

8. ПОДВЕСКА НА КОСЫХ РЫЧАГАХ

Подвеска на косых рычагах представляет собой своего рода компромисс между подвеской на продольных рычагах и двухшарнирной подвеской с качающимися полуосями. В ней стараются, объединить технические преимущества обеих названных конструкций, одновременно отказавшись от их недостатков. Подвеска на косых рычагах в двух своих вариантах используется исключительно в качестве задней подвески. Один из этих вариантов более обоснован экономическими соображениями, а другой применяется из-за его благоприятных кинематических качеств и обеспечивает поэтому технические преимущества. В новых конструкциях находит применение только этот последний вариант.

8.1. УПРОЩЕННЫЙ ВАРИАНТ

Как можно видеть на рис. 8.1, оси EG качания рычагов расположены таким образом, что они пересекают шарниры C , соединяющие полуоси с ведомыми элементами главной передачи, в результате чего с каждой стороны достаточно лишь одного шарнира. Косые рычаги, которые без осложнений могут воспринимать и пружины подвески (рис. 8.2), при ходе колес совершают пространственные перемещения, обусловленные положением их оси качания. Этому варианту еще присущи два основных недостатка двухшарнирной подвески с качающимися полуосями: высокий центр крена и большое изменение колеи, но он имеет и

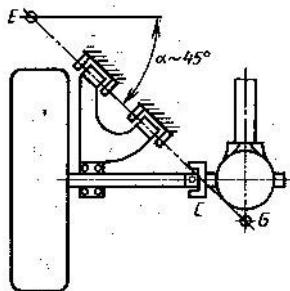


Рис. 8.1. Экономически благоприятный вариант подвески на косых рычагах, где на виде сверху ось EG качания рычага пересекает внутренний шарнир C полуоси. Недостатком является здесь большой угол стреловидности α и обусловленный этим высокий центр крена, а также большое изменение развала и схождения

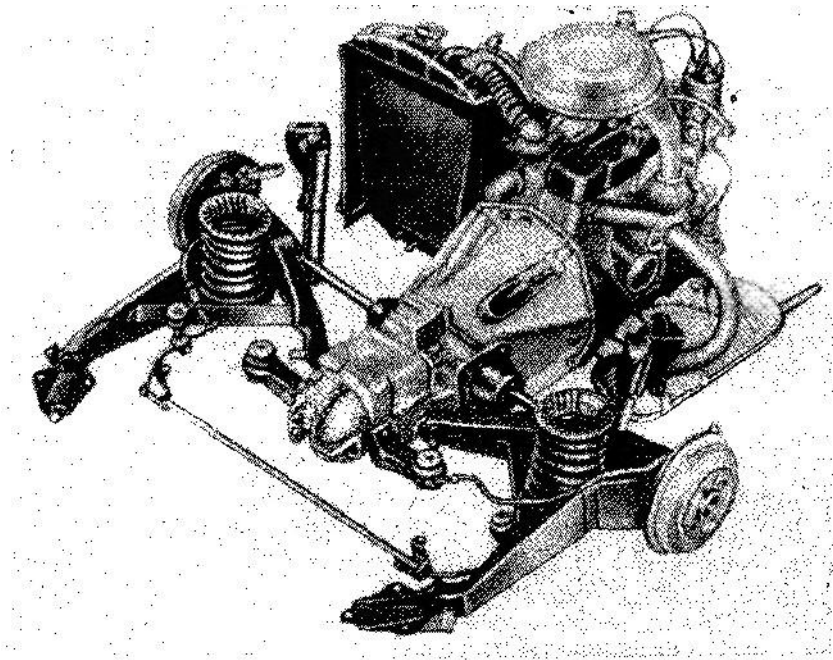


Рис. В.2. Задняя подвеска на косых рычагах заднемоторного легкового автомобиля «Фиат 126» и выпускавшихся ранее мод. «Фиат 133» и «Сеат 850». Пружины опираются примерно в середине рычагов, а амортизаторы благоприятным образом значительно смещены назад. Хорошо видна установка стабилизатора

определенные преимущества. Наружное колесо при быстром прохождении поворота «подламывается» в несколько меньшей степени, а имеющиеся полюсы продольного крена обеспечивают (как на автомобиле «Фольксваген-кэфер», рис. 9.5) уменьшение продольного крена при торможении. Фирмы «Фиат» и «Сеат» применяют такую подвеску на относительно легких заднемоторных автомобилях с шинами диаметром 12 и 13 дюймов (т. е. с маленькими колесами). Для получения достаточного дорожного просвета под поддоном двигателя или картером главной передачи внутренние шарниры полуосей должны быть расположены выше центра колес. Как видно на рис. 9.2 справа, полуоси получают при этом наклонное положение, а находящиеся к ним под прямым углом колеса — положительный развал. В [31] статическим расчетом доказано, что описанное положение способствует подламыванию наружного колеса при движении на повороте. Замеры на более старых моделях фирмы «Фиат» выявили развал от $+1$ до $+2^\circ$ при нагрузке в два человека.

8.2. КИНЕМАТИЧЕСКИЕ ВЗАИМОСВЯЗИ

Из соображений экономии на вышеописанном варианте предусматривался угол стреловидности $\alpha \approx 45^\circ$ (см. рис. 7.1). С технической точки зрения более благоприятен угол α от 10 до 25° , к которому может еще добавиться небольшой наклон на виде сзади на угол ската β (рис. 8.3). Оси таких рычагов расположены косо в пространстве и уже не пересекают внутренние шарниры полуосей по обе стороны от главной передачи. Между колесом и главной передачей возникают в этом случае не только угловые перемещения, но и линейные, так что с каждой стороны требуется по два шарнира, способных компенсировать изменение длины. На рис. 2.112 и 2.114 показаны применяемые на внутренних концах полуосей с обеих сторон подвижные шарниры равных угловых скоростей.

При отсутствии угла ската β ось колеса M , продолженная до полюса P_1 , перемещается при ходах подвески по боковой поверхности конуса, осью которого является ось качания рычага EG . Как видно в плане на рис. 8.4, угол при вершине этого конуса составляет 2α . Там же, на виде сзади, показано, что при наличии дополнительного угла ската β продолжение оси M колеса в конструктивном положении автомобиля не пересекается с прямой EGP_2 . Эти прямые проходят в пространстве одна мимо другой, а точка M перемещается по гиперboloиду вращения. Если кузов переместился вниз настолько, что отрицательный развал колеса $-\gamma$ совпадает по величине с углом $+\beta$, т. е. когда выполняется условие нейтрального положения $\beta + \gamma = 0$, полюсы P_1 и P_2 располагаются на одинаковой высоте и продолжения оси M колеса и прямой EG пересекаются в одной точке. Если же угол ската отрицательный ($-\beta$), то, наоборот, для достижения нейтрального

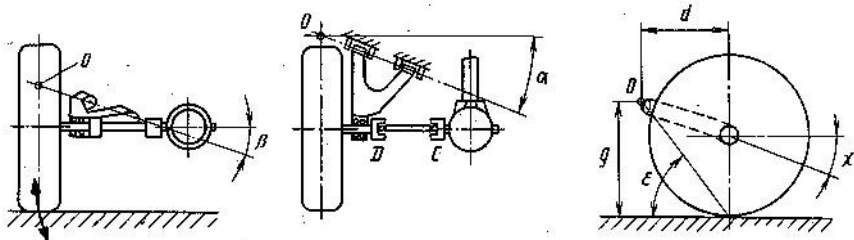


Рис. 8.3. Технически более благоприятный вариант подвески на косых рычагах с углом стреловидности α и углом ската β ; он требует, однако, двух шарниров C в D и компенсации изменения длины на каждой полуоси. Центр продольного крена O есть точка пересечения оси рычага с центральной плоскостью вращения колеса. Чтобы определить расстояние d этого центра от оси колес и его высоту g , нужно продолжить ось рычага на виде сверху и сзади, ϵ — опорный угол при торможении, χ — опорный угол при разгоне, одновременно определяющий величину продольного смещения колеса при ходе подвески

положения требуется положительный развал $+ \gamma$ на колесах при ходе отбоя. При заданной длине r рычагов можно сочетанием углов α и β согласовать друг с другом желаемые кинематические характеристики. В этом отношении подвеска на косых рычагах схожа с подвеской на двойных поперечных рычагах, где играют роль как угол α на верхнем рычаге и угол β на нижнем, так и длина и взаимное положение обоих рычагов. Однако с учетом эластокинматики двумя рычагами можно достичь большего, чем одним с каждой стороны. Это является одной из причин того, что двойные поперечные рычаги начали вытеснять подвеску на косых рычагах в случае ведущих задних колес (см. разд. 1.6 и 5.3.4). Ниже рассматриваются основные кинематические характеристики.

