

4. ПОДВЕСКА СО СВЯЗАННЫМИ РЫЧАГАМИ

4.1. ПРЕИМУЩЕСТВА И НЕДОСТАТКИ

Схему со связанными рычагами можно считать новой конструкцией задних подвесок. Она появилась в 70-е годы и обеспечивает переднеприводным автомобилям следующие преимущества:

1. Легкость установки и снятия всей подвески; компактность, особенно при использовании торсионов (рис. 4.1); простота крепления амортизаторов с пружиной или амортизаторов и пружин; отсутствие направляющих рычагов и штанг и, как следствие, небольшое число деталей.

2. Оптимальное передаточное отношение от колеса к амортизатору с пружиной; только две опорные точки O_L и O_R , почти не влияющие на подрессоривание; малая неподдрессоренная масса; возможность выполнения поперечиной функций стабилизатора.

3. Почти полное отсутствие изменения схода и колеи при равностороннем и разноименном ходе подвески; зависящее от нагрузки способствование недостаточной поворачиваемости под действием бокового крена; благоприятное расположение центров продольного крена (см. рис. 3.38), уменьшающее подъем задней части кузова при торможении.

Число недостатков по сравнению с преимуществами невелико. К ним относятся трудность серийного применения для ведущих колес; способствование избыточной поворачиваемости под действием боковых сил; возникновение напряжений кручения и сдвига в поперечине; высокая нагруженность сварных швов, ограничивающая допустимую нагрузку на заднюю ось.

4.2. ЗАДНЯЯ ПОДВЕСКА АВТОМОБИЛЕЙ «ФОЛЬКСВАГЕН»

В 1974 г. впервые появились переднеприводные автомобили «Сирокко» и «Гольф», имеющие подвески со связанными рычагами (рис. 4.2). В том же году был выпущен автомобиль «Ауди-50» с подвеской похожей конструкции, названной тогда подвеской с сопряженными рычагами. Оба эти варианта имеют связанные поперечиной продольные рычаги. В первом случае связь осуществляется податливым на кручение, но жестким на

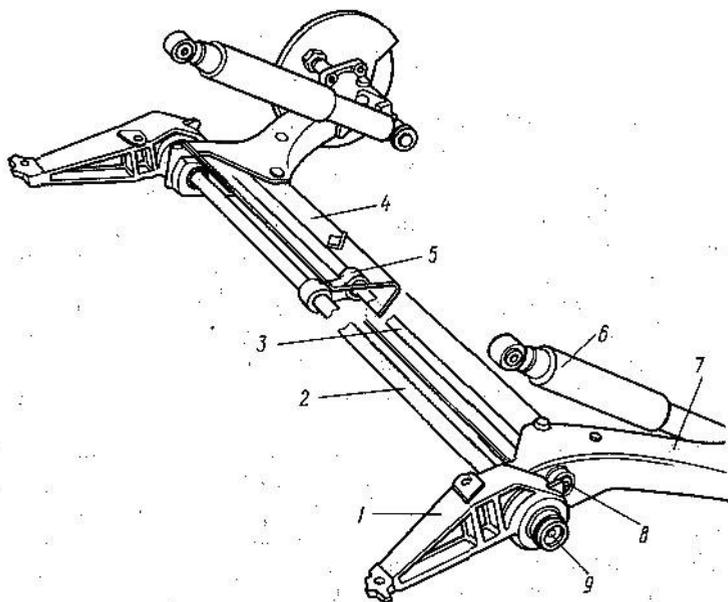


Рис. 4.1. Компактная задняя подвеска со связанными рычагами появившегося в 1985 г. автомобиля «Рено 5GT-турбо» с двумя торсионами с каждой стороны (поз. 2 и 3). Поперечина 4 выполнена из V-образного профиля со щеками различной высоты. Она имеет большую жесткость на изгиб, но податлива на кручение и воспринимает все моменты, обусловленные вертикальными, боковыми и тормозными силами. Эта поперечина частично заменяет стабилизатор. Передние торсионы более тонкие (диаметр 20,8 мм) и, как можно видеть на рис. 7.12 и 7.13, закреплены наружными концами с помощью мелкошлицевого профиля 9 в кронштейнах 1. В этих же кронштейнах имеются поворотные опоры для рычагов 7. Внутренние концы торсионов 2 вставлены в соединяющий элемент 5 и вызывают в нем чистый момент кручения, воспринимаемый более толстыми (диаметр 23,4 мм) задними торсионами (жесткость которых на 60 % больше передних), которые нагружаются на кручение. Наружные концы задних торсионов с помощью мелкошлицевого профиля 8 соединяются с продольными рычагами 7. Чтобы получить широкий багажник без боковых выступов, газонаполненные амортизаторы 6 устанавливаются с большим наклоном и могут поэтому передавать силы своими верхними концами на лонжероны основания кузова. При равностороннем ходе подвески работают все четыре торсиона, а при разноименном нагружаются на кручение только задние (поз. 3), а также податливая при кручении поперечина 4. Благодаря такому расположению торсионов достигаются мягкое поддрессирование кузова и, кроме того, высокая боковая устойчивость, т. е. значительное снижение крена кузова на повороте

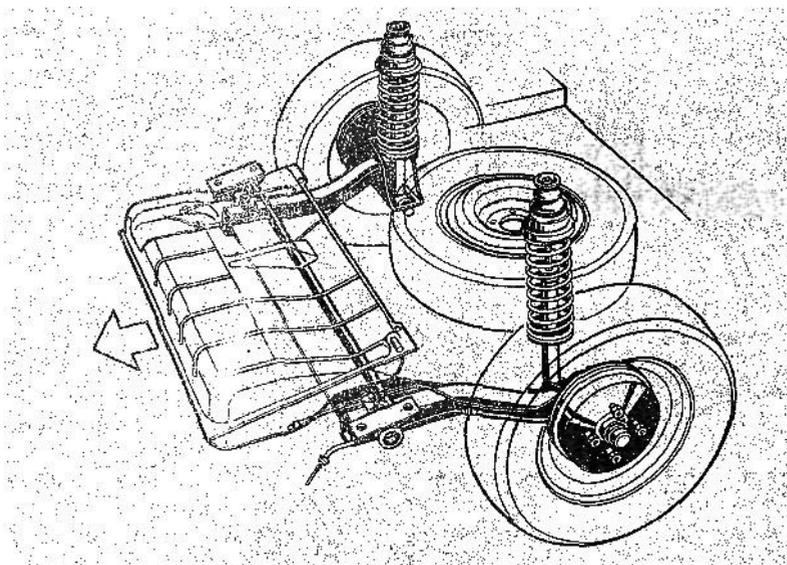


Рис. 4.2. Подвеска со связанными рычагами автомобиля «Сирокко» 1985 г. (а также «Гольф I»). Трубчатые продольные рычаги сварены с поперечиной Т-образного сечения, которая воспринимает моменты вертикальных и боковых сил и одновременно служит в качестве стабилизатора. Топливный бак расположен перед этой поперечиной и частично — над ней. Опора на кузов осуществляется только в двух местах. Технические данные автомобиля «Гольф-I»: колея $b_h=1360$ мм, длина рычага $r=420$ мм, ход подвески $s_g=188$ мм, жесткость при равностороннем ходе $c_h=15,3$ Н/мм, при разноименном ходе $c_h+c_{ph}=22,3$ Н/мм

изгиб в вертикальном и продольном направлениях Т-образным профилем, а на «Ауди-50» (и впоследствии на «Фольксваген-поло») — U-образным профилем. Концы поперечины приварены, к указанным рычагам: на автомобиле «Сирокко», оснащавшемся этой подвеской еще и в 1985 г., — вблизи опор подвески на кузов, а на мод. «Поло» — со сдвигом назад. Благодаря этому удалось сместить назад топливный бак и свободнее разместить заднее сиденье. Мод. «Поло С» и «Пассат» 1981 г. выпуска, а также «Гольф II» 1983 г. также имеют сдвинутую назад поперечину (рис. 4.3 и рис. 2.80—2.83). В настоящее время поперечина выполняется на всех автомобилях из открытого вперед V-образного профиля (рис. 4.4), соединение которого с рычагами усилено угловыми накладками. На автомобиле «Гольф II» топливный бак расположен между колесами и выполнен из высокомолекулярного полиэтилена. Использование полиэтилена позволило спроектировать форму бака, приспособленную к окружающим деталям, что вместе с плоским запасным колесом привело к увеличению вместимости бака с 40 до 55 л (рис. 4.5).

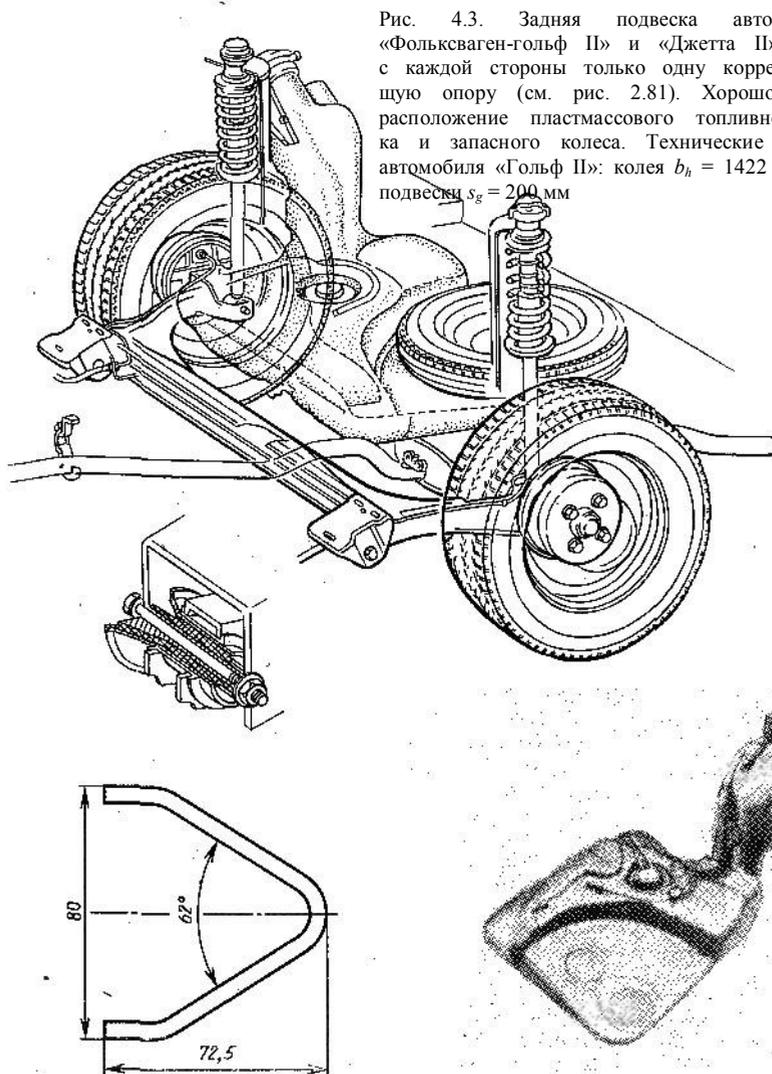


Рис. 4.3. Задняя подвеска автомобилей «Фольксваген-гольф II» и «Джетта II» имеет с каждой стороны только одну корректирующую опору (см. рис. 2.81). Хорошо видно расположение пластмассового топливного бака и запасного колеса. Технические данные автомобиля «Гольф II»: колея $b_h = 1422$ мм, ход подвески $s_g = 200$ мм

Рис. 4.4. Все модели автомобилей «Фольксваген» в качестве связующего элемента между двумя продольными рычагами имеют V-образный профиль. На мод. «Пассат-лимузин» толщина этого профиля 5 мм, на мод. «Пассат-вариант» — 6 мм. При закручивании на 10° профиль развивает момент сопротивления от 160 до 230 Н·м. Такая же толщина листа применяется и на мод. «Гольф II»

Рис. 4.5. Пластмассовый топливный бак мод. «Гольф II» и «Джетта-II» фирмы «Фольксваген». Изготовление бака из пластмассы обеспечивает следующие преимущества: лучшее использование пространства, что дает увеличение вместимости на 15%; снижение массы на 30 %; отсутствие опасности коррозии; большая защищенность от разрыва при аварии

4.3. ЭЛАСТИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА

На всех моделях фирмы «Фольксваген» подрессоривание осуществляется вертикальными амортизаторами с пружиной, нижняя проушина которых крепится болтом по оси колес (рис. 4.6, точки F и рис. 1.8). Две передние опоры O_L и O_R при прямолинейном движении без внешних воздействий почти не нагружаются. Благодаря большой базе b_o опоры не очень нагружаются и на поворотах.

В поперечном направлении упругие элементы удалены на расстояние f от точек контакта колес. За счет плеча между упругой силой F_F и вертикальной силой F_{nh} (за вычетом половины неподдрессоренной массы, рис. 4.7) возникают моменты $M_t = F_F f$, нагружающие рычаги на скручивание. С увеличением хода сжатия колес указанные моменты возрастают. Детали подвески испытывают упругую деформацию, так что возникают небольшие изменения развала и схождения (рис. 4.8). Увеличивающийся момент изгиба M_b должен восприниматься приваренной к рычагам поперечиной, при этом напряжения сжатия и растяжения в щеках U-образного или V-образного профиля будут меньше, чем напряжения изгиба в вертикальной полке T-образного профиля на автомобилях «Гольф I» и «Сирокко». Если на неровном дорожном покрытии возникают направленные наружу боковые силы F_{S1} (с одной или с обеих сторон, см. [31]),

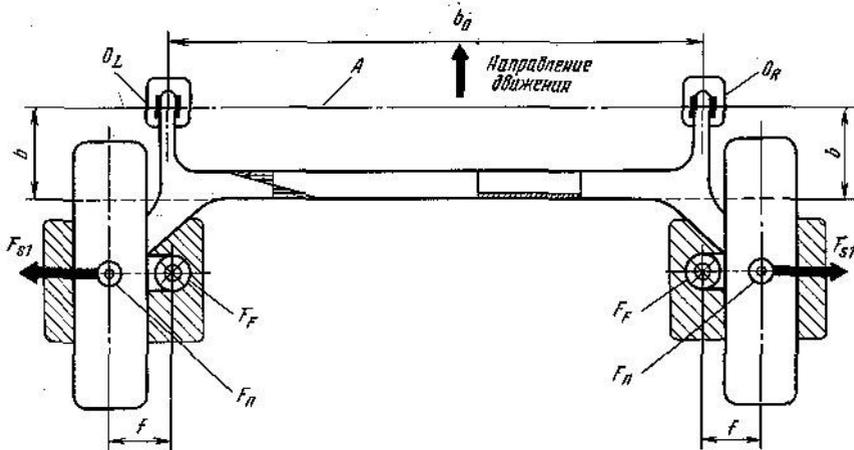


Рис. 4.6. Вид сверху на подвеску со связанными рычагами. Благодаря расположению пружин по оси колес опоры O_L и O_R при прямолинейном движении без внешних воздействий должны передавать практически только силы сопротивления качению. Кроме того, через эти точки, расположенные недалеко от оси колес, проходит ось крена, что обеспечивает в конструктивном положении 41 %-ную компенсацию продольного крена при торможении:
 A — ось крена

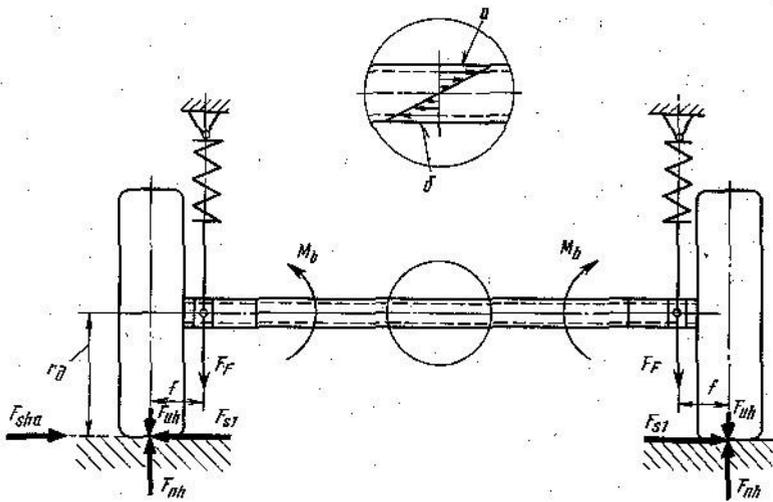


Рис. 4.7. Вид сзади на подвеску со связанными рычагами. Упругая сила F_F и вертикальная сила F_{nh} образуют момент, который нагружает скручиванием продольные рычаги. Этот момент воспринимается горизонтальными щеками приваренного V-образного или U-образного профиля. Если возникают боковые силы F_{st} , направленные изнутри наружу, то они усиливают указанный момент от вертикальных сил. Вес неподдрессоренных частей $2F_{uh} = m_{uh}g$ при этом не учитывается:

a — напряжения сжатия; b — напряжения растяжения

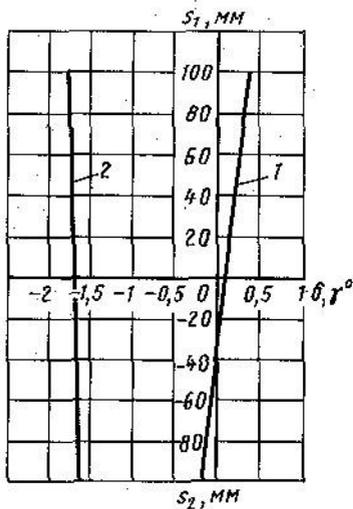


Рис. 4.8. Изменение развала и схождения, замеренное фирмой «Фольксвагена» на подвеске со связанными рычагами автомобиля «Гольф II» при равностороннем ходе подвески. При ходе сжатия и возрастающем моменте $M_i = Ff$ деформация рычагов, чрезвычайно мала, о чем свидетельствует почти не изменяющийся при нагружении развал. В конструктивном положении развал составляет минус $1^\circ 40'$, допуск $\pm 20'$, допустимая разница между левой и правой сторонами $30'$:

1 — схождение; 2 — развал

то, действуя на плече r_d (динамический радиус шины), они усиливают момент, скручивающий рычаги.

