

3. ЗАВИСИМАЯ ПОДВЕСКА

3.1. ЗАВИСИМАЯ ПОДВЕСКА НА ПРОДОЛЬНЫХ РЕССОРАХ

Существует много возможностей закрепить балку зависимой подвески под кузовом или рамой. Часто в качестве единственного несущего и одновременно упругого связующего элемента применяются продольные рессоры, поскольку они могут воспринимать силы во всех трех направлениях, а также тяговые и тормозные моменты (рис. 3.1). Этот экономически выгодный тип подвески имеет еще и то преимущество, что погруженная поверхность на грузовых автомобилях и кузов на легковых автомобилях поддерживаются сзади в двух точках: под задним сиденьем и под багажником (см. рис. 1.4). За счет этого снижается нагруженность задней части кузова при полной загрузке багажника или рамы грузового автомобиля при полной нагрузке (рис. 3.2)

На относительно легких легковых, а также грузовых автомобилях рессоры обеспечивают, пожалуй, еще удовлетворительные направляющие свойства, однако на более тяжелых легковых автомобилях их применение связано со значительными проблемами. Если для достижения хорошей плавности хода рессоры выполнены длинными, то они получают податливыми в боковом направлении, что приводит к ухудшению сцепления колеса с дорогой на поворотах. Другой недостаток мягких рессор — так называемый S-образный изгиб (рис. 3.3). Продольные силы, возникающие в контакте колес при разгоне и торможении, вызы-

вают поворот задней оси, вследствие чего увеличиваются изгибные напряжения в середине рессоры. По этой причине однолистовые рессоры при зависимой подвеске ведущих колес могут применяться без дополнительных направляющих элементов только на легких автомобилях.

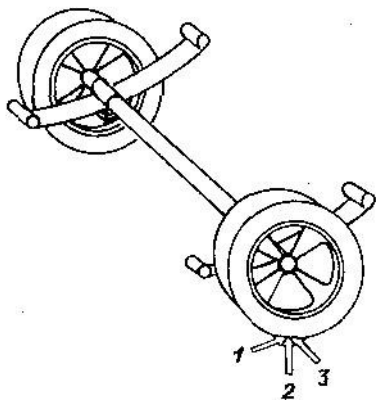


Рис. 3.1. Продольные рессоры могут воспринимать силы, действующие во всех направлениях, а также тяговые и тормозные моменты:

1, 2, 3—соответственно продольная, вертикальная и боковая силы

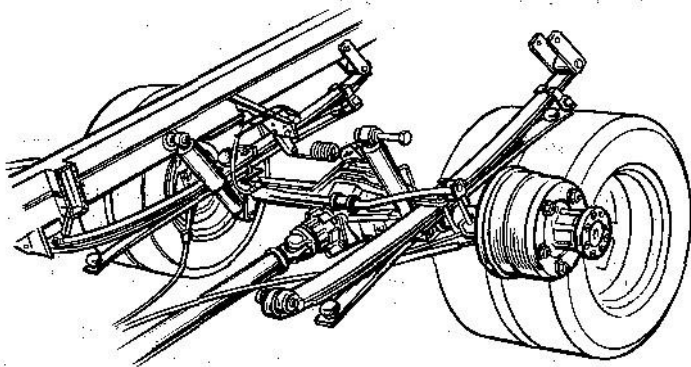


Рис. 3.2. Задняя подвеска легкого грузового автомобиля «Фольксваген LT». Длинные параболические рессоры создают благоприятную опору для рамы и, кроме того, имеют прогрессивную характеристику. При нагружении вступают в работу резиновые буфера опорных листов (см. рис. 2.3), а буфера сжатия осуществляют ограничение хода. Относительное смещение листов предотвращается установленными сзади хомутами, открытыми с нижней стороны. Стабилизатор имеет широко расставленные опоры на картере моста, преимущества такого расположения показаны на рис. 1.18; амортизаторы же, наоборот, неблагоприятно смещены внутрь

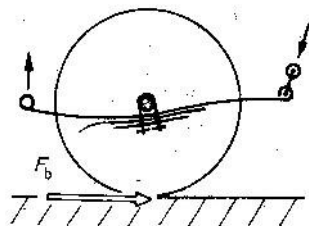


Рис. 3.3. S-образный изгиб, вызванный тормозными силами F_b , вследствие которого возникают дополнительные напряжения изгиба в задних концах обеих продольных рессор

Несколько листов, соединенных вместе хомутами (чтобы на разгруженной стороне листы не расходились, рис. 3.4), представляют собой пакет с заделкой с повышенным моментом сопротивления изгибу. При зависимой подвеске ведущих колес тяговые силы в точках контакта колес, изменяясь вследствие дорожных неровностей, могут вызвать крутильные колебания моста относительно оси колес (рис. 3.5). Гашение этих колебаний амортизаторами неэффективно, так как они установлены лишь с небольшим вылетом относительно оси колес. Подвеска неведущих задних колес переднеприводных автомобилей должна воспринимать только тормозные силы, которые практически не вызывают крутильных колебаний, так как колеса под действием трения затормаживаются равномерно и на них не передаются колебания. На автомобилях классической компоновки источником таких колебаний может быть силовой агрегат с мягкой подвеской, допускающей его поворот. Здесь могут помочь демпферы колебаний двигателя (см. [30]), а также амортизаторы с кре-

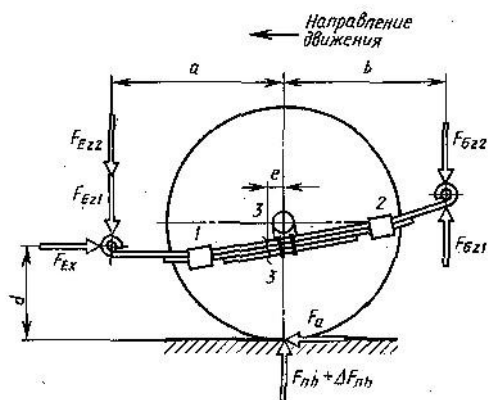


Рис. 3.4. Если направляющим элементом зависимой подвески служат только продольные рессоры, то при разгоне и торможении они наряду с элементами крепления подвергаются большим изгибным напряжениям. Для разгрузки коренного листа и ограничения поворота балки моста к восприятию момента привлекаются остальные листы рессоры с помощью хомутов 1 и 2. При показанном на рисунке разгоне передняя часть рессоры нагружена в сечении 3—3 моментом $M_b = (F_{Ez1} + F_{Ez2})(a - e)$, где $F_{Ez1} = F_a d / (a + b)$, $F_{Ez2} = (F_{nh} + \Delta F_{nh}) b / (a + b)$. Задний конец рессоры подвешен на серье

плением перед осью и за ней (рис. 3.6). Кроме того, за счет такого расположения примерно вертикально установленных амортизаторов можно уменьшить изгибающие моменты, возникающие в рессорах при равносторонних ходах отбоя и сжатия. Амортизаторы, установленные с одной стороны оси, могли бы увеличить эти моменты (рис. 3.7).

Чтобы избежать дополнительных напряжений и препятствовать S-образному изгибу и крутильным колебаниям оси, фирма «Форд» на автомобилях «Капри», выпускавшихся до 1984 г., использовала в качестве направляющего элемента плечи стабилизатора, которые при торможении нагружаются на сжатие (или продольный изгиб), а при разгоне — на растяжение. Продольные силы в этом случае нагружают рессоры только на растяжение и сжатие (рис. 3.8). Такие нагрузки без проблем воспринимаются коренными листами или однолистовыми рессорами (рис.

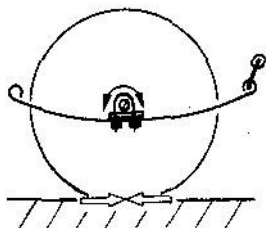


Рис. 3.5. Крутильные колебания вокруг оси колес, вызываемые изменением тяговых сил

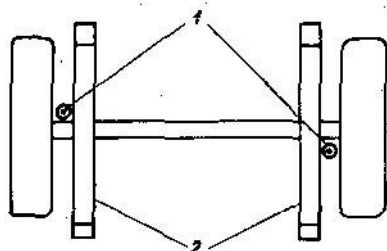


Рис. 3.6. Благоприятное расположение амортизаторов на автомобиле «Форд-капри»: с одной стороны — перед осью и с другой — позади оси колес: 1 — амортизаторы; 2 — рессоры

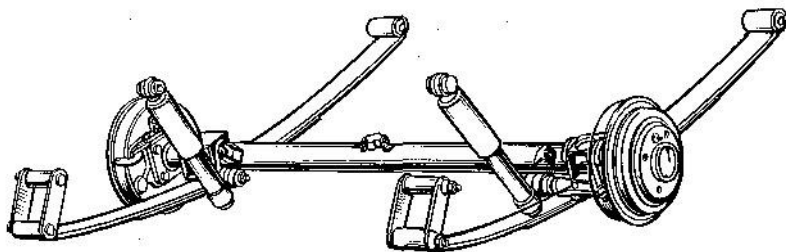


Рис. 3.7. Задняя подвеска ведомых колес автомобиля «Фиат-панда» с широкими рессорами и установленными с выносом относительно оси колес наклоненными назад амортизаторами. Интересно, что проушина крепления амортизаторов к балке оси расположена сбоку от корпуса амортизатора. Усилия сжатия и отбоя, возникающие в амортизаторах при ходах колес, вызывают поворот балки оси

3.9). Показанный на рис. 3.3 изгиб при такой конструкции не возникает.

Другие конструкции зависимых рессорных подвесок можно найти в [32] (передняя подвеска легкого грузового автомобиля «Даймлер-Бенц 207D/308», а также «Фольксваген LT») и [30] (задние подвески «Мерседес 207D/308», «Пежо-305» и развозного автомобиля «Форд-экспорт»).

3.2. ПОДВЕСКА ЛЕГКОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ НА ПРОДОЛЬНЫХ И ПОПЕРЕЧНЫХ РЫЧАГАХ

Рассмотренная выше подвеска с дополнительным направляющим элементом повышает безопасность движения, однако технически правильное (хотя и дороже) передавать вертикальные силы винтовыми пружинами, не обладающими собственным трением, а боковые силы — тягой Панара (см. рис. 1.19). Точка крепления этой тяги к кузову описывает дугу (рис. 3.10), т. е. при колебаниях подвески кузов испытывает некоторое боковое смещение Δb , которое тем больше, чем короче тяга и чем больше ее наклон. Кроме того, надо учитывать наклон тяги Панара на повороте (также зависящий от ее длины), который при крене в одну сторону приводит не только к смещению центра

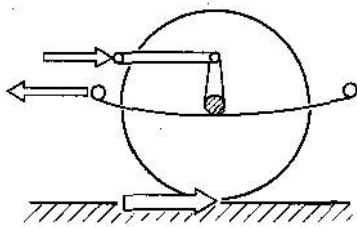


Рис. 3.8. Опорные штанги воспринимают продольные реакции. Рессоры (или продольные нижние штанги) нагружаются при торможении на растяжение, а при разгоне — на сжатие или продольный изгиб, и лишь в небольшой степени — на изгиб (в отличие от схемы на рис. 3.3)

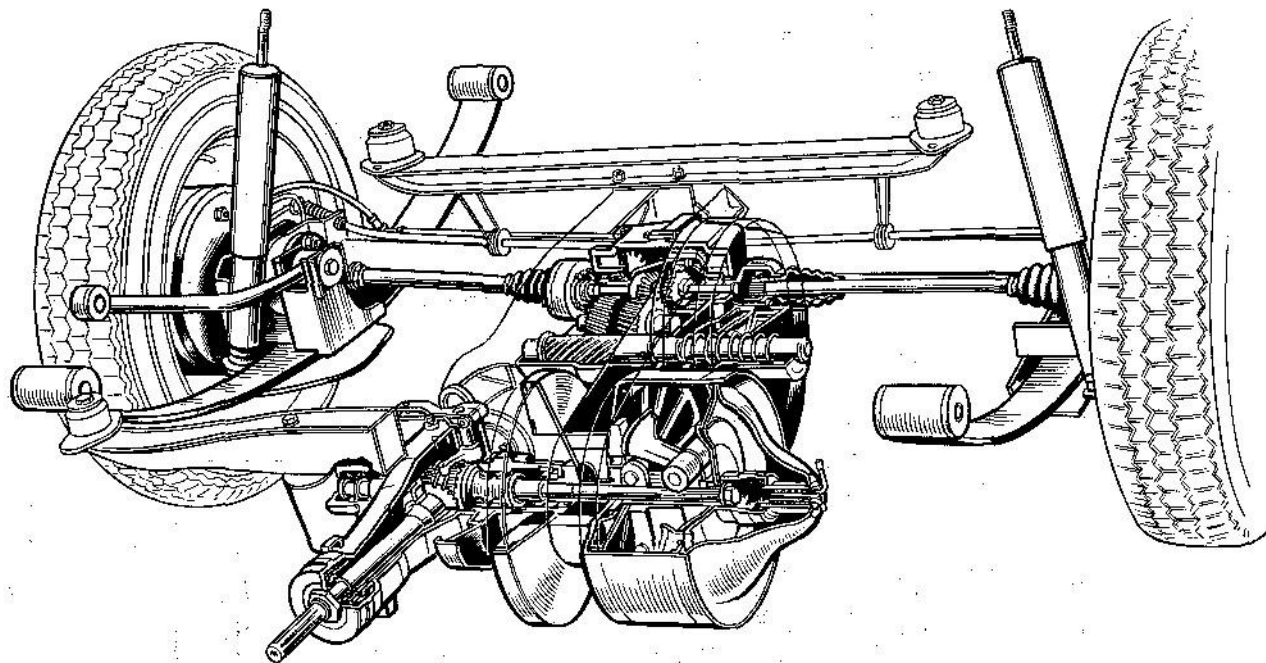


Рис. 3.9. Задняя подвеска «Де-дион» автомобилей «Вольво 343/360» с трансмиссией «Вариоматик», расположенной отдельно от балки оси. Однолистовые рессоры воспринимают вертикальные, боковые и продольные силы. Тормозной момент воспринимается расположенной с правой стороны продольной штангой, а тяговый — опорами передачи «Вариоматик» и главной передачи (показаны тонкими линиями).