а) Центр крена. Увеличение угла стреловидности α на виде сверху приводит к повышению центра крена W (см. рис. 8.4), который, однако, снова может быть опущен за счет угла β . Малая длина r рычага допускает лишь ограниченные ходы подвески, но приводит к повышению центра крена. Длинный же рычаг позволил бы отодвинуть полюс P от колеса, в результате чего опустится точка W и уменьшится изменение колеи (см. рис. 8.3). Осуществляя согласование с передней подвеской, с помощью косых рычагов можно получить почти любую высоту центра крена. Для наглядности взаимосвязей был проведен расчет высоты центра крена в зависимости от различных углов α и β для задней подвески, устанавливавшейся фирмой «Даймлер-Бенц» до 1985 г. на мод. 200D/280E (W123). Расчетная формула

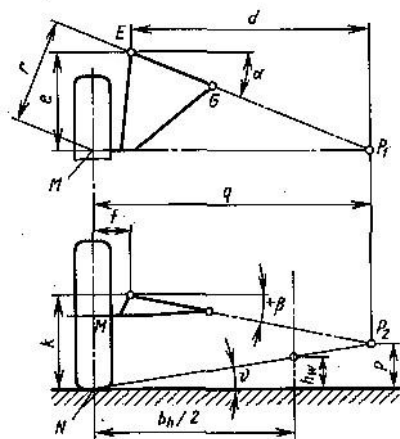
$$h_w = \frac{b}{2} \cdot \frac{p}{f + d}$$

(см. рис. 8.4). Размеры (для положения без нагрузки): колея $b_h = 1440$ мм, длина рычага $r = 524$ мм, шины 175R14 88H, имею-

Рис. 8.4. Положения полюса P и центра крена W определяются длиной r рычага, а также углами α и β . С увеличением нагрузки точки E и G смещаются вниз, а вместе с ними P и W . Мгновенное изменение колеи определяется дугой с центром в точке P_2 . Высота h_w центра крена на оси симметрии автомобиля определяется следующими уравнениями: $p = k - \tan \beta d$,

$$h_v = \frac{b}{2} \frac{p}{f + d}, d = \tan \alpha a.$$

При этом должны быть заданы $e, f, k, b, \alpha, \beta$



щие $r_d=308$ мм, $e=495$ мм, $f=140$ мм и $k=338$ мм. Результаты расчета приведены на рис. 8.5. При углах указываемых фирмой, $\alpha=23^\circ30'$ и $\beta=+40'$ высота центра крена получается равной 176 мм. Имеющиеся податливости при этом не учитывались.

б) Изменение колеи. Кривизна кривой - изменения колеи определяется длиной отрезка NP_2 (см. рис. 8.4), а для отклонения от вертикали касательной к этой кривой в нулевой точке решающим является угол ν . Длина отрезка NP_2 зависит, в первую очередь, от величины угла стреловидности α , а угол ν — как от α , так и от β . Для упрощения при определении мгновенного значения указанного изменения можно использовать отношение высоты h_w центра крена к половине колеи ($0,5b$).

Эта высота h_w при ходе сжатия уменьшается, а при ходе отбоя увеличивается; вместе с ней изменяется и угол ν . Поэтому можно рассматривать лишь небольшие хода и рассчитывать для них мгновенную величину изменения: $\operatorname{tg} \nu \approx h_w/0,5b$ и $\Delta b \approx \Delta s h_w/0,5b$. С размерами указанной задней подвески «Даймлер-Бенц» были определены кривые изменения колеи при $\alpha=10, 15, 20$ и 25° . Результаты представлены на рис. 8.6, а на рис. 8.7 дополнительно показано влияние угла $\beta=+4^\circ$ при $\alpha=25^\circ$. Если этот угол, как показано на рис. 8.4, положителен, то изменение колеи уменьшается, при минус β оно несколько увеличилось бы.

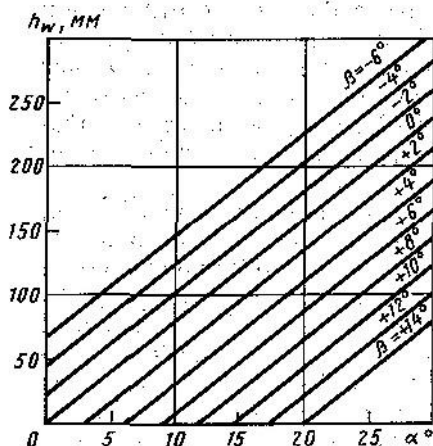


Рис. 8.5. Рассчитанная для различных углов α и β по параметрам задней подвески автомобилей «Даймлер-Бенц» высота центра крена для положения без нагрузки и без учета податливостей

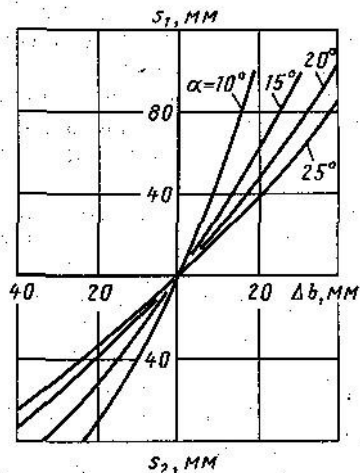


Рис. 8.6. Изменение колеи обоих колес оси при различных углах α для $r=524$ мм, $r_d=308$ мм, $\beta=0^\circ$ и без учета податливостей. Ось X соответствует автомобилю без нагрузки

Преимущества противодействия крену при торможении могут быть использованы, однако, лишь при расположении тормозов в колесах. По этой причине, в частности, ни на одном легковом автомобиле с подвеской на косых рычагах не применяются внутренние тормоза (на главной передаче).

г) Изменение развала. Чем больше значения угла стреловидности α , тем меньше расстояние q до полюса, определяющее изменение развала, и тем больше изменение развала при ходах подвески (рис. 8.9).

Угол ската β практически не оказывает влияния на длину q , поэтому вместо кривых здесь имеют место почти прямые линии, и для того, чтобы получить изменение угла в зависимости от хода, достаточно определить лишь одну точку (например, при $s_1 = 50$ мм). Тогда $\sin \Delta\gamma = s_{1,2}/q$. Отрезок q может быть определен по соотношениям, приведенным на рис. 8.4. К величине $\Delta\gamma$ нужно прибавить значение развала γ_0 для автомобиля без нагрузки или в рассматриваемом конструктивном положении. При определенном ходе сжатия (например $s_1 = 50$ мм) фактический развал $\gamma_1 = \gamma_0 + \Delta\gamma$. Тогда через точки γ_1 при $s_1 = 50$ мм и γ_0 (на оси X) можно провести прямую.

На значение γ_0 влияет еще податливость опор рычага. Исследование задней подвески автомобилей «Даймлер-Бенц» показало, что при снятии пружин развал увеличивается примерно на $45'$ во всем диапазоне (рис. 8.10). Показанная на рис. 8.8 пара

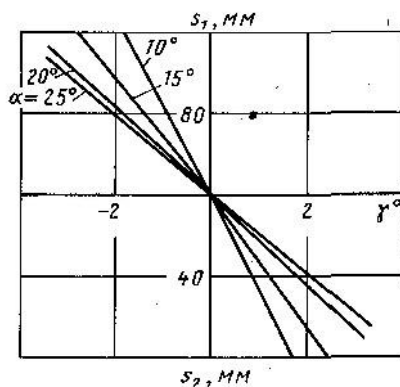


Рис. 8.9. Изменение угла развала γ в зависимости от ходов сжатия s_1 и отбоя s_2 колеса при тех же параметрах, что на рис. 8.6. Чем больше угол α , тем ближе полюс P к колесу и тем сильнее при ходе сжатия наклоняется колесо в сторону отрицательного развала: угол β , равный здесь 0° , почти не оказывает на это никакого влияния. Ось X соответствует автомобилю без нагрузки

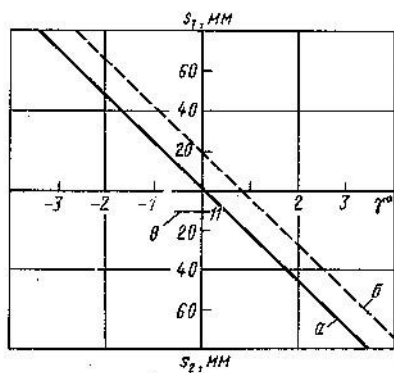


Рис. 8.10. Изменение развала на автомобиле «Мерседес 230Е» ($W 123$). При снятых пружинах развал увеличивается, а колея уменьшается. Ось X соответствует нагрузке в два человека: a — с пружинами; b — без пружин; c — без нагрузки

сил $F'_a F_F$ при этом исчезает. Слишком большое изменение развала при ходе сжатия подвески вместе с установленным отрицательным развалом при малой нагрузке может привести к неблагоприятному положению колес при полной нагрузке автомобиля. В зависимости от хода подвески устанавливаются углы γ от -3° до $-4^\circ 30'$, при которых должны работать шины, да еще с полной нагрузкой. Высокие скорости движения, летние температуры и, возможно, пониженное давление легко могут привести к износу протектора, грозящему аварией. Вероятно, в связи с этим последние модели легковых автомобилей имеют значение $\Delta\gamma$ не более $3^\circ 30'$ при ходе сжатия 100 мм, а развал без нагрузки составляет около $-30'$.