При движении на повороте условия нагружения изменяются. Сила F_{sha} на более нагруженном наружном колесе направлена снаружи внутрь и уменьшает нагружение рычага на скручивание. Дополнительно боковые силы могут вызвать сведение или разведение рычагов, если они направлены в противоположные стороны. Возникающий при этом момент вызывает напряжения изгиба как в обеих щеках V-образного профиля, так и в горизонтальной полке T-образного профиля. В рычагах же в зависимости от направления нагрузки эти напряжения получаются тем меньше, чем дальше назад отодвинута поперечина, т. е. чем больше расстояние b между точками опоры O и задней стенкой профиля.

4.4. КИНЕМАТИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА

Подвеска со связанными рычагами занимает промежуточное положение между подвеской на продольных рычагах и зависимой подвеской. При равностороннем ходе сжатия и отбоя колес изменение развала может быть обусловлено лишь упругой деформацией (см. рис. 4.8). При разноименном ходе это изменение проявляется более явно (рис. 4.9). Сравнение подвески со связанными рычагами с другими конструкциями приводится на рис. 4.10 и 4.11. При зависимой подвеске колеса сохраняют свое положение относительно дорожной поверхности, в то время как колеса, подвешенные на продольных рычагах, качаются перпендикулярно своей оси поворота, и угол их развала равен углу бокового крена φ кузова. Наружное на повороте колесо наклоняется в сторону положительного развала ($+\gamma_a$) (см. рис. 1.15), а внутреннее — в сторону отрицательного ($-\gamma_i$). В результате этого возможность передачи шинами обоих колес боковых сил снижается. В подвесках со связанными рычагами тоже происходит изменение развала, но значение этого изменения зависит от положения поперечины. Если она находится между центрами качания рычагов (рис. 4.12), то изменение развала соответствует подвеске на продольных рычагах. Когда поперечина смещена назад (размер b , рис. 4.13), то колесо, совершающее ход сжатия, при разноименном ходе наклоняется в сторону отрицательного развала, а совершающее ход отбоя — в сторону положительного (и то и другое — по отношению к кузову). При смещении поперечины назад до оси колес получается зависимая подвеска.

Отношение изменения развала к изменению кинематического угла крена кузова называется коэффициентом изменения развала при крене $\Delta\gamma_{a,i}/\Delta\varphi$. На подвесках со связанными рычагами

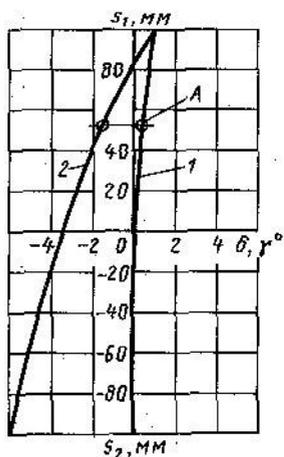
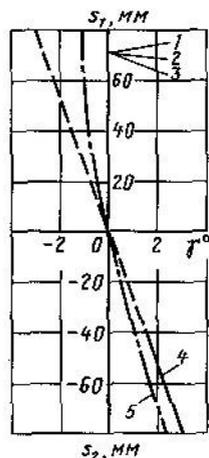


Рис. 4.9. Значения схождения и развала в зависимости от хода подвески, замеренные фирмой «Фольксваген» на подвеске со связанными рычагами автомобиля «Гольф II» при разноименном ходе. Совершающее ход сжатия наружное (на повороте) колесо наклоняется относительно дорожной поверхности в сторону положительного развала, а внутреннее — в сторону отрицательного. Замеры выполнялись при допустимой нагрузке на заднюю ось. Схождение почти не изменяется: *A* — допустимая нагрузка на ось; 1 — схождение; 2 — развал



*+

Рис. 4.10. Изменение развала в зависимости от хода колеса при различных конструкциях подвесок и равностороннем ходе:

1 — подвеска со связанными рычагами; 2 — зависимая подвеска; 3 — подвеска на продольных рычагах; 4 — подвеска на косых рычагах; 5 — подвеска с направляющими стойками

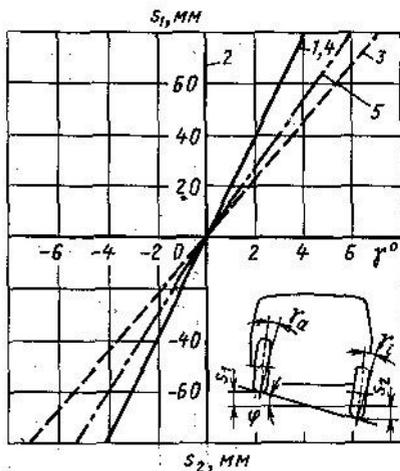


Рис. 4.11. Изменение развала относительно поверхности дороги при различных конструкциях подвесок и разноименном ходе. На всех подвесках, за исключением зависимой, наружное колесо наклоняется в сторону положительного развала, а внутреннее — в сторону отрицательного. По оси *Y* отложен ход сжатия s_1 и отбоя s_2 колеса, по которым легко рассчитать угол крена: $\varphi = (s_1 + s_2) / b_h$. При коле $b_h = 1422$ мм и ходе ± 80 мм получается $\varphi = 0,113$ рад = $6,45^\circ = 6^\circ 27'$:

1 — подвеска со связанными рычагами; 2 — зависимая подвеска; 3 — подвеска на продольных рычагах; 4 — подвеска на косых рычагах; 5 — подвеска с направляющими стойками

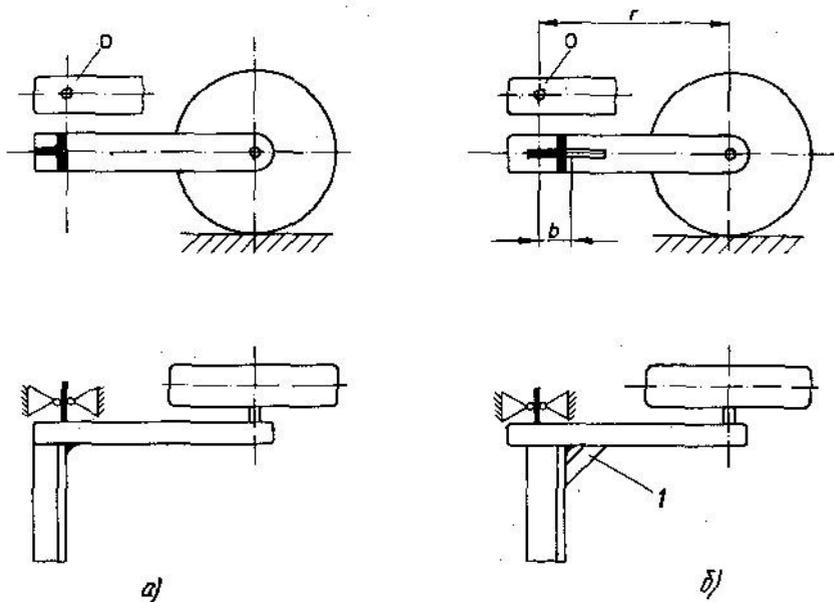


Рис. 4.12. Если Т-, U- или V-образная поперечина приварена к продольным рычагам между точками опоры O , то подвеска по своим кинематическим свойствам соответствует подвеске на продольных рычагах (вариант a : $b=0$). Если же поперечина смещена к колесам, то уменьшается изменение развала при разноименном ходе; косынки l не оказывают заметного влияния (вариант b : «Фольксваген-гольф I», $b=45$ мм, $r=420$ мм)

значение этого коэффициента зависит от положения поперечины: чем меньше $\Delta\gamma_{a,i}\Delta\varphi$, тем лучше должно быть сцепление на повороте. Значение коэффициента изменения развала для некоторых подвесок со связанными рычагами: вариант a на рис. 4.12—1,0; «Сирокко» (и «Гольф I») —0,94; «Гольф II» — 0,60; «Поло 1» — 0,54; «Аскона С» — 0,50. Для указанных на рис. 4.10 и 4.11 подвесок этот коэффициент имеет следующие значения: подвеска на продольных рычагах — 1,08; подвеска с направляющими стойками—0,86; зависимая подвеска — 0.

В подвеске на продольных рычагах имеет значение еще упругая податливость, поэтому коэффициент получается больше единицы. Представленное на рис. 4.12 и 4.13 различное размещение поперечины влияет не только на изменение развала, но также на передаточное отношение от колеса к амортизатору с пружиной (рис. 4.14), на величину неподрессоренных масс и пространство, требуемое для обеспечения ходов подвески (рис. 4.15). Если поперечина расположена впереди (как на «Сирокко»), то почти весь ее вес приходится на опоры O , т. е. она относится к поддрессоренному кузову, уменьшая тем самым неподрессоренные

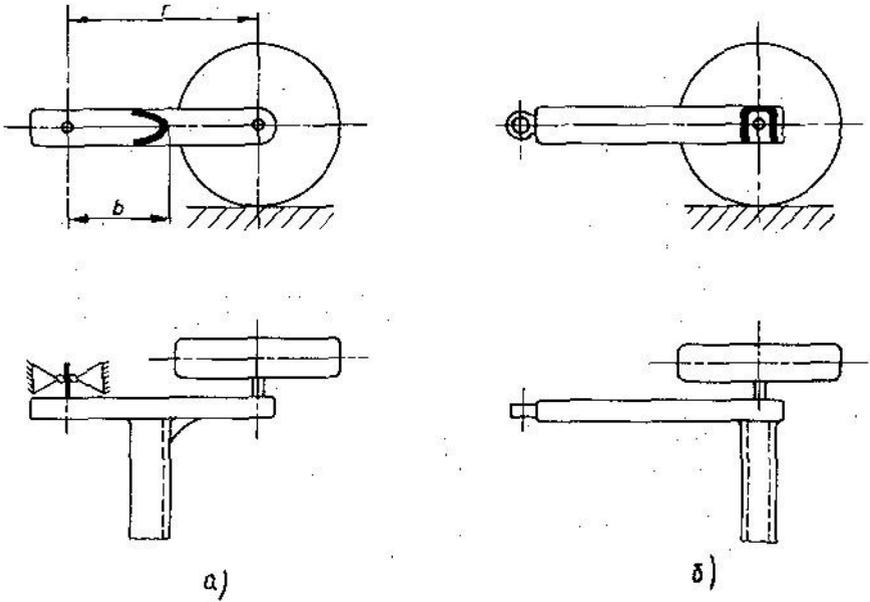


Рис. 4.13. Для кинематических свойств — изменения развала и схождения — при разноименном ходе определяющим является расстояние b между задней кромкой поперечины и точками опоры (варианта: «Фольксваген-поло», $r = 350$ мм). Поперечина может быть сдвинута до оси колес (по высоте она может располагаться и выше и ниже), тогда получается обыкновенная зависимая подвеска (вариант б: $b = r$)

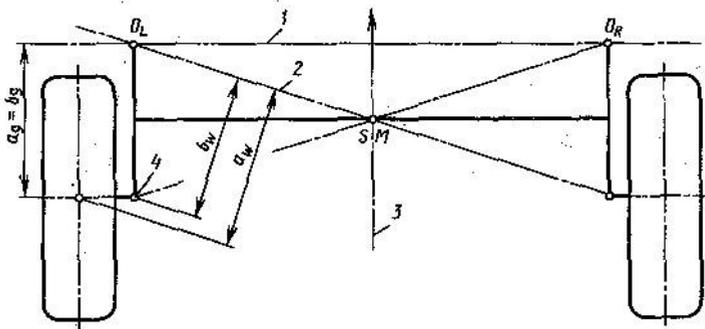
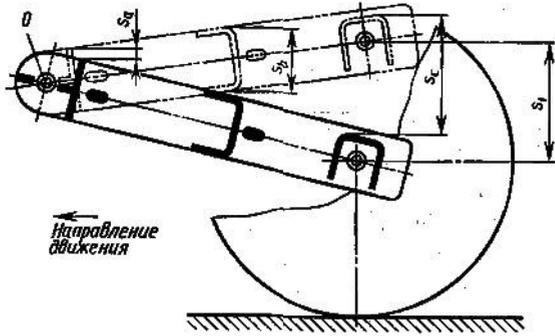


Рис. 4.14. Определение передаточного отношения от колеса к амортизатору с пружиной при равносторнем и разноименном ходе. Для мод. «Пассат» и «Гольф II» фирма «Фольксваген» указывает, что $i_F = a_g b_g = 1$; $i_\varphi = a_w / b_w = 1,1$:
 1—ось качания при равносторнем ходе подвески; 2—ось качания при разноименном ходе; 3— ось симметрии; 4— амортизатор с пружиной

Рис. 4.15. Чем дальше назад сдвинута поперечина, тем больше ее перемещение s_a , s_b , s_c в сравнении с ходом сжатия колёса s_1 , а значит, и требуемое пространство под полом багажника

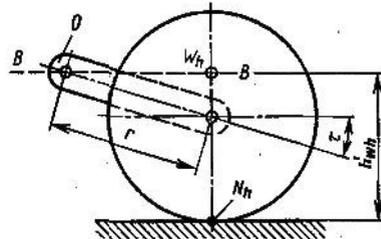


массы. Кроме того, она определяет минимальное перемещение s_a при ходе сжатия. Чем дальше назад сдвинута поперечина, тем больше ее перемещение вверх (s_b или s_c) и тем больше неподдресоренные массы (см. [33]).

На заднюю ось приходится часть массы кузова $m_{oh} = m_h - m_{uh}$. При движении на повороте с определенной скоростью (соответствующей коэффициенту сцепления μ_s) центробежная сила $F_{coh} = \mu_s G_{oh} = \mu_s m_{oh} g$ воспринимается опорами O_L и O_R . При рассмотрении статического положения в расчет входит высота h_{oh} обеих сторон этих опор. Зависящий от нее центр крена W_h расположен на пересечении горизонтали $B-B$, проходящей через точки O , и вертикали, проходящей через точку контакта колеса с дорогой N_h (рис. 4.16).

Таким образом, варианты подвески со связанными рычагами на рис. 4.12 и 4.13 имеют в статическом положении одинаковую высоту центра крена. Однако с учетом кинематики играет роль еще показанный на рис. 4.14 центр передачи боковых сил SM : на повороте колеса качаются (аналогично подвеске на косых рычагах) вокруг линии, соединяющей точку O_L или O_R с SM . Определение кинематической высоты h_{oh} центра крена показано на рис. 4.17. Если поперечина расположена между точками опоры O (вариант a на рис. 4.12), то центр крена W_h находится (как в подвеске с продольными рычагами) на уровне дороги: $h_{oh} = 0$. Если поперечина смещена назад до оси колес (вариант

Рис. 4.16. Если боковые силы передаются двумя направленными вперед рычагами, нагруженными на кручение и изгиб, то расстояние h'_{oh} от дороги до точки качания O определяет положение «статического центра крена» W_h . На длину отрезка h'_{oh} влияет только длина r рычага и его наклон (угол τ)



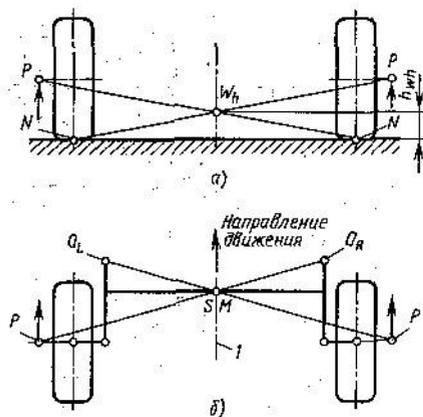


Рис. 4.17. Определение высоты h_{oh} центра крена W_h вокруг которого кузов поворачивается под действием боковой силы. Должно быть известно положение центра передачи боковых сил SM ; эту точку на вид сверху надо соединить с точками опоры O и продолжить до пересечения с осью колес. Получившиеся точки (полосы P) нужно спроецировать на вид сзади и соединить там с точками N контакта колес, чтобы получить на оси симметрии автомобиля центр крена W_h . a — вид сзади, b — вид сверху; l — ось симметрии

b на рис. 4.13), центр крена W_h поднимается до высоты $h_{oh}=r_D$.

Резиновые элементы в опорных точках O_L и O_R должны воспринимать жесткое качение радиальных шин, т. е. иметь вполне определенную характеристику упругости. На повороте возникает обусловленная длиной рычагов r пара сил $\pm F_{Ox}$, нагружающая указанные эластичные опоры в продольном направлении. В результате подвеска со связанными рычагами может повернуться в плане на угол δ_h , что способствует избыточной поворачиваемости под действием боковых сил (рис. 4.18, 2.80, 3.27). Замеры, проведенные на автомобиле «Поло I», показали, что хотя ось под действием боковых сил поворачивается к внешней стороне поворота (рис. 4.19), этот недостаток компенсируется недостаточной поворачиваемостью под действием крена, степень которой зависит от нагрузки (рис. 4.20). Изменяющаяся при нагружении высота опорных точек O_L и O_R и размещенная примерно посередине между ними и колесами поперечина определяют благоприятное возрастание коэффициента поворота оси

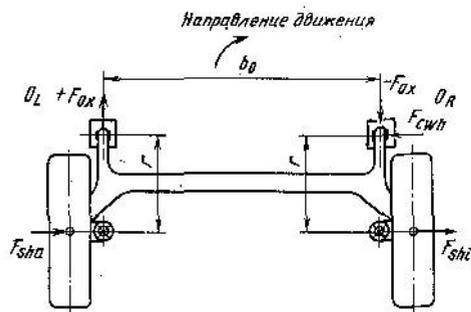


Рис. 4.18. Боковые силы F_{sha} и F_{shi} возникающие в точках контакта колес при движении на повороте, воспринимаются в точках опоры O_L и O_R , вследствие чего получается момент, который — в зависимости от податливости резиновых опор — может вызвать поворот оси в сторону избыточной поворачиваемости под действием боковых сил и в результате ослабить тенденцию переднеприводного автомобиля к недостаточной поворачиваемости

Рис. 4.19. Поворот в плане задней оси автомобиля «Фольксваген-поло I» при воздействии статических боковых сил на наружное (при повороте) колесо: *a* — поворот вправо, сила F_s приложена слева направо; *б* — поворот влево, сила F_s приложена справа налево: *I* — избыточная поворачиваемость; *II* — недостаточная поворачиваемость

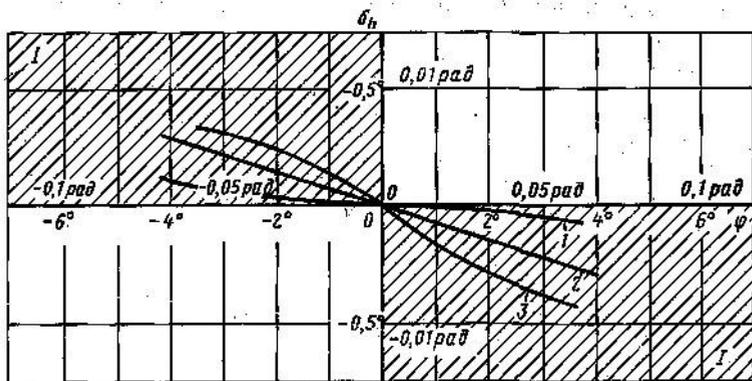
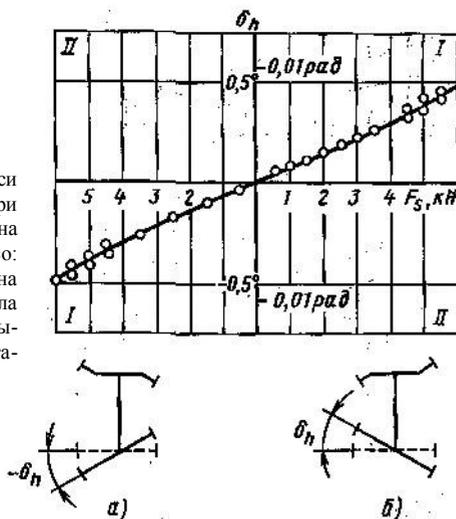


Рис. 4.20. Поворот оси в плане в зависимости от крена кузова замеренный на автомобиле «Фольксваген-поло I». С увеличением нагрузки подвеска в большей степени способствует недостаточной поворачиваемости:

1—нагрузка в два человека; *2*—нагрузка в четыре человека; *3*—допустимая нагрузка на ось: *I* — недостаточная поворачиваемость

при крене $\Delta\delta/\Delta\varphi$ с увеличением нагрузки. При угле крена $\varphi = 4^\circ$ этот коэффициент составляет: при нагрузке в два человека + 0,017, при нагрузке в четыре человека +0,06, при допустимой нагрузке на ось +0,09. Вероятно, это способствовало тому, что рассматриваемый автомобиль «Поло I» имеет хорошую управляемость, так же как и последующая мод. «Поло C», подвеска которой рассматривается в [30].

