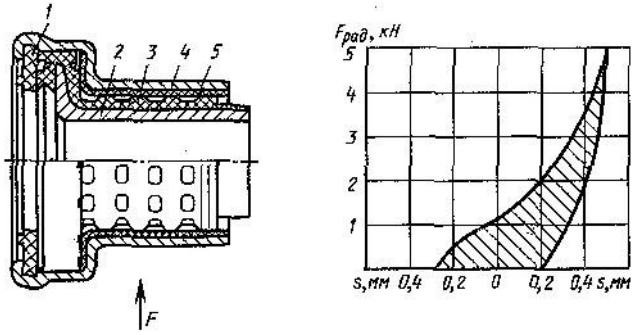


Рис. 2.70. Скользящая опора, изготавливаемая фирмой «Лемфёрдер метальварен» и устанавливаемая с обеих сторон в верхние поперечные рычаги передней подвески автомобиля «Фольксваген-транспортер». Опора может воспринимать большие продольные и боковые силы. К внутренней втулке *2* привулканизирован жесткий, с торцевым фланцем резиновый промежуточный слой *3*, имеющий карманы для удержания смазочного материала. Втулка *4* имеет на внутренней и торцевой поверхностях пластмассовое покрытие *5*, скользящее по резине *3*. Втулка *4* имеет с наружного конца закатку для удержания пластмассовой шайбы *1*, по которой скользит уплотнительная кромка. В отверстие детали *1* входит стальная шайба, которая вместе с внутренней втулкой *2* притягивается к поперечине рамы. На графике показана небольшая податливость промежуточного слоя. Вся передняя подвеска изображена в [32].

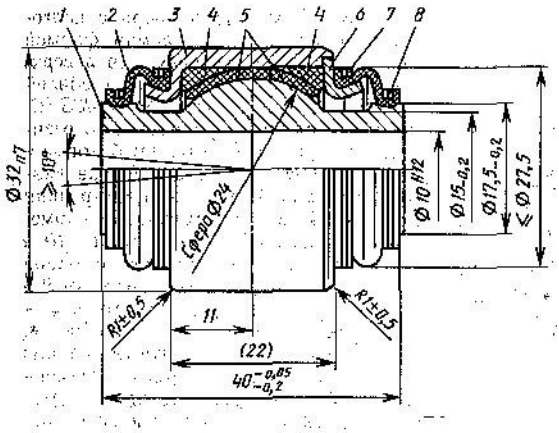


Рис. 2.71. Полусферический шарнир, изготавливаемый фирмой «ТРВ-. Эренрайх» и устанавливаемый в растяжку задней подвески автомобилей «Мерседес *190/ 190E*». Внутренняя деталь *1* охватывается пластмассовыми вкладышами *5,* которые опираются своей наружной поверхностью через более мягкие полиуретановые кольца *4* на корпус *3.* Крышка *6* закрепляется закаткой, на этой крышке (как и слева на корпусе) монтируется уплотнительный чехол *2,* который фиксируется проволочными кольцами *7* и *5*. Детали *1* и *3* изготавливаются из материала *Ck15* (или *16MnCr5)* методом холодной высадки. Внутренняя втулка должна иметь минимальный предел прочности σ_B=590 МПа, для корпуса достаточно иметь σ_B =390 МПа

тельные кромки, которые предотвращают проникновение влаги и грязи.

Если дополнительно возникает перекос до β=5°, более подходящим является полусферический шарнир. Он имеет малую податливость во всех направлениях и сравнительно небольшой момент трения ($M_г$≤8 Н·т). Такой шарнир показан на рис. 2.71 и 2.23.

2.3.4. Восприятие жесткого качения радиальных шин

На крупносерийные автомобили в настоящее время устанавливаются радиальные шины с металлическим кордом, которые по сравнению с применявшимися ранее диагональными шинами имеют один недостаток — жесткое качение (см. [30]). Очень жесткий пояс такой шины вызывает продольные колебания, которые через опору подшипника колеса и рычаги передаются на кузов и могут вызвать неприятный гул, особенно при движении по булыжнику или шероховатому бетону на скоростях до 80 км/ч, Эти колебания могут быть поглощены, если опоре подшипника колена обеспечить строго определенную продольную подвижность. Эту проблему решить конструктивно нелегко, так как предусмотренное для этой цели перемещение s≤±2 мм не должно приводить ни к изменению схождения, ни к боковой силе в контакте шины, т.е. устойчивость прямолинейного движения не должна ухудшаться, а сопротивление движению — увеличиваться.

