ББК 39.335.52-04
Р 18
УДК [629.114.011+629.114.012.8] -03-30

Раймпель Й.

Р 18 Шасси автомобиля: Конструкции подвесок/Пер. с нем. В. П. Агапова.— М.: Машиностроение, 1989.— 328 с.: ил. ISBN 5-217-00627-7

Шестая книга автора из ФРГ заканчивает серию «Шасси автомобиля», начатую издательством «Машиностроение» в 1983 г.

Рассмотрены конструкции и детали подвесок, применяющихся в мировом автомобилестроении. Основное внимание уделено особенностям устройства и характеристик подвесок, причем большинство графических зависимостей построено по результатам исследований, проведенных в лаборатории шасси автомобиля Высшего технического училища г. Кельна.

Для инженерно-технических работников, занятых проектированием легковых автомобилей.

Р $\frac{2705140200-210}{038(01)-89}$ 210—89 ББК 39.335.52-04

ПРОИЗВОДСТВЕННОЕ ИЗДАНИЕ

Раймпель Йорнсен

ШАССИ АВТОМОБИЛЯ КОНСТРУКЦИИ ПОДВЕСОК

Редактор *А. С. Альшевский*
Переплет художника *Р. А. Казакова*
Художественный редактор *С. Н. Голубев*
Технический редактор *О. В. Купцерман*
Корректор *Л. Я. Шабашова*

ИБ № 5861

Сдано в набор 17.03.88. Подписано в печать 01.11.88. Формат 60×88 1/16. Бумага писчая. Гарнитура литературная. Печать офсетная. Усл. печ. л. 20,09. Усл. кр.-отт. 20,09. Уч.-изд. л. 21,9. Тираж 15 000 экз. Заказ 1106. Цена 1 р. 80 к.

Ордена Трудового Красного Знамени издательство «Машиностроение», 107076, Москва, Стромынский пер., 4

Московская типография № 4 Союзполиграфпрома при Государственном комитете СССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли. 129041, Москва, Б. Переяславская, 46.

ISBN 5-217-00627-7 (СССР)
© Vogel-Buchverlag, Würzburg, 1986
ISBN 3-8023-0738-0 (ФРГ)
© Перевод на русский язык, «Машиностроение», 1989

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие 8
Перечень названий иностранных фирм и марок автомобилей 9
Условные обозначения 11

1. Подвески и автомобиль 15
1.1. Требования к подвеске 15
1.2. Нагружение кузова и рамы 17
1.3. Силовые узлы подвески 19
1.3.1. Поперечина подвески 19
1.3.2. Амортизатор с пружиной 20
1.3.3. Пружинная стойка 20
1.4. Применяемость различных конструкций подвески 24
1.5. Преимущества и недостатки различных типов подвесок 28
1.6. Реакции на изменение подачи топлива 33
1.6.1. Определение терминов 33
1.6.2. Влияние подвески на косые рычаги 34
1.7. Неисправности шасси и возможные их последствия 36
1.8. Изменения шасси и разрешение на эксплуатацию 39

2. Элементы подвески 47
2.1. Упругие элементы и стабилизаторы 47
2.1.1. Детали системы подрессоривания 47
2.1.2. Продольные рессоры 49
2.1.3. Поперечные рессоры 52
2.1.4. Пружины 52
2.1.5. Торсионы 55
2.1.6. Пневматическая подвеска 56
2.1.7. Стабилизаторы 57
2.2. Штанги и рычаги 58
2.2.1. Штанги 58
2.2.2. Поперечные рычаги 63
2.2.3. Продольные и косые рычаги 67
2.3. Шарниры и шарнирные опоры 70
2.3.1. Подшипники шкворня 70
2.3.2. Колесные шарниры 74
2.3.3. Опоры рычагов, жестких в боковом и продольном направлениях 80
2.3.4. Восприятие жесткого качения различных шин 87
2.3.5. Опоры рычагов, податливые в боковом или продольном направлениях 89
2.4. Карданные валы и шарниры 95
2.4.1. Карданные валы легковых и грузовых автомобилей 95
2.4.2. Специальные конструкции карданного вала 103
2.4.3. Шарниры валов 105
2.4.4. Задние полуоси 111
2.4.5. Передние полуоси 114
2.4.6. Материалы 119

2.5. Подшипники колес 120
2.5.1. Подшипники ведомых колес 120
2.5.2. Подшипники ведущих колес при независимой подвеске 126
2.5.3. Подшипники ведущих колес при зависимой подвеске 139
2.5.4. Уплотнение подшипников 143

3. Зависимая подвеска 150
3.1. Зависимая подвеска на продольных рессорах 150
3.2. Подвеска легковых автомобилей на продольных и поперечных рычагах 153
3.3. Подвеска грузовых автомобилей и автобусов на продольных и поперечных рычагах 166
3.4. Подвеска с дышлом 171
3.5. Подвеска легкового автомобиля с продольными рычагами, нагруженными на изгиб 180
3.6. Подвеска «Де-Дион» 186

4. Подвески со связанными рычагами 189
4.1. Преимущества и недостатки 189
4.2. Задняя подвеска автомобилей «Фольксваген» 189
4.3. Эластические свойства 193
4.4. Кинематические свойства 195
4.5. Задняя подвеска автомобилей «Опель» 202

5. Подвески на двойных поперечных рычагах 204
5.1. Кинематические преимущества 204
5.2. Передняя подвеска 208
5.2.1. Пружинная подвеска 208
5.2.2. Торсионная подвеска 217
5.2.3. Подвеска с поперечной рессорой 220
5.2.4. Гидропневматическая подвеска 224
5.3. Задняя подвеска ведущих колес 226
5.3.1. Использование полуосей в качестве верхних рычагов 227
5.3.2. Подвеска «Вайсах» 228
5.3.3. Четырехпространственная подвеска на трапецевидных рычагах 228
5.3.4. Подвеска на пространственных рычагах 232
5.3.5. Подвеска автомобиля «Корвет» с пластинчатой однолистовой рессорой 239

6. Подвески на направляющих пружинных и амортизаторных стойках 240
6.1. Преимущества и недостатки пружинных стоек 240
6.2. Кинематические свойства 243
6.3. Силы и трение 248
6.4. Газонаполненные однотрубные пружинные и амортизаторные стойки 251
6.5. Раздельная конструкция опоры подшипника колеса и демпфирующей части 253
6.6. Верхняя опора передних подвесок 256
6.6.1. Верхняя связанная опора для пружинных стоек 257
6.6.2. Верхняя раздельная опора для пружинных стоек 259
6.6.3. Верхняя опора для амортизаторных стоек 262
6.7. Передняя подвеска на пружинных стойках 263
6.7.1. Пружинная подвеска ведомых колес 263
6.7.2. Пружинная подвеска ведущих колес 269
6.7.3. Гидропневматическая подвеска ведущих колес 269
6.7.4. Подвеска ведущих колес с двухступенчатым подрессориванием 272
6.7.5. Пневматическая подвеска ведущих колес 273
6.8. Передняя подвеска на амортизаторных стойках 275
6.8.1. Преимущества и недостатки 275
6.8.2. Пружинная подвеска 275
6.8.3. Торсионная подвеска 277
6.9. Задние подвески на направляющих пружинных и амортизаторных стойках 279
6.9.1. Конструктивные особенности 279
6.9.2. Подвеска ведомых колес 284
6.9.3. Подвеска ведущих колес 287

7. Подвески на продольных рычагах 288
7.1. Конструктивные особенности 288
7.2. Задняя пружинная подвеска 289
7.3. Передняя пружинная подвеска 294
7.4. Задняя торсионная подвеска 295
7.5. Задняя гидропневматическая подвеска 301

8. Подвески на косых рычагах 304
8.1. Упрощенный вариант 304
8.2. Кинематические взаимосвязи 306
8.3. Угол стреловидности и схода 313
8.4. Задняя подвеска ведущих колес 313
8.4.1. Пружинная подвеска 313
8.4.2. Торсионная подвеска 316
8.4.3. Подвеска с витыми рычагами 317

9. Другие конструкции независимой подвески 321
9.1. Двухзаправочная подвеска с качающимися полуосями 321
9.2. Однозаправочная подвеска с качающимися полуосями 324
9.3. Подвеска на двойных продольных рычагах 325
9.4. Подвеска на продольных и поперечных рычагах 327
Список литературы 327
Список дополнительной литературы 328

ПРЕДИСЛОВИЕ

Подробное описание функций и технических особенностей, а также доступность текста призваны помочь всем, кто занимается подвеской автомобиля, ее кинематикой и динамикой движения: конструкторам, инженерам-исследователям, экспертам, работникам автосервиса, спортсменам, а также студентам, изучающим специальность «Автомобильная техника».