4.5. ЗАДНЯЯ ПОДВЕСКА АВТОМОБИЛЕЙ «ОПЕЛЬ».

Первые мод. «Кадет», а также «Аскона А» и «Аскона В» были автомобилями классической компоновки, оснащенные задней подвеской с дышлом (см. рис. 3.43). В 1979 г. появился переднеприводный автомобиль «Кадет D», а в 1984 г. — «Кадет E»; оба имеют спереди направляющие пружинные стойки, а сзади — подвеску со связанными рычагами (рис. 4.21). Она имеет конструкцию, аналогичную показанной на рис. 4.3. Для получения широкой низкорасположенной погрузочной поверхности продольные рычаги этой подвески опущены ниже оси колес, а бочкообразные пружины «мини-блок», имеющие небольшую высоту в сжатом состоянии (см. рис. 2.11), сдвинуты вперед. У подвески на рис. 4.22 пружины смещены в середину отрезка между колесом и центром качания. Это дополнительно нагружает резиновые опоры в вертикальном направлении (рис. 4.23) и затрудняет изолирование от жесткого качения радиальных шин. Буфера сжатия установлены внутри пружин, а амортизаторы — на конце рычагов, т. е. за осью колес. Вверху амортизаторы крепятся с помощью проушины, а внизу — штыревого шарнира. Передаточное отношение от колеса к амортизатору меньше единицы, благодаря чему повышается эффективность демпфирования. Для компенсации показанной на рис. 4.19 избыточной поворачиваемости под действием боковых сил фирма «Опель» на автомобиле «Кадет» создала недостаточную поворачиваемость под действием крена как в передней, так и в задней подвесках. Хорошая управляемость этого автомобиля в предельных условиях подтверждает правильность такого решения.

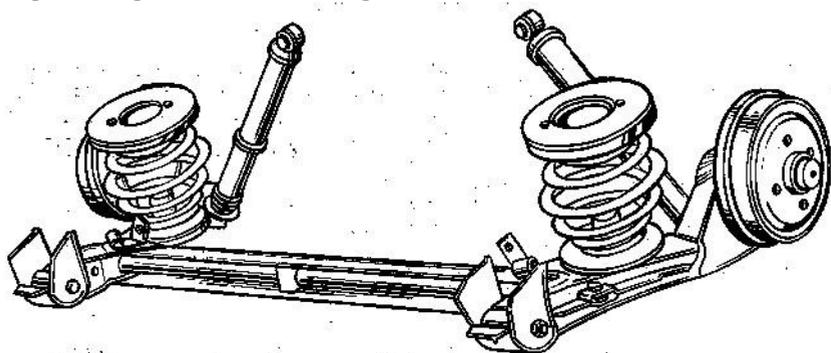


Рис. 4.21. Задняя подвеска автомобиля «Опель-кадет E» модели 1986 г. с перечинной U-образного, открытого вперед профиля. Амортизаторы крепятся к концам продольных рычагов с большим разномом по ширине и с наклоном для уменьшения монтажной высоты. Бочкообразные пружины установлены посередине между колесом и осью качания рычага и опираются вверху на демпфирующие кольца, имеющие воздушные полости и включающие в себя буфера сжатия

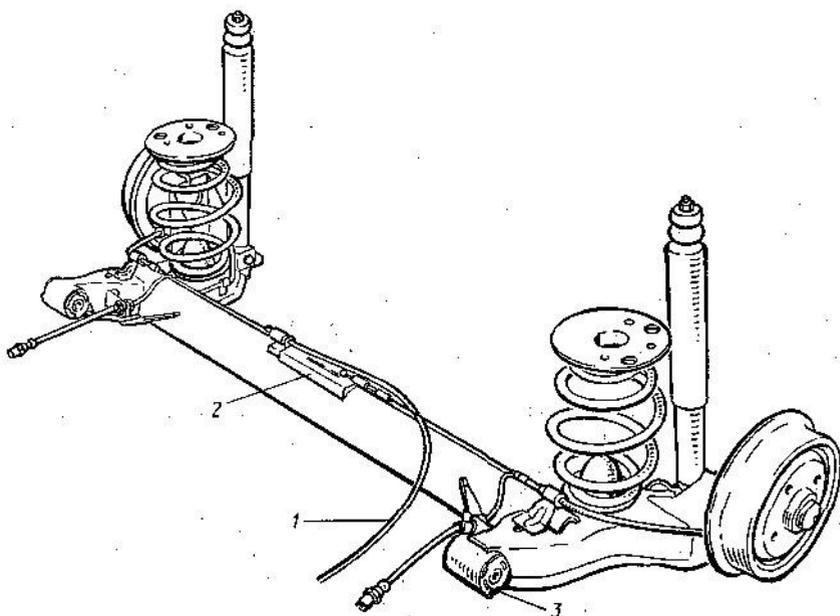
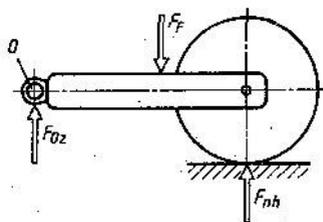


Рис. 4.22. Задняя подвеска автомобиля «Опель-аскона». Буфера сжатия установлены внутри низких бочкообразных пружин «миниблок», амортизаторы сдвинуты назад. Ручной тормоз приводится только от одного троса 1, действующего на правую сторону; левая сторона приводится в действие от оболочки троса через салазки 2, закрепленные сверху на V-образной поперечине. Такой «уравнитель тормозных сил» обеспечивает равномерное затормаживание обоих задних колес. Из-за дополнительного восприятия вертикальных сил выемки в резиновых опорах 3 имеют косое расположение

Рис. 4.23. Если в подвеске со связанными рычагами, с дышлом или на продольных рычагах пружина установлена посередине между колесом и осью качания O , то вертикальная сила F_{Oz} продолжительного воздействия имеет значение нормальной силы F_{nh} в точке контакта колеса. Для усилия пружины F_F получим: $F_F = F_{nh} + F_{Oz}$. Аналогичные условия имеют место при опоре пружины на поперечный рычаг подвески; внутренние опоры рычага получают дополнительную нагрузку



Подвеска со связанными рычагами автомобиля «Аскона С» 1981 г. имеет аналогичную конструкцию, в зависимости от нагрузочного состояния предусмотрен следующий коэффициент поворота оси при крене $\Delta\delta/\Delta\phi$ в направлении недостаточной поворачиваемости: один человек и почти пустой топливный бак + 0,015, два человека спереди и полный бак +0,032, допустимая нагрузка на ось +0,07.

5. ПОДВЕСКА НА ДВОЙНЫХ ПОПЕРЕЧНЫХ РЫЧАГАХ

5.1. КИНЕМАТИЧЕСКИЕ ПРЕИМУЩЕСТВА

В этой конструкции с каждой стороны есть два поперечных рычага, имеющих поворотные опоры на раме, поперечине или кузове. Наружные концы рычагов — в случае передней подвески — соединяются посредством шаровых шарниров с поворотной цапфой или кулаком. Чем больше может быть расстояние s между поперечными рычагами (рис. 5.1), тем меньше силы в рычагах и их опорах, т. е. тем меньше податливость всех деталей и точнее кинематика подвески. Этому способствует эластичное восприятие жесткого качения радиальных шин верхними рычагами (что возможно лишь при этой конструкции независимой подвески). Хотя продольные силы, вызываемые сопротивлением качению, на верхнем рычаге лишь незначительно меньше (F_{Ex} на рис. 5.2.), однако нижний рычаг и его опоры выполняются с расчетом на явно большие нагрузки. Последние возникают под действием боковых сил или при торможении. Как видно из рис. 1.13 и 5.1, в точке G $F_{Gy}=F_{sa}+F_{Ey}$ и $F_{Gx}=F_b+F_{Ex}$.

Главное преимущество подвески на двойных поперечных рычагах — ее кинематические качества: взаимным положением рычагов можно определить высоту как центра поперечного крена, так и центра продольного крена (рис. 5.3—5.5). Кроме того, за счет различной длины можно влиять на угловые перемещения колес при ходах отбоя и сжатия, т. е. на изменение

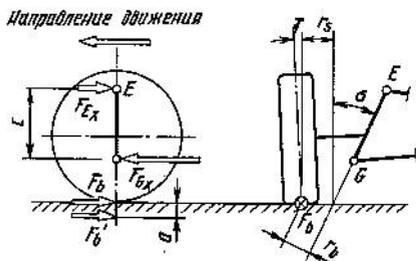


Рис. 5.1. Тормозная сила F_b имеет относительно оси поворота EG плечо $r_b=r_s \cos \sigma$. Перенесенная по перпендикуляру на эту ось сила F_b вызывает наибольшую реакцию в точке G : $F_{Gx}=F_b+F_{Ex}$

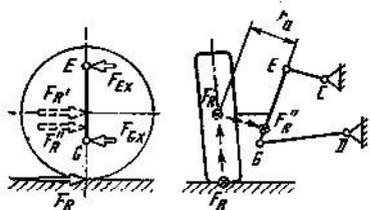


Рис. 5.2. На прямолинейно катящемся колесе силу сопротивления качению F_R нужно рассматривать в виде силы F'_R , приложенной в центре колеса; она имеет плечо r_a относительно оси поворота. Величина этого плеча продольной силы зависит от плеча отблатки r_s ; чем меньше последнее, тем выше на оси поворота приложена в виде F'_R сила F_R и тем равномернее нагружаются в продольном направлении точки E и G . Аналогичные статические соотношения справедливы и для тяговых сил, а также для тормозных в том случае, если тормоза расположены внутри, на главной передаче

Рис. 5.4. Значение мгновенного изменения развала при ходе отбоя и сжатия колес зависит исключительно от длины отрезка q , но не от высоты полюса. Указанное значение влияет на положение центра крена, а значит, и на изменение колен. Если W_1 располагается выше уровня дороги, то дуга l представляет кривую изменения в малом диапазоне. Точка W_2 , расположенная на уровне дороги, обуславливает при малых ходах перемещение точки контакта колеса по вертикали 2. В этом случае за счет соответствующего выбора длины рычагов можно почти полностью исключить изменение колеи (см. рис. 5.8)

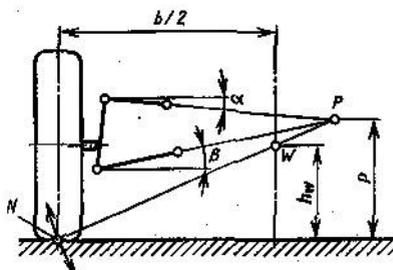
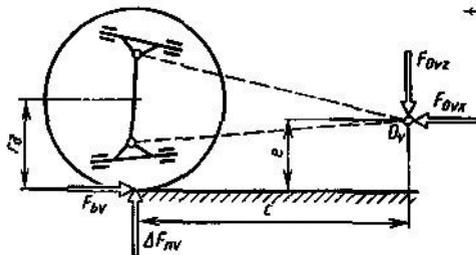


Рис. 5.3. Полюс P определяется взаимным положением рычагов (т. е. углами α и β). Центр крена W расположен в средней продольной плоскости на линии, соединяющей точки P и N . Чем ближе к колесу находится полюс, тем больше изменение колен (изображенное в точке N) в зависимости от хода колеса. Для определения этого значения при небольших ходах достаточно поставить циркуль в точку P . Изменение развала определяется мгновенным поворотом колеса вокруг полюса P . При удаленном от колеса полюсе изменение развала меньше, при приближенном к колесу — больше

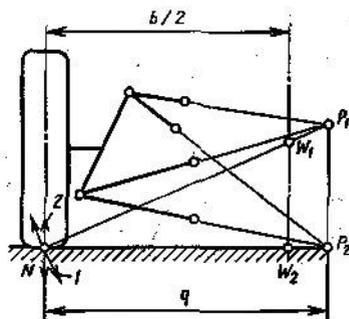


Рис. 5.5. Наклонные на виде сбоку рычаги обуславливают появление реакции F_{Oz} в центре продольного крена O_o , расположенном позади передней оси. Чем длиннее отрезок e и короче s , тем больше будет сила F_{Oz} , поддерживающая кузов и уменьшающая продольный крен при торможении

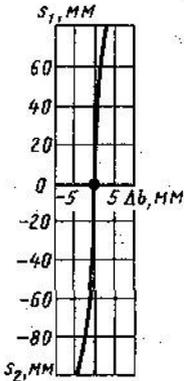
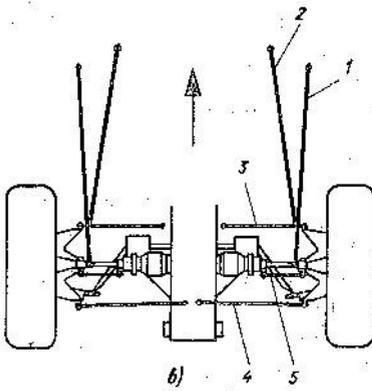
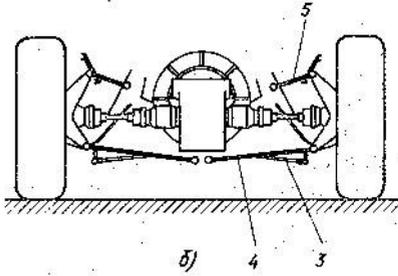
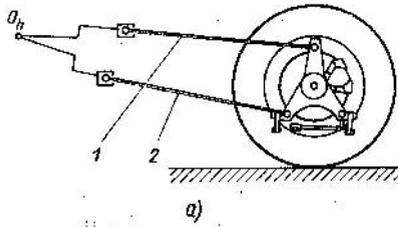


Рис. 5.6. Задняя подвеска автомобиля *C111* фирмы «Даймлер-Бенц», разработанная в 1968 г. и явившаяся предшественником «подвески на пространственных рычагах». Назначение пространственно расположенных штанг разной длины в значительной мере независимо. Детали 1 и 2 воспринимают продольные силы, образуют центр продольного крена O_h , и за счет своего наклонного положения (на виде сбоку) уменьшают продольный крен при разгоне и торможении. Большой разнос штанг 3 и 4 предотвращает изменение схождения, а короткий рычаг 5 вместе с этими длинными штангами обеспечивает желательное изменение схождения, не вызывая в то же время изменения колеи. Условием осуществления этого является применение неподатливых шарнирных опор, что способствует точной кинематике, почти не подверженной влиянию боковых и продольных сил:
a — вид сбоку; *б* — вид сзади, *в* — вид сверху

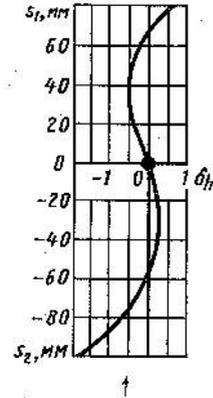


Рис. 5.7. За счет определенного расположения штанг и неподатливых опорных элементов удалось достичь суммарного изменения δ_h схождения в задней подвеске автомобиля *C111*, не превышающего 2'

Рис. 5.8. Чрезвычайно малое изменение колеи обоих колес $\Delta b=7$ мм в задней подвеске автомобиля *C111*

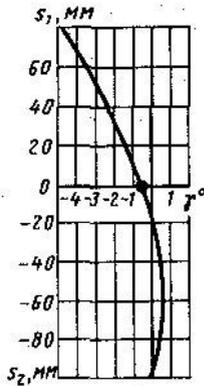


Рис. 5.9. Благоприятное изменение развала задних колес на автомобиле C111, достигнутое за счет длинных нижних поперечных штанг и короткой верхней

развала и (в определенных границах), независимо от этого, на изменение колеи. При более коротких верхних рычагах колеса при ходе сжатия наклоняются в сторону отрицательного развала, а при ходе отбоя — в сторону положительного. За счет этого можно противодействовать изменению развала, обусловленному боковым креном кузова (см. рис. 1.15 и 5.9). Показанный на рис. 5.5. центр продольного крена O_b находится для передней подвески позади колес, а для задней — перед ними. Если центр O_h может быть размещен выше оси колес, это не только повысит эффективность противодействия крену при торможении, но и уменьшит «приседание» при разгоне в случае ведущих колес.