д) Изменение схождения. При наличии только угла стреловидности α колесо как при ходе сжатия, так и при ходе отбоя немного поворачивается в направлении положительного схождения. Если к этому добавляется еще положительный угол ската $+\beta$, то кривая поворачивается против часовой стрелки (рис. 8.11), тогда при ходе сжатия колесо поворачивается в направлении отрицательного схождения, а при ходе отбоя усиливается поло-

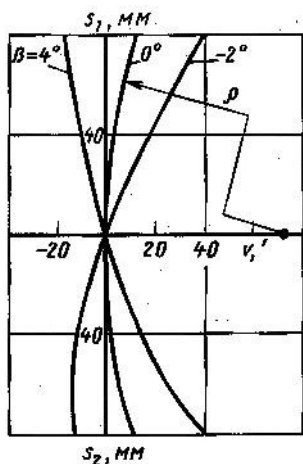


Рис. 8.11. Изменение схождения на колесо, определенное при угле стреловидности $\alpha=25^\circ$ и различных углах ската. Меньшие углы α оказывают небольшое влияние: уменьшается лишь кривизна кривой. Дополнительное воздействие угла $\beta=+4^\circ$ обуславливает неблагоприятный поворот колеса в сторону отрицательного схождения; отрицательный угол β ослабляет тенденцию к избыточной поворачиваемости. По оси $X 60'$ соответствуют 6,5 мм схождения

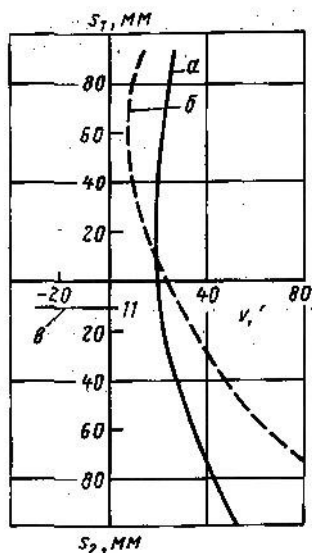


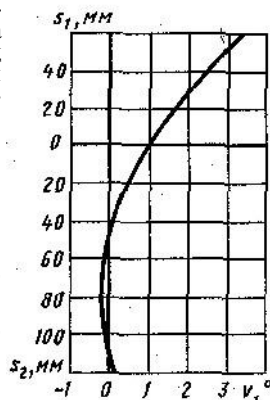
Рис. 8.12. Изменение схождения обоих колес, замеренное на автомобиле «Даймлер-Бенц 230Е» (W 123) с пружинами и без них. Параметры те же, что на рис. 8.6. Ось X соответствует нагрузке в два человека: a — с пружинами; b — без пружин; v — без нагрузки 123

жительное схождение. Такая подвеска на повороте способствовала бы избыточной поворачиваемости автомобиля под действием крена (см. рис. 3.27) и при быстрой смене полосы движения осуществляла бы нежелательное «подруливание». И наоборот, отрицательный угол $-\beta$ способствовал бы недостаточной поворачиваемости. Все показанные на рис. 8.11 кривые имеют кривизну, приблизительно соответствующую дуге радиуса ρ . Эта величина благоприятным образом возрастает при увеличении длины l рычага и возможном уменьшении угла стреловидности α . Приблизительно указанный радиус может быть рассчитан по формуле $\rho \approx l^2 / \sin 2\alpha$. Наименьшее изменение испытывает схождение при нейтральном положении рычага; в этом случае касательная к кривой — если пренебречь всеми податливостями — будет проходить вертикально. Если конструктивно предусмотрен угол ската β , то по углу развала (например $\gamma = -40'$ при $\beta = +40'$) определяется ход подвески, при котором $\beta + \gamma = 0$. Как видно на рис. 8.10, при $-\gamma$ нужно рассматривать колесо на ходе сжатия; в задней подвеске «Даймлер-Бенц» это была бы величина $s_1 = 15$ мм (с пружинами). При положительном развале следовало бы рассматривать ход отбоя s_2 . Найденную таким образом величину хода следует отложить от оси X и из полученного центра провести дугу радиусом ρ , чтобы получить приближительную форму кривой изменения схождения (см. рис. 8.11). При этом необходимо, конечно, учитывать масштаб по осям X и Y на графике.

На изменение схождения оказывает влияние податливость резиновых опор в точках E и G . Исследование мод. 230E (W123) фирмы «Даймлер-Бенц» показало, что отмеченное без пружин неблагоприятное изменение схождения при установке пружин исчезает (рис. 8.12): оно компенсируется деформацией опор, так что кинематического поворота колеса почти не наблюдается. Благоприятнее располагать рычаги таким образом, чтобы наружное колесо при ходе сжатия поворачивалось в сторону положительного схождения, а внутреннее при ходе отбоя — в сторону отрицательного (рис. 8.13 и 1.21). Достижимая за счет этого недостаточная поворачиваемость под действием крена ослабляет описанную в разд. 1.6.2 эластокинематическую избыточную поворачиваемость под действием боковых сил, которой едва ли можно избежать.

е) Влияние регулирования уровня. Преимущество любой системы регулирования уровня состоит в постоянстве положений (независимо от нагрузки) как кузова, так и фар относительно дороги. Недостатками же могут быть повышение центра масс за счет посадки пассажиров и не изменяющаяся при нагрузке кинематика. Как можно видеть из рис. 8.6, при ходе сжатия увеличивается колея, т. е. без регулирования уровня опорная база

Рис. 8.18. Изменение схождения от положения полной нагрузки на автомобиле «Фольксваген-транспортёр» свидетельствует о том, что подвеска способствует недостаточной поворачиваемости под действием крена. При этой нагрузке оси качания рычагов расположены ниже центра колес. Влияющий на положение рычагов развал составляет: без нагрузки — $30' \pm 30'$, с полной нагрузкой — $2^\circ 05'$. Схождение без нагрузки $0^\circ \pm 10'$



под нагрузкой была бы шире. Кроме того, задние колеса уже не наклоняются в сторону отрицательного развала (см. рис. 8.9), шины могут передавать лишь меньшие боковые силы и усиленной тенденции к избыточной поворачиваемости, вероятно, не удастся предотвратить.

8.3. УГЛЫ СТРЕЛОВИДНОСТИ И СКАТА

а) Высота центра крена и угловые величины. Задав-шись тремя значениями h_W высоты центра крена, можно определить углы α и β , при которых (без учета податливостей) полу-чаются благоприятные изменения развала, схождения и колеи. Ре-зультаты для заднего привода следующие:

$h_W=50$ мм	$\alpha=4^\circ 15'$	$\beta=-^\circ 30'$
$h_W=100$ мм	$\alpha=11^\circ 20'$	$\beta=-1^\circ$
$h_W=150$ мм	$\alpha=18^\circ 20'$	$\beta=-25'$

б) Углы на выпускаемых автомобилях. В подвесках ведущих задних колес серийных автомобилей предусмотрены следующие значения угла стреловидности α : «Фольксваген-пассат синхро» — 12° , БМВ 528i/535i — 13° , «Опель-сенатор/монца» — 14° , «Фольк-сваген-транспортёр» — 14° , БМВ 3-й серии — 15° , «Форд-сьерра/скорпио» — 18° , БМВ 518i/525i — 20° , «Даймлер-Бенц» — $23^\circ 30'$.

8.4. ЗАДНЯЯ ПОДВЕСКА ВЕДУЩИХ КОЛЕС

8.4.1. Пружинная подвеска

Чтобы ограничить описанную в разд. 1.6 реакцию на изменение подачи топлива и изменение поворачиваемости авто-мобиля, косые рычаги подвески должны иметь возможность легкого вращения в неподатливых (по возможности) опорах. Обычно они крепятся к жесткому на изгиб и кручение попереч-ному элементу коробчатого сечения, который соединен болтами с картером главной передачи, образуя вместе с ним монтажную

поперечину подвески (рис. 8.14). Этот узел крепится к кузову через специальные резиновые опоры, которые воспринимают жесткое качение шин, не допуская податливости под действием боковых сил или поворота поперечины вокруг вертикальной оси Z (см. рис. 2.74). Такого рода перемещение привело бы к нежелательному изменению поворачиваемости автомобиля в сторону избыточной. В вертикальном направлении эти опоры должны воспринимать тяговые и тормозные моменты, а кроме того, они должны быть расположены так, чтобы не возникали повороты вокруг продольной оси X . Такой перекосяк (на виде сзади) может быть вызван тяговым моментом, а возможным последствием его будет увод автомобиля при увеличении подачи топлива в одну сторону, а при уменьшении подачи топлива — в другую.