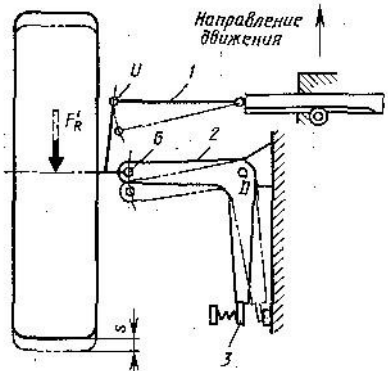


Рис. 2.72. Для восприятия жесткого качения широких радиальных шин с металлокордом фирма БМВ предусматривает в передней подвеске автомобилей 3-й серии серповидный рычаг *2*, показанный отдельно на рис. 2.30. Под действием продольных сил этот рычаг поворачивается вокруг малоподатливого шарового шарнира и опирается консолью *3* через массивную резиновую опору на кузов. Эта опора, показанная на рис. 2.78, имеет в боковом направлении вначале мягкую, а затем сильно прогрессивную характеристику упругости. Рулевая тяга *1* расположена на высоте поперечного рычага и почти параллельно линии, соединяющей опорные точки *G* и *D*, поэтому точки *U* и *G* перемещаются по кривым приблизительно одинакового радиуса, так что продольные перемещения колеса не вызывают изменения схождения. Как можно видеть на рис. 5.2, переменная сила сопротивлении качению F_R рассматривается приложенной в центре колеса в виде F'_R

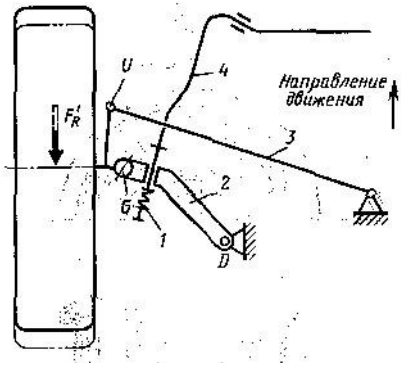


Рис. 2.73. Треугольный рычаг может быть заменен двумя отдельными рычагами: один (поз. *2*) расположен поперечно и передает боковые силы, другой (поз. *4)* — продольно расположенный — передает силы в этом направлении. Соединение осуществляет опора *1* с продольной податливостью, установленная в отверстии детали *2* и воспринимающая жесткое качение радиальных шин

В передней подвеске эту проблему можно решить с помощью поперечного рычага с продольной консолью *3* (рис. 2.72), которая упирается в боковом направлении в резиновую опору с сильно прогрессивной, точно дозированной характеристикой упругости. В точках поворота *D* и *G* должны быть жесткие опорные элементы с малой податливостью под действием боковых сил на повороте и тормозных сил. Если опирающийся в точке *D* поперечный рычаг осуществляет направляющие функции, то он обычно имеет отверстие (рис. 2.73 и 2.25), в котором размещается резиновая опора *1* с продольной податливостью. Внутренняя втулка этого шарнира закрепляется на плече стабилизатора *4* или продольной растяжке *3* (рис. 2.21 и 2.56).

При независимой подвеске задних ведущих колес особенно важно обеспечение точной кинематики перемещения продольных или косых рычагов, без изменения развала и схождения колес

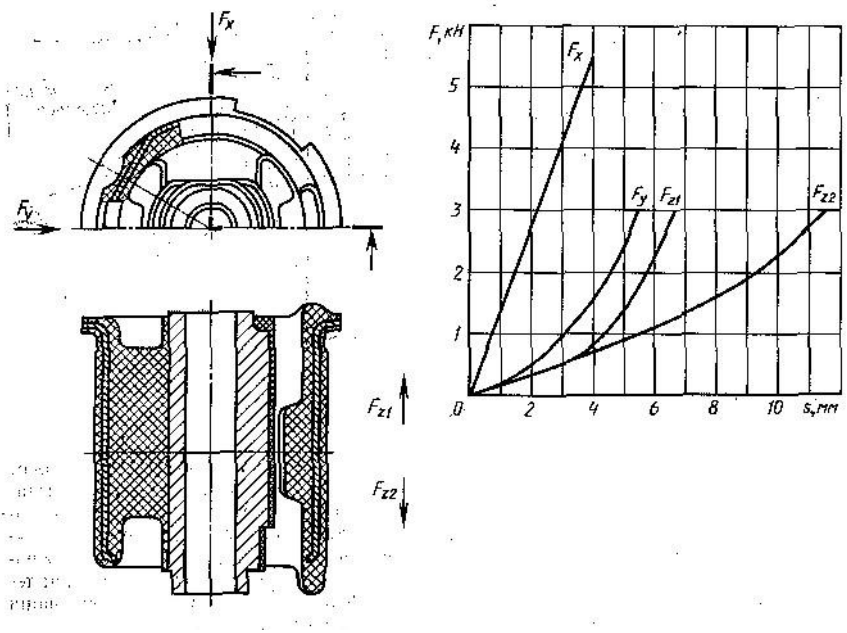


Рис: 2.74. Резиновая опора фирмы «Лемфёрдер метальварен», запрессовываемая с обеих сторон в поперечину задний подвески автомобилей БМВ 5-й серии. В вертикальном (*Z*) направлении, начиная с 0,6 кН, опора имеет различную прогрессивность, в продольном (*X*) направлении опора имеет большую жесткость. Внутренняя втулка из легкого металла соединяется с кузовом

вследствие эластичности. Резиновые опоры, которые соединяют поперечину подвески и главную передачу с кузовом, должны поглощать жесткое качение радиальных шин (рис. 2.74). В зависимой подвеске эту задачу выполняют опоры в продольных штангах, а в подвеске со связанными рычагами — элементы, установленные в точках поворота (рис. 2.81 и 2.82).