Все вышеназванные свойства могут быть реализованы с помощью пяти рычагов, определяющих пространственное перемещение колеса. Фирма «Даймлер-Бенц» в 1968 г. выполнила таким образом заднюю подвеску ведущих колес опытного автомобиля C111 (рис. 5.6). Изменение схождения по всему ходу подвески (180 мм) составляет менее 2' (рис. 5.7), а изменение колеи Δb не превышает 7 мм (рис. 5.8). Относительно короткий верхний рычаг и длинный нижний позволили получить показанное на рис. 5.9 чрезвычайно благоприятное изменение развала до $\gamma = -3^\circ$ при ходе сжатия колеса $s_1 = 50$ мм. За счет этого широкий протектор гоночной шины очень низкого профиля всегда — даже при крене кузова на повороте — полностью прилегает к дорожной поверхности, что необходимо для надежной передачи боковых и продольных сил. Продолжения показанных на рис. 5.6. (вид сбоку) продольных рычагов пересекаются в центре продольного крена O_h . Таким образом, эти рычаги не только передают тяговые и тормозные силы, но и за счет своего взаимного положения препятствуют опусканию задней части кузова при разгоне и подниманию при торможении. По данным фирмы «Даймлер-Бенц», продольный крен при разгоне компенсируется на 85 %, а при торможении — на 74 %.

Однако такие кинематические характеристики могут быть получены только с жесткими опорами рычагов. Любая податливость здесь нежелательна, но она неизбежна, если для изолирования от дорожных шумов в опорах рычагов крупносерийных легковых автомобилей применяются резиновые или пластмассовые элементы.

Как показано на рис. 1.7 и 5.48, все детали подвески на двойных поперечных рычагах можно закрепить на поперечине подвески. Эта поперечина, которая служит силовым узлом, привертывается с использованием шумоизолирующих элементов к кузову и допускает предварительную сборку всего агрегата (иногда вместе с рулевым механизмом).

5.2. ПЕРЕДНЯЯ ПОДВЕСКА

5.2.1. Пружинная подвеска

Опыт, накопленный на экспериментальном автомобиле *С III*, фирма «Даймлер-Бенц» реализовала в конструкции передних подвесок всех моделей легковых автомобилей 1972—1980 гг. На рис. 5.10 и 2.47 показана подвеска на двойных поперечных рычагах автомобилей семейства «S», имеющая следующие признаки:

- большая база между верхними и нижними шарнирами направляющих элементов;

- нулевое плечо обкатки;

- вынос колес (смещение вперед относительно оси поворота) для возможности применения большого продольного угла наклона оси поворота в целях получения благоприятного изменения развала при повороте колес;

- передача тормозных сил вверх стабилизатором, расположенным за осью колес и опирающимся на лонжероны кузова, а внизу — продольной штангой 4, направленной косо назад;

- прогрессивная компенсация продольного крена при торможении, достигнутая за счет коротких плеч стабилизатора;

- улучшенная шумоизоляция за счет соединения нижней продольной штанги 4 с опорным шарниром 11 и болтовым креплением поперечного кронштейна 9 к кузову с помощью четырех резиновых опор.

В этой конструкции, в отличие от всех предыдущих моделей фирмы «Даймлер-Бенц», отсутствует поперечина, которая являлась бы силовым узлом и выделяла подвеску в отдельный монтажный узел. Как показано на рис. 1.7, в автомобилях «Опель-адмирал» и «Дипломат» применяется поперечина с приподнятыми концами, которая через резиновые шумоизолирующие элементы крепится к кузову. Наружные концы поперечины воспринимают нагрузки от рычагов, буферов отбоя и сжатия, а также пружин и амортизаторов. Преимущества такого расположения в том, что, например, при ходе отбоя усилия пружины и амортизатора, направленные в противоположные стороны, приложены в одном и том же месте и не нагружают другие детали.

Амортизатор обычно имеет большую длину, чем пружина, поэтому для его крепления требуется вытянутый вверх колпак.

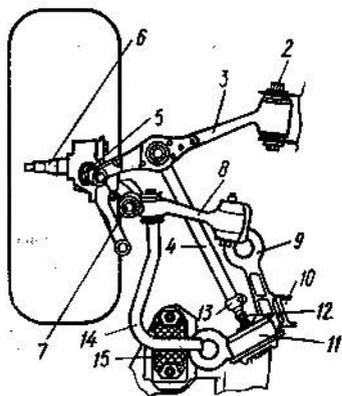
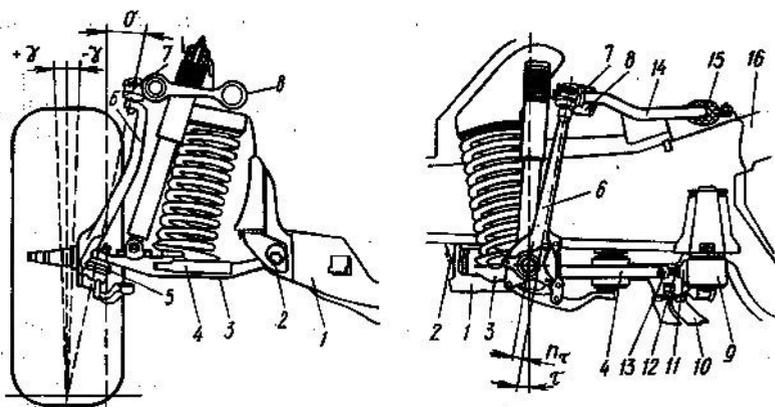


Рис. 5.10. Передняя подвеска мод. 280S/500SEC фирмы «Даймлер-Бенц» с широко расставленными нижними несущими шарнирами 5, позволяющими разместить вентилируемые тормозные диски большого диаметра, несмотря на нулевое плечо обкатки. Буфера отбоя установлены в однотрубных амортизаторах, а дополнительные упругие элементы — вверху на амортизаторах, снаружи. Направленная назад штанга 4, воспринимающая тормозные силы, вызывает при ходе колеса угол перекоса β на внутренней опоре рычага 3, а направляющее плечо стабилизатора 14 — аналогичное угловое отклонение в опоре рычага 8. Штанга 4 соединяется с опорным шарниром 11, который воспринимает жесткое качение радиальных шин с металлическим кордом и

через кронштейн 9 крепится с помощью шумоизолирующих элементов к основанию кузова. Вращением шарового пальца 12 можно регулировать продольный наклон оси поворота, а с помощью эксцентрикового пальца 2 регулируется развал. Отдельные элементы опор можно видеть на рис. 2.25, 2.56, 2.66, 2.68 и 2.69: 1 — поперечина рамы; 3 — нижний поперечный рычаг; 6 — поворотная цапфа; 7 — направляющий шарнир; 10 — средняя часть поперечного кронштейна; 13 — зажимной хомут; 14 — стабилизатор; 15 — опора стабилизатора на лонжероне рамы; 16 — лонжерон рамы

Чтобы упростить сборку и не передавать на кузов колебания силового агрегата, переднюю опору двигателя часто располагают на поперечине подвески. Такую поперечину можно считать остатками ранее применявшейся рамы, что хорошо видно на примере автомобиля «Опель-Кадет С» (рис. 5.11). На этом легком и недорогом автомобиле применена упрощенная подвеска, которая без промежуточных резиновых элементов крепится болтами не-

посредственно к лонжеронам кузова. Наклонно расположенные круглые опоры двигателя установлены в чашках, служащих ограничителями при сильных боковых колебаниях двигателя, а также при продольных перемещениях силового агрегата под действием сил инерции при торможении и разгоне.

Внутри пружин установлены на кронштейнах буфера сжатия; буфера отбоя находятся в амортизаторах, размещенных между верхним рычагом и брызговиком кузова. При разгрузке пружины в амортизаторе возникают усилия отбоя, величина которых может превышать усилие пружины (см. [30]). Амортизатор установлен на верхнем рычаге, а пружина — на нижнем, т. е. все силы, возникающие при ходах подвески, передаются обоими колесными шарнирами, нагружаемыми на сжатие и растяжение. Реечный рулевой механизм крепится на поперечине спереди, в результате вся передняя подвеска образует отдельный монтажный узел, на котором до установки на кузов можно отрегулировать схождение, развал и продольный наклон оси поворота.

Резиновые опоры обнаруживают податливость в боковом направлении под действием вертикальных сил (рис. 5.12); при этом имеет значение расстояние b между силами F_n в точке контакта колеса и F_{Gz} на несущем шарнире. В опорах рычагов возникают реакции F_{Ey} и F_{Gy} , при этом опоры верхних рычагов сближаются, а нижних — раздвигаются. В результате этого развал во всем диапазоне хода колеса уменьшается приблизительно на $40'$, а колея несколько увеличивается (рис. 5.13)

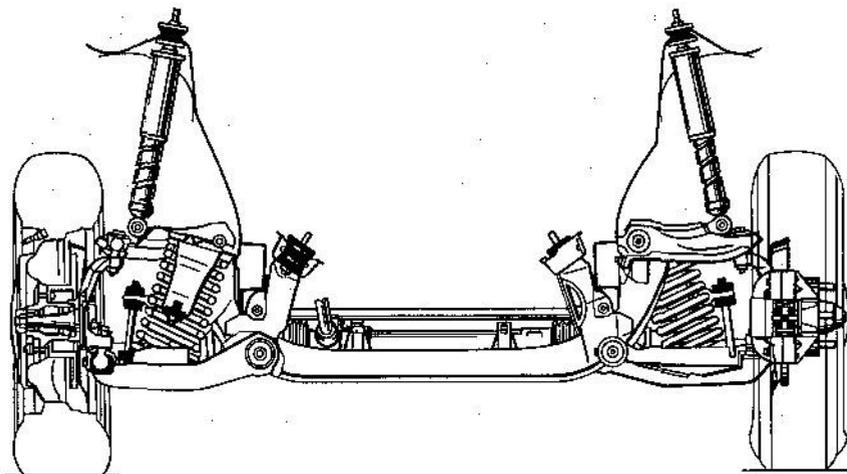


Рис. 5.11. Передняя подвеска автомобиля «Опель-кадет С», выпускавшегося с 1973 по 1979 г., и автомобиля «Шевет», выпускавшегося до 1985 г. Поперечина подвески жестко привернута к кузову. Перевернутые нижние несущие шарниры воспринимаят усилие пружины, а прямые верхние — усилие амортизатора

Рис. 5.12. Силы F_n в точке контакта колеса и F_{Gz} на нижнем несущем шарнире образуют момент, воспринимаемый в боковом направлении рычагами и вызывающий пару сил: $+F_{Ey}$ и $-F_{Gy}$. Верхний и нижний рычаги для упрощения приняты горизонтальными

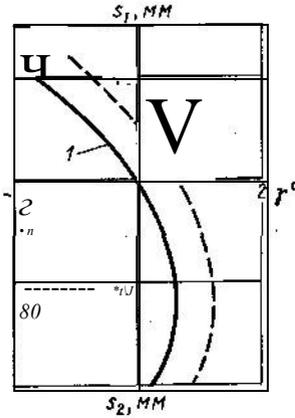
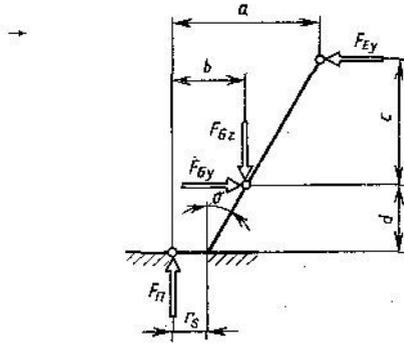


Рис. 5.13. Угол развала γ , замеренный на автомобиле «Опель-кадет С», в зависимости от хода сжатия s_1 или хода отбоя s_2 , с пружинами подвески и без них; разница составляет в среднем 40° . Ось X соответствует конструктивному положению по ИСО/ИС 2958 (три человека по 68 кг):

1— с пружинами; 2— без пружин

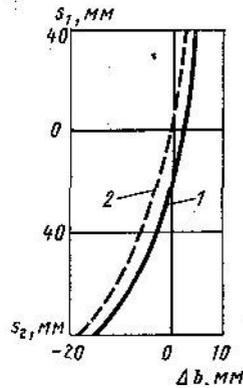


Рис. 5.14. Изменение колеи обоих колес. Снятие пружин на исследуемом автомобиле «Опель-кадет С» приводит к уменьшению колеи примерно на 2 мм:

1— с пружинами; 2— без пружин

и 5.14). Аналогичная податливость проявляется также под действием боковых сил в точке контакта колеса (см. рис. 1.13). Статические замеры, проведенные на многих легковых автомобилях среднего класса, показали, что изменение развала $\Delta\gamma_s \approx 25'$ ($0,42^\circ$) в расчете на $F_s = 1$ кН. Боковая сила на повороте отжимает оба колеса оси в сторону развала, неблагоприятного для передачи сил шиной: более нагруженное наружное колесо — в сторону положительного развала, а внутреннее — в сторону отрицательного (см. рис. 1.15). Поэтому при определении уменьшения передаваемой боковой силы на повороте нужно рассма-

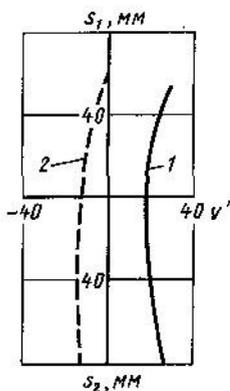


Рис. 5.15. Вследствие расположения реченого рулевого механизма перед осью колес снятие пружин на автомобиле «Кадет» приводит к изменению положительного схождения на отрицательное, однако наличие регулировки схождения делает этот факт неважным для конструктора. По оси X отложено изменение схождения на одно колесо: 1—с пружинами; 2—без пружин

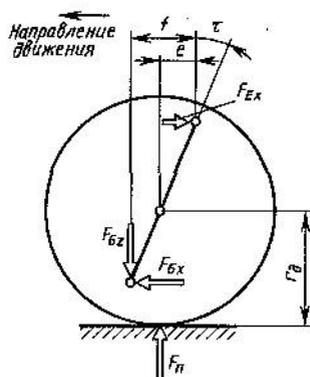


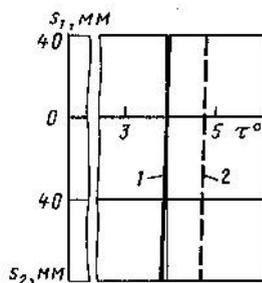
Рис. 5.16. Если пружина опирается на нижний рычаг и ось поворота имеет продольный наклон, то несущий шарнир оказывается расположенным впереди от центра колеса. Силы F_n и F_{Gz} образуют момент, вызывающий реакции $-F_{Ex}$ и $+F_{Gx}$ в направлении осей качания рычагов. В этом примере оси приняты расположенными параллельно поверхности дороги

тратить всю ось. В качестве примера может служить легковой автомобиль с массой, приходящейся на переднюю ось, $m_v = 695$ кг при коэффициенте бокового сцепления $\mu_s = 0,5$. Нагрузка от передней оси $G_v = m_v g = 695 \cdot 9,81 = 6820$ Н, а сумма боковых сил на наружном и внутреннем колесах $\Sigma F_{sv} = F_{sva} + F_{svi} = \mu_s G_v = 3,41$ кН. Суммарный развал обоих колес уменьшается на $\Delta\gamma_v = \Sigma F_s \gamma_s = 3,41 \cdot 25' = 85' = 1,43^\circ$. В [30] указывается, что каждому градусу развала в неблагоприятном направлении соответствует уменьшение боковой направляющей силы шины $\Delta F_{s3} = 40 \div 70$ Н. Уменьшение передаваемой боковой силы для оси в целом (если взять 50 Н) $\Delta F_{sv} = \Delta F_{s3} \Delta\gamma_v = 50 \cdot 1,43 = 72$ Н.

Как видно из рис. 5.11, на автомобиле «Кадет С» рулевой механизм расположен перед осью колес примерно на высоте нижних рычагов. Под действием вертикальных сил расстояние между опорами нижних рычагов увеличивается, так что при снятии пружин установленное положительное схождение изменяется на отрицательное (рис. 5.15); изменение схождения по ходу подвески незначительное. Вследствие продольного наклона оси поворота сила F_{Gz} на этом автомобиле прикладывается на расстоянии f — e перед центром колеса и вместе с вертикальной силой F_n вызывает появление другой пары сил в продольном (по оси x) направлении: $-F_{Ex}$ и $+F_{Gx}$ (рис. 5.16). Эта пара сил приводит к уменьшению угла τ продольного наклона оси поворота (рис. 5.17).