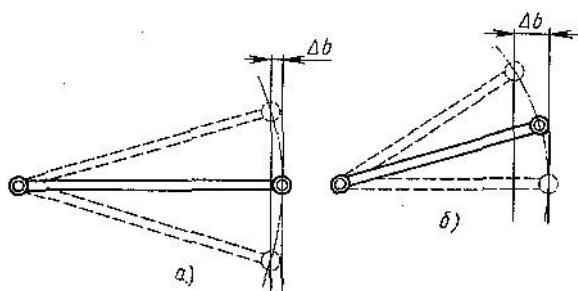


Рис. 3.10. Чем больше наклонена тяга Панара и чем она короче, тем больше боковое смещение Δb при ходе кузова. Вследствие этого может возникнуть поворот кузова вокруг вертикальной оси, влияющий на положение передних колес, что приведет к изменению направления движения; а—горизонтальная тяга Панара; б—наклонная тяга Панара

крена вверх (рис. 3.11), но и к усилению этого крена за счет силы F_{Tz} . Если центробежная сила F_{cwh} направлена в другую сторону (рис. 3.12), то центр крена опускается, однако возникает поддерживающая кузов составляющая F_T . Поэтому при рассмотрении поведения автомобиля на повороте нет необходимости учитывать изменение положения тяги Панара.

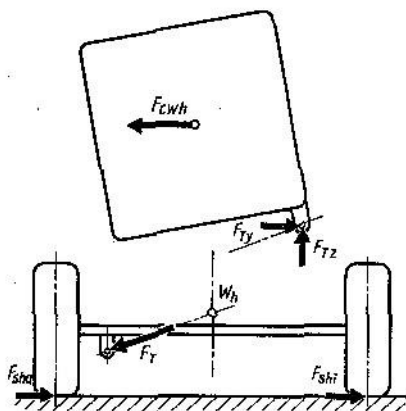


Рис. 3.11. Приблизительно горизонтальная при прямолинейном движении тяга Панара наклоняется при боковом крене кузова. При повороте вправо центр крена W_h перемещается вверх, и плечо крена укорачивается. Однако возникающая при этом составляющая силы F_{Tz} усиливает крен кузова

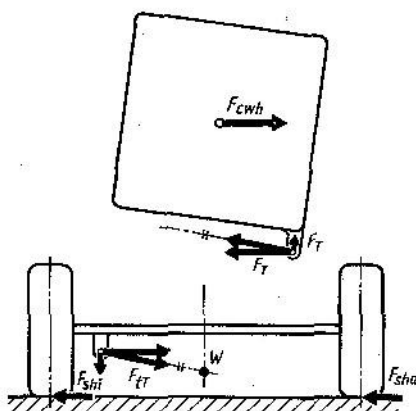


Рис. 3.12. При повороте влево центр крена W_h перемещается вниз, однако кузов дополнительно поддерживается составляющей F_{Tz} что уменьшает крен кузова

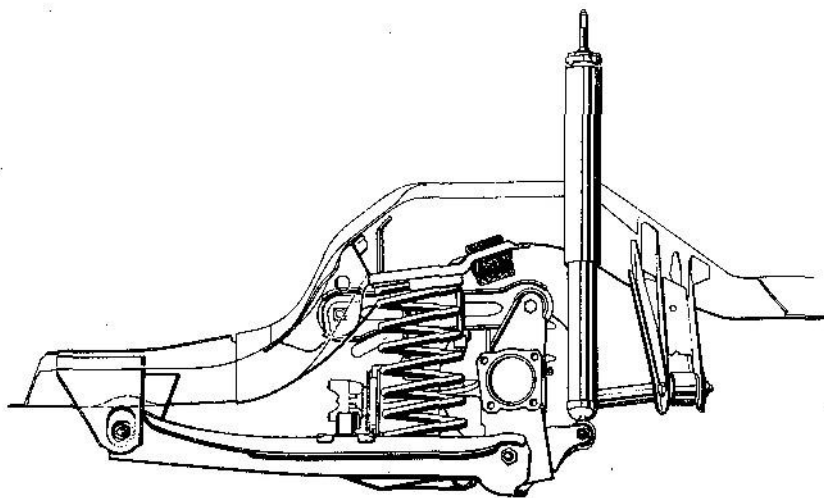


Рис. 3.13. Вид сбоку на 5-рычажную заднюю подвеску автомобиля «Опель-рекорд Е». Хорошо видны профилированные нижние рычаги, опирающиеся на них пружины, буфера над балкой подвески и тяга Панара, расположенная примерно на высоте оси колес. Поршни расположенных за осью амортизаторов совершают хода, большие, чем ход колес ($i_D < 1$), что благоприятно для демпфирования колес

Если тяга Панара расположена позади оси (рис. 3.13 и 3.14, «Опель-рекорд»), то при движении на повороте возникает пара сил, воспринимаемая продольными рычагами и вызывающая силы $\pm F_x$. Резиновые элементы в опорах эластично деформируются и ось может повернуться на угол δ_h , если про-

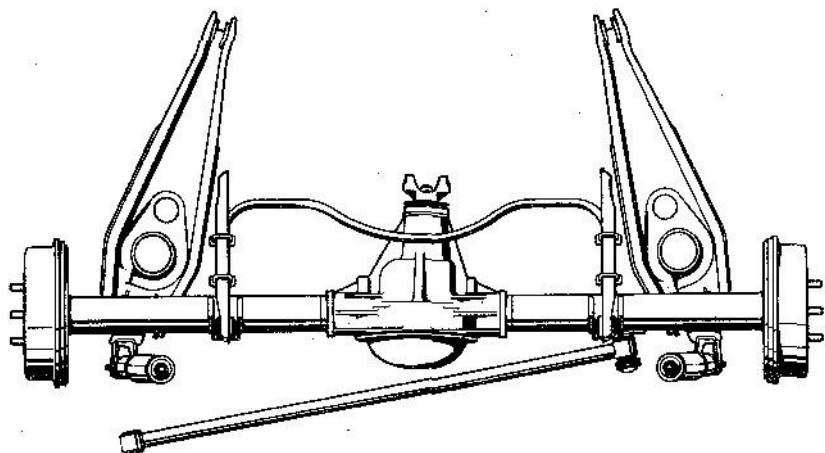
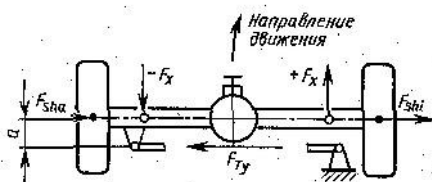


Рис. 3.14. 5-рычажная подвеска ведущих колес автомобиля «Опель-рекорд Е» имеет направленные косо вперед нижние рычаги, косою тягу Панара с правым креплением к балке и связанный с верхними рычагами стабилизатор

Рис. 3.15. Плечо a между боковыми силами F_{sha} и F_{shi} на обоих задних колесах и силой F_{Ty} в тяге Панара приводит к образованию пары сил, вызывающей в продольных рычагах силы $\pm F_x$. При податливости в опорах такая подвеска может способствовать недостаточной поворачиваемости под действием боковых сил



дольные рычаги в плане взаимно параллельны. Возникающий при этом поворот (рис. 3.15 и 1.21) под действием боковых сил в направлении недостаточной поворачиваемости может быть изменен косым расположением нижних рычагов. Если под действием сил ось слегка подается в сторону, то наружный (относительно центра поворота) продольный рычаг несколько отжимает ее назад, а внутренний — слегка подтягивает вперед. Замеры показывают, что за счет положения рычагов, показанного на рис. 3.14, фирме «Опель» на автомобиле «Рекорд» удалось получить заднюю подвеску, способствующую нейтральной поворачиваемости под действием боковых сил.

Недостаточная поворачиваемость, обусловленная подвеской задней оси, может ослабить тенденцию к избыточной поворачи-

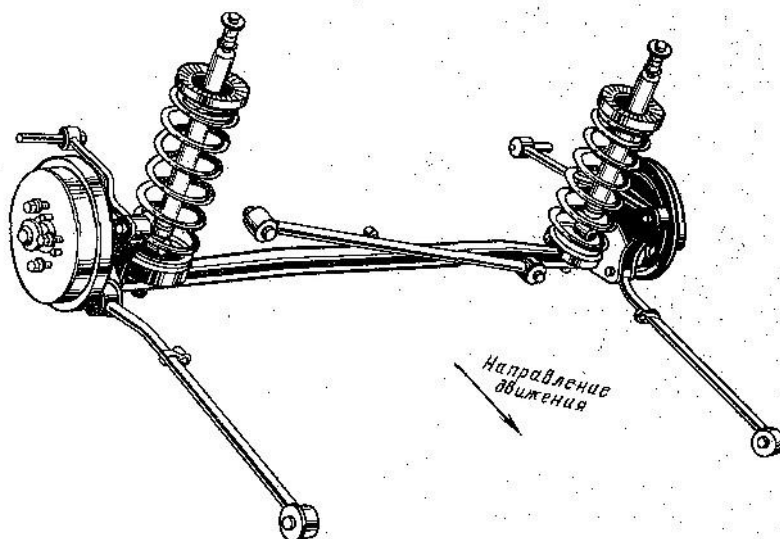


Рис. 3.16. Задняя подвеска мод. 33/1,5 фирмы «Альфа-ромео». Тяга Панара расположена на этом переднеприводном автомобиле перед осью колес. Кронштейн на середине тяги Панара служит для крепления регулятора тормозных сил. Пружины и амортизаторы опираются на трубчатую балку подвески. Точки крепления верхних и нижних продольных штанг, образующих с каждой стороны механизм Уатта, расположены из кинематических соображений почти друг над другом

ваемости, присущую заднеприводным легковым автомобилям. Соответственно восприятие боковых сил перед осью колес способствовало бы избыточной поворачиваемости (см. рис. 3.60), т. е. могло бы ослабить недостаточную поворачиваемость переднеприводного автомобиля. При этом может быть применена тяга Панара или механизм Уатта (рис. 3.16 и 3.17). Тяга Панара, расположенная по оси колес, вероятно, совсем не влияет на поворачиваемость (рис. 3.18). В принципе, тяга Панара должна быть как можно длиннее и при конструктивном положении автомобиля располагаться горизонтально.

Для передачи на кузов продольных сил, возникающих в точках контакта колес, с обеих сторон оси предусмотрено по паре рычагов. Как видно на рис. 3.14 и 3.18, нижние рычаги в большинстве случаев выполняются таким образом, чтобы на них могли опираться пружины. Тормозные и тяговые моменты обуславливают силы сжатия и растяжения в рычагах (см. рис. 3.8). Как и при наклонных рессорах, на подвеске с парными рычагами можно получить поворот оси в плане при движении автомобиля на повороте за счет соответствующего взаимного положения рычагов и их различной длины (рис. 3.19 и

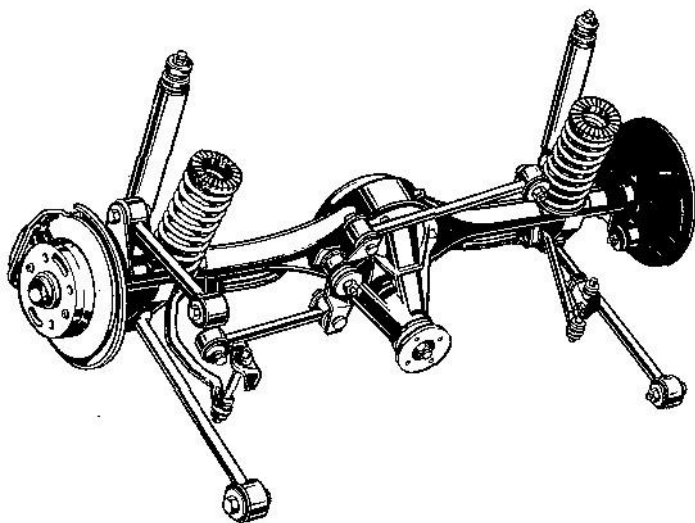


Рис. 3.17. Задняя подвеска автомобиля «Мазда-RX7», развивающего скорость свыше 200 км/ч, с кузовом купе; расположенный перед осью механизм Уатта передает боковые силы между кузовом и осью, направляя ее при ходах подвески вертикально, т. е. без какого-либо бокового смещения. Расположение механизма Уатта перед осью способствует избыточной поворачиваемости под действием боковых сил и компенсирует поворот оси под действием крена в сторону недостаточной поворачиваемости; в результате сохраняется нейтральная поворачиваемость. Хорошо видны продольные рычаги неравной длины, определяющие указанную кинематику (они опираются на балку подвески) пружины и вынесенные назад амортизаторы

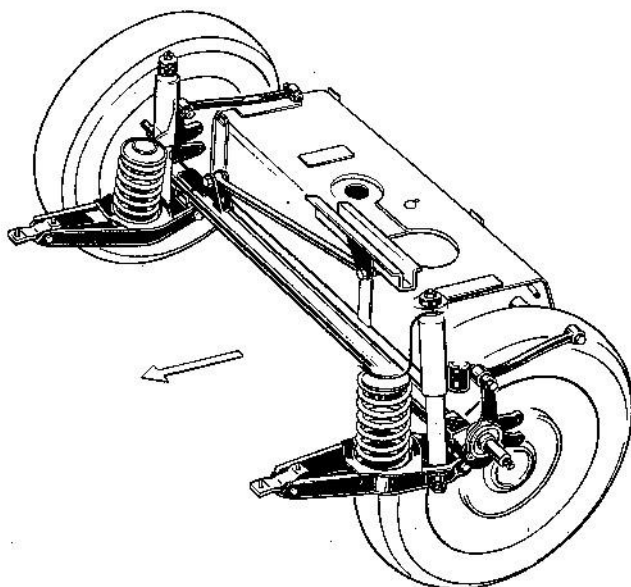


Рис. 3.18. Задняя подвеска мод. 99 и 900 фирмы «Сааб». Расположенная над осью тяга Панара не влияет на поворачиваемость автомобиля и, кроме того, обеспечивает высокий центр крена (что благоприятно для переднеприводного автомобиля). Продольные силы и тормозные моменты воспринимаются парами рычагов, расположенными с каждой стороны по схеме механизма Уатта. Пружины и амортизаторы опираются на нижние рычаги, к которым в модификации «Турбо» крепится стабилизатор, показанный на рис. 2.19

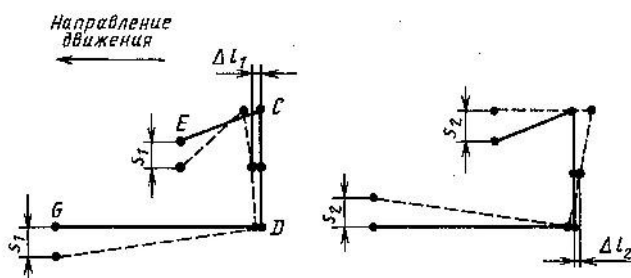


Рис. 3.19. Если при движении на повороте кузов на наружной стороне перемещается на величину хода сжатия s_1 , а на внутренней — на величину хода отбоя s_2 , балка подвески теоретически должна была бы скручиваться. На самом деле эти изменения положения воспринимаются резиновыми опорами в проушинах рычагов. Тем не менее происходит подтягивание оси вперед на наружной стороне, т. е. эта подвеска способствует недостаточной поворачиваемости под действием крена

2.91). Возникающие при этом на стороне отбоя и стороне сжатия изменения расстояния между точками крепления C и E , а также D и G должны компенсироваться опорами. За счет этого повышается жесткость подвески при разноименном ходе примерно на 5%. Дополнительно такое положение рычагов может определить положение центра продольного крена O_h , который уменьшает подъем задней части автомобиля при торможении и опускание при разгоне (рис. 2.91 и 3.38). На автомобиле «Опель-рекорд» точка O_h расположена в 40 м перед осью (при малой нагрузке автомобиля); при полной нагрузке это расстояние положительным образом уменьшается до 0,8 м.