Фирма «Опель» устанавливает подвеску на косых рычагах, показанную на рис. 8.14 и 8.15, на мод. «Сенатор» и «Монца» и предусматривает использование в этих подвесках смещенных вперед бочкообразных пружин (см. рис. 2.12) для получения широкого багажника с ровным полом. Амортизаторы установлены за осью колес, благодаря чему получается благоприятное передаточное отношение ($i_D \approx 1$, рис. 8.8), так что амортизаторы

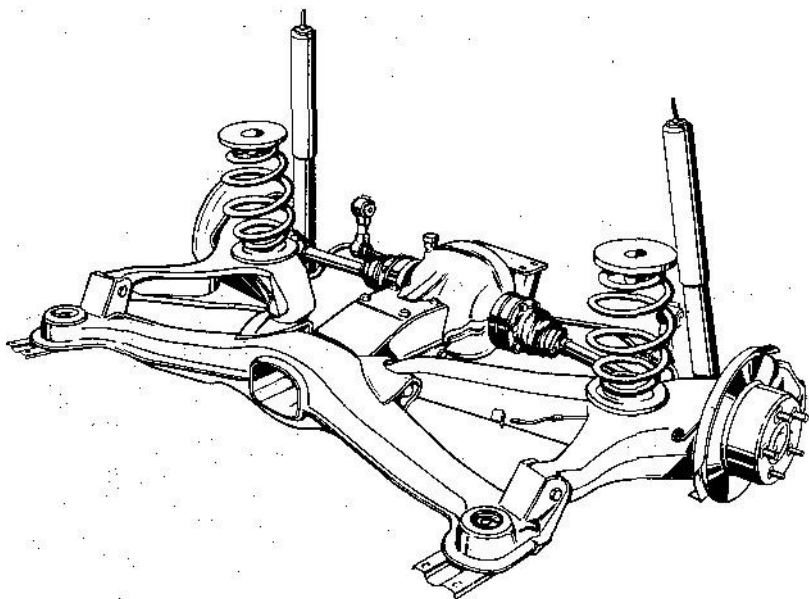


Рис. 8.14. Задняя подвеска автомобилей «Сенатор» и «Монца» фирмы «Опель» с косыми рычагами коробчатого сечения и углами $\alpha = 14^\circ$ и $\beta = 0^\circ$. Картер главной передачи привернут болтами к поперечному элементу и образует вместе с ним монтажную поперечину подвески. Установочные данные для автомобиля без нагрузки: развал — $50^\circ \pm 40'$, схождение $20^\circ \pm 20'$

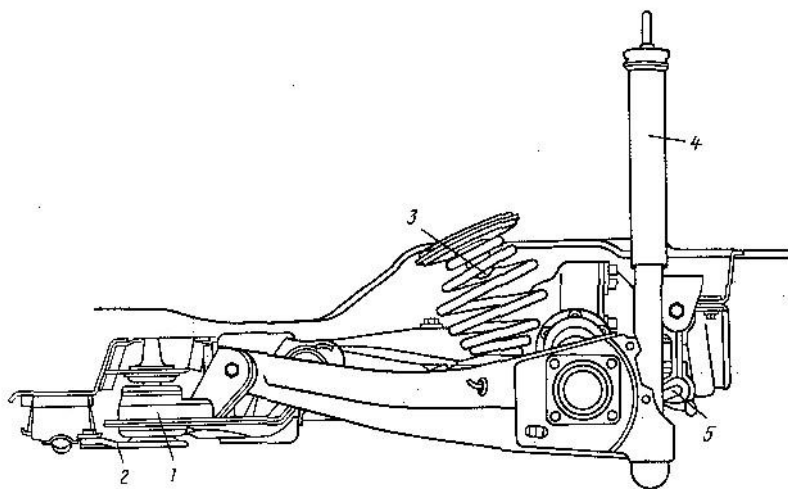


Рис. 8.15. На автомобилях «Монца» и «Сенатор» фирмы «Опель» стабилизатор 5 и амортизаторы 4 установлены позади оси колес, а буфера сжатия 3—внутри бочкообразных прогрессивных пружин «миниблок». Вследствие пространственного перемещения косых рычагов эти пружины нагружаются на кручение и изгиб. Под передними опорами 1 поперечины расположены накладки 2, чтобы болты крепления к кузову не нагружались на изгиб

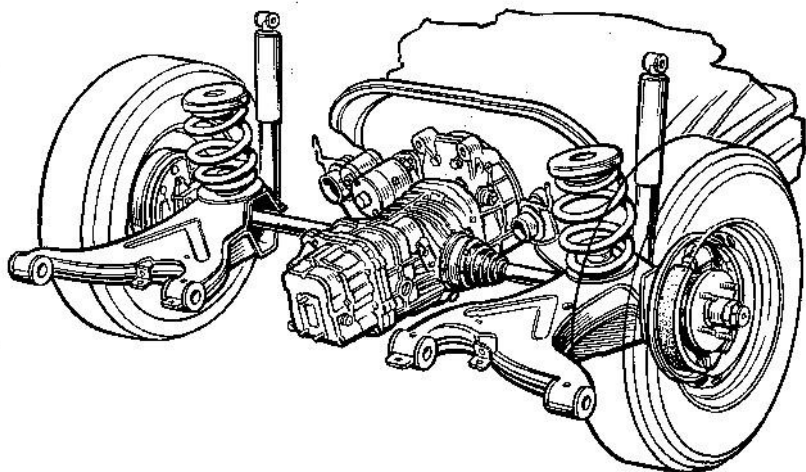


Рис. 8.16. Задняя подвеска автомобиля «Фольксваген-транспортёр» с коробчатыми косыми рычагами, непосредственно прикрепляемыми к кузову. Хорошо виден блок трансмиссии с фланцевым креплением к двигателю заднего расположения

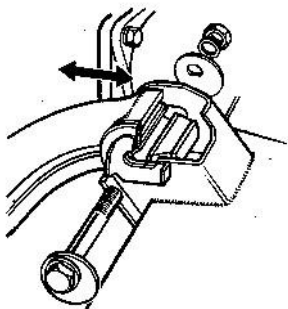


Рис. 8.17. Для регулировки развала и схождения в обеих опорных точках косого рычага могут быть предусмотрены эксцентриковые шайбы, контактирующие с боковыми бортиками

при длинных ходах должны развивать относительно небольшие усилия. Кроме того, амортизаторы имеют больший объем амортизаторной жидкости и, за счет этого меньше нагреваются. Аналогично устроена задняя подвеска легкого грузовика «Фольксваген-транспортёр» (рис. 8.16), только здесь подвижные шарниры равных угловых скоростей размещены в жестких рычагах коробчатого сечения, благодаря чему пружины удалось расположить по оси колес над этими шарнирами. Крепление рычагов осуществляется непосредственно к кузову; последний при увеличении нагрузки проседает, вследствие чего точки шарнирного крепления опускаются; в таких условиях задняя подвеска способствует недостаточной поворачиваемости под действием крена (см. рис. 8.13).

Для обеспечения устойчивости прямолинейного движения и минимального износа шин изготовителем должны задаваться установочные параметры с соответствующим полем допуска. Обычно по развалу задаются значения $\gamma_0 \approx 30'$ (без нагрузки) с допустимыми отклонениями $\pm(10-30)'$; по схождению номинальное значение составляет $\delta_0 \approx 20'$ (без нагрузки) с наибольшим допустимым отклонением $\pm 15'$. Обеспечение таких значений в крупносерийном производстве требует наличия регулировки. Фирмы «Даймлер-Бенц» и «Форд» предусматривают на болтах, которые пропущены через внутренние втулки резиновых опор и крепят рычаги к поперечине, две эксцентриковые шайбы, которые можно поворачивать с помощью шестигранной головки (рис. 8.17). Такие эксцентриковые шайбы имеются как у болта внутренней опоры, так и у болта наружной опоры. За счет этого возможно отклонение от горизонтали (изменение угла ската β , корректировка развала), а в плане — изменение угла стреловидности α (а вместе с ним и схождения). Из-за наличия привода здесь можно было бы применить отрицательное схождение, но от этого отказываются ради сохранения устойчивости движения при уменьшении подачи топлива (торможении двигателем).

8.4.2. Торсионная подвеска

В отличие от других изготовителей, фирмы «Фольксваген» и «Порше» при переходе от подвесок с качающимися полуосями к подвескам на косых рычагах сочли важным сохранить

торсионы в качестве упругого элемента. В 1964 г. такая подвеска появилась на автомобиле «Автоматик-кэфер», а в 1975 г. — на «Порше-924» (рис. 8.18). Оба торсиона крепятся в середине трубчатой поперечины, на нее же опирается и силовой агрегат. По бокам к поперечине приварены два направленных назад и вверх кронштейна, которые служат как для опоры амортизаторов и отдельно расположенных буферов сжатия, так и для крепления этого узла к кузову.