Рис. 5.17. На автомобиле «Кадет» угол продольного наклона оси поворота с пружинами подвески на $45'$ меньше, чем без пружин, что объясняется действием пары сил F_n и F_{Gx} :

1— с пружинами; 2— без пружин



Подвеска на двойных поперечных рычагах получается короче, чем с направляющими стойками, и требует меньше места по сравнению с зависимой подвеской. Это, а также наличие поперечины подвески и кинематические преимущества являются, вероятно, причиной применения подвески на двойных поперечных рычагах на легких грузовых автомобилях (рис. 5.18), а также

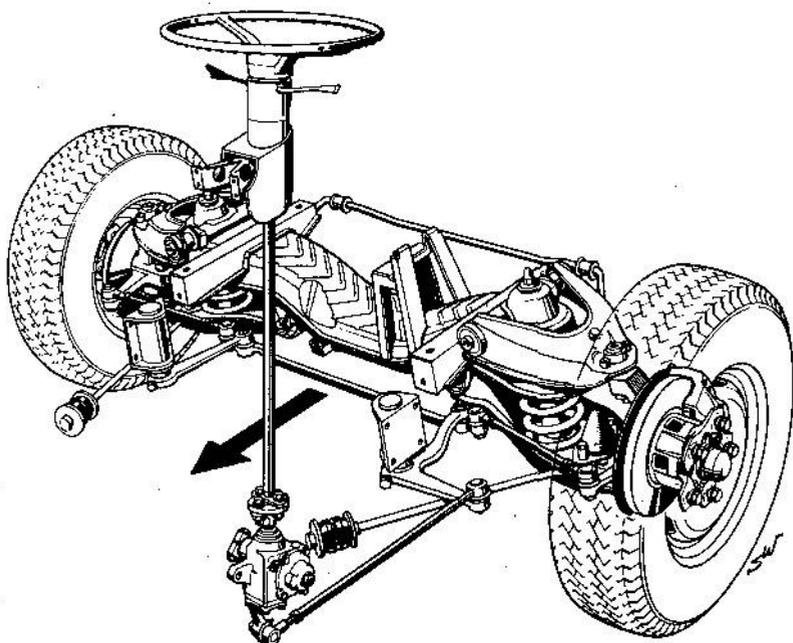


Рис. 5.18. Передняя подвеска легкого грузового автомобиля «Фольксваген LT». Снизу к раме привернута поперечина подвески, которая служит «силовым узлом». На эту раму опираются пружины, буфера, амортизаторы и обе пары рычагов. К лонжеронам рамы крепятся стабилизатор, рулевой механизм, маятниковый рычаг рулевого привода и растяжки нижних рычагов. Передние концы этих растяжек имеют резиновые опоры с продольной податливостью для восприятия жесткого качения радиальных шин (см. рис. 2.21)

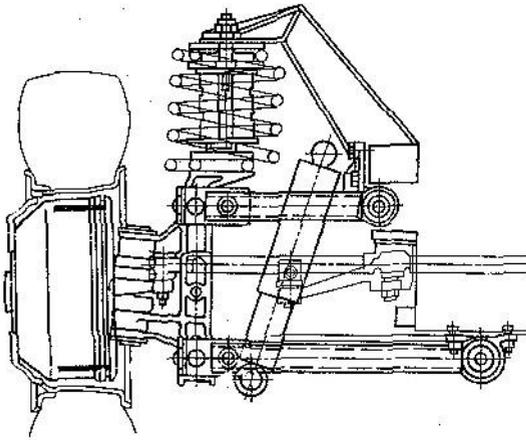


Рис. 5.19. Передняя подвеска автобуса «Кэсборр». Пружина и буфер сжатия опираются на стойку, которая выполнена отдельно от поворотной цапфы. Указанная стойка при повороте колес не поворачивается; дополнительное преимущество заключается в том, что ни верхний, ни нижний рычаг не нагружаются на изгиб. Положение шкворня, не связанное здесь с наружными точками поворота рычагов, определяет поперечный наклон оси поворота. Вместо пружин могут быть установлены пневмобаллоны

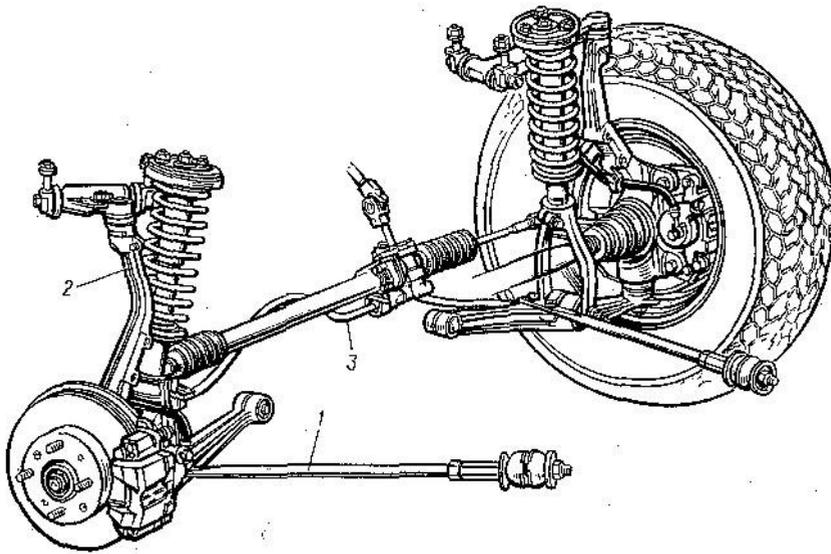


Рис. 5.20. Передняя подвеска автомобиля «Хонда-прелюд» с косыми короткими верхними треугольными рычагами, нижними поперечными рычагами и продольными тягами, передние опоры которых воспринимают жесткое качение радиальных шин. Амортизаторы с пружиной опираются на нижние рычаги, в результате вся подвеска получается более низкой, так что можно опустить брызговики крыла. Показанное на рис. 5.12 большое расстояние s между верхним направляющим и нижним несущим шарнирами приводит к уменьшению сил во всех опорах, что обуславливает меньшую податливость и более точную кинематику:

1—штанга, нагружаемая на растяжение и сжатие; 2—поворотный кулак; 3— стабилизатор

более тяжелых с пневматической и пружинной подвесками (рис. 5.19).

Полуоси проходят как раз там, где обычно размещаются пружины, опирающиеся на нижние рычаги. Поэтому при ведущих колесах пружины приходится переносить вверх, что связано с таким недостатком, как увеличение плеча действия пары сил F_n и F_{Gz} с b до a (см. рис. 5.12). Это приводит к увеличению боковых сил F_{Ey} и F_{Gy} .

На рис. 1.10 показано решение, применяемое фирмой «Рено» на мод. 18 и «Фуего». Амортизаторы с пружиной воспринимают вертикальные усилия. Продольные силы воспринимаются внизу

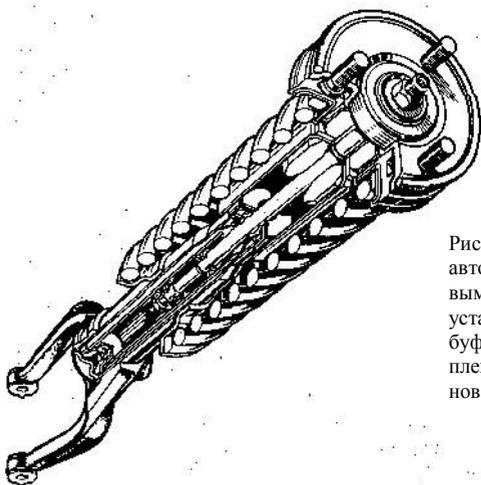
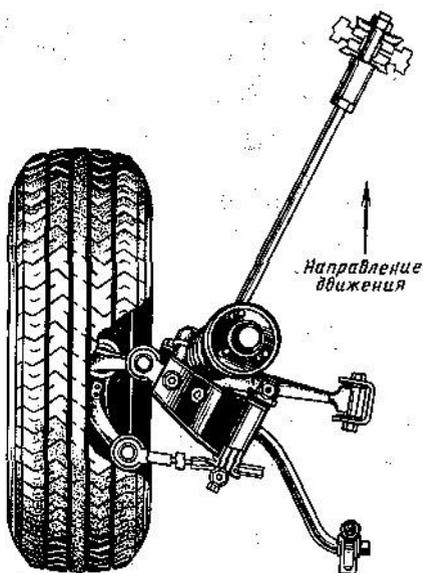


Рис. 5.21. Амортизатор с пружиной автомобиля «Хонда-прелюд» с клеммовым креплением вилки. Хорошо видны установленные на утолщенном штоке буфера отбоя и сжатия, а также крепление к кузову с применением резинового изолирующего элемента

Рис. 5.22. На автомобиле «Хонда-прелюд» короткий верхний поперечный рычаг установлен под большим углом скоса, чем нижний. Рулевая тяга расположена параллельно нижнему рычагу. На верхнем рычаге видны два болта, после отпускания которых направляющий шарнир можно сместить вбок и отрегулировать развал. Регулировка продольного наклона оси поворота осуществляется на переднем конце продольной штанги



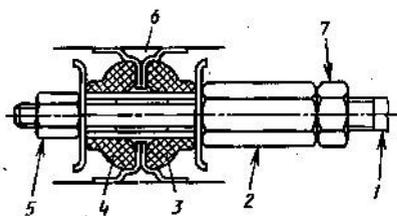


Рис. 5.23. Регулировка продольного наклона оси поворота на автомобиле «Хонда-прелюд». Прикрепленная к нижнему поперечному рычагу и направленная косо вперед продольная штанга 1 имеет на конце сквозную резьбу. После отпускания стопорящейся гайки 5 и контргайки 7 можно с помощью гайки 2 изменять расстояние между точкой крепления 6 на кузове и поперечным рычагом, регулируя тем самым продольный наклон оси поворота. Надетые на распорную втулку резиновые подушки 3 и 4 воспринимают жесткое качение радиальных шин

Надетые на распорную втулку резиновые подушки 3 и 4 воспринимают жесткое качение радиальных шин

поперечными рычагами 1 с широкой базой и вверху — косыми штангами 2, передние резиновые опоры которых изолируют кузов от жесткого качения радиальных шин.

Фирма «Хонда» на автомобиле «Прелюд» отошла от общепринятого верхнего расположения пружин (рис. 5.20 и 5.21). Вилка, привинченная к амортизатору с пружиной, охватывает полуось и передает силы на нижний рычаг. Вся подвеска получается ниже, что позволяет опустить капот. Верхние рычаги относительно короткие и, кроме того, расположены косо (рис.

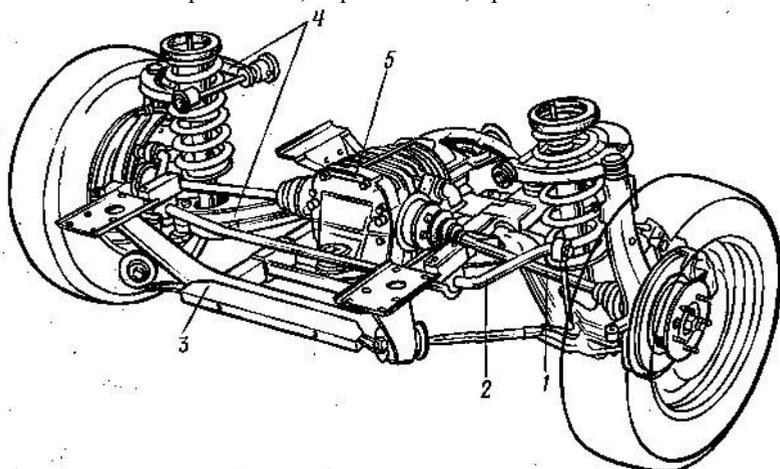


Рис. 5.24. Передняя подвеска полно приводного автомобиля «Фольксваген-транспортёр синхро». К поперечине подвески крепятся продольные штанги, передняя опора которых воспринимает жесткое качение радиальных шин. Амортизаторы с пружиной расположены рядом с полуосями и крепятся внизу к коробчатым, направленным косо назад поперечным рычагам; вверх амортизаторы с пружиной проходят через треугольные рычаги с широкой базой. Как видно из рис. 5.25, реечный рулевой механизм размещен перед осью колес, и — вследствие косоого расположения нижних поперечных рычагов — тормозные силы отжимают нижние несущие шарниры наружу, поворачивая тем самым колеса в благоприятном направлении положительного схождения; тяговые силы вызывают поворот колес в сторону отрицательного схождения:

1 — шарнирная полуось; 2 — стабилизатор; 3 — поперечина подвески; 4 — поперечные рычаги; 5 — передняя главная передача с вязкостной муфтой

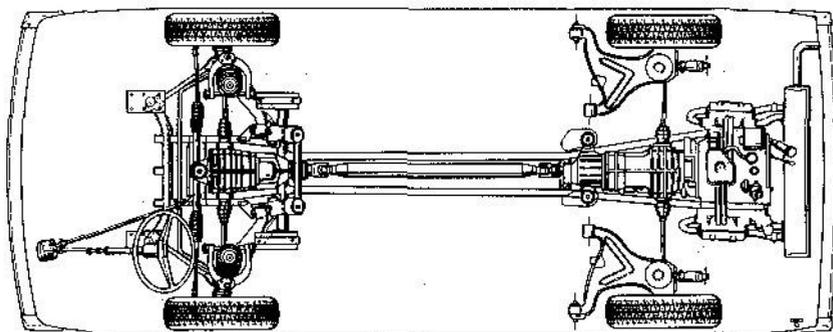


Рис. 5.25. Шасси автомобиля «Фольксваген-транспортер синхро» с коротким, цельным карданным валом между редукторами. В редукторе задней главной передачи размещена вязкостная муфта, так что шейка редуктора сильно вытянута вперед, в результате промежуточная опора карданного вала не потребовалась. Хорошо видны опозитный двигатель заднего расположения, задняя подвеска на косых рычагах, передние амортизаторы с пружиной, проходящие через верхние поперечные рычаги, и реечное рулевое управление с промежуточным редуктором. Описание этой специальной конструкции дается в [32]

5.22); это позволяет сделать пошире подкапотное пространство и закрепить амортизатор с пружиной рядом с опорой рычага. Развал можно регулировать верхним рычагом, а продольный наклон оси поворота — продольной штангой (рис. 5.23—5.25). Такая подвеска при небольшом изменении колеи имеет благоприятное изменение развала и, кроме того, компенсацию продольного крена при торможении.

5.2.2. Торсионная подвеска

Чтобы освободить место для полуосей, проще применить продольные торсионы, чем переносить вверх пружины. Как описывается в [31], цилиндрические торсионы позволяют оптимизировать использование материала, что обуславливает экономию затрат и снижение массы; кроме того, получается некоторая прогрессивность характеристики упругости (см. рис. 7.2). Недостатком здесь является большая длина торсиона: чем мягче подвеска, тем длиннее торсион.

На рис. 5.26 показана торсионная подвеска автомобиля «Рено-4» (аналогичная подвеска применялась и на первых автомобилях «Рено-5»), а на рис. 5.27 — мод. «Гальбо». Фирма «Рено» предусматривает на заднем конце торсионов в месте опоры на основание кузова высотную регулировку с помощью эксцентрика, что необходимо для компенсации неточностей расположения головок, высаженных на концах торсиона. Это обеспечивает также

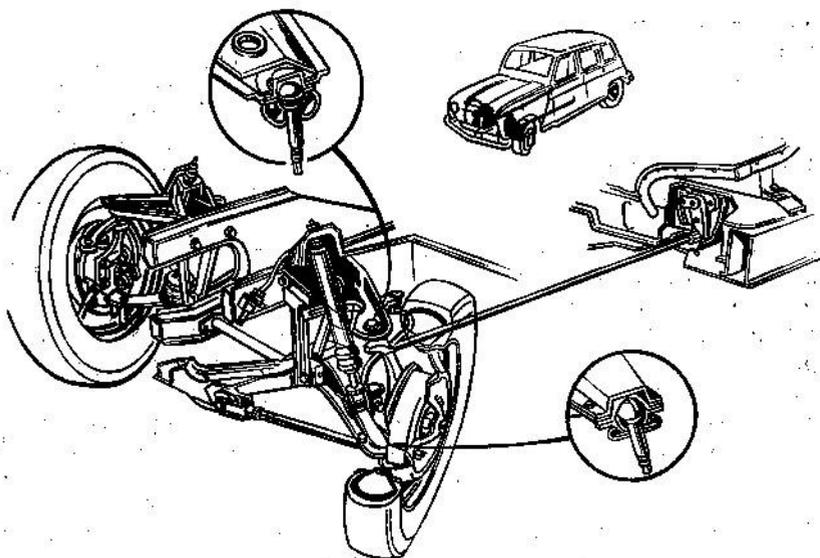


Рис. 5.26. Передняя подвеска автомобиля «Рено-4» с очень длинными торсионами, обеспечивающими мягкое поддрессирование и регулировку уровня. Буфера сжатия установлены внизу на амортизаторах. На верхней выноске показано устройство направляющего шарнира, на нижней — несущего

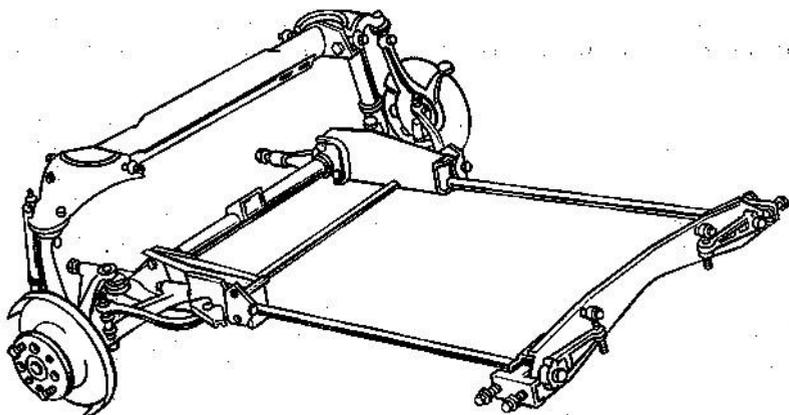


Рис. 5.27. Передняя подвеска автомобилей «Тальбо» с высокорасположенными верхними рычагами и длинными торсионами. Задние концы стабилизаторов имеют опоры в поперечине, образующей силовой узел, которая через резиновые подушки крепится к кузову. Амортизаторы и стабилизатор крепятся к штампованным нижним рычагам

определенные преимущества при сборке: кузов можно легко вы-
 ставить горизонтально и на нужную высоту. На мод. «Гальбо»
 головки торсиона опираются на поперечину, являющуюся сило-
 вым узлом. На конце торсионов надет рычаг, через который
 проходит болт с проушиной, а расположенная под рычагом гайка
 служит для высотной регулировки. Упругие моменты M_{Fl} и M_{Fr}
 на задних концах левого и правого торсионов при равносторон-
 нем ходе подвески имеют противоположные направления и вза-
 имно уравниваются (рис. 5.28). Служащая опорой попереч-
 ная траверса 2 нагружается только на изгиб. В точках креп-
 ления 1 и 3 при прямолинейном движении без внешних воз-
 мущений силы практически отсутствуют; они нагружаются лишь
 при разноименном ходе подвески (рис. 5.29). Поэтому траверсу
 можно крепить к основанию кузова не непосредственно, а через
 резиновые подушки. Таким образом можно изолировать кузов
 от дорожных шумов, передаваемых через рычаги и торсионы.

Если передние колеса ведомые, то амортизаторы можно
 сместить на ось колес и, как на автомобиле «Альфа 90» фирмы
 «Альфа-romeо», пропустить через верхние рычаги (рис. 5.30).
 Продольные силы передаются штангами, резьбовая часть которых
 позволяет регулировать продольный наклон оси поворота. Резино-
 вые шайбы на концах этих штанг компенсируют жесткое каче-
 ние радиальных шин. На нижний рычаг как на силовой узел
 опираются все детали, участвующие в поддрессировании: торсион,
 стабилизатор и амортизатор. Дополнительный упругий элемент
 установлен сверху на амортизаторе и образует одно целое с
 защитным кожухом. Буфер отбоя закреплен на штоке.