2.3.5. Опоры рычагов, податливые в боковом или продольном направлении

Чтобы избежать изменений кинематики, опоры должны для восприятия жесткого качения радиальных шин иметь лишь небольшую эластичную податливость *s*, после чего их жесткость Должна прогрессивно возрастать. Сила сопротивления качению $F_r=k_rF_n$ составляет менее 1 кН, т. е. она значительно меньше, чем силы при разгоне и торможении. Последние могут превышать $F_b = 1{,}25F_n$ и требуют надежной, прочной опоры. К тому же опоры должны иметь различные характеристики в разных направлениях. Очень простое решение применено в передней подвеске автомобилей «Хонда-прелюд» (см. рис. 5.23) и «Форд-фиеста». Полиурета-

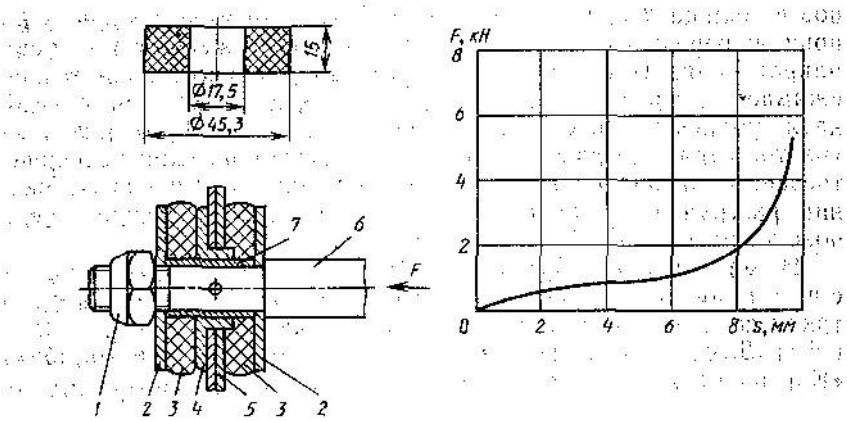


Рис. 2.75. Опора нижней растяжки передней подвески автомобиля «Форд-фиеста». Пластмассовая шайба *4*, охватывающая распорную втулку *7,* установлена в отверстии рычага *5*. При затягивании самостопорящейся гайки *1* усилие передается через шайбу *2* и эластичное левое кольцо *3* из «целласто» (изготовитель — фирма «Эластогран») на шайбу *4,* которая принимается к рычагу и осуществляет направление конца растяжки по вертикали. Такие же детали *2* и *3* установлены и на передней стороне, втулка *7* на оси *6* обеспечивает определенный предварительный натяг. График показывает высокую эластичность отдельного кольца без предварительного натяга