В конце 60-х годов в автомобильной литературе образовался пробел, который нужно было заполнить книгой, посвященной теоретическим и практическим вопросам шасси и его связи с автомобилем в целом. В 1970 г. впервые появилась книга «Шасси автомобиля», годом позже вышло второе издание и в начале 1976 г.— третье. Это была три почти стереотипные издания.

Автомобили, бывшие современными в 1969 г., на сегодняшний день устарели и покупателю предлагаются технически более совершенные модели. По этой причине выведение в 1978 и 1982 гг. 4 и 5-е издания явились уже совершенно другими книгами со всеми новейшими достижениями того времени. Вместе с тем в них было сохранено описание и старых моделей, интересных в техническом или технологическом отношении. В результате этого объем книги вырос с 304 почти до 600 страниц.

В последние три года подвеска значительно усовершенствовалась, появилось много новых конструкций передней подвески. Очередная книга этой серии должна была показать конструктору особенности, а также кинематику и эластокинематику всех важных и интересных вариантов исполнения подвески. Это требует как текстового материала, так и подробных продуктивочных подписей и возможно более крупных иллюстраций, на которых можно было бы рассмотреть конструкцию в деталях.

Предлагаемая Вашему вниманию книга своим достаточным объемом обеспечивает требуемую убедительность. Она содержит не только техническую, но и справочную информацию, различные ссылки, перечни автомобилестроительных фирм и фирм-поставщиков. Все это значительно облегчает поиск нужных данных.

Я хотел бы выразить благодарность всем фирмам, которые великодушно предоставили мне техническую документацию. Особо хочется поблагодарить профессора Гюнтера Гакштеттера, моего последователя и сегодняшнего руководителя лаборатории «Шасси автомобиля» в Высшем техническом училище г. Кёльна, а также ее сотрудника г-на Гельмута Раппенхёфера. Большинство приведенных графиков построено на основе замеров, проведенных в этой лаборатории.

Фрайбург/Кёльн

ЙОРНСЕН Раймель

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

Термины, обозначения в формулах, единицы физических величин и нанесение размеров соответствуют требованиям следующих стандартов ФРГ:
ДИН 406 (Изд. 04.80) «Нанесение размеров на чертежах»
ДИН 50145 (Изд. 05.75) «Испытания металлов. Растяжение»
ДИН 70000 (Изд. 06.83) «Дорожные транспортные средства, понятия динамики движения»
ДИН 74250 (Изд. 07.79) «Обозначения в формулах, единицы физических величин и индексы для описания тормозного оборудования».

Согласованность между этими четырьмя нормативами, происходящими из различных областей, отсутствует лишь в очень редких случаях, обычно могут отличаться только индексы.

Индексы

a — на наружном (при повороте) колесе
e — изменение вследствие эластичности (податливости)
g — относится к автомобилю в целом
h — сзади
i — на внутреннем (при повороте) колесе
k — обусловлено кинематикой
l — слева
r — справа
s — вызвано боковой силой
u — относится к неподрессоренным массам
v — спереди
w — относится к кузову
W — относится к центру (поперечного) крена
0 — относится к предопределенному нулевому положению

Расстояния (мм или м)

$a...g$ — отрезки и длины
b_F — расстояние между упругими элементами на оси
$b_{v,h}$ — колея спереди, сзади
Δb — изменение колеи или боковое смещение колес при зависимой подвеске
D, d — диаметр
e — вылет дискового колеса
h_S — высота центра масс (автомобиля в целом)
h_w — высота центра масс кузова
$h_{W,g}$ — высота центра крена по середине передней, задней оси
l — база колесная
L — длина
n_k — вылет оси поворота

x_D — сжиг реакции (вследствие деформации шины)

n_x — вынос колеса

r — длина рычага или плеча

r_x — плечо действия продольной (тяговой) силы

r_y — плечо действия поперечной силы

$r_{дин}$ — динамический радиус колеса (в тексте заменено на обозначение r_k по ГОСТ 17697—72. — *Прим. пер.*)

$r_{ст}$ — статический радиус колеса (в тексте заменено на обозначение $r_{ст}$ по ГОСТ 17697—72. — *Прим. пер.*)

s — перемещение или ход

s_k — общий ход колеса

s_1 — ход колеса вверх (ход сжатия.— *Прим. пер.*)

s_2 — ход колеса вниз (ход отбоя.— *Прим. пер.*)

v — сложение только одного колеса (в статике)

V — сложение (в статике) обоих колес одной оси

Масса (кг или т)

m — масса

m_F — масса колеса

m_{Ax} — неподрессоренные массы передней, задней оси

m_{1A} — масса, приходящаяся на переднюю, заднюю ось

$m_{пеA}$ — масса кузова (подрессоренная масса), приходящаяся на переднюю, заднюю ось

Силы (Н или кН)

Строчная буква в индексе после F обозначает, что эта сила относится только к одной стороне оси, прописная — что сила относится ко всей оси автомобиля. Исключение составляет обозначение F_R: сила сопротивления качению может относиться только к одному колесу или к автомобилю в целом. Это различие можно определить по дополнительному индексу.

F — сила

F_A — тяговая сила в точке контакта колеса

F_A' — тяговая сила, действующая в центре колеса

F_A'' — тяговая сила, перенесенная по перпендикуляру на ось поворота

F_B — тяговая сила в точках контакта обоих колес

F_{Bx} — тормозная сила в точке контакта колеса (F_x' и F_x'' аналогичны F_x' и F_x'')

F_{BM} — тормозная сила, приложенная в центре мост всего автомобиля

$F_{B_{x,h}}$ — тормозная сила в точках контакта обоих передних, задних колес

F_z — центробежная сила

F_F — упругая сила

F_N — нормальная (вертикальная) сила в точке контакта колеса;

ΔF_z — изменение вертикальной силы

F_r — сила трения

F_{res} — результирующая сила

F_R — сила сопротивления качению (F_R' и F_R'' аналогичны F_x' и F_x'')

F_x — боковая сила в точке контакта колеса

F_z — сила в стержне (тяге)

F_x — сила в продольном направлении

F_y — сила в боковом направлении

F_z — сила в вертикальном направлении

G_F — вес всего автомобиля

$G_{1,h}$ — нагрузка от оси передней, задней

Силы и моменты точках подвесок получили в качестве индекса букву, обозначающую эту точку, с указанием направления по рис. 1.1.

F_D — пространственная сила, приложенная в точке D;

F_{Dx} — составляющая силы F_D в направлении движения;

F_{Dy} — составляющая силы F_D в боковом направлении;

F_{Dz} — составляющая силы F_D в вертикальном направлении;

$F_{Dx,w}$ — составляющие силы F_D в свободно выбранном направлении u или w.

Жесткость (Н/мм) и моменты (Н·м)

c_F — жесткость самого упругого элемента

c_{Ax} — равномерная упругая жесткость зависимой подвески (задней)

$c_{c,h}$ — жесткость подвески, отнесенная к одной стороне оси и приведенная к точке контакта колеса (спереди, сзади)

$c_{sr,h}$ — жесткость стабилизатора при разномерном ходе подвески, приведенная к точке контакта колеса (спереди, сзади)

M_A — тяговый момент

M_b — изгибающий момент

M_B — тормозной момент

M_d — крутящий момент

M_F — момент упругости

M_t — торсионный, или скручивающий момент

Углы (градус или радиан)

α — угол скручивания и угол отклонения

α — угол наклона верхнего рычага на виде сзади (в подвесках на двойных поперечных рычагах)

α — угол стрелкообразности оси поворота косого рычага (на виде сверху)

$\alpha_{1,h}$ — угол увода шины на передним, заднем колесе

β — угол в шарнире (карданном)

β — наклон нижнего рычага на виде сзади (в подвесках на двойных поперечных рычагах и с направляющими пружинными и амортизаторными стойками)

β — угол наклона оси поворота косого рычага (на виде сбоку)

δ — угол схождения или угол поворота

$\Delta\delta$ — суммарное изменение угла схождения или угла поворота обоих колес

γ — развал колеса

$\Delta\gamma$ — изменение развала

ε — опорный угол при торможении

ϕ — угол продольного крена кузова

χ — опорный угол при разгоне или угол, определяющий продольное смещение колеса при ходе подвески

ξ — угол стрелкообразности между двумя поперечными тягами (на виде сверху)

σ — угол поперечного наклона оси поворота колеса

τ, τ_v — угол продольного наклона оси поворота на передних (управляемых) колесах

$+\tau_h$, $-\tau_h$ — нижний угол продольного наклона оси поворота на задних (неуправляемых) колесах