Французские и итальянские автомобилестроители применяют
 продольные торсионы также для поддрессирования переднепри-

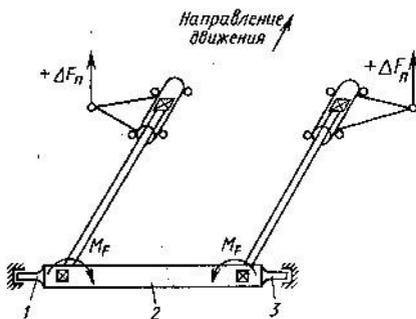


Рис. 5.28. При одновременном ходе сжа-
 тия обоих колес (вызванном изменением
 вертикальных сил ΔF_n) продольные
 торсионы закручиваются в противопо-
 ложных направлениях. Поперечина,
 воспринимающая концы торсионов, на-
 грузуется при этом только на изгиб

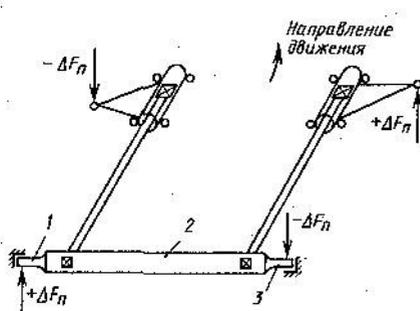


Рис. 5.29. Лишь при разноименном ходе
 подвески изменение колесных нагрузок
 $\pm \Delta F_n$ вызывает появление пары сил в
 местах опоры 1 и 3 поперечины 2

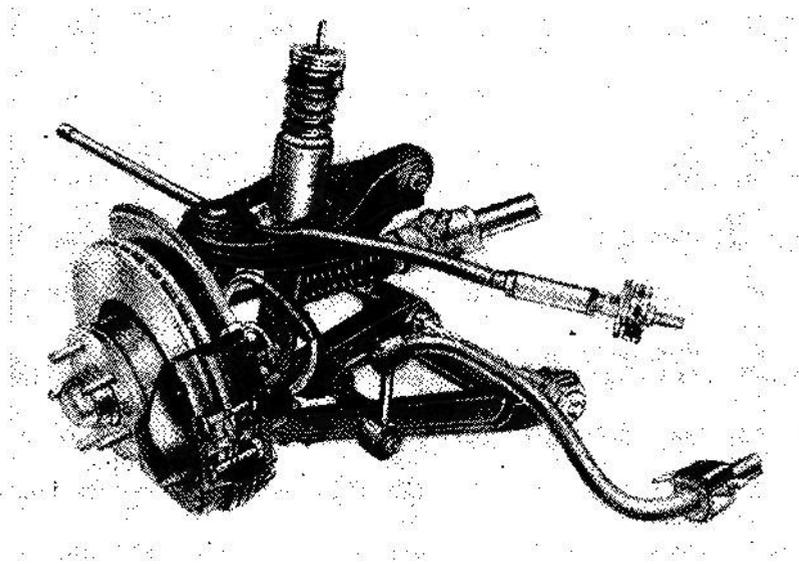


Рис. 5.30. Передняя подвеска автомобиля «Альфа 90» фирмы «Альфа-ромео»

водных легких грузовых автомобилей. В ФРГ их использовала фирма «Даймлер-Бенц» на мод. 206/307. Как видно из рис. 2.137, наборные торсионы зажаты здесь средней частью в верхних рычагах; реализация такого конструктивного решения стала возможной благодаря поднятым в передней части лонжеронам рамы.

5.2.3. Подвеска с поперечной рессорой

Поперечная рессора воспринимает силы во всех направлениях и поэтому может заменить собой два рычага и пружины. Эта конструкция проста, не требует больших затрат и раньше часто применялась для передних колес. Из-за недостатка рессоры — ее повышенной податливости — она устанавливалась (при нижнем расположении) только в малонагруженных передних подвесках легких заднемоторных легковых автомобилей, таких, например, как мод. 500, 126, 133 фирмы «Фиат», «Симка 1000» и «Сеат 850» (рис. 5.31). На всех этих автомобилях применялась рессора с двухточечным креплением, которая при разноименном ходе имеет большую жесткость, чем при равностороннем, и благодаря этому заменяет собой также стабилизатор с деталями его крепления.

На рис. 5.32 показаны силы и эпюра изгибающего момента при статической предварительной нагрузке F_F . В средней части 220

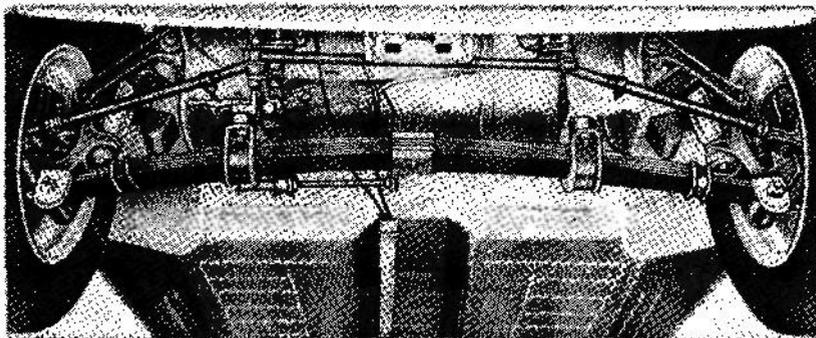


Рис. 5.31. Передняя подвеска автомобиля «Фиат-133» и мод. 850, выпускавшейся ранее испанской фирмой «Сеат» по лицензии «Фиат». Функции упругого элемента и стабилизатора на этом заднемоторном автомобиле исполняет поперечная рессора с двухточечным креплением

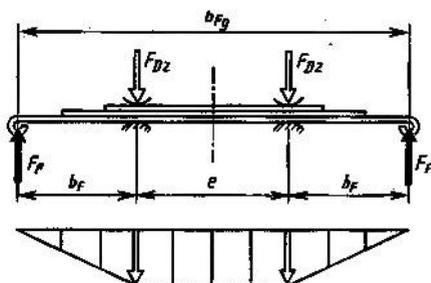


Рис. 5.32. Эпора изгибающих моментов поперечной рессоры с креплением в точках D к кузову или раме. Здесь $F_{Dz}=F_F$

рессоры между точками D момент $M_F=b_F$ имеет постоянную величину, т. е. толщина рессоры здесь не должна меняться. Ступенчатую форму имеют только концы рессоры. При равностороннем ходе (рис. 5.33) концевые плечи и середина рессоры принимают форму дуги; таким образом, рессора во всем диапазоне работает с предусмотренной жесткостью. При движении на повороте (рис. 5.34) происходит дополнительное нагружение рессоры с наружной стороны силой $+\Delta F_F$ при одновременном разгрузке с внутренней ($-\Delta F_F$). В результате одно плечо отжимается вверх, в то время как другое перемещается вниз. На среднюю часть рессоры действует момент переменного на-

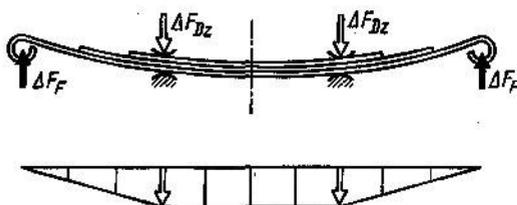


Рис. 5.33. При равностороннем ходе подвески средняя часть рессоры между точками крепления прогибается в форме дуги. Повышение нагрузки ΔF_{Dz} в опорных точках соответствует увеличению силы ΔF_F на концах рессоры. Внизу — эпора моментов

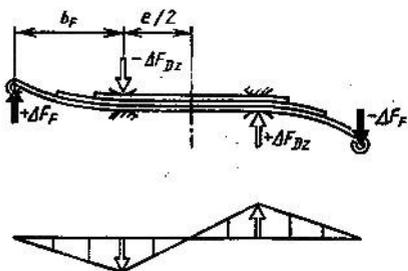


Рис 5.34. На повороте при разномненном ходе подвески наружный конец рессоры нагружается силой $+\Delta F_F$ при соответствующем разгрузении внутреннего концом силой $-\Delta F_F$. В середине между опорными точками происходит изменение направления момента, в результате повышается жесткость. Сила на наружной опоре $F_{D1} = F_{Dz} + F_D$, на внутренней $F_{D2} = F_{Dz} - F_D$, при этом

$$\Delta F_D \approx \Delta F_F \frac{b_F + e/2}{e/2}$$

Внизу — эпюра моментов

правления, который стремится изогнуть ее в форме буквы *S*. Так как средняя часть рессоры имеет постоянную толщину, то деформация ее мала, т. е. жесткость при разномненном ходе (на повороте) больше, чем при равностороннем (переезд препятствий). Соотношение между ними определяется расстоянием e между опорными точками D : чем оно больше, тем сильнее различаются указанные жесткости. Однако увеличение размера e ограничено тем, что длина рессоры в распрямленном состоянии $b_{Fg} = e + 2b_F$ (см. рис. 5.32) не должна превышать передней колеи b_V . Чем больше расстояние e , тем короче боковые плечи b_F , поэтому в них возникают большие напряжения. Желательно, чтобы такая рессора состояла из большого числа тонких листов, но тогда она стала бы дороже, тяжелее и имела бы повышенное собственное трение.

Недостатком рессор с двухточечным креплением является податливость в точках крепления под действием сил в контакте колеса с дорогой. Изменение длины средней части рессоры при ходах сжатия и отбоя требует эластичных опор и в точках D . Они обнаруживают податливость и под действием боковых сил на повороте, в результате увеличивается положительный развал на наружном колесе и отрицательный — на внутреннем. Из рис. 1.13 видно, что реакция F_G на нижнем колесном шарнире примерно в два раза больше, чем в верхней точке E . По этой причине фирма «Форд» на первом своем переднеприводном автомобиле *12M/P4* поместила рессору вверх. Так же поступила фирма «Аутобянчи» на выпускавшейся до 1975 г. мод. *A111*, так как большая нагрузка на переднюю ось не допускала другого выбора. В отличие от этого, фирма «Фольксваген» хотела исключить любую податливость и, кроме того, применить на многоцелевом легковом автомобиле «Ильтис» одинаковую поперечную рессору в передней и задней подвесках (рис. 5.35, 2.7 и 2.158). Поэтому здесь применено центральное крепление рессоры к раме.

Фирма «Опель» с 1963 по 1973 г. на автомобилях «Кадет» мод. *A* и *B* устанавливала рессору с двухточечным креплением нижнего расположения только для восприятия вертикальных сил; боковые и продольные силы воспринимаются дополнительными ры-

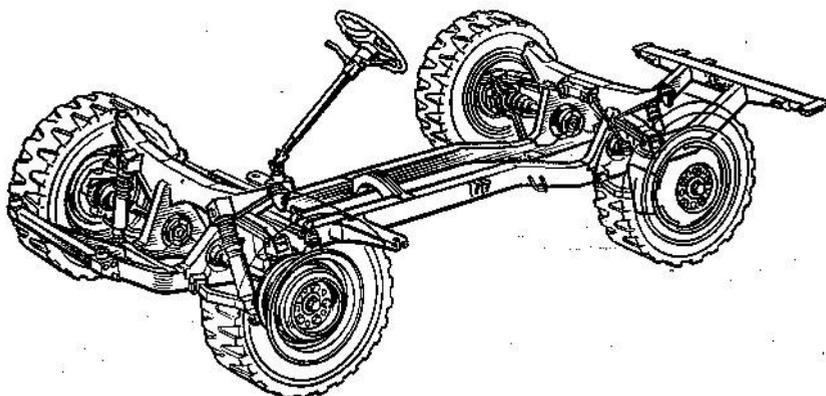


Рис. 5.35. Рама многоцелевого легкового автомобиля «Ильтис» фирмы «Фольксваген» с одинаковыми по конструкции передней и задней подвесками. Параболически раскатанные поперечные рессоры верхнего расположения имеют центральное крепление к поперечине. В задней подвеске дополнительные штанги предотвращают нежелательные кинематические изменения

чагами (рис. 5.36). Эта технически безупречная и экономически выгодная конструкция (которую применяет также фирма «Фиат» с 1969 г. на мод. 127, 128 и «Ритмо», см. рис. 6.61) имеет еще одно преимущество, а именно, очень простую узкую поперечину подвески, которая приворачивается непосредственно к лонжеронам кузова. В общем получается очень компактная конструкция.

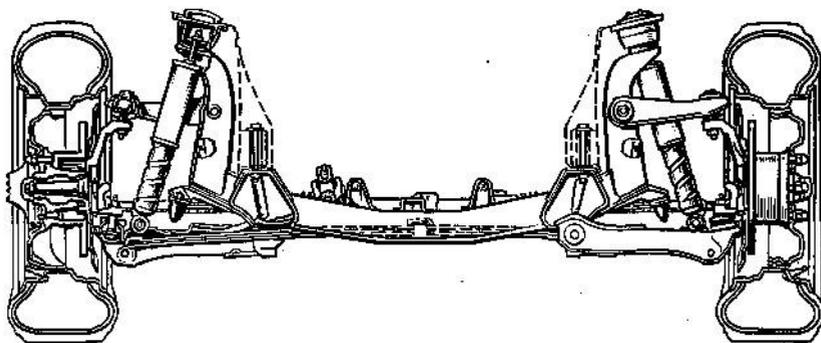


Рис. 5.36. Передняя подвеска автомобилей «Опель-кадет» мод. А и В с поперечной рессорой, закрепленной в двух точках и оказывающей стабилизирующее действие; дополнительные нижние рычаги воспринимают боковые и продольные силы. Эти рычаги, служащие силовым центром, воспринимают концы рессоры и амортизаторы, а также силы, создаваемые расположенными над ними буферами сжатия. Вместе с поперечиной и реечным рулевым управлением вся конструкция образует очень компактный агрегат, который простым способом крепится на лонжеронах кузова. Кроме того, такая конструкция позволяет отрегулировать правильное положение колес еще при подборке

5.2.4. Гидропневматическая подвеска

Гидропневматические упругие элементы (так же, как и пружины) передают силы только в вертикальном направлении, однако имеют следующие преимущества: компактность, очень мягкое поддрессирование и возможность регулирования уровня. На рис. 5.37 показано решение, применяемое с 1953 г. фирмой «Ситроен». Упругий элемент состоит из открытого снизу цилиндра, в котором скользит поршень с относительно длинной юбкой. В верхней половине сферической части находится сжатый азот, совершающий собственно упругую работу. Для предотвращения вспенивания указанная газовая полость отделена мембраной от жидкости, заполняющей нижнее полушарие и цилиндр. Силы передаются толкателем, который вверху имеет сферическое соединение с поршнем, а внизу опирается на поперечный рычаг передней подвески или продольный рычаг задней. При ходе сжатия жидкость продавливается поршнем через клапан амортизатора, а при ходе отбоя газ продавливает столб жидкости через клапан обратно вниз. Конструкция этой неподвижно смонтированной комбинации клапанов соответствует клапанам газонаполненного однотрубного амортизатора с той лишь разницей, что там эти клапаны находятся на поршне и перемещаются вместе с колесом (см. [30]). Поршень упругого элемента может совершать лишь ограниченный ход, значительно большие хода на колесе обуславливают перенесение упругих элементов ближе к оси поворота рычага, что показано на рис. 5.38 на примере автомобиля «Ситроен GSA», Передаточное отношение от колеса к упругому элементу достигает величины $i_F > 2$, в результате значительно повышаются усилия на рычаге и на его опорах. Сбоку к рычагу крепится штанга стабилизатора, нагружающая рычаг на

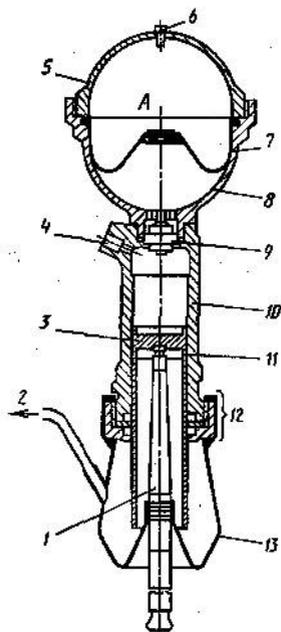


Рис. 5.37. Компактный упругий элемент, устанавливаемый фирмой «Ситроен» в передней и задней подвесках автомобиля GS:

A — азот; 1—толкатель; 2—возврат утечек; 3—поршень; 4—подвод жидкости; 5—верхнее полушарие; 6—пробка дополнительного отверстия; 7—мембрана; 8—нижнее полушарие; 9—амортизатор; 10—цилиндр; 11—сухарь; 12—уплотнительный комплект; 13—уплотнительный чехол

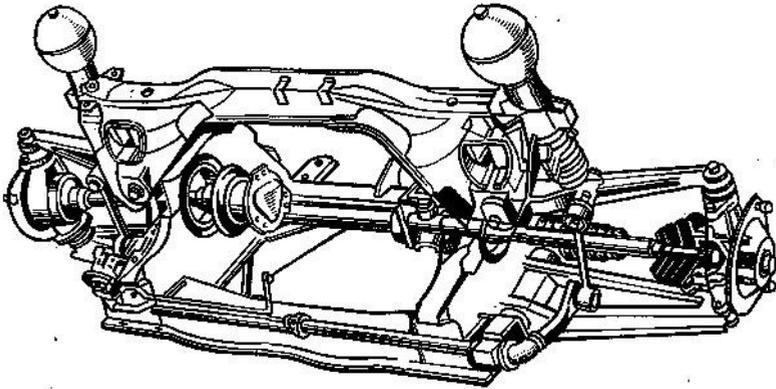


Рис. 5.38. Передняя подвеска автомобиля «Ситроен GSA» с наклонными рычагами и дисковыми тормозами внутреннего расположения. Ось поворота колеса находится в его центральной плоскости вращения, наружный шарнир равных угловых скоростей вдвинут глубоко в опору подшипника колеса. Реечный рулевой механизм приворачивается к поперечине подвески позади оси колес; поперечина через резиновые опоры крепится к кузову. При общем ходе подвески 160 мм жесткость составляет 7,8 Н/мм и частота колебаний 44 мин⁻¹

кручение. В сочетании с большой изгибающей нагрузкой это, вероятно, и послужило причиной изготовления рычага методом штамповки. Очень мягкая передняя подвеска требует каких-то мер для уменьшения бокового крена кузова. Поэтому стабилизатор получил больший, чем обычно, диаметр, короткие, жесткие на изгиб плечи, а кроме того, для предотвращения любой потери хода в промежуточных элементах здесь применены шарниры с рулевых тяг.

На рис. 5.38 хорошо видны компактные упругие элементы и колесные шарниры, расположенные в центральной плоскости вращения колеса (см. [32]). Это дает определенные преимущества, но может быть осуществлено только в сочетании с тормозами внутреннего расположения. Нижний рычаг с широкой опорной базой изготовлен из листового материала. Оси поворота обоих поперечных рычагов наклонены так, чтобы получить вертикальные составляющие F_{Ez} и F_{Gz} , уменьшающие как подъем кузова при разгоне, так и его опускание при торможении (см. рис. 5.5 и 5.6).