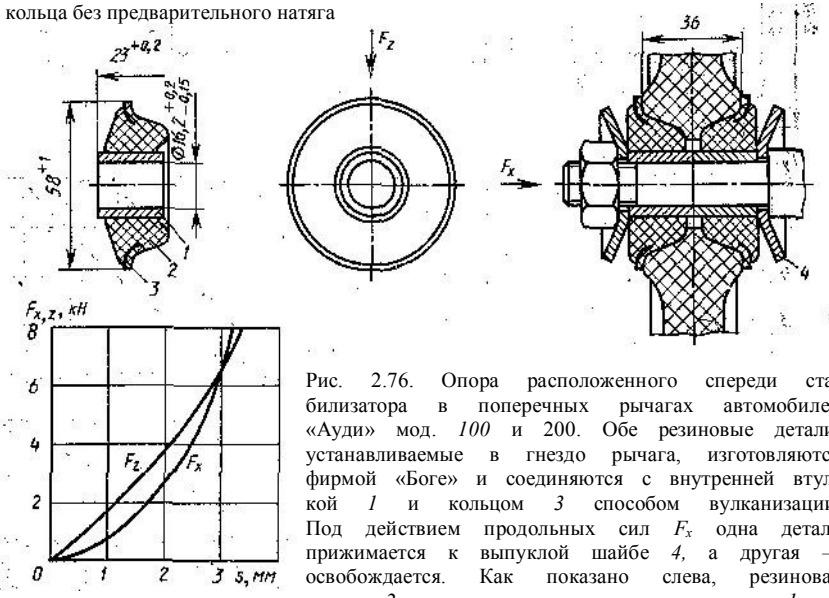


Рис. 2.76. Опора расположенного спереди стабилизатора в поперечных рычагах автомобилей «Ауди» мод. *100* и 200. Обе резиновые детали, устанавливаемые в гнездо рычага, изготовляются фирмой «Боге» и соединяются с внутренней втулкой *1* и кольцом *3* способом вулканизации. Под действием продольных сил F_x одна деталь прижимается к выпуклой шайбе *4,* а другая — освобождается. Как показано слева, резиновая деталь *2* выступает за внутреннюю втулку *1*, за счет этого достигается требуемый предварительный натяг в смонтированном состоянии. Кольцо *3* обеспечивает надежную посадку в рычаге, что важно для возможности восприятия опорой стабилизатора вертикальных сил без слишком большой деформации. График показывает характеристики обеих деталей в смонтированном состоянии: прогрессивную в продольном направлении и почти линейную в вертикальном

новые кольца *3 (*рис. 2.75) воспринимают жесткое качение и по причине переднего привода имеют одинаковую жесткость в обоих направлениях. При разгоне заднее (правое) кольцо дополнительно сжимается, а переднее (левое) разгружается и предварительный натяг уменьшается. Ограниченный значением s=7 мм линейный участок характеристики в значительной мере определяет восприятие жесткого качения. При уменьшении подачи топлива и торможении разгружается, наоборот, заднее кольцо. Эта опора очень похожа на штыревой шарнир (см. [30]).

На автомобилях «Ауди» (мод. 100 и 200) две вулканизованные с арматурой резиновые детали воспринимают продольные силы, а также создаваемые стабилизатором вертикальные силы (рис. 2.76 и 6.7). Для этой же цели фирма «Опель» использует на автомобиле «Корза» цельную втулку (рис. 2.77). Указанные автомобили —

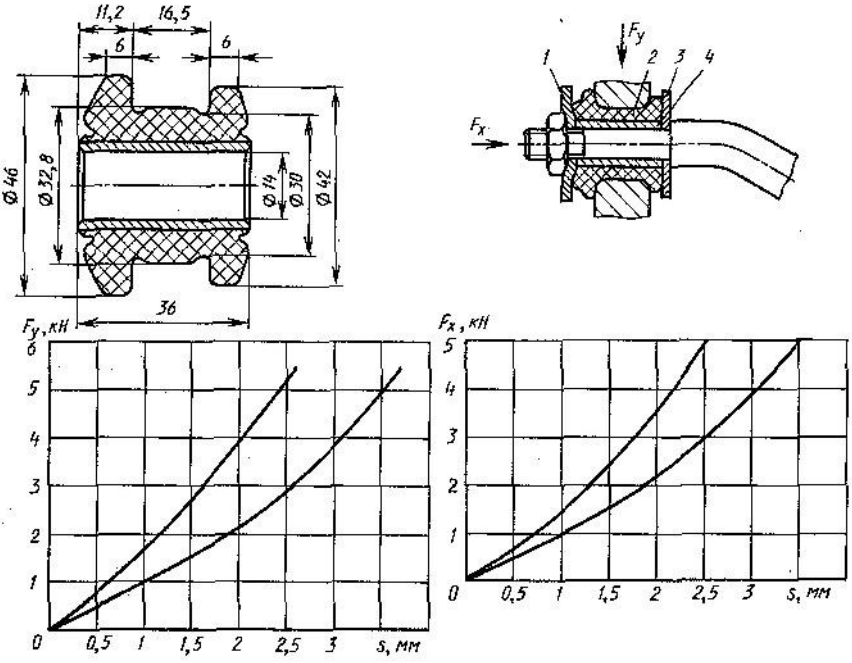


Рис. 2.77. Передняя опора растяжки автомобиля «Опель-корза», изготовляемая фирмой «Фройденберг». Цельная резиновая деталь *2,* при вулканизованная к внутренней втулке *4,* опирается спереди на выпуклую чашку *1*, а сзади — на плоскую шайбу *3.* Направленные назад силы сопротивления качению вначале воспринимаются мягче, чем передаваемые тем же стержнем направленные вперед тяговые силы. В боковом и вертикальном направлениях (т. е. под действием сил F_y и F_z) опора должна быть эластичной для возможности восприятия возникающих при ходах подвески перекосов. Показанные на графиках кривые показывают допустимый диапазон разброса значений

переднеприводные, условия нагружения их передних подвесок отличаются от условий на автомобилях классической компоновки. Фирма БМВ устанавливает в передней подвеске с пружинными стойками автомобилей 3-й серии серповидный рычаг (см. рис. 2.30), который в боковом направлении эластично опирается на резиновый элемент, показанный на рис. 2.78. На автомобилях 5-й серии эту функцию выполняет аналогичный по конструкции элемент в косых растяжках (см. рис. 2.24).