ψ — угол поперечного крена кузова

$\Delta\psi$ — изменение угла поперечного крена

φ — угол сдвига вилок карданного вала

Показатели прочности (Н/мм²) и удлинения (%)

δ_5 — относительное удлинение при разрыве ($L_4=5d_4$)

E — модуль упругости

HRC — твердость по Роквеллу, шкала C

σ_t — предел текучести

σ_B — предел прочности при растяжении

$\sigma_{0,2}$ — условный предел текучести

Прочие обозначения

i_D — передаточное отношение от колеса к амортизатору

i_F — передаточное отношение от колеса к пружине

i_R — передаточное отношение при разжимном ходе зависимой подвески

I — момент инерции сечения (см⁴)

J — момент инерции масс

n — частота вращения или колебаний (мин⁻¹)

u — коэффициент неравномерности вращения карданного вала

1. ПОДВЕСКА И АВТОМОБИЛЬ

1.1. ТРЕБОВАНИЯ К ПОДВЕСКЕ

Подвеска, являясь промежуточным звеном между кузовом автомобиля и дорогой, должна быть легкой и наряду с высокой комфортабельностью обеспечивать максимальную безопасность движения. Для этого необходимо точная кинематика колес, легкость поворота управляемых колес, а также изоляция кузова от дорожных шумов и жесткого качения радиальных шин. Кроме того, надо учитывать, что подвеска передает на кузов силы, возникающие в контакте колеса с дорогой, поэтому она должна быть прочной и долговечной (рис. 1.1).

Детали, соединяющие опоры подшипника колеса* с кузовом (рычаги, штанги и упругие элементы), должны удовлетворять этим требованиям. Применяемые шарниры должны легко поворачиваться, быть малоподатливыми и вместе с тем обеспечивать шумоизоляцию кузова. Рычаги должны передавать силы во всех направлениях, а также тяговые и тормозные моменты и быть при этом не слишком тяжелыми или дорогими в изготовлении. Упругие элементы при эффективном использовании материала должны быть простыми и компактными и допускать достаточный ход подвески.

На легковых автомобилях детали подвески часто крепятся не к самому кузову, а к промежуточной поперечине, образующей вместе с подвеской единую сборочную единицу. Такая конструкция упрощает сборку на конвейере, регулировочные работы и последующий ремонт, а за счет дополнительных резиновых элементов позволяет осуществлять шумоизоляцию. Рама в легковых

Рис. 1.1. Силы, действующие в точке контакта колеса с дорогой (левое переднее колесо): F_3 — сила сопротивления качению или тормозная сила; F_1 — вертикальная сила; F_3 — боковая сила

* Термин «Опора подшипника колеса» обозначает деталь — кулак, стойку, цапфу, балку, несущую неподвижное кольцо подшипника колеса.— *Прим. пер.*

1. ПОДВЕСКА И АВТОМОБИЛЬ

1.1. ТРЕБОВАНИЯ К ПОДВЕСКЕ

Подвеска, являясь промежуточным звеном между кузовом автомобиля и дорогой, должна быть легкой и наряду с высокой комфортабельностью обеспечивать максимальную безопасность движения. Для этого необходимы точная кинематика колес, легкость поворота управляемых колес, а также изоляция кузова от дорожных шумов и жесткого качения радиальных шин. Кроме того, надо учитывать, что подвеска передает на кузов силы, возникающие в контакте колеса с дорогой, поэтому она должна быть прочной и долговечной (рис. 1.1).

Детали, соединяющие опоры подшипника колеса* с кузовом (рычаги, штанги и упругие элементы), должны удовлетворять этим требованиям. Применяемые шарниры должны легко поворачиваться, быть малоподатливыми и вместе с тем обеспечивать шумоизоляцию кузова. Рычаги должны передавать силы во всех направлениях, а также тяговые и тормозные моменты и быть при этом не слишком тяжелыми или дорогими в изготовлении. Упругие элементы при эффективном использовании материала должны быть простыми и компактными и допускать достаточный ход подвески.

На легковых автомобилях детали подвески часто крепятся не к самому кузову, а к промежуточной поперечине, образующей вместе с подвеской единую сборочную единицу. Такая конструкция упрощает сборку на конвейере, регулировочные работы и последующий ремонт, а за счет дополнительных резиновых элементов позволяет осуществлять шумоизоляцию. Рама в легковых автомобилях применяется в настоящее время редко (рис. 1.2) и обычно кузов выполняется несущим, это позволяет уменьшить массу и производственные затраты по сравнению с раздельной конструкцией рамы и кузова. Только на средних и тяжелых грузовых автомобилях, а также на многоцелевых легковых автомобилях высокой проходимости рама осталась силовым элементом (рис. 1.3 и 5.35). При рамной конструкции потребителю может быть предложена широкая гамма кузовов [33]. Передние колеса должны иметь возможно большие углы поворота, а ведущие колеса – допускать установку на них цепей противоскольжения. К сожалению, широкопрофильные шины в некоторых случаях этого не позволяют, а водителю не всегда об этом известно.

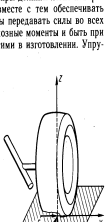


Рис. 1.1. Силы, действующие в точке контакта колеса с дорогой (левое переднее колесо): F_x – сила сопротивления качению или тормозная сила; F_z – вертикальная сила; F_y – боковая сила

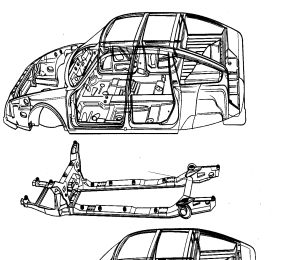


Рис. 1.2. Для изоляции кузова от действия шумов подвески и жесткого качения радиальных шин с металлическим кордом фирма «Citroen» на мод. CX применила раму, на которую кузов опирался через 16 резиновых опор

* Термин «Опора подшипника колеса» обозначает деталь – кулак, стойку, цапфу, балку, несущую неподвижное кольцо подшипника колеса.– *Прим. пер.*

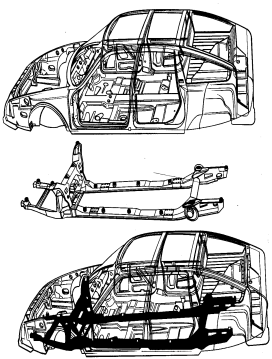


Рис. 1.2. Для изоляции кузова от действия шумов подвески и жесткого качения радиальных шин с металлическим кордом фирма «Ситроен» на мод. *CX* применила раму, на которую кузов опирался через 16 резиновых опор

автомобилях применяется в настоящее время редко (рис. 1.2) и обычно кузов выполняется несущим, это позволяет уменьшить массу и производственные затраты по сравнению с раздельной конструкцией рамы и кузова. Только на средних и тяжелых грузовых автомобилях, а также на многоцелевых легковых автомобилях высокой проходимости рама осталась силовым элементом (рис. 1.3 и 5.35). При рамной конструкции потребителю может быть предложена широкая гамма кузовов [33]. Передние колеса должны иметь возможно бо́льшие углы поворота, а ведущие колеса — допускать установку на них цепей противоскольжения. К сожалению, широкопрофильные шины в некоторых случаях этого не позволяют, а водителю не всегда об этом известно.

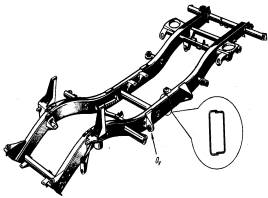


Рис. 1.3. Рама полноприводного многоцелевого легкового автомобиля «Даймлер-Бенц G». Возможны различные колесные базы и установка разных кузовов. Автомобиль мод. *230GE* показан на рис. 1.12.