Переднеприводная и полноприводная мод. 33 фирмы «Альфа-romeо», и мод. 99 и 900 фирмы «Сааб» имеют верхние продольные штанги, расположенные за осью, в то время как нижние находятся перед осью (рис. 3.16 и 3.18). Преимущество такой схемы — нагружение всех рычагов на растяжение при торможении и точное параллельное перемещение оси при крене кузова на повороте (рис. 3.20). Это подтверждается замерами на автомобиле. Если при малой нагрузке рычаги расположены примерно параллельно, то как на наружной стороне, совершающей ход сжатия s_1 , так и на внутренней стороне с ходом отбоя s_2 происходит приблизительно одинаковый поворот балки, и заневоливание опорных элементов, показанное на рис. 3.19, не происходит.

Недостатком этой схемы является смещение центра продольного крена при изменении нагрузки. Как можно видеть на рис. 3.21, при нагрузке в два человека центр продольного крена O_{h2} расположен перед осью колес, а при полной нагрузке —

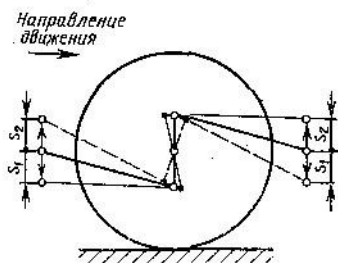


Рис. 3.20. Механизм Уатта, направляющий балку подвески в продольном направлении с обеих сторон, имеет то преимущество, что при равностороннем и разноименном ходе подвески балка перемещается точно перпендикулярно продольной оси автомобиля (т. е. без поворота в плане). Это свойство сохраняется как при полной нагрузке, так и при частичной (в два человека)

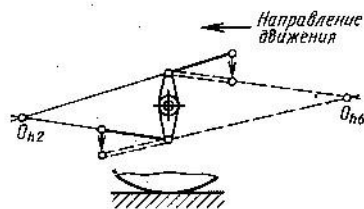


Рис. 3.21. При наличии механизма Уатта верхние продольные рычаги размещены сзади, за счет чего центр продольного крена O_h , при нагруженном автомобиле оказывается расположенным позади оси колес, что приводит к отжатию вверх задней части кузова в начале торможения: сплошные линии — нагрузка в два человека; штриховые — полная нагрузка

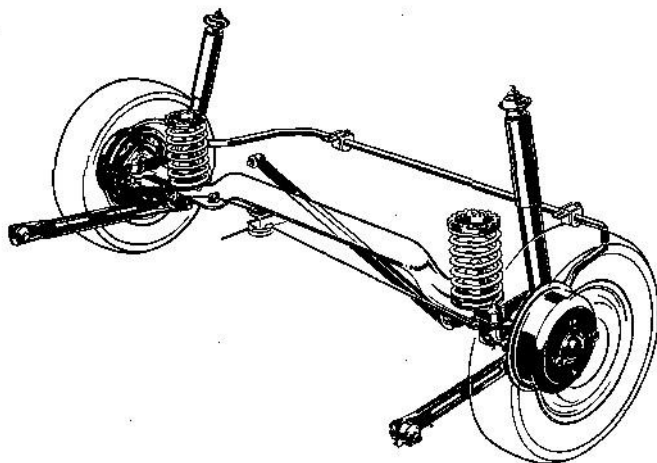


Рис. 3.22. Задняя подвеска автомобиля «Форд-фиеста». Балка в средней части изогнута вверх, чтобы под ней могла пройти выпускная труба. Продольные силы и жесткое качение радиальных шин воспринимаются двумя рычагами, а боковые силы — тягой Панара, направленной от балки косо назад. Тормозной момент воспринимается амортизаторами. Показанный здесь стабилизатор в стандартной модификации отсутствует

позади этой оси (O_{h6}). Вследствие этого задняя часть кузова при торможении отжимается вверх, а не притягивается вниз.

По-другому происходит восприятие тормозных сил на автомобиле «Форд-фиеста» выпуска 1976 г. (рис. 3.22). Здесь имеются лишь две штанги, которые могут передавать только продольные силы. Передние опоры этих штанг имеют определенную упругую жесткость для изоляции кузова от жесткого качения радиальных шин (рис. 2.79). Тормозной момент воспринимают два расположенных позади оси колес амортизатора с утолщенным (с 11 до 17 мм) штоком и направленными вперед кронштейнами (рис. 3.23). Концы кронштейнов, выполненные в виде проушин, через резиновые втулки соединены с верхней стороной, балки подвески. Если амортизаторы установлены с наклоном, то образуется центр продольного крена. Более подробно это рассматривается в [30].

Две пары продольных рычагов, установленные по концам балки моста, воспринимают все момен-

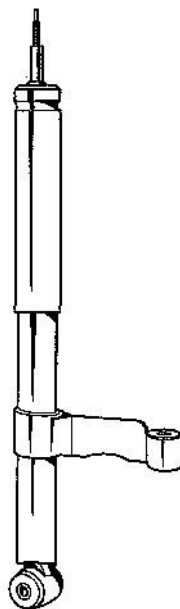


Рис. 3.23. Амортизатор фирмы «Фихтель и Закс» с направленным вперед кронштейном, необходимым для восприятия тормозного момента в задней подвеске автомобиля «Форд-фиеста»

ты и обеспечивают то преимущество, что при торможении (и разгоне) средняя часть балки не испытывает напряжений кручения (см. [31]). Этим преимуществом не обладает конструкция подвески, показанная на рис. 3.24 и 1.5 и применяемая фирмой «Рено» на мод. 18. Хотя нижних продольных рычагов здесь тоже два, однако сверху имеется только один треугольный рычаг, который закрепляется на балке с возможностью поворота и углового перекаса. Этот рычаг воспринимает продольные и боковые силы, а также тормозные моменты; балка при этом испытывает большие напряжения. Фирмы «Рено» и «Даймлер-Бенц» выбрали это решение для некоторых моделей с целью прямолинейности перемещения задней оси (без какого-либо бокового смещения), а также для повышения центра бокового крена, чтобы за счет этого уменьшить крен кузова на повороте.

Из-за высокорасположенного центра масс кузова эта мера особенно эффективна на грузовых автомобилях и автобусах, но также и на переднеприводных автомобилях. С помощью достигаемого при этом повышенного перераспределения колесных нагрузок на задней оси можно ослабить тенденцию к недостаточной поворачиваемости (см. рис. 1.21). Аналогичное влияние на поворачиваемость могут иметь нижние продольные рычаги $G-D$, занимающие при нагрузке в два человека наклонное положение (рис. 3.25). На наружной стороне, совершающей ход сжатия, балка, имеющая в середине шарнирную точку крепления E , отжимается назад на величину Δl_1 , а на внутренней стороне —

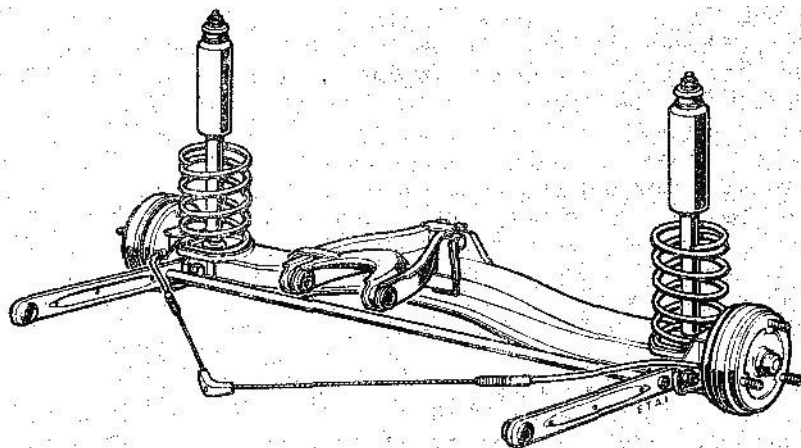
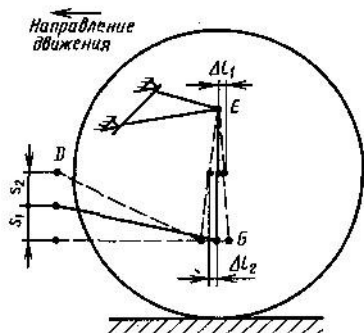


Рис. 3.24. Задняя подвеска неведущих колес автомобиля «Рено-18». Верхний треугольный рычаг передает на кузов боковые и продольные силы, точка его крепления к балке подвески является одновременно центром крена. Пружины и амортизаторы опираются благоприятным образом на балку подвески. Стабилизатор размещен на небольшом расстоянии перед балкой и приварен с обеих сторон к нижним продольным рычагам которые участвуют в восприятии тормозного момента и изолируют кузов от жесткого качения радиальных шин

Рис. 3.25. При малой нагрузке автомобиля нижние продольные рычаги могут быть наклонены таким образом, что при повороте на наружной стороне кузова, совершающей ход сжатия s_1 , ось отжимается назад на Δl_1 , а на внутренней стороне, совершающей ход отбоя s_2 , ось подтягивается вперед на Δl_2 . Высота верхнего шарнира E в средней плоскости автомобиля не изменяется. Если бы точка D была расположена ниже, чем G , подвеска способствовала бы недостаточной поворачиваемости под действием крена



подтягивается вперед (Δl_2). Как показано на рис. 3.26 и 3.27, задняя ось поворачивается на угол δ_h в сторону, противоположную повороту. В таком случае говорят, что подвеска способствует избыточной поворачиваемости под действием крена. Это преимущество может, однако, оказать отрицательное влияние на поведение автомобиля, когда при быстрой смене полосы движения задняя ось «доворачивается» и задок автомобиля неожиданно выносит наружу дальше, чем рассчитывал водитель. При большей нагрузке показанная на рис. 3.25 точка D опускается и оба продольных рычага принимают горизонтальное положение, следствием чего является нейтральная поворачиваемость.

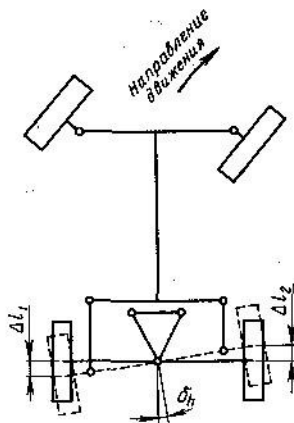


Рис. 3.26. Под действием крена кузова задняя ось может повернуться на угол δ_h в сторону, соответствующую избыточной поворачиваемости

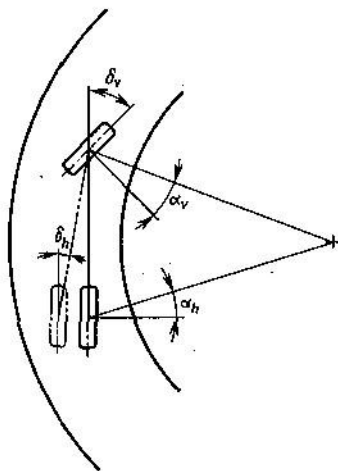


Рис. 3.27. За счет показанного поворота задней оси требуемый угол поворота колес δ_v , уменьшается примерно на угол поворота δ_h ; управляемость автомобиля улучшается. Для упрощения колеса каждой оси показаны здесь совмещенными в середине

Если при полной нагрузке точка D расположена ниже, чем G , рычаги наклоняются в противоположную сторону, и тогда подвеска способствует недостаточной поворачиваемости под действием крена. Желаемое поведение может быть достигнуто соответствующим выбором длины и расположения рычагов.

Вместо одного треугольного рычага над балкой подвески могут использоваться два косых рычага (рис. 3.28). Выполняя те же функции, они являются более нагруженными. Преимущества такого расположения — высокорасположенный центр крена и поворот оси под действием боковых сил в сторону, соответствующую недостаточной поворачиваемости, на угол δ_h , (см. рис. 1.21). Силы F_{sha} и F_{shi} в контакте колес вызывают в точках 1 и 2 две реакции F_{Ey} , которые, в свою очередь, вследствие косоого расположения верхних рычагов создают пару сил $\pm F_{Ex}$ (рис. 3.29). Момент этих сил тем больше, чем дальше разнесены точки 1 и 2 и чем острее угол раскрытия ξ между рычагами.

Для получения совершенных направляющих свойств зависимой подвески фирма «Вольво» предусмотрела на мод. 740/760 разделение функций (рис. 3.30):

1. Направляющие функции в продольном направлении осуществляются двумя длинными рычагами, имеющими опоры под

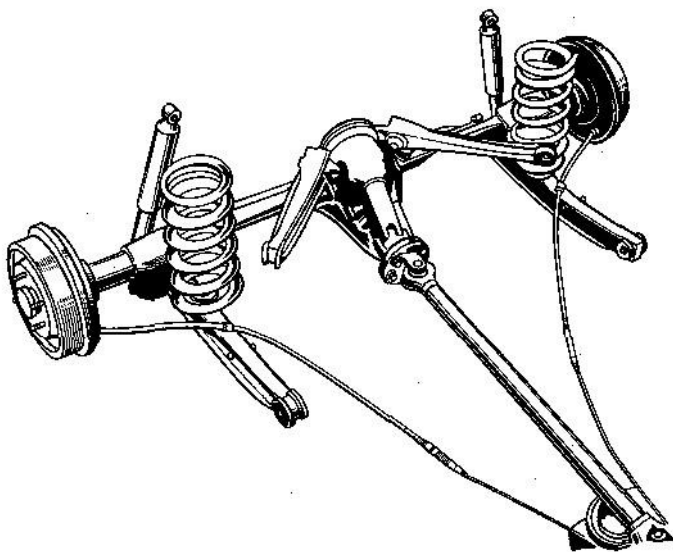


Рис. 3.28. Задняя подвеска ведущих колес автомобиля «Форд-таунус» с косыми верхними рычагами. Пружины привернуты к нижним рычагам концами с уменьшенным диаметром навитки. Амортизаторы расположены позади оси колес

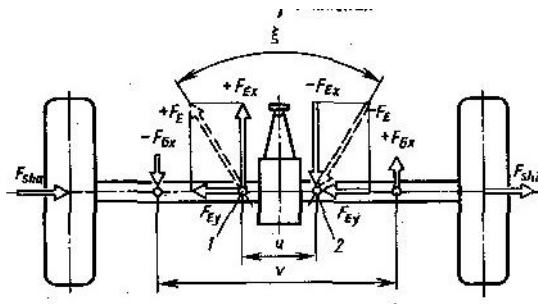


Рис. 3.29. За счет боковых сил на повороте F_{sha} и F_{shi} в точках шарнирного крепления верхних рычагов возникает пара сил $\pm F_{Ex}$, которая должна восприниматься нижними рычагами (силы $\pm F_{Gx}$)

балкой, эластичные на скручивание. Эти рычаги образуют силовой центр, на них опираются пружины и амортизаторы.