Косые рычаги состоят из элементов плоского сечения, которые передают упругие моменты и воспринимают продольные составляющие, вызванные боковыми силами. С обеих сторон имеются направленные косо вперед-внутри трубчатые элементы с большой жесткостью на кручение и изгиб с регулируемой опорой на поперечине; они создают требуемую широкую опорную базу. В общем, получилась простая, недорогая конструкция, обладающая еще тем преимуществом, что благодаря большой опорной базе на кузов передаются небольшие силы. На выпускавшемся до 1979 г. фирмой «Фольксваген» автомобиле «Транспортер» такая подвеска крепилась болтами непосредственно к кузову; фирма «Порше» предусматривает резиновые опоры между поперечиной и кузовом, чтобы изолировать кузов от дорожных шумов и жесткого качения радиальных шин. Фирма «Мицубиси» на полноприводном автомобиле «Спейс-вэгон» решила эту задачу по-другому. В подвеске этого автомобиля имеются два дополнительных, направленных назад трубчатых кронштейна, концы которых опираются на резиновые элементы с точно определенной жесткостью в вертикальном направлении, причем упругий момент воспринимается через длинный рычаг. Эти кронштейны приварены к трубе, нагружаемой также картером главной передачи и опирающейся сзади на поперечину. Весь этот узел представляет собой широкоопорную монтажную поперечину подвески, опора которой практически исключает поворот вокруг вертикальной оси под действием боковых сил, обеспечивая тем самым «нейтральное» поведение на повороте.

8.4.3. Подвеска с винтовыми рычагами

В отличие от описанных выше конструкций, фирма БМВ применяет на автомобилях 5-й серии амортизаторы с пружиной (рис. 8.19), которые по оси колес привернуты к опорам подшипника колеса и поэтому вызывают лишь небольшие реакции в опорах продольных рычагов и в точках крепления поперечины.

Угол стреловидности составляет, как правило, 20° , только на мод. 528i и 535i он был уменьшен до 13° . Приваренный к наружной стороне косога рычага кронштейн позволяет распо-

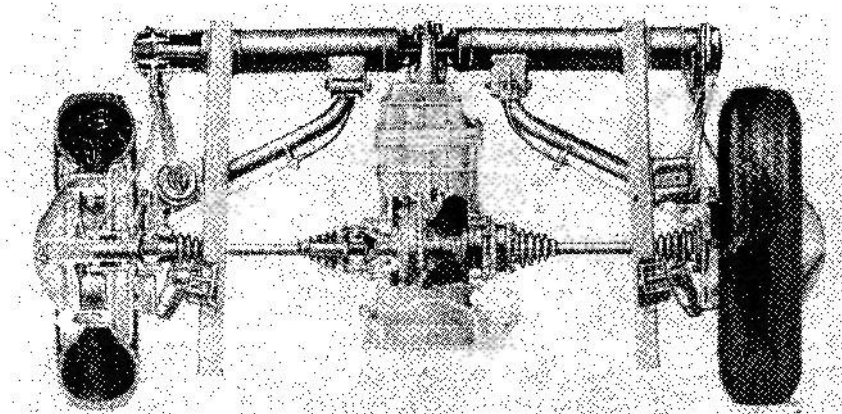


Рис. 8.18. Задняя подвеска выпускавшегося фирмой «Фольксваген» до 1979 г. автомобиля «Транспортер», которая в несколько измененной форме и с дополнительной шумоизоляцией устанавливалась на «Порше 924». Барабанный тормоз и подшипники колеса в разрезе показаны на рис. 2.137, а современная форма рычага — на рис. 2.38

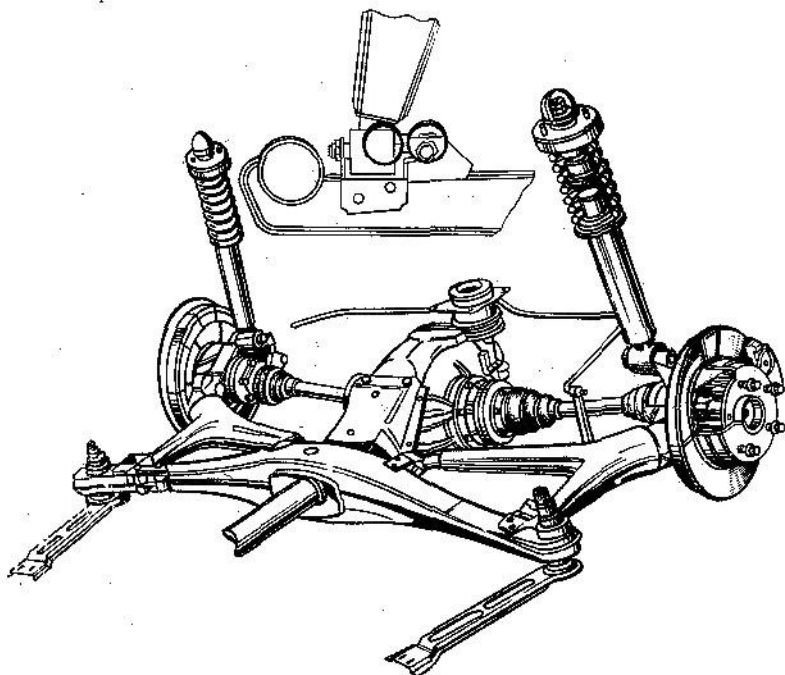


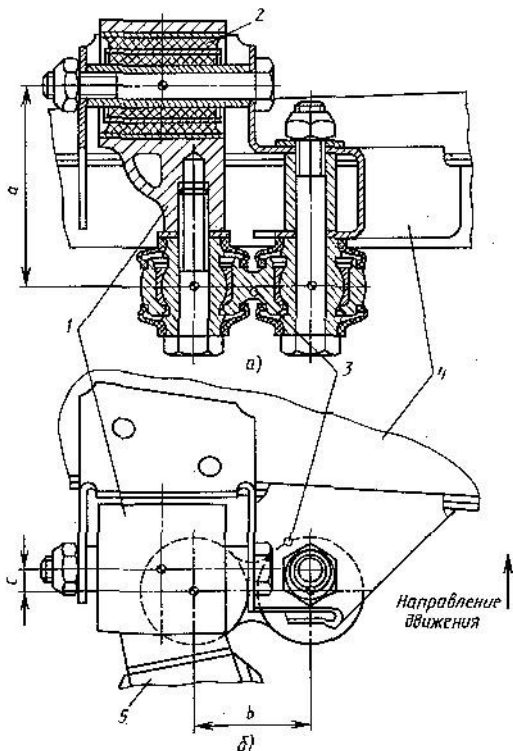
Рис. 8.19. Задняя подвеска автомобилей БМВ 5-й серии, с общим ходом 220 мм и размещенным сзади стабилизатором; угол стреловидности $\alpha = 20^\circ$. На более мощных моделях 528i и 535i в целях дальнейшего улучшения устойчивости и управляемости угол α уменьшен до 13° и применена изображенная отдельно качающаяся опора; поворачиваемость этих автомобилей практически не зависит от нагрузки

жить выше наружную опорную точку, что дополнительно создает угол ската и вместе с уменьшенным углом $\alpha=13^\circ$ обуславливает благоприятное расположение центра продольного крена (рис. 8.20 и 8.3). Кроме того, получаются меньшие изменения развала и колеи, ниже расположенный центр крена и способствующее недостаточной поворачиваемости изменение схождения (рис. 8.21). Под рычагами подвески расположены качающиеся опоры, которые передают боковые силы на поперечину и, поскольку они смещены вниз, при ходах отбоя и сжатия подтягивают рычаги к середине автомобиля. При этом осуществляется винтовое движение с возрастающим подъемом — отсюда название этой подвески. Отдельно изображенная на рис. 2.63 качающаяся опора представляет собой стержень, нагружаемый только на растяжение и сжатие и имеющий на обоих концах шаровые шарниры со сквозными отверстиями. Резиновые элементы (поз. 2, см. рис. 8.20), служащие для опоры косых рычагов, воспринимают только радиальные силы и должны обладать осевой податливостью (из-за винтового движения).