1.2. НАГРУЖЕНИЕ КУЗОВА И РАМЫ

Упругие элементы должны поддерживать кузов в местах основных нагружений: посредине двигателя, под задним сиденьем и багажником (рис. 1.4) или между задним сиденьем и багажником (рис. 1.5). За счет этого можно уменьшить нагруженность кузова и сделать его более легким. Повышенная нагрузка, имеющая место на развозных автомобилях и специальных легковых, хорошо воспринимается двумя продольными рессорами (см. рис. 3.2). Примером этого может служить пикап, разработанный на базе автомобиля «Фольксваген-гольф», с задней зависимой подвеской, рессоры которой крепятся передними и задними концами к лонжеронам. Благодаря такому решению грузоподъемность этого автомобиля увеличена до 625 кг (не считая массы водителя). Подвески на продольных рычагах с торсионами могут передавать всю работу сил упругости через кон-

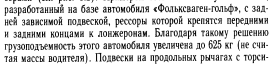


Рис. 1.4. Продольные задние рессоры поддерживают кузов легкового автомобиля в двух точках: под задним сиденьем и под багажником

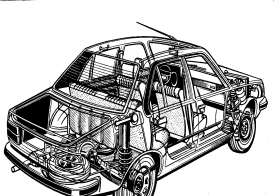


Рис. 1.5. На «Рено 18» пружины, опирающиеся на балку, поддерживают кузов между спинной заднего сиденья и багажником. Для размещения этой зависимой подвески потребовался поперечный тоннель, на котором установлен топливный бак, в результате чего получился ровный пол багажника. Под полом установлено запасное колесо, закрепляемое сверху (для предотвращения хищения). Амортизаторы с буфером отбоя и сжатия размещены внутри пружин. Из-за большой монтажной длины амортизаторов крепятся высоко вверху на брызговике крыла (см. также рис. 3.24)

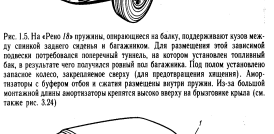


Рис. 1.6. Передняя подвеска автомобиля «Рено-11» имеет направляющие стойки *1*, которые вилку крепятся к пространяющей далеко вперед поперечине *2*. Задние подвески на продольных рычагах имеет в качестве «сложного» узла» трубчатую поперечину *3*, в которой с обеих сторон установлены торсионы. Момент, образуемый этими торсионами, передается через кронштейны *4* далее, на основание кузова. Передача вертикальных сил осуществляется в точках *5* поворота рычагов, расположенных перед осью колес (см. рис. 7.12). Дополнительные силы через верхние крепление *6* амортизаторов воздействуют в зоне колесных цапф на свободноеносущую задняю часть кузова

штейны *4* (рис. 1.6 и см. рис. 7.12) на кузов в виде нагибающего момента, однако это связано с тем недостатком, что передача вертикальных сил осуществляется перед осью колес, а кузов, начиная от точек крепления *5*, должен воспринимать нагрузку консольно. К этому прибавляются еще усилия растяжения амортизаторов.

На рис. 5.27 и 6.48 показаны передние подвески с продольными торсионами. Упругие моменты действуют здесь в противоположных направлениях и взаимно уравновешиваются. Простая поперечина, монтируемая с шумоизоляцией, воспринимает концы торсионов и обеспечивает возможность бесступенчатой регулировки высоты кузова.

1.3. СИЛОВЫЕ УЗЛЫ ПОДВЕСКИ

1.3.1. Поперечина подвески

Для изоляции дорожных шумов и ограничения сил, передаваемых на кузов, в подвеске на двойных поперечных рычагах целесообразно применять поперечину (рис. 1.7). На нее опи-

Рис. 1.7. Передняя подвеска на двойных поперечных рычагах выпускавшихся с 1969 по 1975 гг. фирмой «Опель» мод. «Адмирал» и «Дипломат» Амортизатор *4* имеет большую монтажную длину, чем пружина *2*, поэтому крепится на выгнутом вверх кронштейне с помощью штампового шарнира. Палец прямого верхнего направляющего шарнира крепится клеммовым зажимом, а палец прямого несущего шарнира — посредством конуса 1:10. Подшипники колес — роликовые конические. Вентилируемые тормозные диски надеваются на ступицы с внутренней стороны, что неудобно для сборки, однако позволяет получить большой диаметр расположения крепежных отверстий дискового колеса

раются не только все детали системы подрессоривания (пружина *2*, буфер отбоя *1*, буфер сжатия *5* и амортизатор *4*), но и поперечные рычаги и опоры двигателя (через кронштейны *3*).

До начала семидесятых годов поперечина часто применялась на легковых автомобилях классической компоновки. Однако повышенная стоимость и основной недостаток — трудность получения передней зоны деформации с требуемым поглощением энергии — заставили большинство изготовителей легковых автомобилей отказаться от силового узла такого типа. Как видно из рис. 5.18 («Фольксваген *LT*»), поперечина еще встречается на современных легковых грузовиках, однако здесь она жестко крепится к лонжеронам.

Чтобы предотвратить боковое заужение погрузочной поверхности колпаками амортизаторов, пружины и амортизаторы задних подвесок на продольных рычагах располагают примерно горизонтально и крепят к поперечине подвески (см. рис. 7.17 и 7.21). В результате этого на автомобиле «Ситроен *BX*» создается возможность загрузки через заднюю дверь с использованием всей ширины погрузочного пространства. В противном случае возникает боковое заужение багажника, особенно в случае применения пружинных направляющих стоек.

1.3.2. Амортизатор с пружиной

Амортизаторы с пружиной, пришедшие из мотостроения и подробнее описанные в [30], применяются все большим числом изготовителей легковых автомобилей, причем не только в независимых подвесках, но и в зависимых, и в подвесках со связанными рычагами (рис. 1.8). Такой силовой узел, раньше называвшийся иногда стойкой, включает в себя все детали, осуществляющие подрессоривание: пружину *15*, буфер отбоя *18*, дополнительный упругий элемент *4* (рис. 1.9) и амортизатор, на котором они смонтированы. На рис. 1.10 показана подвеска на двойных поперечных рычагах переднеприводного автомобиля «Рено-*18*», где болтами *5* крепятся не только амортизаторы с пружиной, но и идущие к стабилизатору *3* стойки. Несущие шарниры, вставленные сверху, при такой конструкции воспринимают все вертикальные силы, поэтому нижние рычаги *1* могут иметь направляющие шарниры с малым трением.

1.3.3. Пружинная стойка

В направляющей пружинной стойке силовой узел также может воспринимать усилия пружин и стабилизатора. На автомобиле «Опель-сенатор» таковым является резервуар амортизатора *6* (рис. 1.11). На утолщенном штоке *3* (передающем и поперечные усилия) вверху находится дополнительный упругий эле-

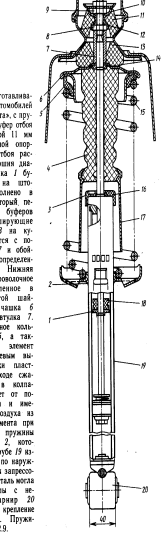


Рис. 1.8. Задний амортизатор, изготавливаемый фирмой «Боге» для автомобилей «Фольксваген-гольф» (*1*) и «Джента», с пружиной *15* и буфером отбоя *18*. Буфер отбоя установлен на штоке толщиной 11 мм и для обеспечения достаточной опоры ходы при полном ходе отбоя расположен на 107 мм выше поршня диаметром 27 мм. Опорная чашка *1* буфера закатана в канавку на штоке. Верхнее крепление выполнено в виде штыревого шарнира, который передает усилие пружины и буфера через массивные шумоизолирующие резиновые подушки *11* и *13* на кузов. Эти подушки поджимаются с помощью гаек *8* и *9*; втулка *7* и обоймы *10* и *12* обеспечивают определенный предварительный натяг. Нижняя шайба *14* опирается на проволочное стопорное кольцо, установленное в полукруглой канавке, с этой шайбой контактирует верхняя чашка *6* пружины и дистанционная втулка *7*. На чашку *6* через эластичное кольцо *5* опирается пружина *15*, а также дополнительный упругий элемент *4* из полиуретана с коническим выступом вниз для установки пластмассового кожуха *17*. При ходе сжатия элемент *4* упирается в кольцо *16*, который предохраняет от повреждения уплотнение штока и имеет канавку *3* для выхода воздуха из дополнительного упругого элемента при его сжатии. Нижняя чашка пружины опирается на три выступа *2*, которые выдавлены на наружной трубе *19* амортизатора и должны иметь допуск по наружному диаметру ±0,5 мм. Чтобы запрессованная в резиновую деталь муфта передавать вертикальные силы с небольшой деформацией, шарнир *20* имеет ширину 40 мм, его крепление осуществляется болтом М10. Пружина показана отдельно на рис. 2.7.