Опоры продольных рычагов задней зависимой подвески выполняются податливыми (рис. 2.79, мод. «Форд-фиеста»). В подвеске со связанными рычагами направляющие функции осуществляются только одним опорным элементом с каждой стороны (см. рис. 4.3) или парой стянутых элементов (см. рис. 2.81). Резиновые элементы

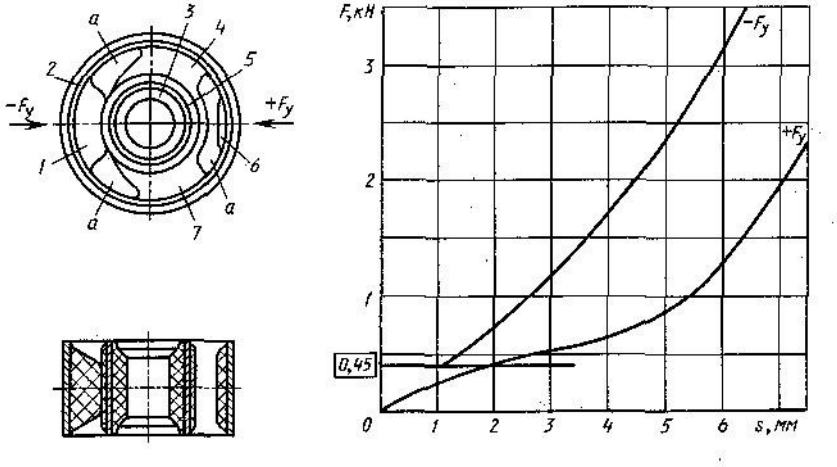


Рис. 2.78. Резиновая опора, изготавливаемая фирмой «Боге» и устанавливаемая в поперечных рычагах передней подвески автомобилей БМВ 3-й серии. Промежуточная втулка *5* своей периферией в двух местах *4* и *7* соединена вулканизацией с наружной втулкой *2*. Слева предусмотрен упор *1*, к которому прилегает втулка *5* с предварительным натягом. Под действием направленной спереди назад силы сопротивления качению F_R на наружной втулке *2* возникает боковая сила $+F_y$, которая уменьшает предварительный натяг на упоре *1*, резиновые массивы *4* и *7* нагружаются при этом на сдвиг. В результате вначале получается дегрессивная характеристика, которая при включении правого ограничителя *6* становится прогрессивной. При равномерном движении по ровной дороге возникает сила $+F_y \approx 0{,}45$ кН; в этой «рабочей точке» опора работает в мягком диапазоне (при этом играет роль передаточное отношение серповидного рычага). При действии сил в другом направлении осуществляется сжатие элемента *1*, жесткость для $-F_y$ больше, вначале линейная, затем прогрессивная. Привулканизированный изнутри к промежуточной втулке *5* резиновый слой *3* охватывает консоль (поз. *3* на рис. 2.30, толщина 20 мм) серповидного рычага (подвеска показана на рис. 6.35):

a—выемка

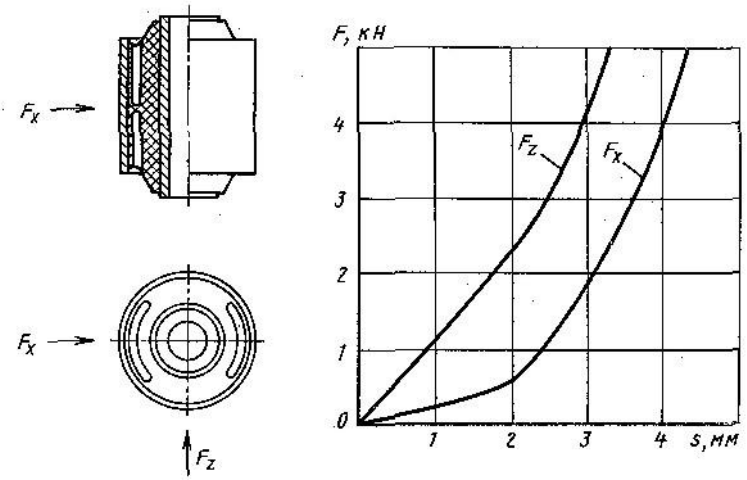


Рис. 2.79. Опора с продольной упругой податливостью, выпускаемая фирмой «Боге» и устанавливаемая фирмой «Форд» в продольные растяжки задней подвески автомобиля «Фиеста». Выемки в резиновой детали обеспечивают требуемую прогрессивность характеристики. Для обеспечения точной кинематики этой зависимой подвески опоры имеют в вертикальном направлении (F_z) значительно большую жесткость и почти линейную характеристику упругости. Подвеска показана на рис. 3.22.