При разгоне автомобиля задняя часть кузова опускается и указанные дополнительные рычаги создают составляющую F_x

Рис. 8.20. В подвеске на винтовых рычагах автомобилей БМВ 528i / 535i к косому рычагу 5 приварен кронштейн 1 для возможности уменьшения угла стреловидности и создания расстояния a . Качающаяся опора 3 осуществляет соединение с поперечиной 4, передавая боковые силы. Чем короче рычаг 5 (расстояние b) и чем больше размер a , тем больше смещение косых рычагов при ходах отбоя и сжатия к середине автомобиля. Расстояние c при ходе сжатия увеличивается, а при ходе отбоя переходит через ноль в отрицательные значения. Изображение соответствует конструктивному положению, т. е. автомобилю с нагрузкой в три человека по 68 кг:

a — вид сзади; b — вид сверху;
2 — упругая втулка



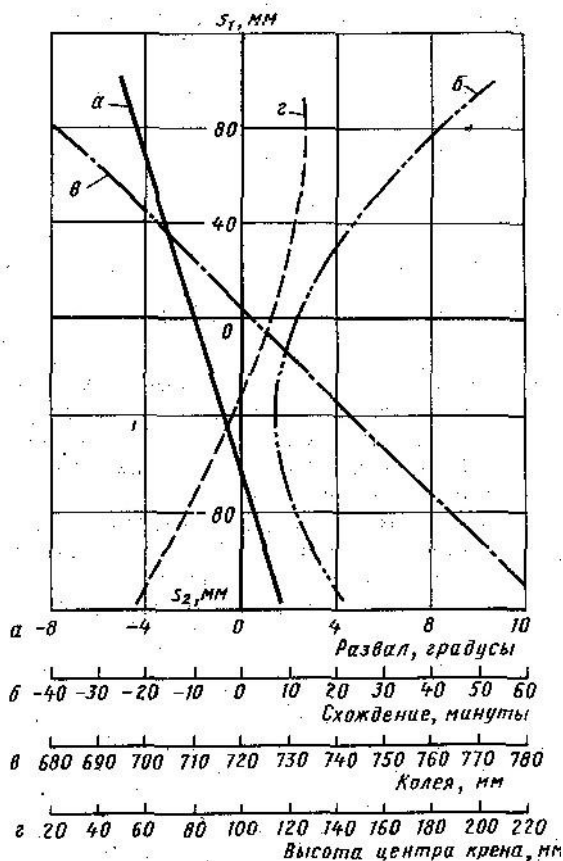


Рис. 8.21. Кинематика подвески с винтовыми пружинами автомобилей БМВ 528i / 535i в зависимости от хода сжатия s_1 и хода отбоя s_2 (от конструктивного положения). За счет качающейся опоры и угла стреловидности $\alpha=13^\circ$ удалось уменьшить изменение колеи и развала, а также обеспечить более резкое снижение высоты центра крена с увеличением нагрузки. Изменение схождения свидетельствует о повороте задних колес в сторону «недостаточной поворачиваемости» под действием крена, что достигнуто в результате согласования развала колеса (в конструктивном положении) и угла ската. В этих замерах, выполненных фирмой БМВ, приводится колея «на одно колесо»

силы в продольном направлении; действуя на плече a , эта составляющая уменьшает указанное опускание. Чем короче качающаяся опора, отрезок b на виде сверху (см. рис. 8.20), тем сильнее это противодействие. При торможении происходит обратное: опора подтягивает заднюю часть кузова вниз. При движении на повороте с наружной стороны увеличивается отрезок c , вследствие чего уменьшается расстояние между боковой силой F_{sa} (в контакте колеса с дорогой) и качающейся опорой и снижается склонность колеса к «подламыванию». На внутренней же стороне расстояние c становится равным нулю и даже отрицательным, и расстояние между F_{si} и опорой увеличивается. На обоих колесах добавляется еще обусловленная приводом силовая составляющая F_x , которая дополнительно помогает уменьшить крен.

9. ДРУГИЕ КОНСТРУКЦИИ НЕЗАВИСИМОЙ ПОДВЕСКИ

9.1. ДВУХШАРНИРНАЯ ПОДВЕСКА С КАЧАЮЩИМИСЯ ПОЛУОСЯМИ

Из всех независимых подвесок, применяемых для задних колес, двухшарнирная подвеска с качающимися полуосями (рис. 9.1) является, пожалуй, самой старой. Благодаря возможности удобного шарнирного крепления с обеих сторон главной передачи эта подвеска уже в 30-е годы устанавливалась фирмой «Даймлер-Бенц» на легковые автомобили как классической, так и заднемоторной компоновки. Высокие кузова автомобилей того времени требовали высокорасположенного центра крена для получения малого плеча и угла крена на повороте.

Однако автомобильная техника 30-х годов отличается от современной, требующей на заднемоторных автомобилях более низкого центра крена в задней подвеске, чем в передней. Двухшарнирная подвеска с качающимися полуосями не может выполнить этого условия; кроме того, она обуславливает еще значительное изменение колеи, что отнюдь не способствует устойчивому движению (рис. 9.2). По этим причинам такая простая и экономичная возможность подвески ведущих колес практически уже не используется на легковых автомобилях, но она еще встречается на некоторых (чаще полноприводных) грузовых автомобилях.

Собственно говоря, подвеска состоит с каждой стороны из одного поперечного рычага с поворотной опорой. При ведущих

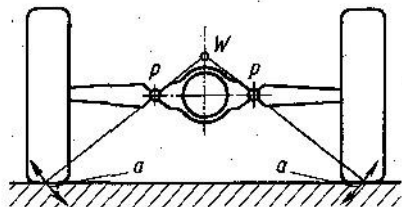


Рис. 9.1. Двухшарнирная подвеска с качающимися полуосями, где центры качания P рычагов расположены рядом с главной передачей, вследствие чего центр крена W находится высоко. Длина полуосей и положение полюсов определяют направление перемещения колес, т. е. величину изменения колеи и развала. Для получения точки W нужно соединить центры контактов колес с указанными полюсами и продолжить эти прямые:

a — направление перемещения колес

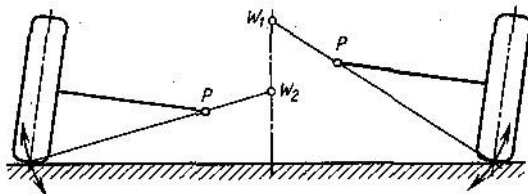


Рис. 9.2. Опускание центров качения P рычага уменьшает изменение колен, вызывает опускание центра крена из W_1 в W_2 и увеличение колен. При нагрузке в два человека уже имеется отрицательный развал колес, что улучшает восприятие боковых сил, но уменьшает ход сжатия и полезную нагрузку

колесах центральное расположение главной передачи обуславливает разнос указанных опор (рис. 9.3), вследствие чего повышается центр крена W и за счет укороченной длины полуосей возникает сравнительно большое изменение колеи (см. рис. 9.1 и 9.2). Кроме того, на повороте кузов с наружной стороны отжимается вверх (рис. 9.4). Колесо наклоняется в сторону положительного развала и возможность передачи шиной боковых сил снижается. При этом уменьшается также колея, определяющая опорную базу при движении на повороте. Чем больше положительный развал при прямолинейном движении и чем больше жесткость задней подвески при разноименном ходе, тем раньше

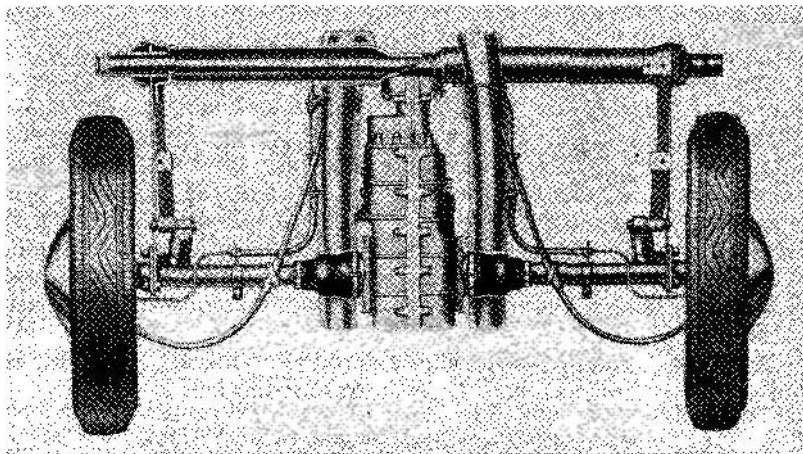


Рис. 9.3. Задняя подвеска автомобиля «Фольксваген 1200 L» с цилиндрическими торсионами, закрепленными посередине в поперечной трубе. С наружных концов на эту трубу опираются изготовленные из полосовой стали продольные рычаги, передающие на кузов продольные и упругие вертикальные силы, а также тормозной момент. Боковые силы передаются через оба кожуха полуосей на картер главной передачи и далее, через подвеску силового агрегата — на указанную поперечную трубу. Эта труба вместе с направленными назад кронштейнами для крепления амортизаторов образует поперечину, на которой подвеска подсобирается и затем крепится к кузову

Рис. 9.4. При двухшарнирной подвеске с качающимися полуосями боковая сила F_{sa} отжимает неблагоприятным образом наружное на повороте колесо в сторону положительного развала, а кузов в центре P качания рычага — вверх

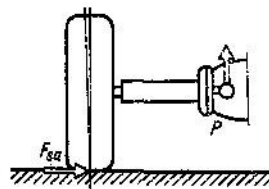
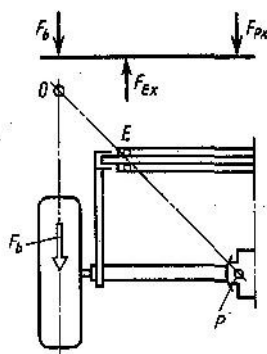


Рис. 9.5. В двухшарнирной подвеске с качающимися полуосями автомобиля «Фольксваген-1200L» восприятие продольных сил осуществляется (как показано вверху на схеме действия сил) как в опоре E продольного рычага, так и в центре поворота P поперечного рычага. Если соединить точки E и P и продолжить эту прямую, то на пересечении с центральной плоскостью вращения колеса получится центр продольного крена O . Точка опоры E , в действительности находящаяся на автомобиле ближе к наружной стороне, для наглядности показана смещенной к середине автомобиля

возникает этот эффект на повороте. Следствием этого может быть смещение задней части кузова наружу, т. е. сильная избыточная поворачиваемость (см. рис. 3.27), а в экстремальном случае — даже переворачивание автомобиля.