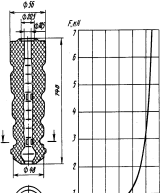


Рис. 1.9. Дополнительный упругий элемент, изготавливаемый фирмой «Ластогран» из вечного полиуретанового эластомера «Целласт» и устанавливаемый на заднем амортизаторе с пружиной автомобиля «Фольксваген-гольф II». Свойства материала и форма элемента позволяют получить сильно прогрессивную характеристику упругости. При габаритной высоте 146 мм этот вечнеслый элемент может быть сжат на 110 мм, воспринимая при этом усилие более 7 кН

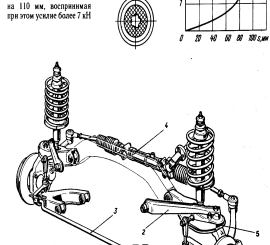


Рис. 1.10. Передняя подвеска на двойных поперечных рычагах автомобиля «Рено-18». Для свободного прохода полуосей амортизаторы с пружиной опираются на верхние рычаги *2*. Реечный рулевой механизм *4* крепится на поперечине, относящейся к кузову

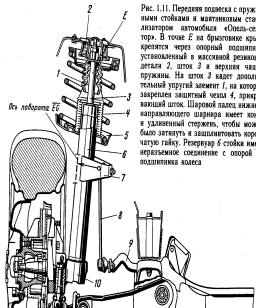


Рис. 1.11. Передняя подвеска с пружинными стойками и маятниковым стабилизатором автомобиля «Опель-сенатор». В точке *E* на брызговике крыла крепится через опорный подшипник, установленный в массивной резиновой детали *2*, шток *3* и верхняя чашка пружины. На шток *3* надет дополнительный упругий элемент *1*, на котором закреплен защитный чехол *4*, прикрывающий шток. Шаровой палец нижнего направляющего шарнира имеет конус и удлиненный стержень, чтобы можно было затянуть и зашплинтовать корончатую гайку. Резервуар *6* стойки имеет неразъемное соединение с опорой *10* подшипника колеса

мент *1*, а внизу — буфер отбоя (на рисунке не показан). К резервуару приварены опорная чашка *5* пружины и кронштейн *7*, к которому изнутри крепится верхний шаровой шарнир стойки *8* стабилизатора на расстоянии *l* от оси поворота (линии, соединяющей точки *E* и *G*). Вследствие этого плеча (отрезок *l*) и наклонного положения стойки на виде сбоку (угол продольного наклона τ) при повороте руля и вращении резервуара *6* плечо *9* стабилизатора с наружной (на повороте) стороны еще больше приподнимается, а с внутренней стороны — опускается. Такое экономичное решение помогает уменьшить диаметр стабилизатора. Кроме того, в точке *G* требуется лишь простой направляющий шарнир, который должен воспринимать только боковые и продольные силы.

ками. Она применяется пока только для задних колес переднеприводных автомобилей. В табл. 1.1 указаны подвески, применяемые наиболее известными изготовителями легковых автомобилей для передних и задних колес. Из таблицы видно, что многие изготовители устанавливают на все модели с одинаковым типом привода одинаковые по конструкции подвески. Независимо от типа привода отмечается явная тенденция к применению направляющих стоек в передних подвесках. На легковых автомобилях классической компоновки задняя зависимая подвеска все больше вытесняется подвесками на косых и двойных поперечных рычагах. В то же время зависимые подвески все чаще применяются для задних колес на переднеприводных и полноприводных легковых автомобилях. На рис. 1.12 показан полноприводный многоцелевой легковой автомобиль.

1.5. ПРЕИМУЩЕСТВА И НЕДОСТАТКИ РАЗЛИЧНЫХ ТИПОВ ПОДВЕСОК

Ходовая часть легкового автомобиля должна с запасом удовлетворять условиям движения, которые могут быть созданы двигателем. В условиях все возрастающих ускорений, скоростей движения (в том числе и на поворотах) и замедлений ходовая часть должна надежно обеспечивать безопасность движения. Эти требования легче выполнить, применяя независимые подвески, которые имеют следующие основные преимущества:

компактность;

возможность кинематического или эластокинематического изменения схождения колес в направлении недостаточной поворачиваемости (см. рис. 6.55—6.57);

небольшая масса;

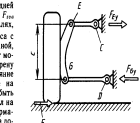
отсутствие взаимовлияния колес.

Два последних преимущества важны для хорошего сцепления с дорогой, особенно на поворотах с волнистым дорожным покрытием.

Поперечные и продольные рычаги обеспечивают желательные кинематические характеристики колес при ходах сжатия и отбоя и осуществляют передачу сил на кузов (рис. 1.13). Боковые силы образуют дополнительно момент, усиливающий поперечный крен кузова на повороте. Опоры рычагов деформируются под нагрузкой и влияют на характеристики упругости: либо увеличивают жесткость за счет скручивания резиновых элементов, либо трение за счет скольжения деталей (рис. 1.14).

Колеса наклоняются вместе с кузовом (рис. 1.15), наружное (при повороте) колесо, которое должно воспринимать большую часть боковой силы, наклоняется в сторону положительного развала, а внутреннее — в сторону отрицательного. В результате возможность передачи шинами боковых сил уменьшается. Чтобы

Рис. 1.13. При независимой передней подвеске боковая сила на повороте $F_{1пов}$ вызывает реакции $F_{Бу}$ и $F_{Бр}$ в деталях, соединяющих опору подшипника колеса с кузовом. В результате как на наружной, так и на внутренней стороне возникают моменты, способствующие боковому крену кузова. Независимо от этого расстояние между точками E и G в подвеске на двойных поперечных рычагах должно быть возможно большим для уменьшения крена на кузове и в опорах рычагов, чтобы деформация резиновых элементов не превышала допустимой величины



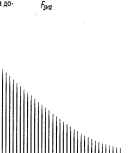
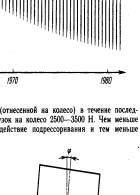


Рис. 1.14. Уменьшение силы трения (отнесенной на колесо) в течение последних десятилетий для диапазона нагрузок на колесо 2500—3500 Н. Чем меньше сила трения, тем комфортабельнее действие подрессоривания в том меньше «встряхивание» силового агрегата

Рис. 1.15. Если на повороте кузов кренится на угол φ, то наружное колесо независимой подвески наклоняется в сторону положительного развала $+\gamma_0$, а внутреннее — в сторону отрицательного $-\gamma_0$. Возможность передачи шинами боковых сил падает, вследствие чего увеличиваются углы увода; $m_{пр}$ — подрессоренные массы, приходящиеся на переднюю ось, $F_{цб}$ — центробежная сила, приложенная на высоте центра масс S



этого не происходило, кинематическое изменение развала должно противодействовать указанному недостатку (см. рис. 5.13, 6.9 и 8.9). Кроме того, поперечный крен кузова на повороте должен быть возможно меньшим. Этого можно достичь с помощью более жесткой подвески, дополнительных стабилизаторов или высокорасположенных центров крена.

Зависимые подвески также имеют целый ряд недостатков, существенных для легковых автомобилей, но допустимых для средних и тяжелых грузовых автомобилей:

большая масса балки при расположении в ней главной передачи;

склонность к смещению на дороге с поперечными волнами;

взаимосвязанное положение колес (рис. 1.16);

собственный поворот оси при прямолинейном движении по дороге с выбоинами (т. е. разновесном или односторонном ходе подвески);

необходимость свободного пространства над осью, соответствующего ходу сжатия подвески;

перераспределение колесных нагрузок под действием тягового момента (рис. 1.17), особенно при установке сдвоенных шин;

малое расстояние b_y между опорами упругих элементов на кузове, которое может быть увеличено лишь при усложнении конструкции (см. рис. 3.45, 3.46).

Расстояние b_y между пружинами, как правило, меньше колеи b_k, соответственно уменьшается и жесткость при разноименном ходе подвески $c_{\text{кн}}$ (рис. 1.18). Исходя из жесткости при равностороннем ходе $c_{\text{кс}}$, получается, что

$$c_{\text{кн}} = c_{\text{кс}}/i_{\text{ч}}^2, \text{ где } i_{\text{ч}} = b_y/b_k.$$

Поперечный крен кузова под действием центробежной силы $F_{\text{цс}}$ (см. рис. 1.15), приложенной в центре масс автомобиля S, при зависимой подвеске увеличивается.

За счет совершенствования деталей подвески и соответствующего исполнения упругих и демпфирующих элементов характеристики зависимых подвесок ведущих колес удалось улучшить настолько, что, несмотря на тяжелую главную передачу, они применяются в настоящее время на крупносерийных лимузинах и

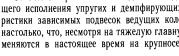


Рис. 1.16. Влияние длины обоих колес зависимой подвески при проезде дорожных неровностей, показанное на примере одностороннего хода подвески

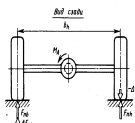


Рис. 1.17. Если редуктор главной передачи расположен в балке моста, то тяговый момент от двигателя M_k воспринимается в точках контакта колес, где возникают изменения вертикальных сил $\pm\Delta F_{\text{кн}}$. В данном случае левое заднее колесо дополнительно нагружается ($F_{\text{кн}} + \Delta F_{\text{кн}}$), а правое разгружается ($F_{\text{кн}} - \Delta F_{\text{кн}}$). При правом повороте правое колесо может преждевременно проверзываться, вследствие чего происходит потеря боковой силы и внезапный срыв задней оси

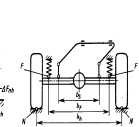


Рис. 1.18. При рассмотрении поперечного крена кузова размеры b_k (между упругими элементами) и b_y (между точками присоединения стабилизатора) входят в расчет жесткости $c_{\text{кн}}$ при разноименном ходе. Величина b_y входит туда в квадрате, и чем больше это определяющее отношение, тем меньше противодействие крену кузова, поэтому упругие элементы и плечи стабилизатора должны крепиться в балке моста возможно ближе к его концам

купе, достигающих скорости 190 км/ч и более: «Ровер-витесс», «Морган плюс 8», «Вольво 760», «Мазда RX7», «Тойота королла GT1, 6V» и т. д.