2. Боковые силы воспринимаются расположенной сзади на высоте оси колес тягой Панара.

3. Тяговый и тормозной моменты воспринимаются и передаются на подрамник двумя тягами, нагруженными на сжатие и растяжение, эти тяги находятся рядом с главной передачей.

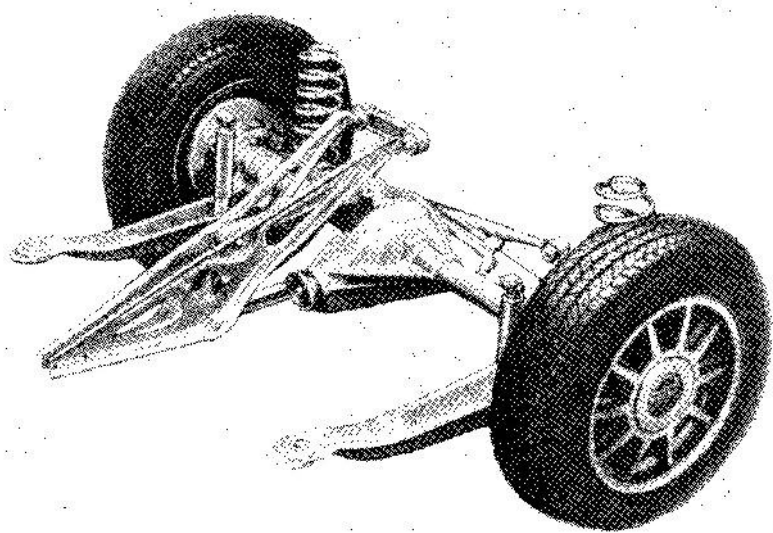


Рис. 3.30. Задняя подвеска мод. 740/760 фирмы «Вольво». Оба нижних продольных рычага с помощью резиновых опор крепятся к кузову и являются опорой для амортизаторов (перед осью) и пружин (позади оси). Кроме того, к ним крепится сзади стабилизатор (здесь не виден). Приходящий от колес тяговый и тормозной момент воспринимается двумя центральными штангами, что связано с тем недостатком, что балка подвески нагружается не только изгибом, но и кручением. Топливный бак вместимостью 82 л размещается в свободном пространстве слева перед осью

Подрамник в трех точках крепится эластично к панели пола и передает указанные моменты на кузов на большой опорной базе (т. е. с малыми усилиями).

3.3. ПОДВЕСКА ГРУЗОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ И АВТОБУСОВ НА ПРОДОЛЬНЫХ И ПОПЕРЕЧНЫХ РЫЧАГАХ

Пневматическая подвеска получила широкое распространение на автобусах, однако и на грузовых автомобилях и прицепах для дальних перевозок она находит все большее при-

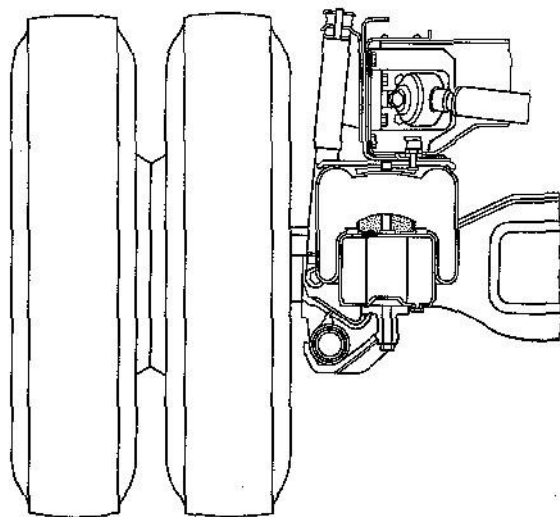


Рис. 3.31. На грузовом автомобиле 1624L фирмы «Даймлер-Бенц» диафрагменные пневмобаллоны (один показан в разрезе) установлены перед осью и позади оси и опираются на нижнюю полку лонжерона. Хорошо видны крепления амортизатора к раме и верхнего треугольного рычага, представленного на рис. 2.26 и 2.27

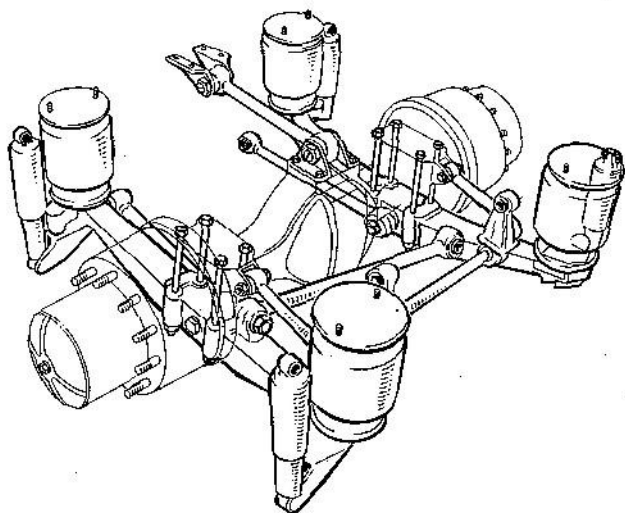


Рис. 3.32. Задняя подвеска автомобиля «Магирус-дойтц M2000». В продольном направлении направляющие функции осуществляются верхней продольной штангой, которая крепится к картеру главной передачи, и двумя нижними. Боковые силы передает тяга Панара, спинка стабилизатора через кронштейны крепится к кузову, амортизаторы благоприятным образом расположены с большим разном по ширине, рядом с пневмобаллонами

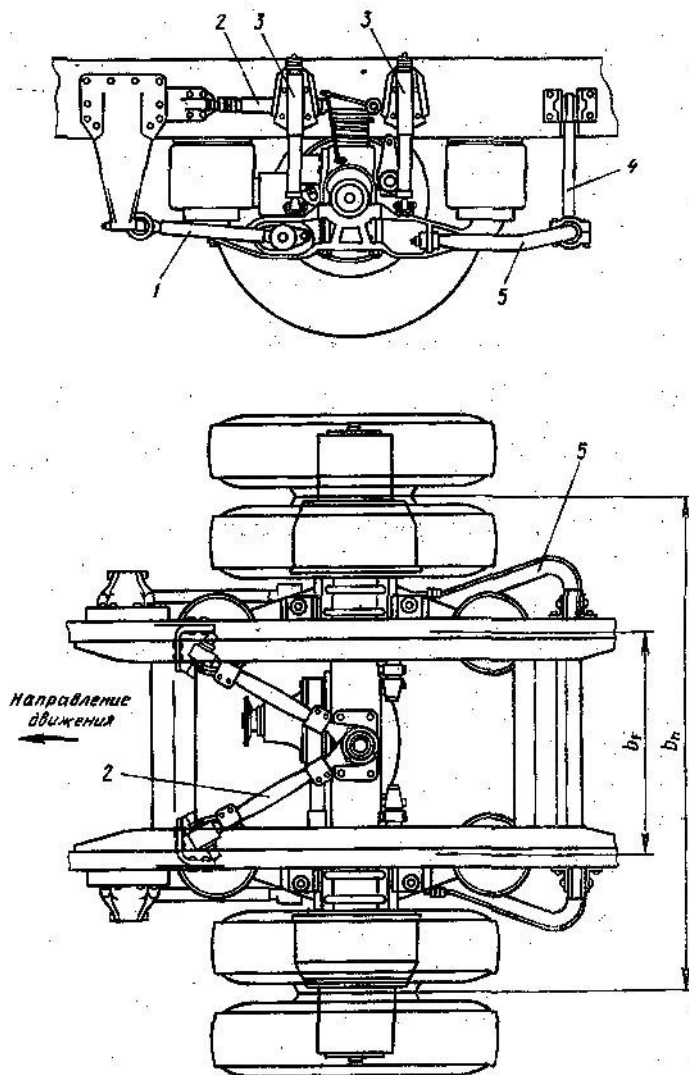


Рис. 3.33. Задняя пневматическая подвеска автомобилей 1017L—2219L колесной формулы 6×2 фирмы «Даймлер-Бенц». Направляющие функции осуществляют две нижние продольные штанги 1 и верхний треугольный рычаг 2 (показанные отдельно на рис. 2.23, 2.26 и 2.27). Четыре упругих баллона установлены под лонжеронами рамы и имеют из-за сдвоенных колес относительно малую упругую колею b_F . Отношение колеи задних колес b_R к указанному размеру b_F равно $i=2,2$, и согласно рис. 1.18 жесткость при разноименном ходе составит всего 21% от жесткости при равностороннем ходе подвески. Для уменьшения крена кузова позади оси установлен стабилизатор 5, который через опоры 4 крепится на раме. Четыре амортизатора 3 установлены почти вертикально вблизи колес, чтобы эффективнее гасить боковые колебания кузова

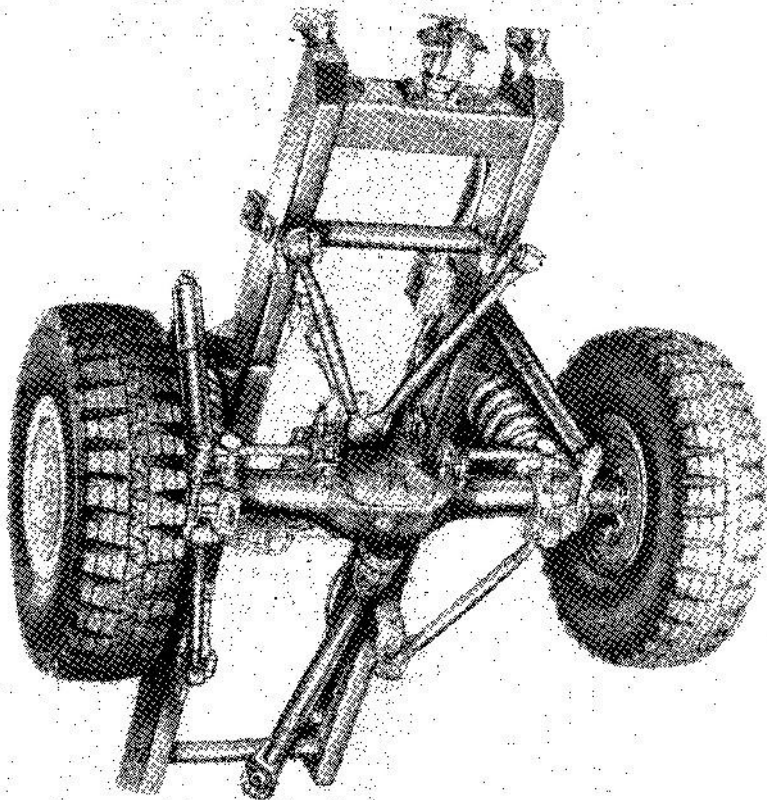


Рис. 3.34. Вид снизу на заднюю подвеску полноприводного внедорожного грузового автомобиля фирмы МАН грузоподъемностью 6 т. Передние продольные штанги имеют длину 1025 мм, а задний треугольный рычаг с очень широкой опорной базой — длину 762 мм. Такие размеры вместе с высокими пружинами прогрессивного действия допускают угол перекоса между осью и рамой $15^{\circ}30'$. Буфера сжатия установлены внутри пружин, а буфера, ограничивающие ход отбоя, — внутри амортизаторов, расположенных благоприятным образом рядом с пружинами

менение. В задних подвесках четыре баллона размещаются чаще всего перед осью и позади нее, с опорой на лонжероны рамы (рис. 3.31). Направляющие функции выполняют либо три продольных штанги и. тяга Панара, либо треугольный рычаг (рис. 3.32—3.34). При относительно малых нагрузках достаточно иметь с каждой стороны по одному упругому баллону. Боковые силы в таких подвесках воспринимаются продольными однолистовым и рессорами или такими же рессорами, работающими совместно с параболическими рычагами фирмы «Крупп-брюнингхаус» (рис. 168

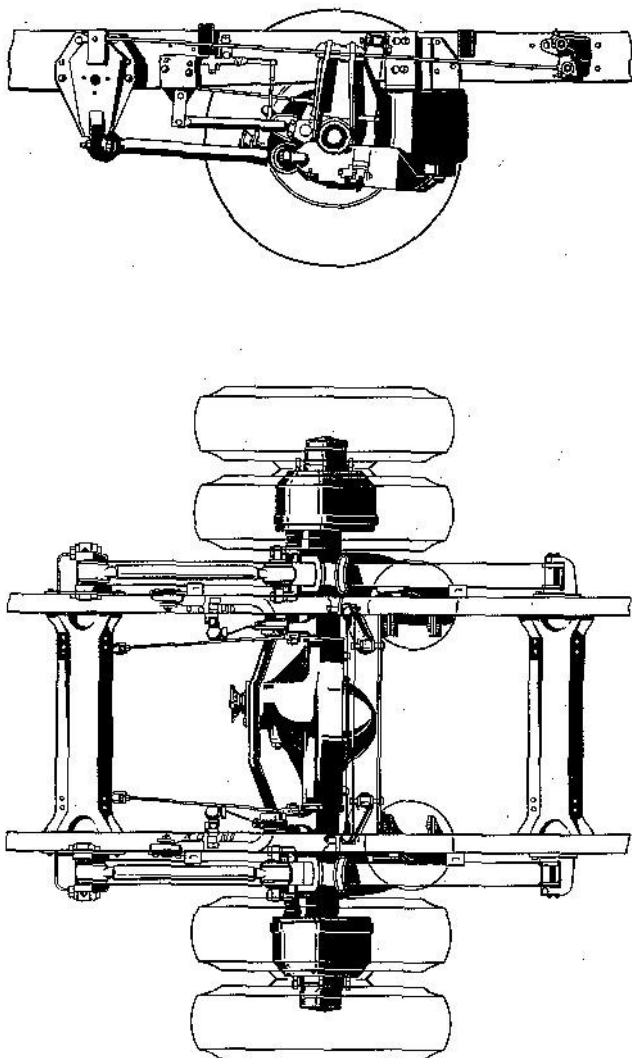


Рис. 3.35. Задняя подвеска, применяемая фирмой «Даймлер-Бенц» на грузовых автомобилях и седельных тягачах полной массой до 11 т. Верхним направляющим элементом являются однолистовые рессоры, которые воспринимают не только продольные, но и боковые силы. Две нижние штанги также выполняют направляющие функции. Пневмобаллоны пришлось сдвинуть назад для возможности их крепления под лонжеронами рамы. Возникающий вследствие этого момент воспринимается передними частями рессор и продольными штангами. Амортизаторы установлены рядом с баллонами, спинка стабилизатора закреплена на балке оси