Гидропневматическая подвеска, разработанная фирмой «Даймлер-Бенц» для восьми цилиндровых моделей класса «S» и выпускаемая фирмой «Фихтель и Закс», выглядит несколько по-иному. Упругие аккумуляторы закреплены на кузове отдельно (рис. 5.39), а соединение их с собственно упругими элементами осуществляется через напорный шланг (рис. 5.40). Большой ход этого элемента позволяет устанавливать его вместо обычно применяемой пружи-

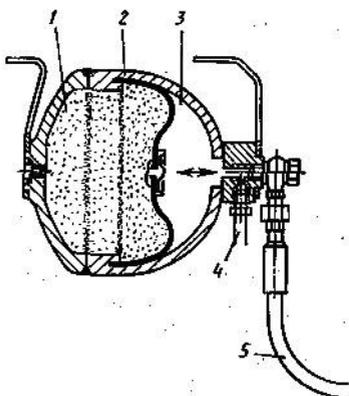


Рис. 5.39. Аккумулятор фирмы «Фихтель и Закс», устанавливаемый фирмой «Даймлер-Бенц» в качестве специального оснащения на автомобили класса «S» и закрепляемый на кузове отдельно от упругого элемента:
 1—газовая полость; 2—корпус аккумулятора; 3— гидравлическая полость; 4— от регулятора уровня; 5— к упругому элементу подвески

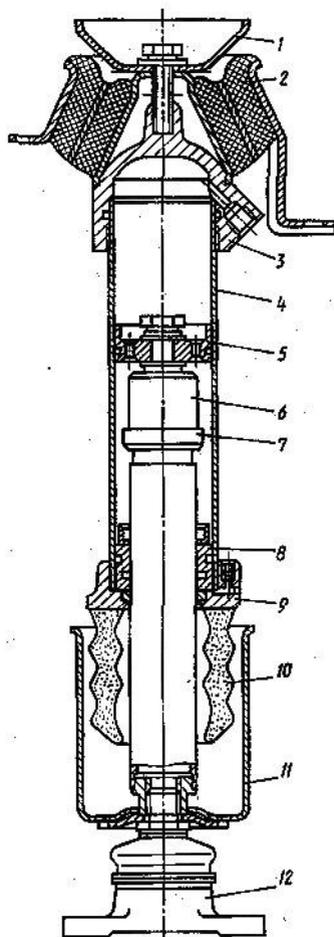


Рис. 5.40. Гидропневматический упругий элемент передней подвески автомобилей класса «S» фирмы «Даймлер-Бенц», изготавливаемый фирмой «Фихтель и Закс»:
 1— буфер отбоя; 2— резиновая опора; 3— верхняя крышка; 4— цилиндр; 5— поршень амортизатора; 6— шток; 7— буртик штока; 8— направляющая штока; 9— нижняя крышка; 10—буфер сжатия; 11— стакан буфера сжатия; 12— шаровой шарнир

ны, показанной на рис. 5.10. Крепление на нижнем поперечном рычаге осуществляется с помощью опорного шарнира (см. рис. 2.56).

5.3. ЗАДНЯЯ ПОДВЕСКА ВЕДУЩИХ КОЛЕС

Подвеска на двойных поперечных рычагах на некоторых легковых автомобилях с высокой мощностью двигателя заменяет заднюю подвеску на косых рычагах. Причина этого заключается, по-видимому, в лучшей управляемости эластокинematикой в случае поперечных рычагов и в более благоприятных кинематических свойствах.

5.3.1. Использование полуосей в качестве верхних рычагов

Когда подвеска на двойных поперечных рычагах применяется для задних колес, то на заднеприводных автомобилях возникает такая же проблема, как на переднеприводных: необходимость создания свободного прохода для полуосей. Фирма «Ягуар» решила эту проблему установкой с каждой стороны двух амортизаторов с пружиной; перед осью колес и позади нее (рис. 5.41). Полуоси на этом автомобиле одновременно выполняют функции верхних рычагов, в результате они не требуют компенсации изменения длины и можно обойтись простыми карданными шарнирами.

Недостатком для восприятия момента боковых сил может считаться малое расстояние между полуосями и рычагами (см. рис. 1.13). Последние выполнены трубчатыми и посредством вилок крепятся к картеру главной передачи и к опорам подшипника колеса. Тормоза здесь расположены внутри, на главной передаче, поэтому как тяговые, так и тормозные моменты нагружают нижние рычаги на кручение и изгиб (см. рис. 5.2). Широкая опорная база указанных вилок приводит к тому, что возникающие эластокинематические изменения схождения (и продольного наклона «оси поворота») остаются небольшими.

Продольные силы воспринимаются направленными вперед штангами.

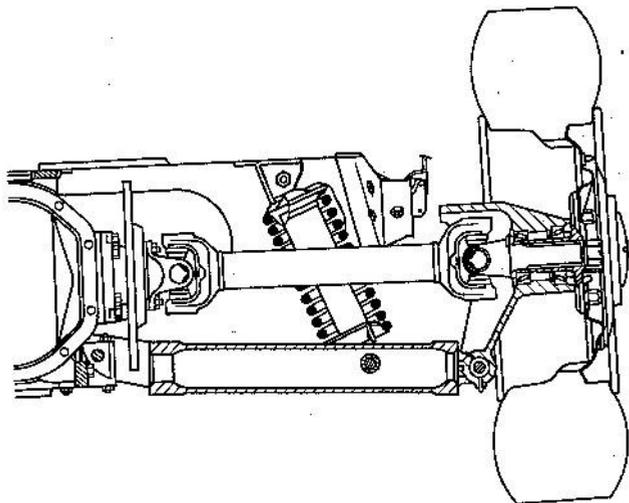


Рис. 5.41. Задняя подвеска автомобилей «Ягуар», где полуоси одновременно выполняют функции верхних рычагов

5.3.2. Подвеска «Вайсзах»

Подвеска с таким названием, применяемая на автомобиле «Порше 928S», также является подвеской на двойных поперечных рычагах (рис. 5.42). Однако ее нижние направляющие элементы имеют со стороны кузова чрезвычайно широкую, косо расположенную опорную базу, которая служит для восприятия как тормозных моментов, так и возникающих при разгоне и торможении продольных сил. При уменьшении подачи топлива происходит торможение двигателем и возникающие продольные силы приводят к упругой деформации плоского стержня 1, служащего задней распоркой (рис. 5.43,б). Передний конец рычага 2 имеет эластичную опору с помощью направляющего балансира 3, который при прямолинейном движении без внешних воздействий располагается примерно под углом 45° к направлению движения (рис. 5.43,а). Стержень 1, отклоняясь назад, поворачивает балансир 3, который, в свою очередь, поворачивает колесо в сторону положительного схождения на угол δ_n . Если уменьшение подачи топлива происходит на повороте, то описанное изменение схождения на наружном колесе будет противодействовать отжатию этого колеса в сторону отрицательного схождения под действием тормозной силы двигателя; особенно это проявляется на низших передачах. В результате автомобиль остается примерно на заданной траектории и описанная в разд. 1.6 реакция на уменьшение подачи топлива, называемая также «эффектом ввинчивания», в значительной мере ослабляется.

5.3.3. Четырехшарнирная подвеска на трапецевидных рычагах

Так называется задняя подвеска, которая устанавливается вместо показанной на рис. 3.58 на все полноприводные мод. «100/200 кватро» фирмы «Ауди». Эта независимая подвеска, несмотря на наличие привода, требует не больше места, чем серийная зависимая подвеска ведомых колес. Точки кузова, предназначенные для крепления продольных рычагов, здесь служат для крепления поперечной траверсы, которая соединяется болтами с картером главной передачи и по концам несет передние опоры нижних рычагов (рис. 5.44). На этой подвеске удалось применить такие же амортизаторы с пружиной, как на исходной модели (даже с той же характеристикой). Вверху эти амортизаторы имеют штыревое крепление к брызговикам крыла кузова, а внизу с помощью проушин крепятся непосредственно на опорах подшипника колеса. В результате вертикальные силы не нагружают рычаги подвески, и с каждой стороны достаточно одного трапецевидного рычага с очень широкой базой, воспринимающего продольные силы и моменты, возникающие при разгоне и торможении (рис. 5.45).

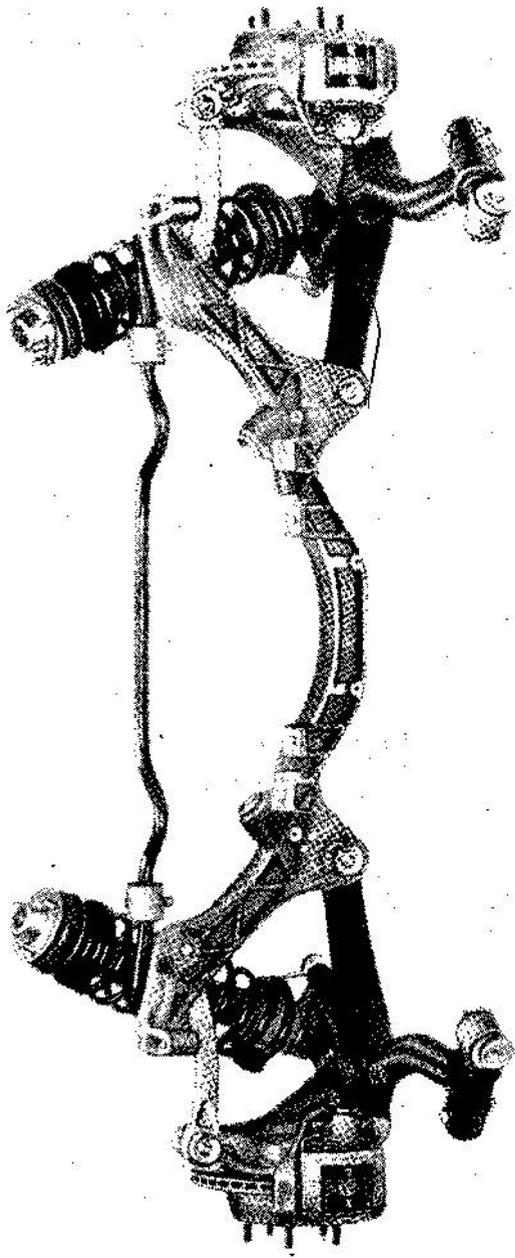


Рис. 5.42. Вид спереди на заднюю подвеску «Вайсзах» автомобиля «Порше 928S». Продольные силы и тормозные моменты воспринимаются нижними косыми рычагами, а боковые — верхними и нижними рычагами. Для обеспечения свободного прохода полуосей амортизаторы с пружинной смещены за ось колес; общий ход подвески составляет 200 мм, частота колебаний 70 мин⁻¹ при нагрузке в три человека

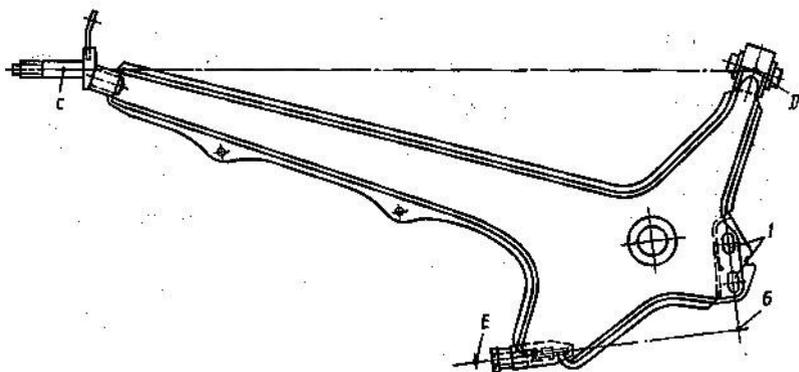


Рис. 5.45. Жесткий на изгиб и кручение трапециевидный рычаг автомобилей «Ауди 100/200 кватро», сваренный из двух стальных листовых штамповок. В передней точке рычаг имеет цапфу *C*, на которой закрепляется резиновая опора, а сзади — проушину (точка *D*). Здесь установлен податливый на кручение, но жесткий в радиальном направлении опорный элемент, резиновая деталь которого привулканизована к наружной, внутренней и промежуточной втулкам. В точке *E* расположена фланцевая опора, аналогичная показанной на рис. 2.70, которая крепится болтом; точка *E* обозначает ее центр. Такая же деталь размещается в точке *G*, но с кронштейном для закрепления в удлиненных отверстиях (см., например, рис. 2.54). Эта возможность бокового смещения позволяет регулировать схождение

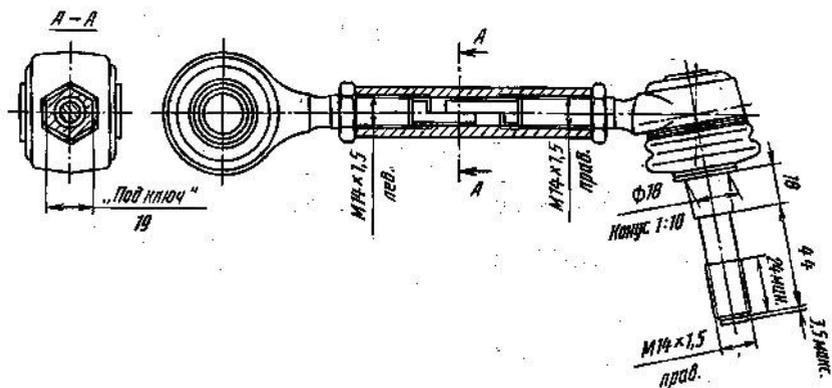


Рис. 5.46. Верхний поперечный рычаг автомобилей "Ауди 100/200 кватро". Слева этот рычаг имеет скользящую опору с угловой подвижностью, справа — шаровой шарнир. Палец шарнира из-за условий крепления к поперечине подвески пришлось удлинить, диаметр головки пальца 25 мм. Шестигранная трубка размером под ключ 19 мм имеет внутреннюю резьбу M14×1,5: с одной стороны — левую, с другой — правую. Как хорошо видно в разрезе, поверхности лысок на концах стержней, прилегая друг к другу, предотвращают проворачивание, допуская отклонение лишь в несколько градусов. Левый корпус шарнира изготавливается из стали C35N, правый — из C35V ($\sigma_B = 690\div 840$ Н/мм²), шаровой палец — из 41Cr4V ($\sigma_B = 880\div 1030$ Н/мм²)

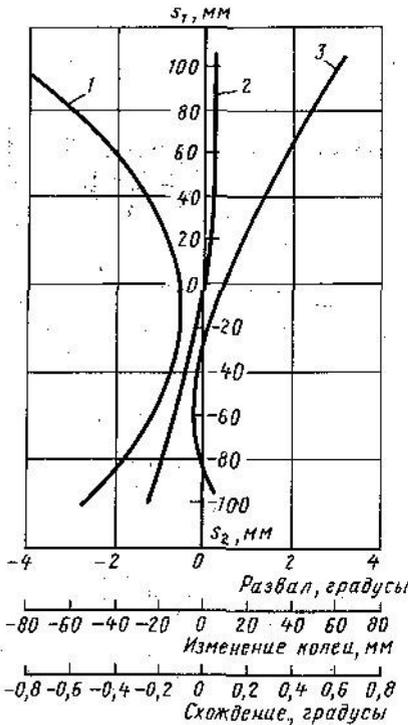


Рис. 5.47. Кинематические характеристики задней подвески «Ауди 100/200 кватро» при ходах сжатия s_1 и отбоя s_2 колес. Из графиков видно, что изменение колеи (в расчете на оба колеса) небольшое, развал при ходе сжатия приобретает благоприятное отрицательное значение, а изменение схождения свидетельствует о том, что эта задняя подвеска способствует недостаточной поворачиваемости под действием крена: 1 — развал; 2 — изменение колеи; 3 — схождение

альную жесткость, как и опоры в точке D ; на опоре подшипника колеса установлены не требующие обслуживания скользящие опоры с торцевыми фланцами. Опора в точке G допускает боковое смещение (в направлении оси Y) для регулировки схождения: для этого служат два удлинённых отверстия 1. Ось поворота EG перекрещивается в пространстве с осью CD со стороны кузова, что обеспечивает поворот колеса под действием крена в направлении недостаточной поворачиваемости; это видно по изменению схождения, показанному на рис. 5.47.

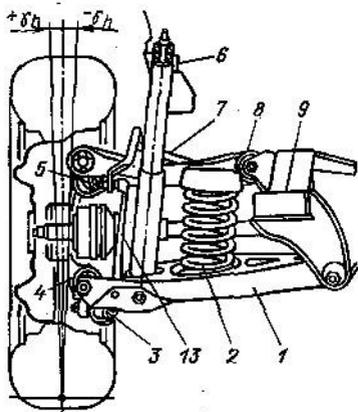
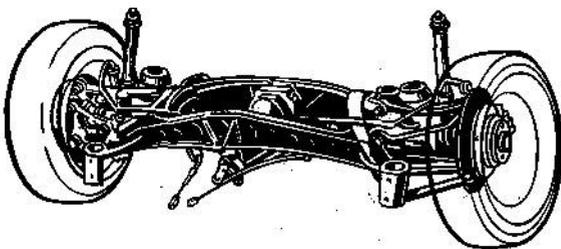
Верхние рычаги должны передавать только боковые силы, так что здесь достаточно простых «рулевых» тяг. Левая и правая резьба такой тяги позволяет точно отрегулировать развал (рис. 5.46). Длина поперечных рычагов (верхнего — около 200 мм, нижнего — 300 мм) и их взаимное положение обуславливают благоприятное изменение колеи и развала (рис. 5.47).

5.3.4. Подвеска на пространственных рычагах

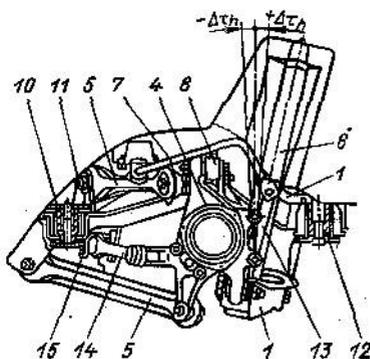
Фирма «Даймлер-Бенц» разработала эту заднюю подвеску для мод. 190/190E (серии W201), а с 1985 г. устанавливает ее также на мод. 200D/300E (серии W124). Как видно из рис. 5.48, эта подвеска представляет собой отдельный агрегат, допускающий предварительную подборку и точную регулировку кинематических параметров.