Из-за большой массы зависимая подвеска ведущих колес на волнистой, неровной дороге (в особенности на поворотах) не достигает по уровню параметров независимых подвесок, однако склонность к смещению может быть в определенной степени снижена установкой газонаполненных однотрубных амортизаторов. Эти амортизаторы, правда, дороже, однако позволяют без заметного ухудшения плавности хода повысить усилие сжатия. В результате усиление демпфирования будет лучше противодействовать подскакиванию колес при ходе сжатия. Эта мера является самым простым и, возможно, самым экономичным способом устранения основного недостатка зависимой подвески. Более подробно это рассмотрено в [30].

В отличие от автомобилей классической компоновки, на переднеприводных картина другая: у них зависимая задняя подвеска имеет скорее преимущества, чем недостатки. Как отмечено в [33], она получается не тяжелее сопоставимых независимых подвесок и, кроме того, дает возможность получения высокого центра крена (что желательно для автомобилей с таким приводом). Другие преимущества зависимой подвески:

простота и экономичность изготовления;

Рис. 1.19. При зависимых подвесках балка воспринимает изгибающие моменты, обусловленные боковыми силами. Между подвеской и кузовом возникает только сила F_κ, значение которой соответствует боковым силам $F_{\kappa\kappa}$ в точках контакта. При горизонтальной тяге Панара отрезок $h_{\text{ур}}$ соответствует высоте центра крена. Чем выше эта точка над дорогой, тем больше изменение колесных нагрузок $\pm\Delta F_\kappa$

отсутствие изменения колеи, схождения и развала при ходах подвески, что обусловливает малый износ шин и хорошую боковую устойчивость;

постоянство развала колес при крене кузова на повороте, т. е. стабильная передача шинами боковых сил;

восприятие момента боковых сил $M=F_\kappa h_{\text{ан}}$ поперечной штангой (например, тягой Панара, рис. 1.19), которую можно расположить почти на любой высоте, что позволяет изменять поворачиваемость под действием боковой силы.

Неразрезной задний мост может быть подвешен на наклонных продольных рычагах или продольных рессорах таким образом, что при движении на повороте он повернется (в плане) на небольшой угол относительно продольной оси автомобиля (рис. 1.20), при этом с наружной стороны база несколько уменьшается, а с внутренней — соответственно увеличивается. Задний мост поворачивается в направлении поворота автомобиля, способствуя тем

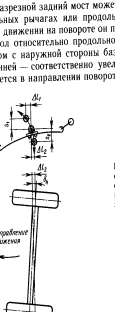


Рис. 1.20. Наклонные продольные рессоры с опущенными передними (по сравнению с задними) точками крепления к кузову осуществляют поворот задней оси в направлении недостаточной поворачиваемости. При крене кузова наружное при повороте колесо, совершая ход сжатия s_1, перемещается вперед на Δl_1, а внутреннее при ходе отбоя s_2 перемещается назад на Δl_2. В результате ось поворачивается на угол $\delta_\text{з}$.

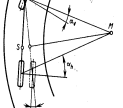


Рис. 1.21. Если задняя ось (при зависимой подвеске) поворачивается на угол $\delta_\text{з}$ в направлении недостаточной поворачиваемости, то задняя часть автомобиля меньше смещается в внешней сторону поворота и водитель получает ощущение более нейтральной поворачиваемости, что повышает уверенность управления при быстрой смене полосы движения

самым недостаточной поворачиваемости (рис. 1.21). Такая подвеска хотя и может отрицательно сказаться при движении по неровным дорогам, однако противодействует присущей легковым автомобилям классической компоновки тенденции к избыточной поворачиваемости при движении на поворотах. При зависимой подвеске ведущих колес автомобиль реагирует на изменение подачи топлива, хотя и не в такой степени, как при подвеске на косых рычагах. Подробно этот вопрос рассматривается в [30].

На переднеприводных автомобилях ведомым колесам можно придать отрицательный развал, что несколько улучшает передачу шинами боковых сил, но иногда ухудшает характер износа. Такое же решение возможно и для подвески со связанными рычагами. Ее конструкция является промежуточной между зависимой и независимой подвесками, такая подвеска применяется пока только на переднеприводных автомобилях (см. разд. 4.1).

1.6. РЕАКЦИЯ НА ИЗМЕНЕНИЕ ПОДАЧИ ТОПЛИВА

1.6.1. Определение терминов

При движении на повороте с постоянной скоростью в поведении автомобиля различают нейтральную, недостаточную (рис. 1.21) или избыточную поворачиваемость (см. рис. 2.81 и 3.27).

Если водитель при быстром прохождении поворота снимает ногу с педали управления подачей топлива, замечая, что автомобиль выходит из подчинения, движение автомобиля замедляется. Вместо тяговых сил в точках контакта колес с дорогой возникают тормозные силы, вследствие чего автомобиль мгновенно поворачивается вокруг вертикальной оси, т. е. происходит поворот кузова в сторону центра поворота. Это явление называют реакцией на уменьшение подачи топлива или эффектом ввинчивания

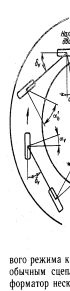


Рис. 1.22. Уменьшение подачи топлива на повороте вызывает в точках контакта ведущих задних колес увеличение угла увода (α_1 до α_2) и поворот за счет этого автомобиля к внутренней стороне поворота, если не уменьшить поворот передних колес δ_1. Это явление носит название реакции на уменьшение подачи топлива или эффекта ванчивания

(рис. 1.22). Если быстро не повернуть рулевое колесо обратно, автомобиль выйдет за пределы дороги или на полосу встречного движения при левом повороте, т. е. возникает опасная ситуация. Чем больше тяговые силы (например, на горном подъеме при включенной второй передаче), тем ощутимее этот переход от недостаточной поворачиваемости к избыточной, а чем выше скорость движения, тем быстрее он происходит. Такой спонтанный и практически недемпфированный переход от тягового режима к торможению сильнее ощущается на автомобилях с обычным сцеплением. Включенный в трансмиссию гидротрансформатор несколько замедляет этот переход.

1.6.2. Влияние подвески на косых рычагах

Когда водитель автомобиля с задними ведущими колесами увеличивает подачу топлива, то вследствие разной высоты точек приложения тяговых сил $F_{Б}$, приложенных в центре колес, силы сопротивления воздуха F_{L}, а также силы инерции $\bar{F}_{T}$ возникает момент, несколько приподнимающий переднюю и опускающий заднюю часть кузова (при соответствующих ходах подвесок) (рис. 1.23). В соответствии с кинематикой подвески передние колеса при этом наклоняются в сторону положительного развала, а задние — отрицательного (см. рис. 8.9). Возможность передачи боковых сил передними шинами несколько снижается, а задними — повышается. Поэтому угол увода α_{1} передних колес надо увеличивать, а задних α_{2} — уменьшать.

При уменьшении подачи топлива в точках контакта задних колес возникает тормозная сила $F_{Бз}$, а в центре масс S автомобиля — направленная вперед инерционная сила $F_{Вg}$ (рис. 1.24). Эта пара сил опускает переднюю и приподнимает заднюю часть кузова. В результате срабатывания подвесок изменяются развал и колея передних и задних колес, при этом положительный развал передних уменьшается (или даже переходит в отрицательный), а задних — увеличивается. Вследствие этого передние шины оказываются в состоянии передать большие боковые силы

Рис. 1.23. Силы инерции F_T и сила сопротивления воздуха обусловливают продольный крен автомобиля на угол θ за счет небольшого хода обоих спереди и хода сжатия сзади (особенно при мягкой подвеске). При этом передние колеса могут наклониться в сторону положительного развала, задние — при независимой подвеске — в сторону отрицательного. Тяговая сила $F_{Б}$ относится здесь к двум колесам

Рис. 1.24. Торможение двигателем при уменьшении подачи топлива вызывает в точках контакта ведущих задних колес силы $F_{Бз}$, а последние — силу $F_{Вg}$ в центре масс S. Возникшая пара сил приводит к крену кузова: ход сжатия спереди и ходу отбоя сзади. Передние колеса могут при этом наклониться в сторону отрицательного развала, задние — в сторону положительного. Сила $F_{Бз}$ относится здесь к двум колесам