должны изолировать кузов от жесткого качения радиальных шин и иметь прогрессивную характеристику в продольном направлении. Однако в этом случае под действием боковых сил ось может поворачиваться в плане, а обусловливаемая этим избыточная поворачиваемость не способствует безопасности движения (рис. 2.80 и

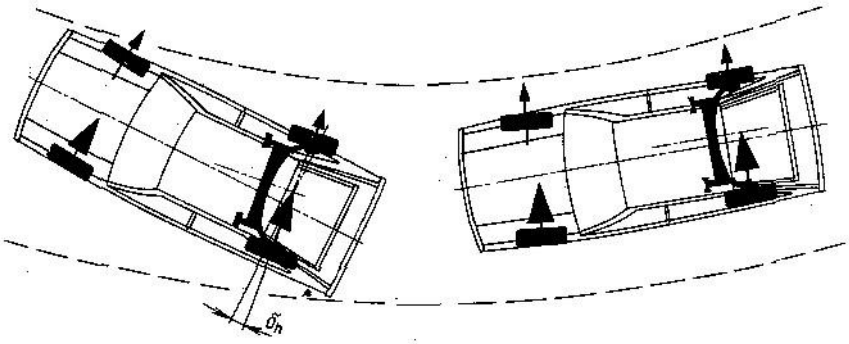


Рис. 2.80. Под действием боковой силы подвеска со связанными рычагами может «перекоситься» на угол δ_h, вызывая смещение автомобиля к внутренней стороне поворота, как при избыточной поворачиваемости (слева). Корректирующие опоры в значительной мере препятствуют этому недостатку (справа)

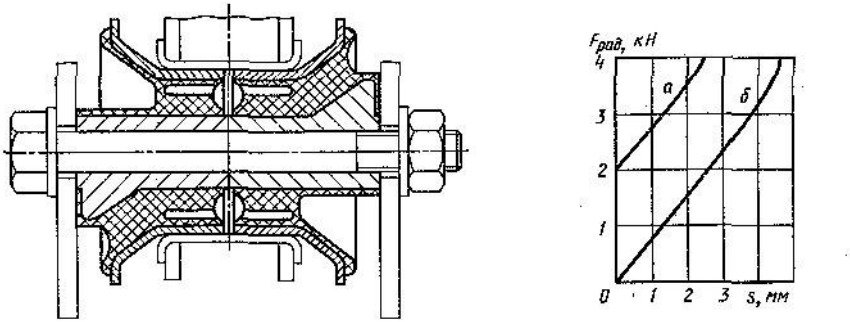


Рис. 2.81. Корректирующие опоры, устанавливаемые фирмой «Фольксваген» в задней подвеске со связанными рычагами автомобиля «Пассат». Резиновые детали привулканизированы к внутренним втулкам и наружным чашкам. На диаграмме (рисунок фирмы «Лемфёрдер метальварен») показана продольная податливость при прямолинейном движении без внешнего воздействия и при наличии боковых сил:
а — при наличии боковой силы; *б* — при прямолинейном движении

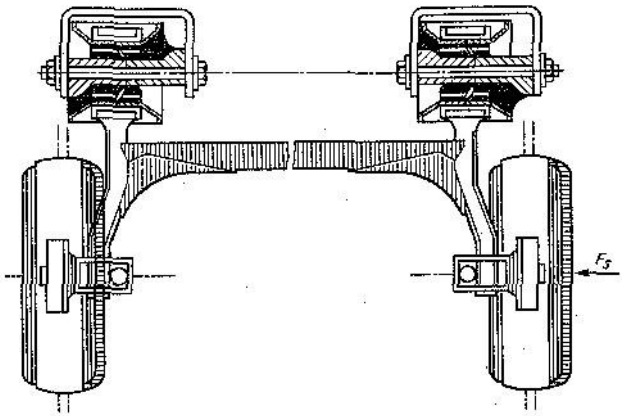


Рис. 2.82. Под действием боковых сил внутренние детали смещаются относительно наружных. Резина на конусах с одной стороны сжимается (в данном случае - слева), повышающаяся в результате продольная жесткость предотвращает поворот оси в направлении «избыточной поворачиваемости»

3.27). Для устранения этого недостатка фирма «Фольксваген» разработала корректирующий опорный узел, который на автомобиле «Пассат» состоит из двух «зеркальных», аналогичных по конструкции деталей, устанавливаемых в проушину рычага (рис. 2.81). При прямолинейном движении выемки в резиновых деталях обеспечивают требуемую продольную податливость. Под действием боковых сил внутренние втулки смещаются относительно наружных и конические буртики прижимаются друг к другу (рис. 2.82). В результате, как показано на рис. 2.81, продольная жест-

кость повышается, что в значительной степени препятствует избыточной поворачиваемости под действием боковых сил.

В отличие от «Пассата», на «Гольфе» *с* каждой стороны автомобиля устанавливается лишь по одной опоре и в этом случае ось нужно рассматривать как одно целое.