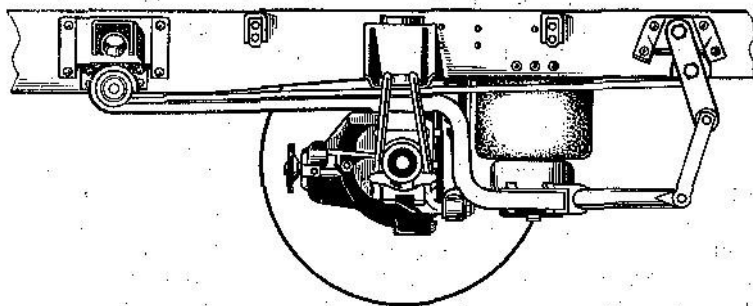


Рис. 3.36. Пневматическая подвеска задних колес, устанавливаемая фирмой «Даймлер-Бенц» на легкие грузовые автомобили. Направляющие функции осуществляют с каждой стороны однолистовая рессора и параболический рычаг. Последний изогнут таким образом, чтобы диафрагменный пневмобаллон мог опираться на лонжерон рамы. За счет смещенного назад баллона возникает момент, который передается параболическим рычагом на переднюю проушину рессоры. Указанный рычаг охватывает спереди проушину рессоры и благодаря этому служит одновременно подстраховкой на случай поломки однолистовой рессоры. В средней части рычаг зафиксирован стремянками на балке оси, а сзади к нему крепится спинка стабилизатора

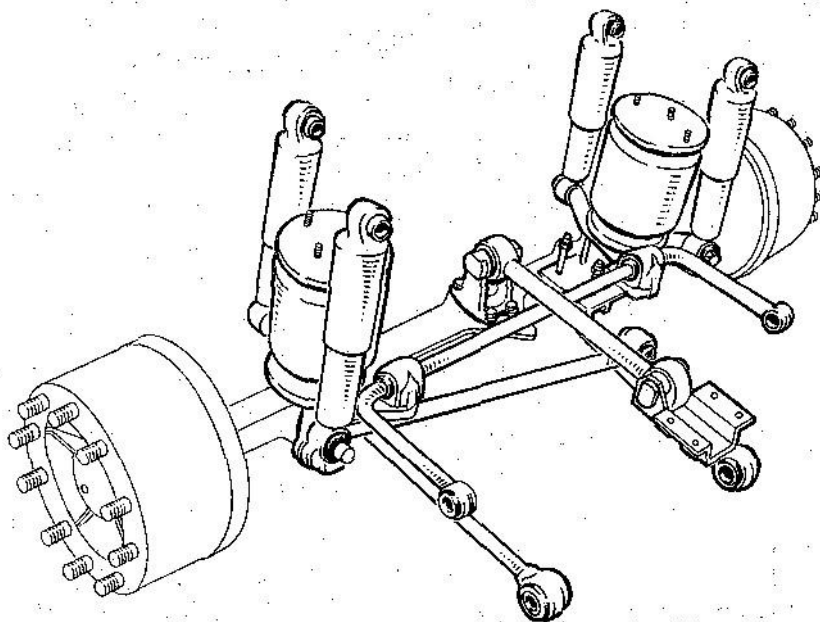


Рис. 3.37. Передняя подвеска автомобиля «Магирус-дойтц M2000»; из-за уменьшенной осевой нагрузки здесь достаточно всего двух упругих баллонов. Функции направляющего элемента осуществляют три продольные штанги и тяга Панара. Чтобы получить место для поворота колес, все узлы сдвинуты к середине

3.4. ПОДВЕСКА С ДЫШЛОМ

Рис. 3.38. Если главная передача размещена на балке подвески, то тяговые силы F_a вызывают вертикальную силу F_{Oz} , которая в точке O_h отжимает вверх опускающуюся заднюю часть кузова. Сила $F_{Oz} = F_a g/d$, т. е. чем короче дышло и чем выше расположен центр продольного крена O_h , тем эффективнее этот опора. При торможении задняя часть кузова подтягивается вниз, что справедливо также для зависимых подвесок с нагруженными на изгиб боковыми рычагами, а также со связанными и продольными рычагами

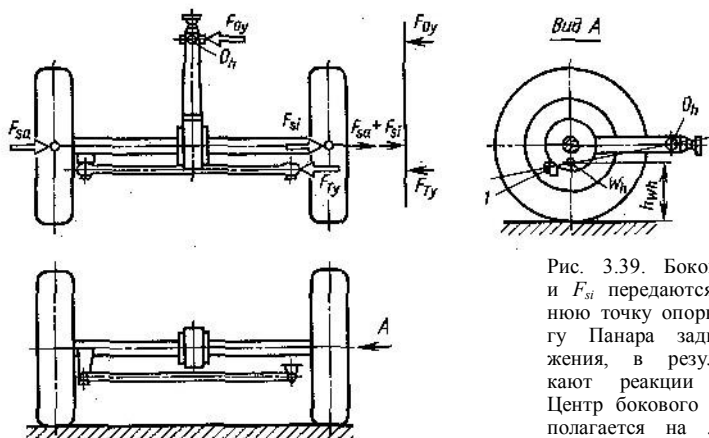
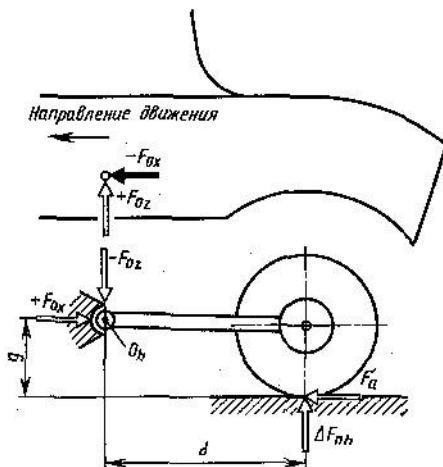


Рис. 3.39. Боковые силы F_{sa} и F_{si} передаются через переднюю точку опоры дышла и тягу Панара заднего расположения, в результате возникают реакции F_{Oy} и F_{Ty} . Центр бокового крена W_h располагается на линии, соединяющей точки T и O_h

недостаток можно устранить с помощью дышла, которое через шаровой или резиновый шарнир связано с кузовом и передает на него вертикальные силы F_{O_z} , возникающие при разгоне и торможении (рис. 3.38). Вместе с тягой Панара заднего расположения дышло осуществляет точную кинематику оси. Как видно из рис. 3.39, на тягу Панара I приходится большая часть боковых сил. Фирма МАН применяет этот конструктивный принцип на автобусах с пневматической подвеской (рис. 3.40); точка опоры дышла передает также продольные силы, а расположенный перед осью треугольный рычаг воспринимает боковые силы.

На грузовых автомобилях и автобусах подвеска с дышлом позволяет выгодно разместить две пружины либо два пневмобаллона. Эти элементы могут опираться непосредственно на балку оси (как в передней и задней подвесках автомобиля «Унимог» фирмы «Даймлер-Бенц», рис. 3.41 и 3.42) или с большим разнесом по ширине (как показано на рис. 3.40). В подвеске фирмы МАН расстояние между упругими элементами в 1,09 раза больше колеи.

Наличие более мягких подвесок и больших тормозных замедлений позволяет считать проблему предотвращения продольного крена при разгоне и торможении на легковых автомобилях не менее важной, чем на грузовых автомобилях и автобусах. Кроме того, подвеска с дышлом практически исключает появление крутильных колебаний, показанных на рис. 3.5. Фирма «Опель» в 1985 г. применяла такую подвеску задних колес на мод. «Манта» (рис. 3.43). В отличие от описанных выше конструкций, здесь тяговые и тормозные силы воспринимаются двумя боковыми продольными штангами. В точке опоры дышла O_h воспринимаются только вертикальные составляющие F_{O_z} , что обеспечивает уменьшение продольного крена (рис. 3.44 и 3.38). Резиновая опора в этой точке обладает продольной податливостью при боковой жесткости; в вертикальном направлении она имеет прогрессивную характеристику для поглощения жесткого качения шин. Жесткий пояс шин вызывает крутильные колебания относительно оси колес, а эти колебания, в свою очередь, — небольшие перемещения дышла вверх-вниз. Для снижения монтажной высоты подвески пружины установлены в опущенных карманах, причем с целью уменьшения бокового крена кузова на повороте они расположены перед осью.

При равностороннем ходе балка качается относительно прямой $y-u$, проходящей через шарнир дышла O_h , перпендикулярно направлению движения (рис. 3.45). Если пружины I расположены перед осью колес, то их жесткость c_F должна быть больше жесткости c_h , приведенной к точке контакта колеса. Здесь справедливо уравнение $c_F = c_h i_F^2$ причем $i_F = b/a > 1$. При повороте

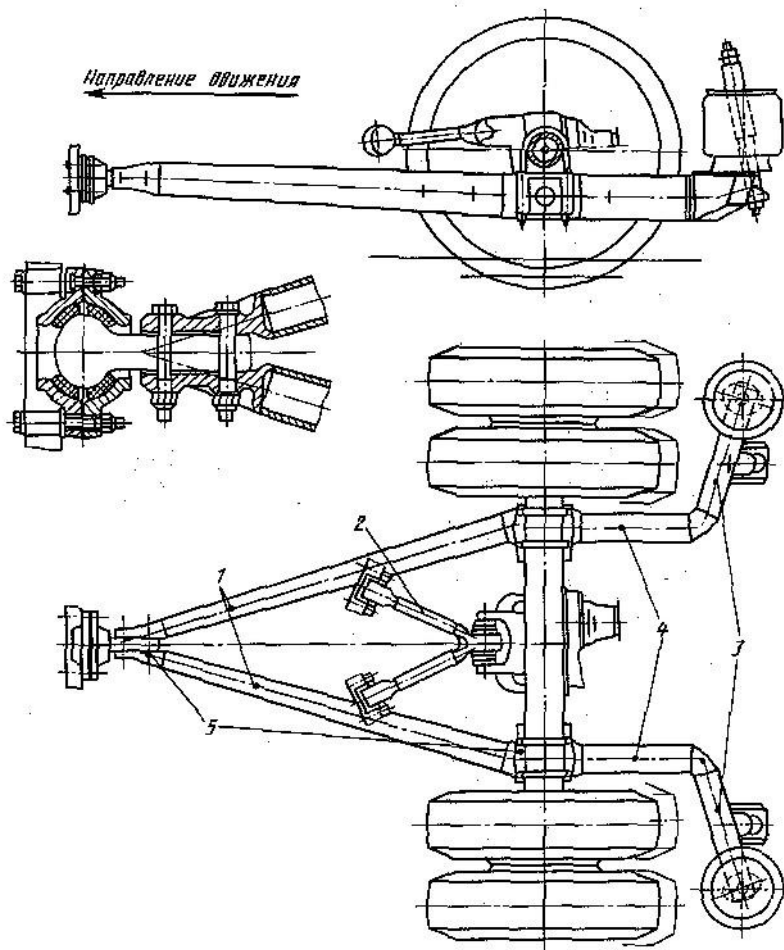


Рис. 3.40. Пневматическая подвеска с дышлом задних колес автобусов МАН, с задним расположением двигателя. Каждая половина дышла представляет собой сварной узел, состоящий из штамповок и балок (полых листовых профилей). Обе половины скрепляются резьбовыми соединениями, спереди — с шаровым пальцем, а в середине — с балкой подвески; их задние консольные концы несут на себе широко расставленные пневматические диафрагменные баллоны. Расстояние между ними в 1,13 раза превышает колею, что увеличивает эффективность поддержки кузова. Продольные силы воспринимаются шарниром дышла с резиновыми вкладышами, а основная часть боковых сил — треугольным рычагом. Шарнир на балке при ходах отбоя и сжатия подвески должен перемещаться по дуге меньшего радиуса, чем определяет шарнир дышла. Возникающее рассогласование компенсируется эластичной опорой вершины треугольного рычага:

1—передние балки; 2—треугольный рычаг; 3—балки пневмобаллона; 4—задние балки; 5—штамповки

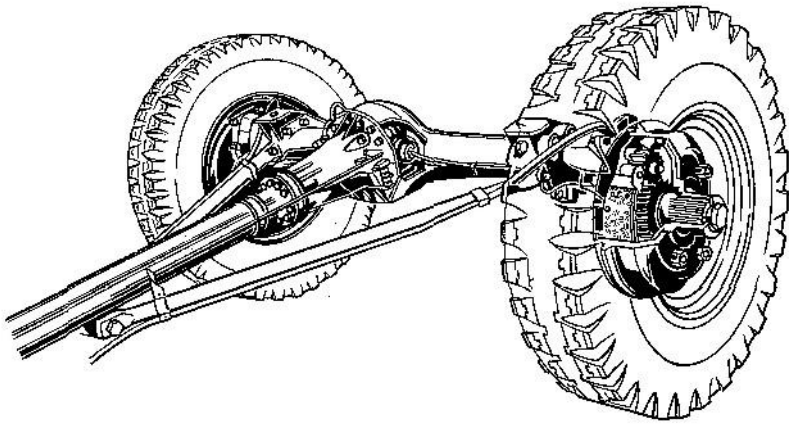


Рис. 3.41. Задняя подвеска автомобиля «Унимог» фирмы «Даймлер-Бенц». Направленное вперед трубчатое дышло (внутри которого вращается карданный вал) имеет дополнительное соединение с балкой косыми растяжками. Опирающиеся на балку пружины и передающая большую часть боковых сил тяга Панара здесь не показаны. Для увеличения дорожного просвета балка расположена выше оси колес, в связи с чем применены колесные редукторы