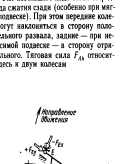


Рис. 1.25. Тяговая сила $F_{Б}=0{,}5F_{Б}$ (на одно колесо) вызывает реакции $-F_{Бx}$ и $+F_{Бy}$ в опорах обоих косых рычагов. При деформации резиновых элементов оси косых рычагов с обеих сторон поворачиваются в сторону положительного схождения $+\delta_{c}$. Более нагруженное наружное заднее колесо повернулось бы при этом в направлении усиления недостаточной поворачиваемости. Действующая здесь еще боковая сила, вызывающая противоположный момент, не показана

Рис. 1.26. При торможении двигателем сила $F_{Б}=0{,}5F_{Б}$ отжимает обе колеса в сторону отрицательного схождения. На наружной стороне это приведо бы к усилению избыточной поворачиваемости. Боковая сила (не показана) вызывает в этом случае момент того же направления

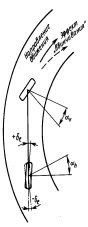


Рис. 1.27. При уменьшении подачи топлива наружное колесо за счет изменения продольной силы отжимается в направлении отрицательного схождения, что приводит к «вминчиванию» автомобиля в поворот

и угол увода передних колес уменьшается (рис. 1.22). У задних колес, наоборот, угол увода α_3' возрастает, что усиливает избыточную поворачиваемость.

Уменьшение колеи тоже может оказать отрицательное воздействие, если при торможении двигателем задняя часть кузова несколько приподнимается. Опорная база момента крена на повороте уменьшается, поэтому возрастает перераспределение нагрузок по колесам и угол увода α_4 увеличивается до α_4'. Незначительный ход сжатия передней подвески при продольном крене едва ли вызовет увеличение колеи, так как изменение колеи передних колес в большинстве случаев небольшое.

Подвеска на косых рычагах является независимой, каждый рычаг имеет свои опоры на поперечине. Под действием продольных сил резиновые элементы в точках опоры E и G упруго деформируются, при этом тяговая сила $F_{\text{ш}}$ может (при повороте) повернуть наружное, более нагруженное колесо в сторону положительного схождения на небольшой угол $+\delta_5$, что благоприятным образом ослабляет тенденцию к избыточной поворачиваемости (рис. 1.25). Если водитель переходит на режим торможения двигателем, вместо тяговой силы $F_{\text{ш}}$ появляется тормозная сила $F_{\text{ш}}$ (рис. 1.26). Она вызывает в точках опоры E и G противоположно направленные реакции F_1 и F_2 и поворачивает колесо в сторону отрицательного схождения (рис. 1.27). Это равнозначно мгновенному повороту колеса от центра поворота, т. е. внезапной избыточной поворачиваемости, являющейся реакцией на уменьшение подачи топлива.

1.7. НЕИСПРАВНОСТИ ШАССИ И ВОЗМОЖНЫЕ ИХ ПОСЛЕДСТВИЯ

С 1971 г. Союз работников технического надзора ежегодно выпускает сборник «Автоэксперт», в котором в виде процентных значений обобщены неисправности, обнаруженные при проверке автомобилей. По результатам обследования легковых и комбинированных автомобилей вычисляется среднее значе-

2.1. УПРУГИЕ ЭЛЕМЕНТЫ И СТАБИЛИЗАТОРЫ

2.1.1. Детали системы подрессоривания

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

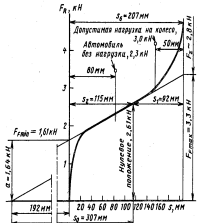


Рис. 2.1. Типичная характеристика упругости передней подвески: зависимость нагрузки на колесо от хода колеса. Данная мягкая подвеска требует применения буферов: при отсутствии буфера отбои ход отбоя переднего колеса составил бы от нулевого положения (нагрузка в три человека по 68 кг) $s_д = 307$ мм.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

а — упругая сила, воспринимаемая буфером отбоя; F_{Rmax} и F_{Rmin} — максимальное и минимальное усилия упругого элемента; F_1 — сила, воспринимаемая дополнительным упругим элементом

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

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

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

Из стали изготовляются рессоры, пружины, торсионы и стабилизаторы.

Рис. 2.2. Сравнение трех различных по конструкции задних рессор фирмы «Крупп-Боннштедт» для грузовых автомобилей с одинаковыми данными: длина $L = 1650$ мм, жесткость $c_п = 200$ Н/мм, контрольная нагрузка 35 кН:

а — обычная трапецеидальная рессора с обрезными концами листов, 14 листов, высота пакета 140 мм, масса 122 кг; *б* — усовершенствованная трапецеидальная рессора с раскатанными концами листов и пластмассовыми прокладками, 9 листов, высота пакета 127 мм, масса 94 кг; *в* — параболическая рессора с раскатанными концами листов (длина раскатки около 1200 мм) и пластмассовыми прокладками, 3 листа, высота пакета 64 мм, масса 61 кг

2.1.2. Продольные рессоры

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

Рис. 2.3. Параболическая рессора прогрессивного действия, применяемая фирмой «Фольксваген» на мод. *1750* — средним грузовом автомобиле с допустимой полной массой 5 т. Коренной лист и шлдержанный его до проушин второй лист имеют по всей длине постоянную толщину. Для предотвращения фрикционной коррозии и скрипа листы рессоры разделены в средине дистанционными пластинами, а по концам — резиновыми прокладками. Немного укороченный опорный лист ($l = 0{,}6L$) сильно раскатан и имеет на концах резиновые буфера, которые при нагружении приходят в контакт с основной рессорой. Этот длинный опорный лист с буферами обеспечивает распределение напряжений по всем пакете и повышение жесткости при полной нагрузке внешнего относительно жесткости на снаряженном автомобиле. Благодаря этому частота колебаний остается почти постоянной, в результате повышается безопасность движения, в частности на поворотах (подвеска показана на рис. 3.2):

а — рессора не нагружена; *б* — рессора нагружена, опорные буфера сжаты; *1* — проушина; *2* — резиновая прокладка (фиксируется с геометрическим замыканием); *3* — дистанционные пластины; *4* — коренной лист; *5* — опорный буфер; *6* — опорный лист

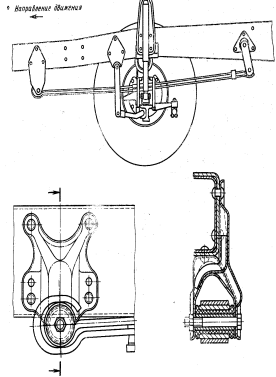


Рис. 2.4. Передняя подвеска легких грузовых автомобилей фирмы «Даймлер-Бенц» с двухлистовыми параболическими рессорами. Чтобы обеспечить управляемость автомобилем в случае поломки коренного листа, второй лист завернут вокруг направляющей передней проушины. На виде сбоку на кронштейне рессоры виден зазор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

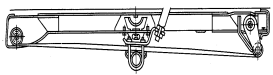


Рис. 2.5. Одноплитовая параболическая рессора в задней зависимой подвеске легкого грузового автомобиля. Передняя проушина закреплена с возможностью поворота на лонжероне рамы, а задняя – на серьге, компенсирующей изменение длины при прогибе. Над рессорой видно штыревое крепление амортизатора (рисунок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

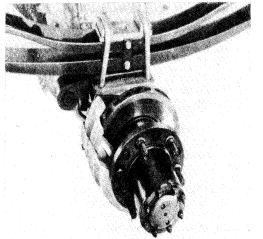


Рис. 2.6. Одноплитовая рессора из пластмассы, армированной стекловолокном, устанавливаемая фирмой «Форд» в заднюю зависимую подвеску автомобиля «Концепт-карго» – экспериментального среднего грузового автомобиля. На основной рессоре, выполненной в форме параболы, через проставку установлена еще дополнительная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

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

2.1.3. Поперечные рессоры

Поперечные рессоры осуществляют подрессоривание кузова относительно моста, а иногда выполняют еще и функции направляющего элемента передней подвески. В этом случае второй лист рессоры для подстраховки должен быть завернут вокруг проушин коренного листа (рис. 2.7, 2.159 и 5.51), чтобы в случае его поломки сохранить управляемость автомобиля.