На автомобиле «Фольксваген-1200L» полуоси проходят внутри трубчатых поперечных рычагов, и только с наружной стороны требуется подшипник качения, воспринимающий силы во всех направлениях. На внутреннем конце полуось опирается в картере главной передачи с помощью шарнира с сухарем (см. рис. 2.111), при этом угловые и осевые перемещения здесь невелики. Внутренние шарниры полуосей и сферические опоры поперечных рычагов должны иметь совпадающие центры поворота, чтобы предотвратить их взаимное боковое перемещение при ходах подвески.

Ось поворота, рычагов подвески расположена поперечно, что приводит к подтягиванию вниз задней части кузова при торможении; с обеих сторон имеются центры продольного крена O (рис. 9.5). Вследствие того, что оси поперечных и продольных рычагов имеют относительное угловое смещение 90° , здесь не получается чистая подвеска с качающимися полуосями, скорее это подвеска на косых рычагах. Перемещение колеса определяется двумя дугами: центром одной является шарнир P в картере главной передачи, а центр второй лежит на оси торсиона, проходящей через точку E . Плоский продольный рычаг при ходах подвески скручивается и поэтому нагружается не только на изгиб, но и на кручение.

9.2. ОДНОШАРНИРНАЯ ПОДВЕСКА С КАЧАЮЩИМИСЯ ПОЛУОСЯМИ

Чем длиннее поперечные рычаги и чем ниже расположены центры их поворота, тем меньше изменение колеи (см. рис. 9.2). Кроме того, длинные рычаги обуславливают снижение центра крена, вследствие чего кузов на повороте в меньшей степени отжимается вверх и колесо сохраняет свой развал. Из этих соображений фирма «Даймлер-Бенц» в 50-х годах перешла на одношарнирную подвеску с качающимися полуосями (рис. 9.6) и устанавливала ее на автомобили класса «S» до 1972 г. Левый (по ходу автомобиля) кожух 5 полуоси неподвижно соединен с картером главной передачи, а правый кожух 2 имеет поворотную опору в пружине 7. Крепление картера к кузову осуществляется опорой 8 для восприятия моментов и тягой 5; пружины опираются на направленные вперед, показанные в разрезе продольные рычаги 1 и 6. Последние воспринимают также основную часть тяговых и тормозных сил; вызываемые этими силами моменты воспринимаются, в частности, закрепленной наверху опорой 8. Боковые силы воспринимаются тягой 3. При такой подвеске в приводе требуется только один шарнир с осевой подвижностью, находящийся в правом кожухе 2 полуоси.

При равностороннем ходе подвески вертикальные силы передаются как на обе пружины подвески, так и на компенсирующую пружину 7 центрального расположения. Центробежные силы вызывают крен кузова относительно точки поворота 4, при этом реагируют только обе основные пружины, а центральная остается в покое. Таким образом, при разноименном прогибе жесткость получается меньше, чем при равностороннем: центральная пружина оказывает дестабилизирующее действие.

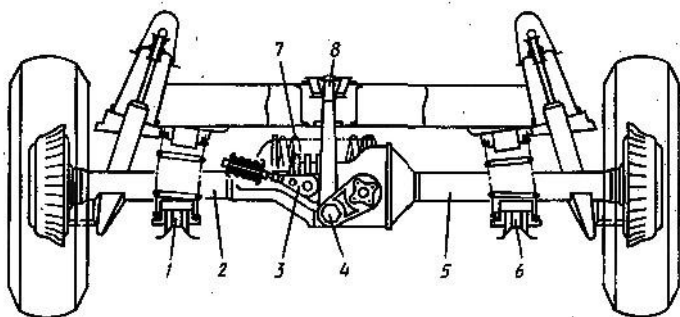


Рис. 9.6. Вид спереди на одношарнирную подвеску с качающимися полуосями фирмы «Даймлер-Бенц» с дестабилизирующей пружиной 7, расположенной над картером главной передачи

9.3. ПОДВЕСКА НА ДВОЙНЫХ ПРОДОЛЬНЫХ РЫЧАГАХ

Эта подвеска, применяемая только фирмой «Фольксваген» для передних колес на заднемоторном автомобиле мод. 1200L (рис. 9.7), имеет с каждой стороны по два продольных рычага. На передних концах эти рычаги имеют поворотные опоры и охватывают защемленные посередине торсионы, а к задним их концам присоединены опоры подшипника колеса. Указанные упругие элементы расположены в двух жестких, соединенных друг с другом поперечных трубах 1, которые образуют очень простую монтажную поперечину, не только объединяющую подвеску в своеобразный агрегат, но и служащую для установки амортизаторов и рулевого механизма. Преимущество подвески в случае применения ее на автомобиле «Транспортер» (она устанавливалась до 1979 г.) — малое требуемое пространство перед осью колес — на легковых автомобилях оборачивается недостатком: и так небольшой передний багажник становится еще меньше. Кроме того, эти продольные рычаги нагружаются вертикальными и боковыми силами на изгиб и кручение. На повороте возникает неблагоприятный развал передних колес, обусловленный креном, как на обычной подвеске с продольными рычагами (см. рис. 4.11).

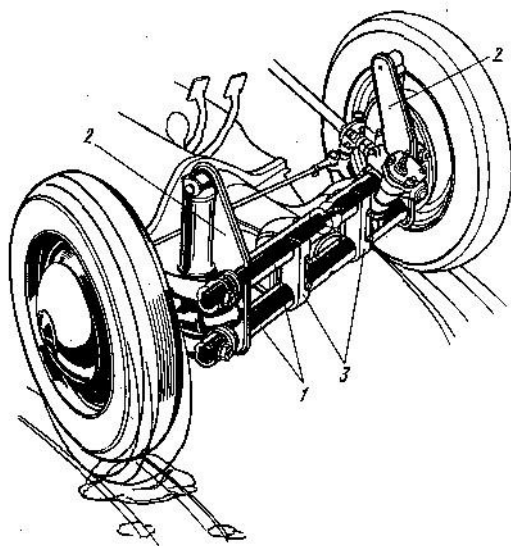


Рис. 9.7. Передняя подвеска автомобиля «Фольксваген 1200 L» с наборными торсионами, зажатými в середине в обеих несущих трубах 1; боковые кронштейны 2 сварены с этими трубами и служат для крепления верхних концов амортизаторов. В результате получается монтажная единица, на которой можно отрегулировать правильное положение колес, а затем закрепить ее с помощью обойм 3 на основании кузова

9.4. ПОДВЕСКА НА ПРОДОЛЬНЫХ И ПОПЕРЕЧНЫХ РЫЧАГАХ

Эта конструкция в сущности представляет собой подвеску с направляющей стойкой, в которой с целью разгрузки брызговика крыла верхние опорные усилия воспринимаются про-

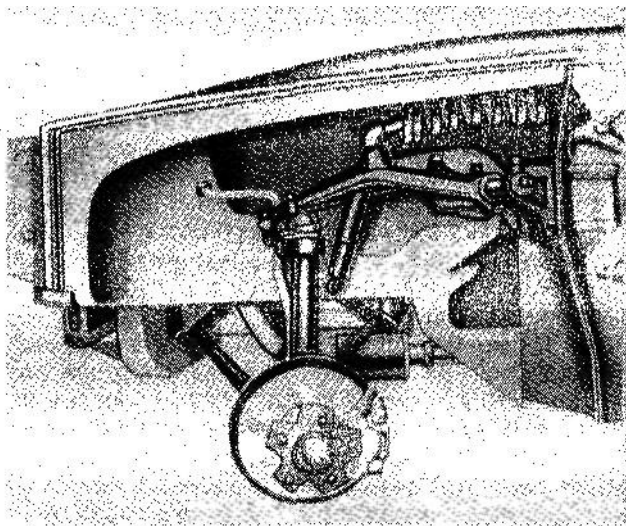


Рис. 9.8. Передняя подвеска автомобиля «Ровер ТС» с пружинами, опирающимися на щит передка и расположенными почти горизонтально