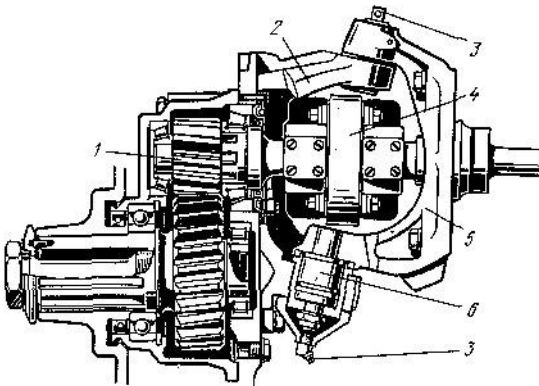


Рис. 3.42. Для увеличения дорожного просвета под обеими осями фирма «Даймлер-Бенц» на автомобиле «Унимог» располагает балку оси и дышло выше оси колес, в связи с чем устанавливаются колесные редукторы. Здесь показан редуктор переднего колеса со двоярным шарниром 4 и шкворнем 6. Из-за сильной загрязняемости этой зоны необходимы две пресс-масленки 3. Остальные позиции обозначают:
1— ведущая шестерня редуктора; 2— опора подшипника колеса; 5— деталь, соединяющая узел с балкой оси

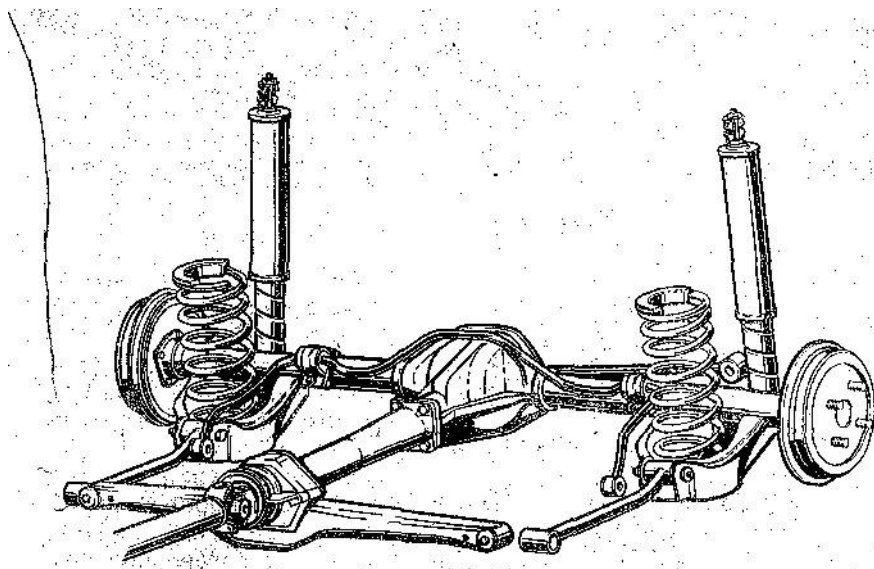


Рис. 3.43. Задняя подвеска автомобиля «Опель-манта В» выпуска 1985 г. (до 1981 г. применялась также на модели «Аскона») с дышлом, дополнительными продольными штангами, длинной, почти горизонтальной тягой Панара и вертикальными амортизаторами, установленными за осью

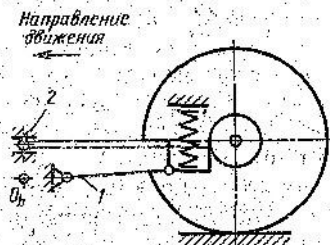
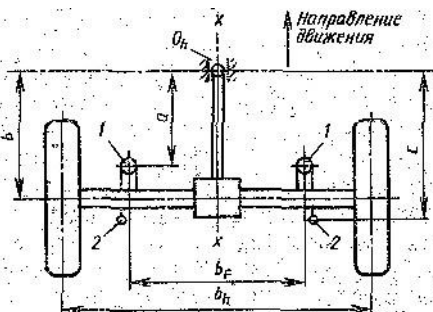


Рис. 3.44. Если в подвеске с дышлом продольные силы передаются на кузов штангами, то оси продольного крена O_h проходит через точку пересечения продолжения штанг 1 и вертикали из точки опоры дышла 2

Рис. 3.45. При равностороннем ходе подвески дышло катается вокруг прямой $y-y$, а при разноименном ходе — вокруг $x-x$. Эти взаимно перпендикулярные оси поворота при соответствующем расположении пружин 1 дают возможность эффективной опоры кузова при повороте. Амортизаторы 2 расположены за осью, так что передаточное отношение получается меньше единицы. Вследствие этого имеют место большие хода и малые усилия при равностороннем ходе, что связано, однако, с недостатком (только на зависимых подвесках) менее эффективного демпфирования боковых колебаний кузова при разноименном ходе подвески



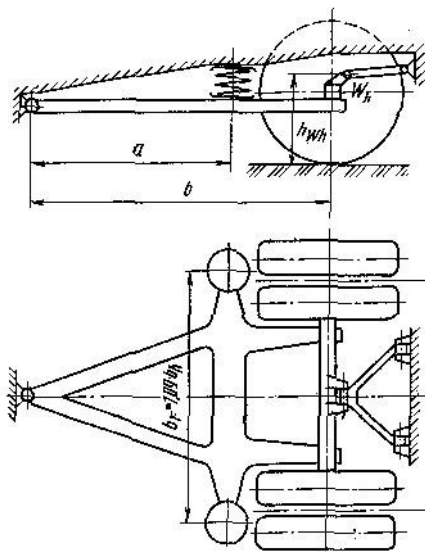


Рис. 3.46. Широко расставленные и расположенные перед осью пневматические упругие элементы обеспечивают значительно уменьшение бокового крена кузова, Здесь $i_F = b/a = 1,5$

кузов кренился вокруг продольной оси $x-x$; противодействие крену зависит от жесткости пружин c_F и расстояния между ними b_F или, точнее, от соотношения $b_h/b_F = i_\varphi$. Положение пружин в продольном направлении не имеет при этом никакого значения: совершенно безразлично, находятся ли они перед осью, над осью или за осью колес. Чем выше может быть жест-

кость пружин c_F , тем меньше будет боковой крен. В отношении амортизаторов складывается иная картина. Фирма «Опель» устанавливает их вертикально за осью колес, передаточное отношение $i_D = b/c$ меньше единицы, что обуславливает увеличенный ход амортизатора при дополнительном количестве амортизаторной жидкости. Еще одним преимуществом можно считать более слабую регулировку амортизаторов, однако это влечет за собой ухудшение демпфирования боковых колебаний кузова.

Особенно важна эффективность упругих опор высоких кузовов автобусов и грузовых автомобилей. На рис. 3.46 показано решение фирмы МАН с пневмобаллонами, которые размещены перед осью и дополнительно (для получения большей эффективности) разнесены по ширине.

Английская фирма «Лейланд» на автомобиле «Ровер-2600S» отказалась от преимуществ более эффективной опоры: пружины опираются здесь на балку подвески (рис. 3.47). Газонаполненные амортизаторы с регулированием уровня установлены, однако, перед осью, что улучшает демпфирование боковых колебаний кузова. Направляющие функции в продольном направлении осуществляют (как и на «Опеле») две боковые штанги, а в боковом направлении — опора рядом с концом дышла вместе с механизмом Уатта (рис. 3.48), который состоит из двух поперечных тяг и центрального балансира. Каждая из этих штанг воспринимает половину боковой силы, а опора центрального балансира — всю боковую силу F_T . Таким образом, положение

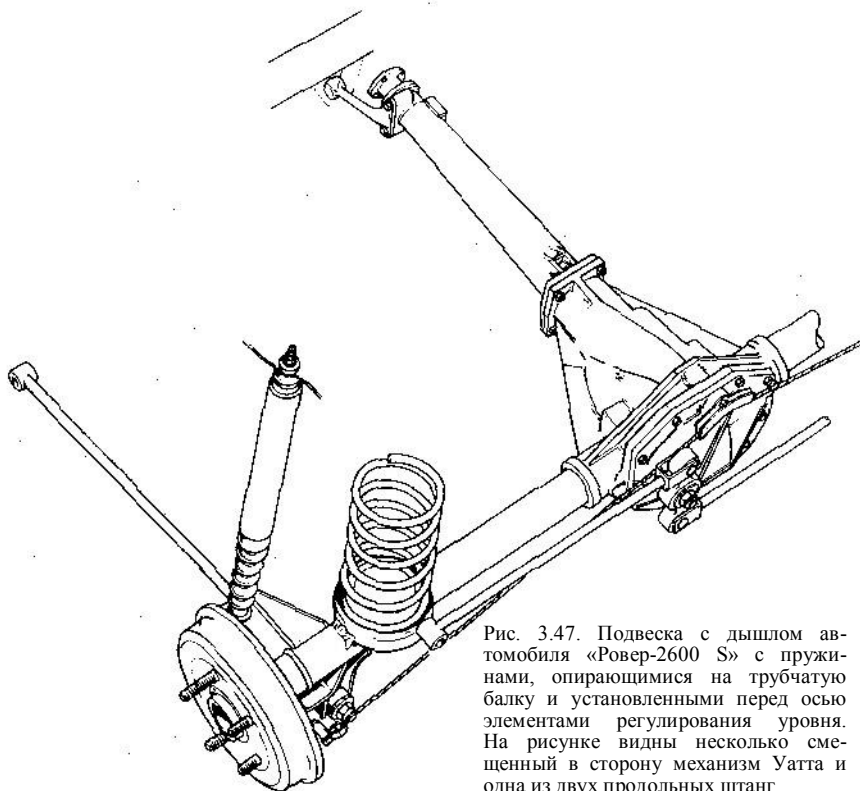


Рис. 3.47. Подвеска с дышлом автомобиля «Ровер-2600 S» с пружинами, опирающимися на трубчатую балку и установленными перед осью элементами регулирования уровня. На рисунке видны несколько смещенный в сторону механизм Уатта и одна из двух продольных штанг

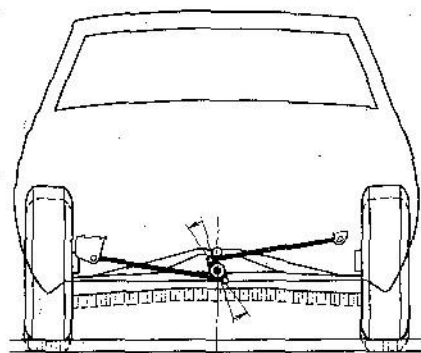


Рис. 3.48. Механизм Уатта показанный на рис. 3.66 задней подвески автомобиля «Альфа-90», осуществляющий направление без боковых смещений. При ходах отбоя и сжатия балансир поворачивается вокруг точки крепления его к балке. Эта точка является и центром крена

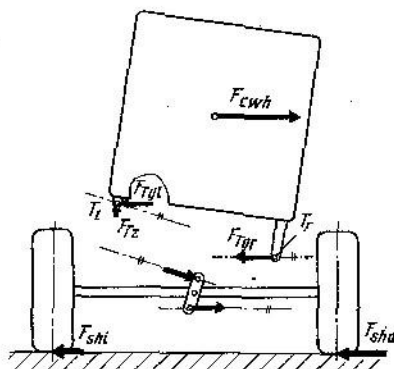


Рис. 3.49. Наклонное положение левой штанги механизма Уатта при левом повороте может привести к усилению бокового крена кузова (составляющая $+F_{Tz}$)

Рис. 3.50. Составляющая $+F_{Tz}$ правой штанги, занимающей наклонное положение при правом повороте, может дополнительно отжимать кузов вверх

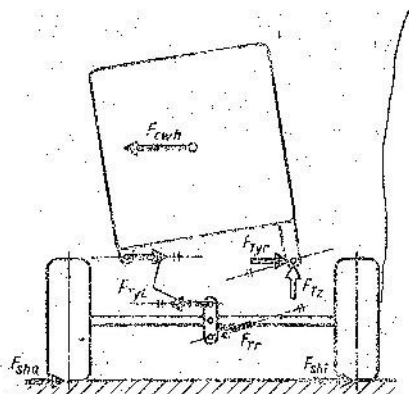
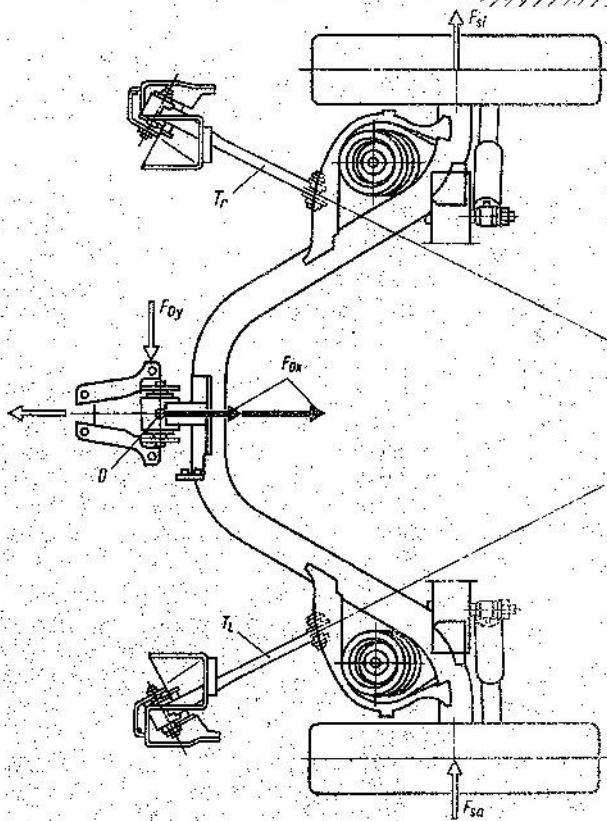


Рис. 3.51. Вид сверху на заднюю подвеску неведущих колес автомобиля «Лянчия-Y10» с косыми штангами, с расположенными перед осью колес и удачным образом широко расставленными пружинами и амортизаторами заднего расположения. Чтобы не заужать погрузочную поверхность, аморти-



заторы наклонены. Точка опоры дышла O является центром продольного крена, а центр бокового крена можно получить на виде сбоку, соединив точки O и P . Возникающие в точках контакта колес боковые силы F_{sa} и F_{si} передаются как в точке O , так и обеими штангами T_r и T_l . Продолжение этих тяг определяет точку P , в которой