2.4. КАРДАННЫЕ ВАЛЫ И ШАРНИРЫ

2.4.1. Карданные валы легковых и грузовых автомобилей

На автомобилях классической компоновки и полноприводных для передачи крутящего момента от коробки передач к главной передаче служит карданный вал. На рис. 2.83 и 2.95 показана обычная конструкция карданного вала грузового автомобиля с подвижным шлицевым соединением (для компенсации изменения расстояния между коробкой передач и ведущим мостом) и двумя карданными шарнирами. Угол в шарнире β при эксплуатации составляет на грузовых автомобилях от 0 до 12°. Конструкция шарнира допускает углы до 35°, у центрированного сдвоенного шарнира фирмы ГВБ при крутящем моменте M_A до 12000 Н·м β_{max}=42° (см. рис. 2.119). На легковых автомобилях в конструктивном положении β составляет лишь 0—4°, поэтому подвижное шлицевое соединение может выполняться на ведомом валу коробки передач.

Скорость вращения карданного вала на прямой передаче соответствует чаще всего частоте вращения двигателя и при современных высокоскоростных силовых агрегатах легковых автомобилей достигает 6000 мин$^{-1}$. В связи с этим показанные на рис. 2.86—2.88 β_z и β_y в конструктивном положении (т. е. при нагрузке 3 чел по 68 кг) должны быть по возможности меньше. Это позволит повысить плавность передачи, уменьшить размеры кар-

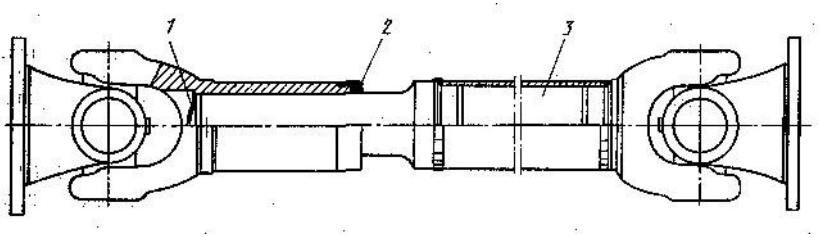


Рис. 2.83. Не требующий обслуживания карданный вал типоразмера 052 фирмы «Кляйн» с компенсацией изменений длины, предназначенный для грузовых автомобилей. При применении труб с размерами от 80×3,5 до 88×4,5 допустимый крутящий момент составляет от 4,0 до 7,5 кН·м, изменение длины до 110 мм. Внутреннее центрирование на фланцах требует посадки *H7/h6*. Труба *3* приварена по торцам. Скользящее соединение уплотнено справа эластичным кольцом *2,* слева аналогичную функцию выполняет крышка *1*

данных шарниров и, следовательно, сэкономить материалы и затраты. Если β превышает 3°, ресурс шарниров уменьшается следующим образом: на 19 % при β=6°, на 28 % при β=9°, на 34 % при β= 12°, на 38 % при β= 15° и т. д. При требуемом ресурсе не менее 100 тыс. км увеличение β ведет к необходимости усиления обоих карданных шарниров. К тому же при увеличении β возрастает ускорение массы средней части карданного вала. В легковых автомобилях для предварительной оценки при расстоянии между центрами шарниров до 1600 мм можно использовать следующее условие: $n\beta° \leq 32000$ мин$^{-1}$. Это означает, что шарниры вала такой длины, вращающегося с частотой до 6000 мин$^{-1}$, допускают угол в шарнире не более 5,3°, причем это относится и к обоим предельным состояниям нагружения: один человек в салоне и почти пустой топливный бак, а также полная нагрузка автомобиля. На легковых автомобилях классической компоновки ход подвески при переходе из одного состояния в другое может достигать 80 мм (см. рис. 2.1). При длине вала 1600 мм это соответствует β=2,9°, если главная передача перемещается вместе, с балкой зависимой подвески. Далее необходимо убедиться, что максимальная частота вращения карданного вала остается хотя бы на 20 % ниже критической частоты вращения n_k. Максимальная частота принимается равной номинальной частоте вращения двигателя, умноженной на передаточное число высшей передачи и коэффициент 1,1÷1,2. С учетом этого указанное условие выглядит так: $n_{max} \leq 0,7 n_k$. Критическая частота вращения в мин$^{-1}$:

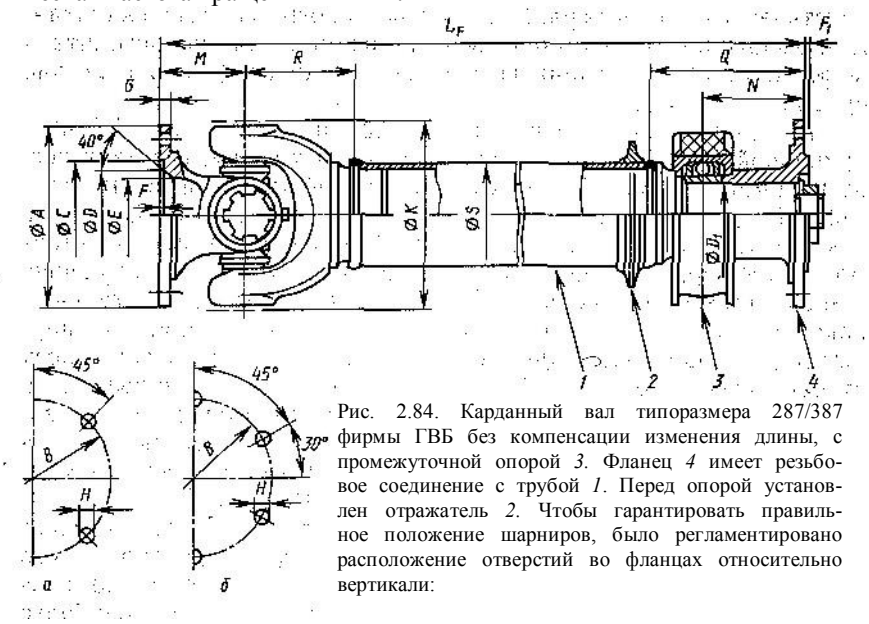


Рис. 2.84. Карданный вал типоразмера 287/387 фирмы ГВБ без компенсации изменения длины, с промежуточной опорой *3*. Фланец *4* имеет резьбовое соединение с трубой *1*. Перед опорой установлен отражатель *2*. Чтобы гарантировать правильное положение шарниров, было регламентировано расположение отверстий во фланцах относительно вертикали:

а — фланец с 4 отверстиями; *б* — фланец с 6 отверстиями

для сплошных валов n_k=1,22·10^7D/l_0^2 ;

для полых (трубчатых) валов $n_k = 1{,}22\cdot10^7\sqrt{D^2+d^2}/l_0^2$, где D — наружный диаметр, d — внутренний диаметр.

Длина l_0 стоит в знаменателе в квадрате, т. е. она оказывает наибольшее влияние на критическую частоту вращения. Главным образом по этой причине в настоящее время на всех скоростных легковых автомобилях устанавливаются расчлененные карданные валы с промежуточной опорой (рис. 2.84 и 2.93).

Промежуточная опора представляет собой уплотненный с обеих сторон и заправленный долговечной смазкой радиальный шарикоподшипник, который с помощью вулканизированной упругой резинометаллической обоймы крепится на кузове.

На рис. 2.85 показана такая опора фирмы «Фройденберг», которая применяется на автомобилях БМВ. Резиновая втулка *1* внутреннего кольца *4* служит для установки шарикового подшипника. Выгнутый наружу резиновый переходник *3* упруго соединяет между собой внутреннее и наружное кольца. Наружное кольцо *2* жестко связано со скобой *5*, два отверстия *6* которой используются для крепления обоймы к полу кузова.

Независимо от наличия промежуточной опоры вилки карданного вала должны быть взаимно параллельными (рис. 2.86). В противном случае их скорости будут различными, т. е. возникнут мгновенные колебания угловой скорости и, следовательно, повышенные пики крутящего момента.

Если имеется разность углов $\Delta\beta=\beta_{z1}-\beta_{z2}$ (или $\Delta\beta=\beta_{z2}-\beta_{z1}$), то при постоянной частоте вращения двигателя n_1 частота вращения главной передачи за один оборот будет по два раза принимать минимальное значение $n_{2\min}=n_1\cos\Delta\beta$ и максимальное значение $n_{2\max}=n/\cos\Delta\beta$. Тогда коэффициент неравномерности вращения $u=\operatorname{tg}\Delta\beta\sin\Delta\beta$, а колебание частоты вращения $\Delta n = n_1(n_{2min}/n_{\max}) = n_1(1-\cos^2\Delta\beta) = n_1\sin^2\Delta\beta$. Это уравнение ясноуказывает на увеличение Δn_2 в зависимости от β (или $\beta_{рез}$, который рассматривается ниже).

Если главная передача и коробка передач имеют относительное боковое смещение (рис. 2.87), возникает результирующий пространственный угол $\beta_{рез}$, который определяется по формуле $\operatorname{tg}\beta_{рез} = \sqrt{\operatorname{tg}\beta_y + \operatorname{tg}\beta_z}$. Этот угол должен быть возможно меньшим. Другим путем выравнивания частоты вращения валов *1* и *2* является их расположение по схеме на рис. 2.88 при соблюдении следующих условий:

1. β_z главной передачи и коробки передач равны.

2. Обе вилки карданных шарниров должны, как показано на рис. 2.88, располагаться в одной плоскости. Если вилки приварены к трубе вала, то опасность их относительного смещения отсутствует. Часто одна вилка устанавливается на шлицевом конце вала, необходимом для компенсации изменения длины, а другая жестко