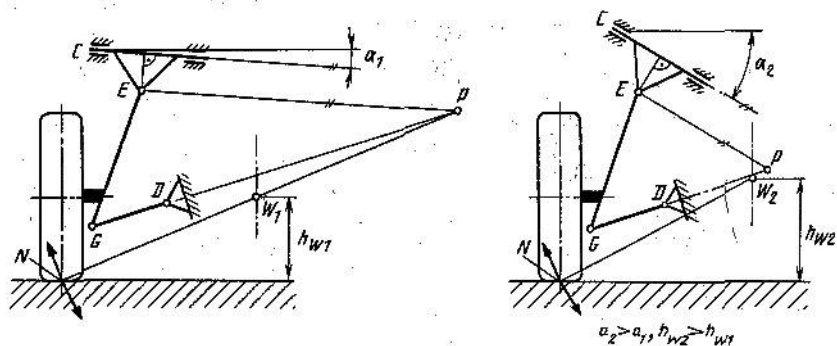


Рис. 9.9. Для определения центра крена W в подвеске с продольными и поперечными рычагами нужно через точку E провести прямую, параллельную CF , до пересечения с продолжением отрезка GD . Полюс P нужно соединить с точкой N , и на пересечении с осью симметрии получится центр крена W . Чем больше угол наклона верхнего рычага на виле сзади (угол α_2 на правом рисунке), тем ближе точка P к середине автомобиля; в результате увеличивается изменение колеи и развала и центр крена перемещается вверх (в W_2 из W_1)

дольным рычагом, который крепится на относительно жестком щите передка (рис. 9.8). Большое расстояние между несущим и направляющим шарнирами приводит к уменьшению сил. Путем наклона оси верхнего рычага на заднюю ось можно влиять на изменение развала и колеи, а также на высоту центра крена (рис. 9.9). С помощью короткого верхнего рычага — как в передней подвеске автомобилей класса «S» фирмы «Даймлер-Бенц» (см. рис. 5.10) — можно получить прогрессивное противодействие продольному крену при торможении. Недостатками являются (как в подвеске на двойных поперечных рычагах) большое число шарниров и повышенные затраты. Подвеска на продольных и поперечных рычагах устанавливалась с 1964 по 1976 гг. на автомобили *2200TC* и *3500V8* фирмы «Ровер» и с 1958 по 1967 гг. на автомобили *700*, *S1004* и *S1204* фирмы «Гляс». На последних автомобилях простой торсион, установленный в продольных рычагах, служил в качестве стабилизатора; в настоящее время эту задачу могла бы взять на себя поперечная связь (как в подвеске со связанными рычагами, см. рис. 4.12) при одновременном упразднении, двух опорных точек.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

Книги

1. Fakra-Handbuch. Berlin, Koln: Beuth-Vertrieb, 1983.
2. TUV-Auto-Report. Koln, 1985.
3. TUV Rheinland: Wie sicher ist Ihr Lkw? Koln, 1977.
4. TUV Bayern: Änderungen an Auto und Motorrad. 2. Auflage, Munchen, 1978.
5. Neuer Auto-Werkstatt-Kalender 1986. Wurzburg: Vogel-Buchverlag.
6. BURG, RAU: Handbuch der Verkehrsunfall-Rekonstruktion. Kippenheim: Verlag INFORMATION Ambs, 1981.
7. ROMPE, HEISSING: Objektive Testverfahren für die Fahreigenschaften von Kraftfahrzeugen. Koln: Verlag TUV Rheinland, 1984.
8. Bosch: Kraftfahrtechnisches Taschenbuch. Stuttgart, 1985.
9. MITSCHKE: Dynamik der Kraftfahrzeuge. Teil A: 1982, Teil B: 1984, Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag.
10. Teves: ate Bremsen-Handbuch. Otto-brunn bei Munchen: Bartsch Verlag, 1984.
11. FAG Kugelfischer: Walzlager auf den Wegen des technischen Fortschritts. Schweinfurt, 1984.
12. ESCHMANN, HASBARGEN, WEIGAND: Die Walzlagerpraxis. Handbuch für die Berechnung und Gestaltung von Lagerungen. Munchen, Wien: R.-Oldenbourg-Verlag.

Журналы

1. ADAC-Motorwelt. Munchen: ADAC-Verlag.
2. auto, motor und sport. Stuttgart: Vereinigte Motorverlage.
3. Automobil-Industrie. Wurzburg: Vogel-Verlag.
4. Automobiltechnische Zeitschrift (ATZ). Stuttgart: Franckh'sche Verlagsanstalt.
5. kfz-betrieb. Wurzburg: Vogel-Verlag.
6. Kugellager-Zeitschrift. Schweinfurt: SKF GmbH.
7. mot. Smitgart: Vereinigte Motorverlage.
8. VDI-Nachrichten. Dusseldorf: VDI-Verlag.

9. VDI-Zeitschrift. Dusseldorf; VDI-Verlag.
10. Walzlagertechnik. Schweinfurt: FAG Kugelfischer.

Техническая информация фирм

1. Aluminium-Zentrale, Dusseldorf: Merkblätter Aluminium-Knetwerkstoffe, Aluminium-Gublegerungen und weitere Veröffentlichungen.
2. Beratungsstelle für Stahlverwendung, Dusseldorf: Verschiedene Merkblätter.
3. Boge, Eitorf/Sieg: Federbeine, Typenblatt.
4. Boge, Eitorf/Sieg: Federbeineinsätze, Typenblatt.
5. Elastogran, Lemförde: Technische Informationen.
6. Elastogran, Lemförde: Halbzeuge und Fertigteile - das Programm.
7. Elastogran, Lemförde: Programm der SKF-Federn aus Cellaslo.
8. FAG, Schweinfurt: Das moderne Kraftfahrzeug - eine Herausforderung an die Walzlagertechnik. Publ.-Nr. 05115, DA 1983.
9. FAG, Schweinfurt: Standardprogramm-katalog 41510DB, 1983.
10. Gelenkwellenbau, Essen: Technischer Katalog Gelenkwellen für den Kraftfahrzeugbau.
11. Gläntzer Spicer, Poissy (F): Technischer Katalog Tripodegelenke.
12. Goetze, Leverkusen: Radial-Wellendichtungs-Katafag, Drucksache 891870.
13. Goetze, Leverkusen: Laufwerk dichtungs-katalog, Drucksache 276/3, 1983.
14. Hoesch, Hohenlimburg: Warmgeformte Federn, Leitfaden für Konstruktion und Fertigung.
15. Koni, Ebernahn/Uww.: Gashydraulische Stoßdämpfer, Produktinformation.
16. Koni, Ebernahn/Uww.: Zweirohr-Stoßdämpfer, Produktinformation.
17. Koni, Ebernahn/Uww.: Zweirohr-Gas-Stoßdämpfer, Produktinformation.
18. Krupp-Bruninghaus, Werdohl: Technische Daten Fahrzeugfedern; Teil 1: Drehfedern, Teil 2: Stabilisatoren.
19. Krupp-Bruninghaus, Werdohl: Parabelledern für Kraftfahrzeug-Anhänger, Technischer Bericht 1977.
20. Krupp-Bruninghaus, Werdohl: Parabellenker für luftgefederte Nutzfahrzeugachsen, Technischer Bericht 1981.
21. Lemförder Metallwaren, Lemförde: Technischer Katalog 1985.
22. Lohr & Bromkamp. Offenbach: Technische Informationen; Broschüre Gleichlauf-, Fessel- und Verschiebegelenke.
23. Monroe, Sim Truiden (B); Katalog Stoßdämpfer und Federbeine.
24. Nadella, Stuttgart: Nadeln-Informationen.
25. SKF, Schweinfurt: Hauptkatalog 3200T.
26. SKF, Schweinfurt: Die Auswahl des Radlagers, Druckschrift 3282.
27. TRW Ehrenreich, Dusseldorf: Technischer Katalog.
28. Uni-Cardan. Siegburg: Broschüre Gleichlaufgelenke für die moderne Antriebstechnik im Automobilbau.

СПИСОК ДОПОЛНИТЕЛЬНОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

29. Раймпель Й. Шасси автомобиля. Пер. с нем. М.: Машиностроение, 1983. 356 с.
30. Раймпель Й. Шасси автомобиля: Амортизаторы, шины и колеса. Пер. с нем. М.: Машиностроение, 1986. 320 с.
31. Раймпель Й. Шасси автомобиля: Элементы подвески. Пер. с нем. М.: Машиностроение, 1987. 288 с.
32. Раймпель Й. Шасси автомобиля: Рулевое управление. Пер. с нем. М.: Машиностроение, 1987. 22 л.
33. Прохштат А. Шасси автомобиля; Типы приводов. Пер. с нем. М.: Машиностроение, 1988 г. 16 л.