встретились бы перенесенные назад силы F_T в штангах. В связи с этим боковым силам противодействуют две реакции, и уравнение равновесия для оси под действием сил будет: $F_{sa} + F_{si} = F_{Oy} + F_{py}$, где $F_{py} = F_{T_{ry}} + F_{T_{ly}}$. Продольные составляющие $F_{T_{rx}}$ и $F_{T_{lx}}$ должны восприниматься точкой опоры дышла O . Имеющаяся там эластичная опора (и аналогичные опоры в штангах) сжимается, создавая дополнительную стабилизацию в продольном направлении. Можно предположить, что такая подвеска экономична в изготовлении

этой опорной точки определяет высоту центра крена. В отличие от тяги Панара, механизм Уатта направляет ось при ходах отбоя и сжатия без какого-либо бокового смещения. Кроме того, высота этой точки остается неизменной при различных нагрузках и кренах и любой поворот в плане задней оси при движении на повороте исключается, что подтверждено замерами. При малой нагрузке автомобиля штанги механизма Уатта располагаются наклонно (см. рис. 3.48) и тогда проявляются недостатки этой конструкции. При крене вправо на левом повороте нагруженная растяжением правая штанга становится почти горизонтальной, правая часть кузова опускается (рис. 3.49), а точка крепления левой штанги к кузову поднимается. За счет этого наклон левой штанги увеличивается и возрастает вертикальная составляющая P_{Tz} , дополнительно отжимающая кузов вверх, что способствует боковому крену. При правом повороте (рис. 3.50) левая (растягиваемая) штанга находится приблизительно в горизонтальном положении, а наклон правой (сжимаемой) — увеличивается. В этом случае также возникает составляющая P_{Tz} , усиливающая крен кузова. Более благоприятная картина наблюдается при возрастании нагрузки: обе штанги располагаются параллельно дороге или даже с наклоном наружных концов вниз. В этом случае на повороте возникают состав-

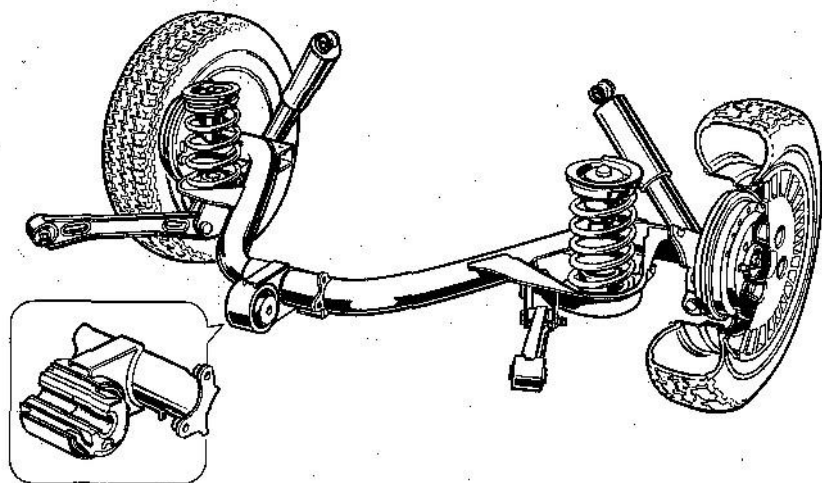


Рис. 3.52. Задняя подвеска автомобиля «Лянчянг-Y10» с U-образной трубчатой балкой, барабанными тормозами, наклонными амортизаторами и дополнительными упругими элементами, расположенными внутри низко посаженных пружин. Показанный в увеличенном масштабе резиновый элемент опоры дышла имеет выемки для получения требуемой продольной податливости с целью восприятия жесткого качения радиальных шин. То же касается передних опор обеих штанг

ляющие F_{Tz} , которые противодействуют боковому крену. В отличие от описанной конструкции, фирма «Лянчия» применяет в качестве направляющего элемента на мод. «Y 10» две косые штанги, показанные на рис. 3.51 и 3.52.

3.5. ПОДВЕСКА ЛЕГКОВОГО АВТОМОБИЛЯ С ПРОДОЛЬНЫМИ РЫЧАГАМИ, НАГРУЖЕННЫМИ НА ИЗГИБ

Вместо центральной трубы дышла направляющие функции в продольном направлении могут выполнять два нагружаемых на изгиб боковых рычага, которые передают тяговый и тормозной моменты, уменьшая тем самым продольный крен кузова. При разноименном ходе подвески происходит взаимный перекося обоих рычагов (рис. 3.53). Конструкция подвески должна обеспечивать возможность такого перекося без ухудшения направляющих свойств. На рис. 3.54 показано решение, используемое при зависимой подвеске ведущих колес. Направленные назад рычаги крепятся к балке 2 подвески с помощью двух резиновых втулок 1. В направлении вращения колес (как в прямом, так и в обратном) эти втулки должны быть настолько жесткими, чтобы при разгоне и торможении не могли возникнуть слишком большие угловые перемещения вокруг оси колес. В то же время они должны быть настолько мягкими, чтобы при разноименном ходе подвески в ее деталях не возникали излишне большие напряжения. Кроме того, показанный на рис. 3.53 (для задней подвески) взаимный перекося продольных рычагов вызывает упругую деформацию резиновых элементов, осуществляя стабилизацию на повороте, что позволяет разгрузить стабилизатор или обойтись вовсе без него. Фирма «Лейланд»

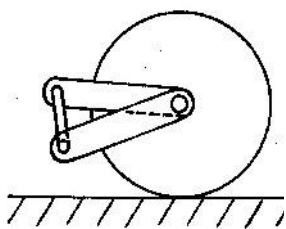


Рис. 3.54. Каждый из двух продольных рычагов с помощью двух резиновых втулок 1 соединяется с балкой 2 подвески. Опору на раму в таких случаях осуществляет штыревой шарнир 3, имеющий малую податливость в продольном направлении

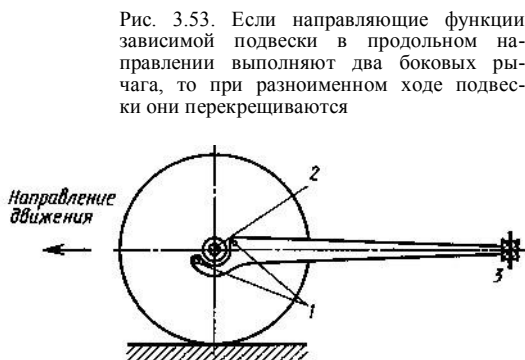


Рис. 3.53. Если направляющие функции зависимой подвески в продольном направлении выполняют два боковых рычага, то при разноименном ходе подвески они перекашиваются

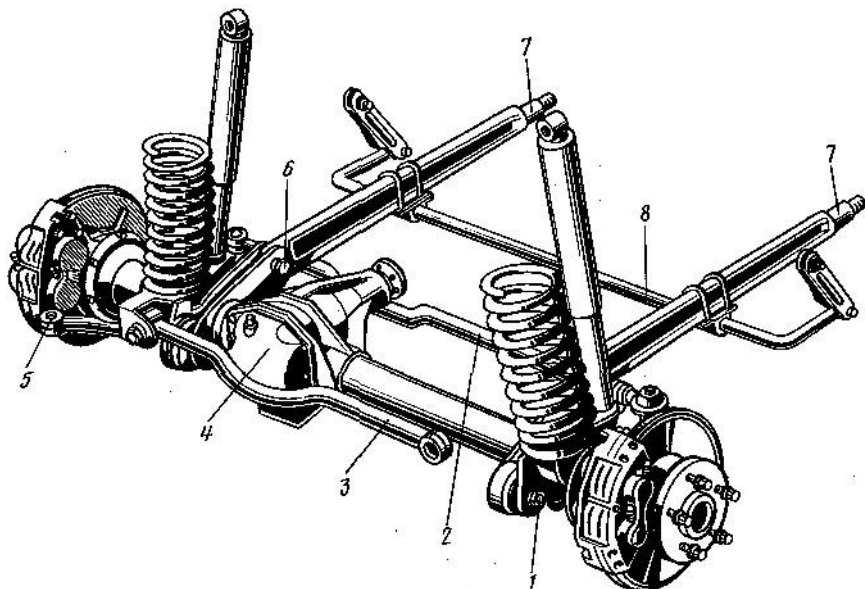


Рис. 3.55. Передняя подвеска модернизированных в 1982 г. автомобилей 240GD/280GE фирмы «Даймлер-Бенц». Концы 7 продольных рычагов с помощью штыревых шарниров закреплены на раме (показанной на рис. 1.3), передние U-образные кронштейны в точках 1 и 6 крепятся к балке подвески. Спинка стабилизатора 8 прикреплена к средней части рычагов. Чтобы иметь место для редуктора 4 главной передачи, задняя рулевая тяга 2 и тяга Панара 3 имеют изгибы. Не показанная на рисунке передняя рулевая тяга (от рулевого механизма) проходит параллельно тяге Панара и с помощью шарнира соединяется с отверстием 5 (см. также [32])

использует такие нагруженные на изгиб рычаги в передней подвеске автомобиля «Рэндж-ровер», а фирма «Даймлер-Бенц» — в обеих подвесках полноприводного многоцелевого легкового автомобиля 240GD/280GE (рис. 3.55).

Фирма «Ауди» решает проблему перекоса рычагов в подвеске задних ведомых колес всех переднеприводных автомобилей с 1959 г. иным образом, достигая при этом экономичности изготовления, малых неподрессоренных масс, очень хороших направляющих свойств и стабилизирующего действия.

Эти преимущества, возможно, обусловили появление в 1984 г. автомобиля «Рено-эспас» с аналогичной конструкцией подвески, а в Японии — легковых автомобилей «Мицубиси-галант» и «Тоёта-старлет».

Такие подвески (иногда называемые «со скручиваемой балкой») имеют, в общем, балку U-образного профиля, воспринимающую моменты вертикальных и боковых сил. К этой балке с торцов приварены фланцы 4 опор подшипника колеса, а также направленные вперед продольные рычаги 3 (рис. 3.56). При боко-

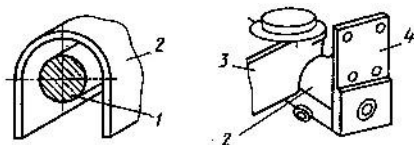


Рис. 3.56. К U-образному профилю 2, служащему балкой подвески на моделях «Ауди», приварены с обеих сторон фланцы 4 опор подшипника колеса и нагруженные на изгиб продольные рычаги 3. Если стабилизирующего действия U-образного профиля недостаточно, дополнительно может быть приварен круглый стержень 1

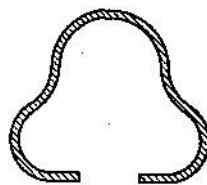


Рис. 3.57. Из-за большой нагрузки при увеличенной ширине балка подвески вместительного автомобиля «Рено-эспас» получила профиль в форме клеверного листа, открытый снизу

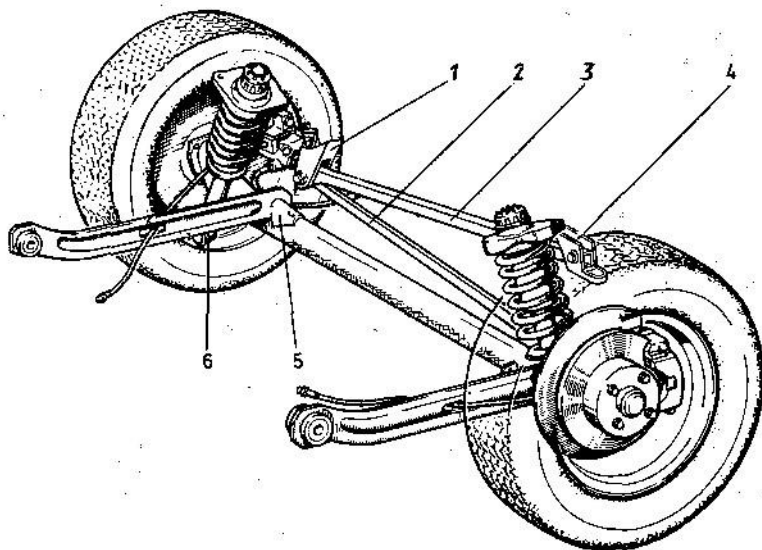


Рис. 3.58. Подвеска со скручиваемой балкой автомобиля «Ауди 100» имеет амортизаторы с пружиной, которые крепятся в точках 6, смещенных к самому колесу, что позволяет эффективно противодействовать боковым колебаниям. Продольные рычаги из-за этого приварены к балке с некоторым смещением к середине и усилены накладкой 5. В U-образном профиле была увеличена высота его щек, что привело к повышению сопротивления кручению, так что отпала надобность в дополнительном стабилизаторе. Тяга 3 распределяет боковые силы, переданные тягой Панара 2, на две точки крепления к кузову 1 и 4. Тяга Панара расположена за осью и обусловленную этим тенденцию к недостаточной поворачиваемости под действием боковых сил удалось преодолеть за счет удлинения рычагов с 408 мм (на предыдущей модели) до 638 мм. Кроме того, повышена комфортабельность, перед осью размещены топливный бак вместимостью 80 л и основной глушитель шума выпуска. Недостатком этих изменений является то, что центры продольного крена сместились вперед, и описанное на рис. 3.38 противодействие продольному крену при торможении уменьшилось

вом крене кузова эти рычаги взаимно перекашиваются (как показано на рис. 3.53), однако открытый профиль оказывает определенное сопротивление этому скручиванию. В результате на повороте возникает стабилизирующее действие, причем независимо от того, какую форму имеет профиль (рис. 3.57).