Это стало возможным благодаря поперечине 9 подвески (рис. 5.49) с большой жесткостью на изгиб, но податливой на кручение,

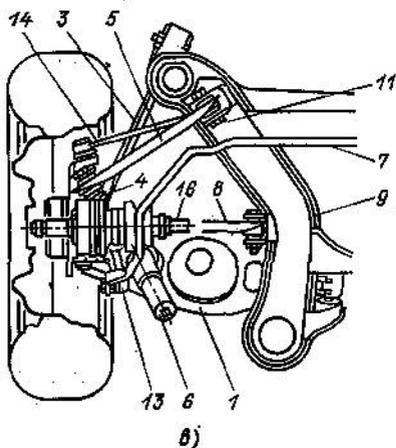
Рис. 5.48. Задняя подвеска на пространственных рычагах автомобилей «Мерседес 200D/300E» (серия W124). Жесткая на изгиб, но податливая на кручение поперечина через четыре резиновые опоры крепится к кузову. Эти опоры разнесены на большое расстояние в боковом и продольном направлениях для противодействия моментам боковых сил, тяговым и тормозным лишь с небольшими деформациями. В середине с поперечиной соединяется через эластичную трехточечную опору картер главной передачи, чтобы дополнительно улучшить шумоизоляцию (по сравнению с мод. 190/190E). По концам поперечины крепятся по пять рычагов



а)



б)



в)

Рис. 5.49. Вид сзади (а), сбоку (б) и сверху (в) на подвеску с пространственными рычагами автомобилей 190/190E (серии №201). Расположенный на внутреннем конце тяги 14 эксцентриковый палец 15 служит для регулировки схождения. Эксцентриковый палец 11 на рычаге 5 предназначен для получения показанного на рис. 5.53 изменения схождения при сборке подвески, поэтому изменять его положение без особых оснований не следует. Пружины, амортизаторы и стабилизатор вверху передают усилия на основание кузова, внизу же они нагружают поперечные рычаги 1 и через их внутренние опоры — переднюю 10 и заднюю 12 резиновые опоры поперечины подвески. Передаточное отношение от колеса к пружине $i_r=1,83$, амортизаторы установлены ближе к колесам: $i_D=1,23$. Общий ход подвески составляет 230 мм, неподдресоренные массы — 91 кг

что необходимо для предотвращения напряжений в четырех резиновых опорах; эти опоры частично осуществляют шумоизоляцию и служат для крепления поперечины к основанию кузова. На этом рисунке показана левая сторона подвески в трех видах. Для опоры 4 подшипника колеса поперечными направляющими элементами являются верхний рычаг 8 и нижний рычаг 1. Различная их длина обеспечивает благоприятное кинематическое изменение колеи и развала (рис. 5.50 и 5.51). Рычаг 1 (см. рис. 5.49) служит одновременно силовым узлом, на который опираются все детали, участвующие в поддрессоривании. Для лучшей обтекаемости рычаг прикрыт пластмассовым кожухом. На этот рычаг опираются стойка 13, со-



Рис. 5.50. Изменение колеи (на оба колеса) автомобилей 190/190E в зависимости от хода сжатия s_1 и хода отбоя s_2 подвески. Конструктивное положение соответствует автомобилю с полной заправкой и нагрузкой в три человека по 68 кг. На ходе сжатия величина изменения составляет 7 мм (т. е. 3,5 мм на колесо). Центр крена в конструктивном положении расположен на высоте 65 мм:
1—конструктивное положение; 2—без нагрузки

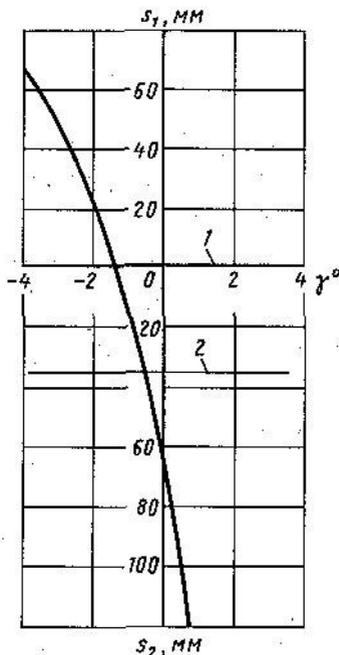


Рис. 5.51. Изменение развала γ задних колес автомобиля 190E. На исследуемом автомобиле значения развала без нагрузки составляли: слева — минус 55', справа — минус 35', а при нагрузке в три человека увеличиваются примерно до минус 1°30'. На ходе сжатия кривая приобретает слегка прогрессивный характер. Завод задает значение развала (без нагрузки), равное $-50' \pm 30'$:
1—конструктивное положение; 2—без нагрузки

единяющая его со стабилизатором 7, амортизатор 6 (в котором расположены буфер отбоя и дополнительный упругий элемент) и пружина 2. Передаточное отношение от колеса к пружине $i_F=1,83$. Продольными направляющими элементами для опоры 4 подшипника колеса являются штанги 5 и 3, которые вместе с поперечными рычагами 8 и 1 обуславливают продольное смещение колеса при его ходе, в результате опора подшипника колеса отклоняется от вертикали на $7,5^\circ$ относительно конструктивного положения. При ходе сжатия 60 мм колеса перемещаются на 5 мм назад, а при ходе отбоя 100 мм — на 20 мм вперед. К этому добавляется еще поворот опоры 4 при ходе сжатия против часовой стрелки (рис. 5.52). Это перемещение обусловлено положением рычагов 5, 3, 1. (см. рис.

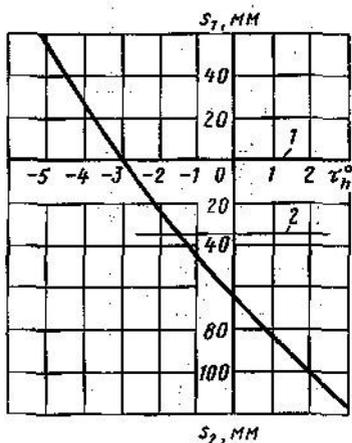


Рис. 5.52. Изменение теоретического угла τ_h продольного наклона «оси поворота» в зависимости от хода сжатия s_1 и хода отбоя s_2 на автомобилях 190/190E. Фирма «Даймлер-Бенц» указывает значение вылета оси поворота $n_k = -15$ мм, в конструктивном положении это должно соответствовать углу $\tau_h \approx -3^\circ$. При ходе сжатия этот угол увеличивается, а при отбое уменьшается и далее переходит в отрицательные значения. Наклонное положение этой кривой указывает на высоко расположенный центр продольного крена, который при ходе отбоя перемещается вверх и тем самым прогрессивно противодействует продольному крену при торможении:
1 — конструктивное положение; 2 — без нагрузки

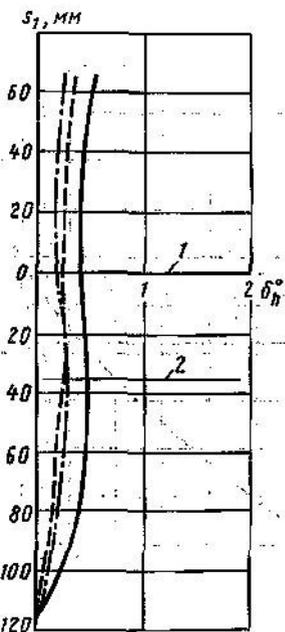


Рис. 5.53. Изменение схождения при ходах сжатия и отбоя на автомобилях 190/190E. При ходах подвески ± 70 мм значение схождения $\delta_h=27'$ не изменяется, за исключением чрезвычайно малых отклонений, обусловленных эластичностью (завод задает $\delta_h = 25'^{10-5}$):
1 — конструктивное положение; 2 — без нагрузки;
--- левое колесо; - · - · - правое колесо; — общее схождение

5.49). Чтобы исключить при этом любое кинематическое изменение схождения, поперечная тяга 14 , которая крепится к вынесенному далеко вперед рычагу, занимает строго определенное положение. Достижимый благодаря этому эффект показан на рис. 5.53.

Тормозной момент и продольные силы нагружают все пять рычагов. Тяговый момент передается через полуоси 16 (см. рис. 5.49) и картер главной передачи на поперечину 9 подвески и нагружает передние опорные элементы поперечины на сжатие, а задние — на растяжение. Взаимное наклонное расположение рычагов 5 и 3 на рис. 5.49 и характер кривой на рис. 5.52 указывают на наличие центра продольного крена и связанную с ним компенсацию продольного крена при торможении, которая возрастает с ходом отбоя. Этот центр расположен выше оси колеса, поэтому опускание задней части кузова при разгоне уменьшается. Фирма «Даймлер-Бенц» указывает, что противодействие моменту при торможении составляет 60%, а при разгоне — 67%.

Взаимное пространственное положение всех пяти рычагов и точно согласованные податливости во всех опорных точках обуславливают под воздействием продольных сил только параллельное смещение осей колес, без изменения схождения. При абсолютно жестких опорах решение получилось бы более простым: за счет смещения наружных шарниров в центральную плоскость вращения колеса (или полюсов E и G , образованных четырьмя поперечными штангами, рис. 5.54) исчезло бы плечо действия продольных сил, а с ним — и изменение схождения. Если же предусмотрены эластичные опоры рычагов, то мгновенная ось поворота колеса уже не располагается в центральной плоскости вращения колеса, она смещается в зависимости от податливости резины в большей или меньшей степени к середине автомобиля. Это могло бы привести к нежелательным поворотам колес под действием момента $F_{a\alpha}$, создаваемого тяговыми и тормозными силами (рис. 5.55).

Цель — размещение эластокинематической оси поворота в центральной плоскости вращения колеса — была достигнута путем смещения точек пересечения E (вверху) и G (внизу) к наружной стороне колеса. Результирующее плечо r относительно центральной плоскости вращения, обусловленное кинематикой и по-

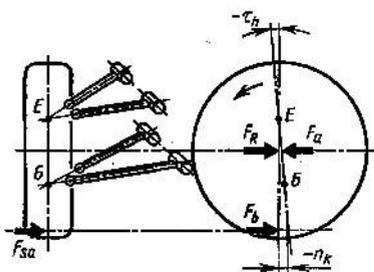


Рис. 5.54. Если при жестких опорах рычагов точки пересечения E и G расположены в центральной плоскости вращения колеса, то приложенные к колесу продольные силы имеют нулевое плечо действия и не вызывают никаких поворотных движений

датливостью, теперь равно нулю (рис. 5.56), так же, как и момент $F_a r$ или $F_b r$ при торможении.

Как видно из рис. 5.54, мгновенная ось EG отклонена на угол $-\tau_b$ от вертикали; если бы речь шла об управляемых колесах, можно было бы говорить об отрицательном наклоне оси поворота. При прямолинейном движении и нагрузке в три человека по 68 кг вследствие указанного наклона получается отрицательный вылет оси поворота $n_k = -15$ мм. Если на повороте или вследствие дорожных неровностей возникают боковые силы F_b , то точка их приложения в плоскости контакта колеса с дорогой смещена на величину сноса n_R , обусловленного деформацией шины. При обычном

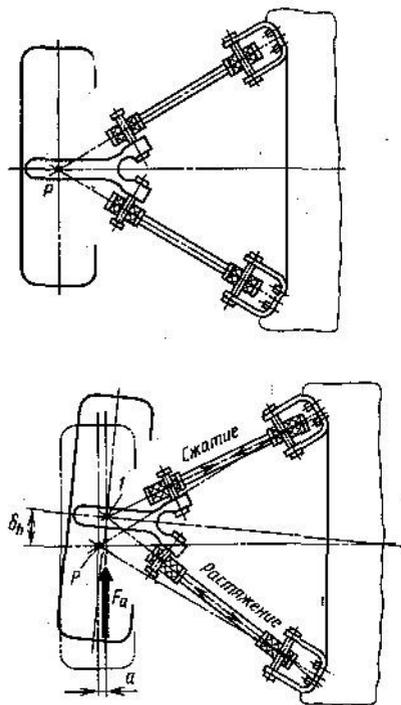


Рис. 5.55. Схематический вид сверху на пару рычагов левой стороны подвески с точкой пересечения P , расположенной в центральной плоскости вращения. Под действием тяговой силы F_a передняя штанга нагружается на сжатие, а задняя — на растяжение. За счет податливости резиновых деталей в опорах точка P перемещается в положение I и (поскольку мгновенный центр поворота сместился внутрь) возникает угол поворота δ_b в направлении положительного схождения

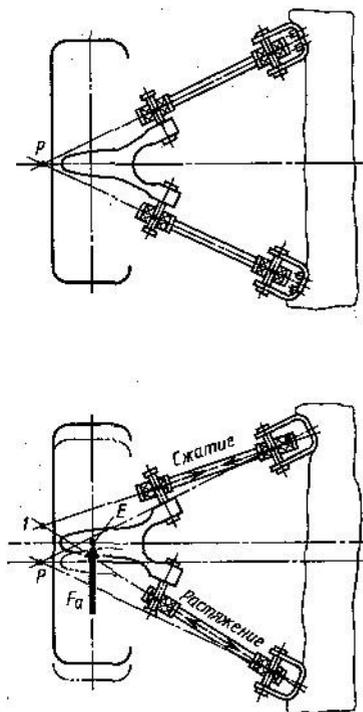


Рис. 5.56. Если полюс P , являясь точкой пересечения продолжений рычагов, смещен наружу, то колесо при податливых опорных элементах перемещается под действием силы F_a параллельно вперед (либо назад под действием сил F_b или F_R). Полюс P является здесь конструктивным центром (через который проходит ось поворота), а точка E — мгновенным, с учетом податливости

движении на повороте оба эти отрезка имеют почти одинаковую длину ($n_k = n_R$), т. е. силы F_s смещают задние колеса параллельно в направлении середины автомобиля, не вызывая их поворота. Как видно из рис. 5.52, теоретический угол продольного наклона оси поворота составляет в конструктивном положении $\tau h \approx -3^\circ$. При ходе сжатия подвески это отрицательное значение возрастает, а при отбое возникает даже положительный наклон. Снятие представленной кривой осуществлялось в чисто кинематических условиях, т.е. колеса исследуемого автомобиля «Мерседес 190E» опирались на подвижные площадки. Кроме переменной вертикальной силы, при этом замеры отсутствовали силы какого-либо другого направления. Податливость эластичных опор, вызванная возникающими при движении продольными и боковыми силами, изменяет положение кривой, но характер изменения сохраняется: на внешнем (при повороте) колесе создается повышенный отрицательный угол наклона, а на внутреннем он уменьшается. Большая на внешнем колесе боковая сила F_{sa} образует на увеличенном теперь плече — n_{ka} поворачивающий момент $M_{sa} = F_{sa}(n_R - n_{ka})$, вызывающий положительное схождение. С внутренней стороны — n_{ki} становится меньше, возможны даже положительные значения, так что под действием момента $M_{si} = F_{si}(n_R \pm n_{ki})$ осуществляется поворот колеса в направлении отрицательного схождения. Величина сноса реакции (вследствие деформации шины) n_R в рассматриваемом случае принимается равной $10 \div 40$ мм, а размер n_k рассчитывается по динамическому радиусу шины: $n_k = r_{дтгт}$. Для шин 185/65R1587H этот радиус составляет 302 мм.

Подвеска на пространственных рычагах вследствие эластичности способствует недостаточной поворачиваемости, причем это свойство усиливается с увеличением скорости движения на повороте, что создает высокий резерв безопасности при маневре «смена полосы движения». И еще одно преимущество: с увеличением нагрузки возрастает отрицательный продольный наклон «оси поворота» и усиливается — особенно важная в этом состоянии — тенденция к недостаточной поворачиваемости.

По кривым кинематических характеристик видно, что желательное иногда последующее опускание кузова, обуславливающее уменьшение допустимой нагрузки на ось и укорачивание хода сжатия, практически не приводит ни к каким ухудшениям:

изменение колеи и продольное смещение колеса при ходе подвески становятся меньше;

центр крена снижается;

отрицательный развал задних колес и отрицательный продольный наклон «оси поворота» увеличиваются;

схождение не испытывает никаких изменений.

Более подробно эта подвеска представлена на рис. 2.17, 2.71 и 2.143.

5.3.5. Подвеска автомобиля «Корвет» с пластмассовой однолистовой рессорой

На рис. 5.57 показана задняя подвеска, устанавливаемая фирмой «Дженерал моторс» на автомобиль «Шевроле корвет». В отличие от пятирычажных подвесок на рис. 5.6 и 5.48, здесь подрессоривание обоих колес осуществляет поперечная однолистовая рессора 11 из армированной стекловолокном пластмассы. Эта рессора закреплена на раме в двух разнесенных точках 8 и 9 таким образом, что она (в небольших пределах, см. рис. 5.34) может оказывать стабилизирующее действие. Через промежуточные стойки 3 рессора опирается на опоры 1 подшипника колеса, то же относится к стабилизатору 5, который через свои стойки 4 также соединяется с опорами подшипника колеса. Продольные силы и тормозные моменты воспринимаются рычагами 2 и 12; их взаимное наклонное расположение препятствует опусканию задней части кузова при разгоне и подъему ее при торможении. Боковые силы воспринимаются поперечными рычагами: длинные нижние (поз. 10) можно видеть на рис. 5.57, более короткие верхние не изображены. Пятую пару рычагов представляют собой поперечные тяги 6 с центральной опорой в точке 7. Они позволяют регулировать величину схождения и устраняют нежелательные кинематические изменения при ходах сжатия и отбоя.

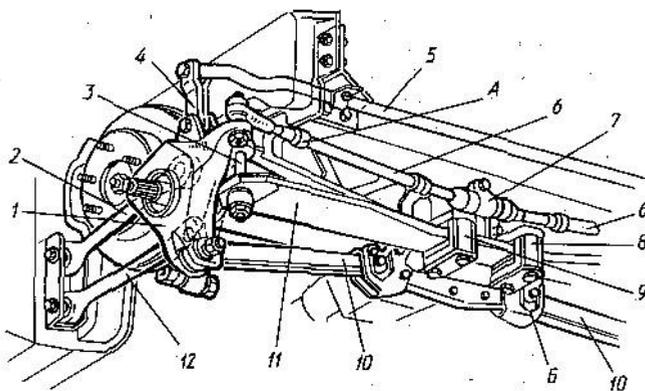


Рис. 5.57. Задняя подвеска автомобиля «Шевроле корвет». Два наклонных продольных рычага 2 и 12 (определяющие положение центра продольного крена), два поперечных рычага и одна тяга осуществляют направляющие функции колеса:

A — регулировка схождения; *B* — регулировка развала