Для ослабления тенденции к недостаточной поворачиваемости в задней подвеске переднеприводного автомобиля требуется относительно большая жесткость стабилизатора, которую можно получить увеличением толщины стенки U-образного профиля. Однако такая мера привела бы к повышению напряжений кручения сверх допустимого предела, поэтому большинство моделей имеет еще в качестве стабилизатора торсион (поз. 1 на рис. 3.56), приваренный с обеих сторон к фланцам 4. Вертикальные силы воспринимаются амортизаторами с пружиной, которые крепятся перед балкой подвески или на ней (рис. 3.58 и 3.59). Резиновые опоры на передних концах продольных рычагов имеют определенную упругую характеристику, чтобы изолировать кузов от жесткого качения радиальных шин. На обоих указанных

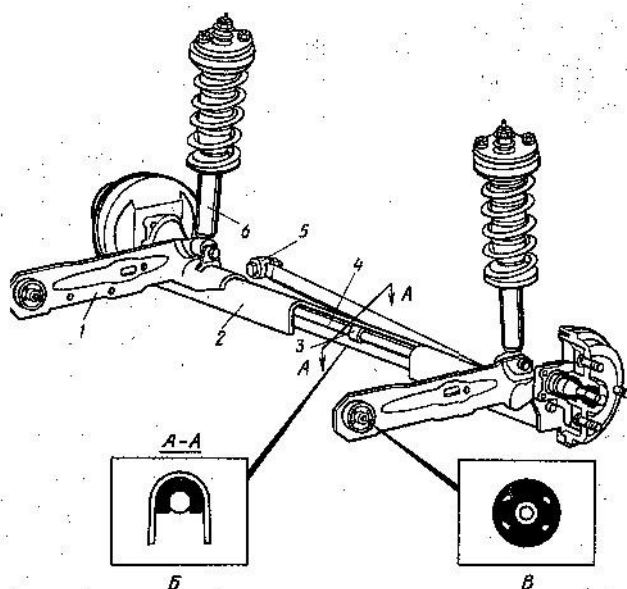


Рис. 3.59. Подвеска со скручиваемой балкой автомобиля «Мицубиси-галант». Амортизаторы с пружиной установлены на балке, нижние болты крепления пропущены через кронштейны, приваренные к продольным рычагам. Хорошо виден приваренный стабилизатор, его дополнительная опора и резиновые втулки передних концов рычагов: 1—продольный рычаг; 2—балка подвески; 3— резиновая опора; 4—стабилизатор; 5— тяга Панара; 6— амортизатор с пружиной; Б — опора стабилизатора; В — резиновая втулка, податливая в продольном направлении

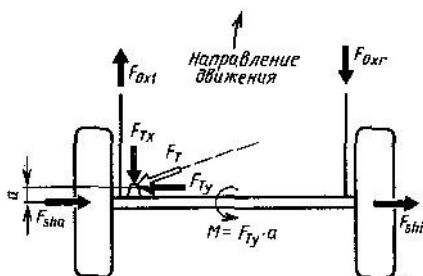


Рис. 3.60. Если тяга Панара расположена перед осью, то возникающая пара боковых сил вызывает поворот оси в направлении избыточной поворачиваемости. Составляющая F_{Ty} , обусловленная косым положением тяги Панара, усиливает это действие

рисунках видна расположенная за осью тяга Панара. Как видно из рис. 3.15, такое расположение способствует недостаточной поворачиваемости под действием боковых сил. На «Ауди-80» тяга Панара расположена косо перед балкой, чтобы иметь возможность крепления ее конца к кузову в том же месте, где крепится правый продольный рычаг (рис. 3.60). При таком расположении из боковых сил $F_{sha,i}$ и силы F_{Ty} в тяге Панара возникает момент, который может вызвать поворот в плане задней оси в направлении избыточной поворачиваемости. Косое положение тяги дополнительно приводит к составляющей F_{Ty} , которая усиливает описанный поворот оси.

Фирма «Хонда» на переднеприводном автомобиле «Цивик», появившемся на европейском рынке в 1983 г., сместила трубчатую балку вниз-назад, в результате чего тягу Панара удалось разместить (на виде сверху) по оси колес, так что боковые силы на повороте не влияют на поворачиваемость автомобиля.

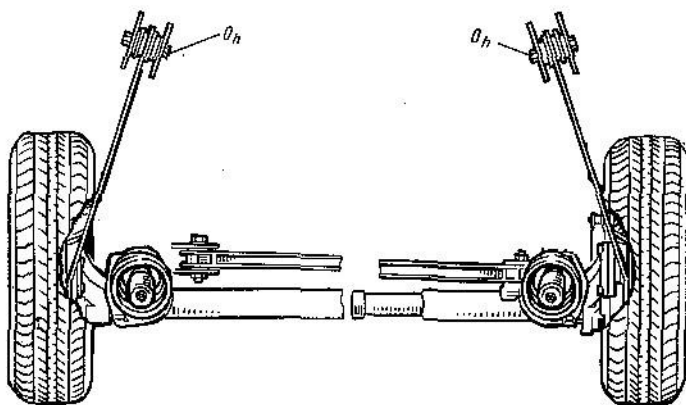
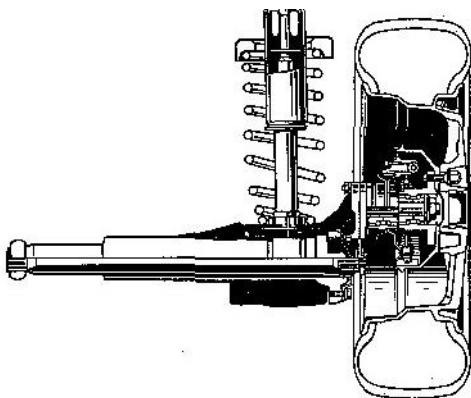


Рис. 3.61. Вид сверху на заднюю подвеску автомобиля «Хонда-цивик». Тяга Панара и пружинные стойки установлены по оси колес. В балке размещена опора стабилизатора с резиновым кольцом. Тормозные щиты прикреплены к продольным рычагам, которые направлены косо вперед и в точках опоры O_h притягивают кузов при торможении вниз

Рис. 3.62. Вид сзади на заднюю подвеску автомобиля «Хонда-цивик». Амортизатор с пружиной посредством штыревого шарнира крепится к кузову и имеет сверху дополнительный упругий элемент. Пружина опирается на кузов через эластичное кольцо. Хорошо виден опорный узел правого продольного рычага и двухрядный радиально-упорный шариковый подшипник второго поколения для колеса



К тому же благодаря указанному смещению удалось опустить пружинные стойки и разместить их по оси колес. В отличие от вышеописанных конструкций, здесь в качестве балки подвески применена жесткая труба (поз. 4 на рис. 3.63 и 3.64). Слева к ней приварена опора 1 подшипника колеса, к которой привернуты тормозной щит, цапфа 3 колеса и направленный косо вперед, нагруженный на изгиб продольный рычаг 2. С правой же стороны в опоре 16 подшипника колеса закреплена удлиненная цапфа 10. На наружном конце этой цапфы установлен подшипник 11 колеса, а рядом с ним — подшипник 8 продольного рычага 9, направленного косо вперед. При боковом

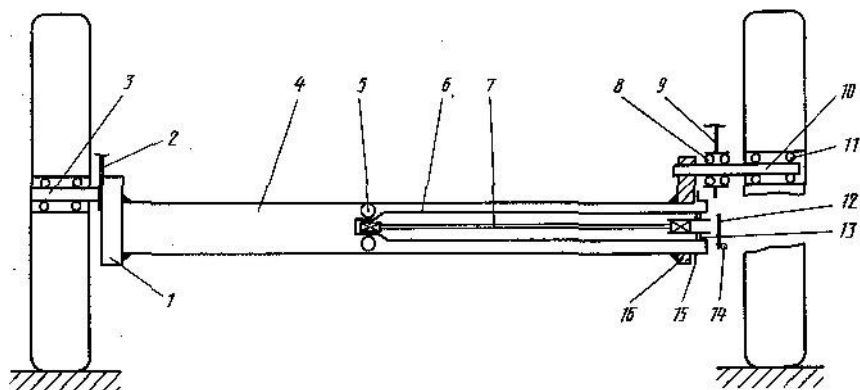


Рис. 3.63. На автомобиле «Хонда-цивик» труба 4 соединяет опоры 1 и 16 подшипника колеса. Левый продольный рычаг 2 подвижно привернут к детали 1. При крене кузова правый рычаг 9 поворачивается на цапфе 10

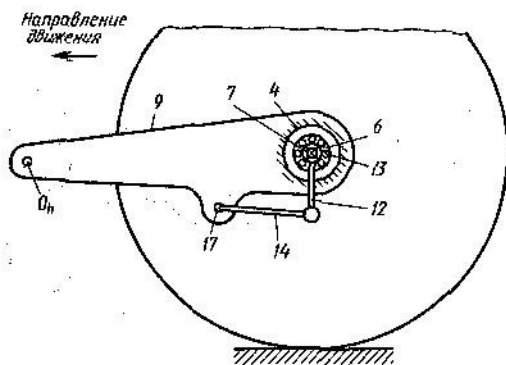


Рис. 3.64. Правый поворотный рычаг 9 (позиции — общие с рис. 3.63), установленный на поворотной опоре, связан через детали 17, 12, 7, 6 и 4 с левым рычагом, чтобы при более мощном двигателе 1,5 л обеспечить требуемую стабилизацию на повороте

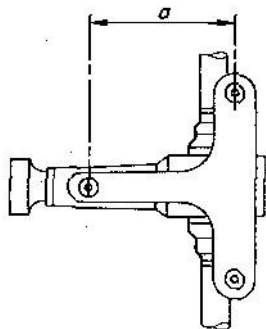
крене кузова этот рычаг поворачивается на шариковых подшипниках относительно цапфы 10.

Модели с более мощным двигателем рабочим объемом 1,5 л дополнительно оснащаются торсионом, служащим стабилизатором (поз. 7), который имеет мелкошлицевой профиль на обоих концах. Левый конец торсиона установлен во внутренней трубе 6, а конец этой трубы через резиновое кольцо 5 опирается на балку 4. Снаружи труба 6 соединяется в точке 15 болтами с фланцем 16. Правый конец стабилизатора входит в шейку рычага 12, которая поддерживается и уплотняется в трубе 6 эластичным кольцом 13. Этот рычаг в точке 17 соединяется тягой с правым продольным рычагом 9 (рис. 3.64). При взаимном перекосе продольных рычагов, как показано на рис. 3.53, правый продольный рычаг поворачивает рычаг 12, который закручивает не только торсион 7, но и трубу 6. Таким образом, стабилизирующее действие определяется обеими этими деталями. Они податливы в направлении кручения, поэтому опора трубы 6 выполнена в виде резинового кольца 5.

3.6. ПОДВЕСКА «ДЕ-ДИОН»

Большая неподдресоренная масса при зависимой подвеске ведущих колес, отрицательно влияющая на сцепление колес с дорогой, может быть уменьшена путем разделения главной передачи и балки подвески (рис. 3.9). В этом случае картер главной передачи должен крепиться к кузову или поперечине, а места крепления выполняются так, чтобы они могли воспринимать тяговый момент. Точки крепления должны быть разнесены на определенное расстояние a в продольном направлении, чтобы не возникали большие силы ($F_z = M_d/a$, рис. 3.65) и можно было осуществить эффективную шумоизоляцию. Связь с колесами осуществляется полуосями с двумя подвижными шарнирами равных угловых скоростей (см. рис. 2.112). Тяговые силы нагру-

Рис. 3.65. Для восприятия тормозных и тяговых моментов при малых вертикальных силах точки крепления главной передачи должны быть в продольном направлении разнесены возможно дальше (расстояние a)

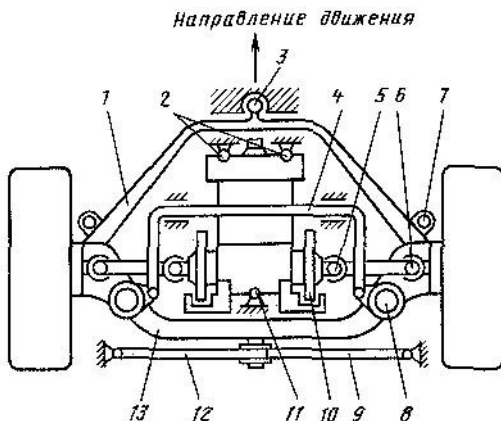


жают направляющие рычаги или однолистовые рессоры только на сжатие, а тормозные силы создают момент (см. рис. 3.8), если тормоза расположены снаружи (в колесе).

Фирма «Альфа-ромео» на мод. 90, «Альфетта» и «Джуветта» перенесла тормоза на картер главной передачи («внутрь»), так что при торможении подвеска воспринимает только продольные силы. На рис. 3.66 и 3.67 показана подвеска «Де-дион» с дышлом указанных моделей, обеспечивающая хорошую устойчивость и управляемость при сравнительно небольшой неподрессоренной массе.

Балка представляет собой изогнутую назад трубу 13, образующую единое целое с жестким направленным вперед дышлом 1. Опора 3 передает все продольные силы. Тормозной момент воспринимается элементами крепления 2 и 10 главной передачи (разнесенными на расстояние a , см. рис. 3.65). Поэтому здесь не происходит ни подтягивания вниз задней части кузова при

Рис. 3.66. Вид сверху на подвеску «Де-дион» с дышлом автомобилей «Альфа-ромео» с задним приводом. Схематически изображены передняя точка 3 опоры дышла, штанги 11 и 12 расположенного сзади механизма Уатта и дисковые тормоза 9, расположенные на главной передаче. Стабилизатор 4 со стороны балки присоединен к карманам 8 для пружин. Амортизаторы 7 установлены перед осью колес, благодаря чему обеспечивается эффективное демпфирование боковых колебаний; 5 и 6 — подвижные шарниры равных угловых скоростей



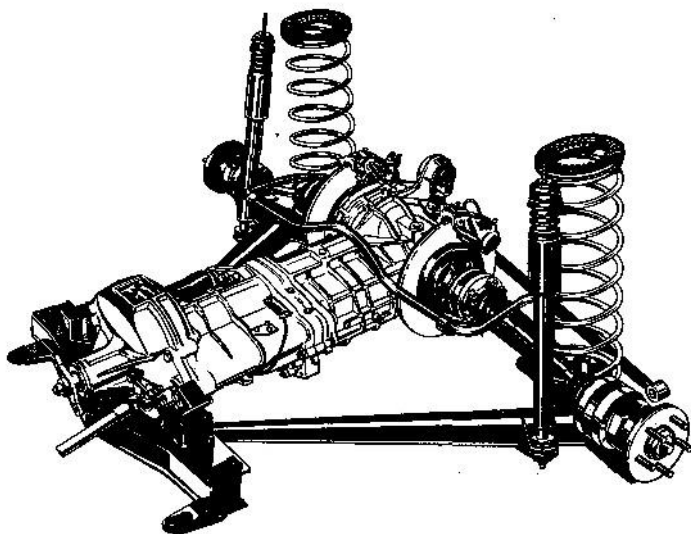


Рис. 3.67. Подвеска «Де-дион» с дышлом автомобиля «Альфа-90». В картере из легкого сплава размещены сцепление, коробка передач и главная передача. Хорошо видны, дисковые тормоза внутреннего расположения и места крепления: спереди — на поперечине и сзади — на верхней стороне указанного картера

торможении, ни отжатия его вверх под действием тяговых сил. Как показано на рис. 3.38, необходимым условием этого является наружное расположение тормозов и размещение главной передачи на балке подвески.

Боковые силы воспринимаются опорой 3 дышла и обеими штангами механизма Уатта, показанного на рис. 3.48. Этот механизм обеспечивает прямолинейное перемещение оси и предотвращает ее поворот в плане, однако имеет недостатки, указанные на рис. 3.49 и 3.50.