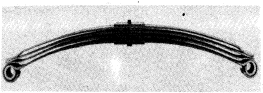


Рис. 2.7. Разработанная фирмой «Хеш» поперечная широкощелевая рессора, отдельные листы которой раскатаны в форме параболы. Для надежности второй лист завернут вокруг проушины коренного листа. Фирма «Фольксваген» применяет эту рессору в передней и задней подвесках автомобиля «Пассат»

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

2.1.4. Пружины

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

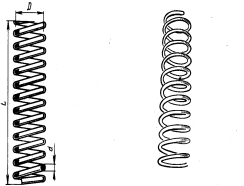


Рис. 2.8. Пружины такой формы, компактные по диаметру, применяются фирмой «Даймлер-Бенц» в передней и задней подвесках автомобилей мод. 190—190E. Толщина прутка составляет 13 и 14 мм, длина в свободном состоянии спереди L — менее 400 мм, сзади — около 310 мм. D — средний диаметр навивки. Верхний конец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

Рис. 2.9. Задняя пружина с прогрессивной характеристикой автомобиля «Фольксваген-гольф 1Л», изготовленная фирмой «Крупп-бронниндхаус». Начальная жесткость составляет 9,8 Н/мм, конечная 31,4 Н/мм. Сильная прогрессивность достигнута применением прутка с двухсторонней конусностью, который имеет по концам диаметр 7,6 мм, а в середине 10,2 мм и применено 3,5 прогрессивно действующих витка. Пружина имеет наружный диаметр 90 мм и охватывает показанный на рис. 1.8 амортизатор. Материал — улучшенная пружинная сталь 50 CrV4, σ_B = 1600—1750 МПа

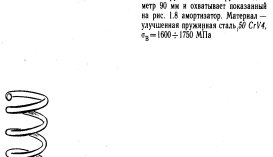


Рис. 2.10. Задняя пружина автомобиля «Ауди 100», изготавливаемая фирмой «Крупп-бронниндхаус». Эта пружина имеет утолщенные концы с диаметром 14,5 мм, в то время как средняя часть, осуществляющая основную упругую работу, имеет диаметр 12,9 мм. Эта мера позволяет снизить напряжения в концевых витках и избежать касания витков в рабочем диапазоне пружины, что могло бы привести к преждевременному разрушению поверхностного защитного слоя. Материал — сталь 50CrV4 улучшенная, σ_B = 1600—1750 МПа

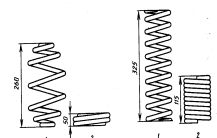


Рис. 2.11. Слева — пружина «винтовая», справа — цилиндрическая, обе имеют одинаковую жесткость и переменный диаметр прутка, обеспечивающий прогрессивность характеристики. Бочкообразная форма позволяет уменьшить массу и повысить компактность. Особенно заметна малая высота при полном сжатии в сравнении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

1—в свободном состоянии; *2*—при полном сжатии

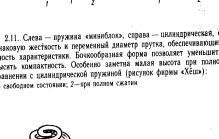


Рис. 2.12. Бочкообразная пружина с прогрессивной характеристикой, устанавливаемая фирмой БМВ в заднюю подвеску автомобилей 3-й серии и изготавливаемая фирмой «Крупп-брюнингхаус». Максимальный наружный диаметр составляет 150 мм, а по концам внутренний диаметр навивки уменьшен до 40 мм. Начальная жесткость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

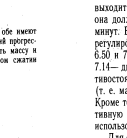


Рис. 2.13. Пружина «винтовая» с прогрессивной характеристикой, изготавливаемая фирмой «Хёш» (с переменной толщиной прутка и переменным шагом). За счет воронкообразной формы достигается очень малая высота при полном сжатии. Масса пружины 2 кг, материал — сталь *55СгSV* улучшенная, $\sigma_B = 1600 \div 1800$ МПа

2.1.5. Торсионы

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

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

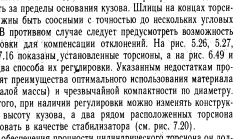


Рис. 2.14. Наборный торсион, устанавливаемый фирмой «Пежо» на легкий грузовой автомобиль *J7* с усиленной задней подвеской на продольных рычагах. Упругий элемент состоит из четырех листов 65×X мм, одного листа 65×6 мм и четырех листов 32×7 мм; жесткость, приведенная к колесу, $c_k = 82$ Н/мм

2.1.6. Пневматическая подвеска

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

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

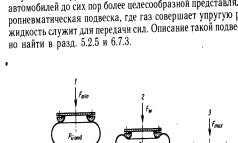


Рис. 2.15. Упругий элемент пневматической подвески — гофрированный баллон— в различных рабочих положениях. Объем воздуха в баллоне и цилиндрической подставке осуществляет упругую работу. Возможный ход такого элемента— до 400 мм, грузоподъемность — от 5 до 120 кН.
1—отбой; *2*—положение при статической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

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

2.1.7. Стабилизаторы

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

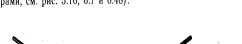


Рис. 2.17. Передний стабилизатор автомобиля «Мерседес *190/190E*» диаметром 22 мм, изготавливаемый фирмой «Крупп-Брамшгрзф» из пружинной стали *60SiCrV*, улучшенной, $\sigma_в = 1500 \div 1650$ МПа

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

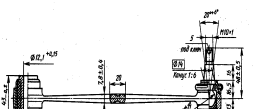
Рис. 2.19. Задний стабилизатор автомобиля «Сааб 900 турбо» массой 3,4 кг с очень высокой жесткостью на кручение. Соединительная трубка 27×3 выполняется из нестандартизованной стали 17Мн4, которая перед сваркой улучшена до значения $\sigma_B = 1050 \div 1200$ МПа. Для цев стабилизатора изготавлива — фирма «Крупп-Фрюнгиндзус» — применяет конструкционную сталь 50S2-3. Трубка нагружается на кручение и на изгиб, схема нагружения соответствует показанной справа на рис. 4.12.

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

2.2. ШТАНГИ И РЫЧАГИ

2.2.1. Штанги

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


20°±0°
5
под сам
Ø15
Ø8,5
Конус 1:8
Ø12
Ø12,5
Ø12,5
Ø12,5

штанга по условиям компоновки должна иметь изгибы, то целесообразно изготавливать ее методом объемной штамповки, при этом обеспечивается простота профилирования для повышения жесткости штанги на изгиб (рис. 2.24). Один конец такой штанги может быть выполнен в виде корпуса шарнира, в который непосредственно вставляются вкладыши и шаровой палец. Это технически и экономически выгодное решение может быть осуществлено независимо от применяемого материала (рис. 2.25, 2.20, 2.24 и 2.64).

При зависимой подвеске ведущих колес направляющие функции в поперечном и продольном направлениях могут осуществляться (как видно на рис. 3.33) двумя косыми штангами, объединенными в одно целое. Они опираются на балку с помощью шарового шарнира, не требующего обслуживания. На рис. 2.26 показана такая конструкция, выпускаемая фирмой «Лемфёрдер металльварен», а на рис. 2.27— аналогичная конструкция с регулировкой. Последняя позволяет не только изменять длину штанг,

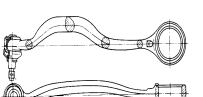


Рис. 2.24. Распорка, применяемая в передней подвеске со сдвоенными шарнирами автомобилей БМВ 5-й серии. Для получения достаточного сопротивления продольному изгибу этот кожухтый стержень имеет вполне определенный профиль. С внутреннего конца запрессована резиновая опора по рис. 2.80, наружный конец выполнен в виде корпуса шарнира. Стержень изготавливается из стали улучшенной *C45V*, $\sigma_b = 600 \div 900$ МПа; шаровой палец из стали *41CrV*, $\sigma_B = 880 \div 1050$ МПа и $\delta_5 \geq 12\%$. Изготовитель — фирма «Лемфёрдер металльварен».

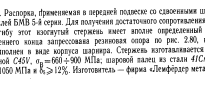


Рис. 2.25. Верхний поперечный рычаг передней подвески автомобилей «Дайклер-Бенц» *280S/500SEC*. С наружного конца рычаг выполнен в виде корпуса, чтобы в него можно было непосредственно установить два пластмассовых вкладыша и шаровой палец. В отверстие рычага вставляется плечо стабилизатора. Применяемый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

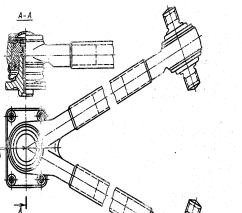


Рис. 2.26. Треугольный рычаг из двух штанг, изготовляемый фирмой «Лемфёрдер металльварен» и часто применяемый в качестве верхнего направляющего элемента в задней подвеске (пневматической или пружинной) ведущих колес тяжелых грузовых автомобилей. Крепление шарового шарнира к балке моста осуществляется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

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

2.2.2. Поперечные рычаги

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

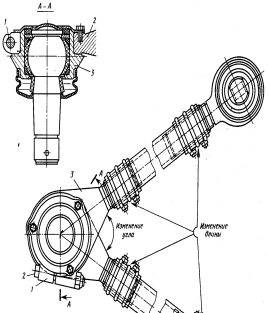


Рис. 2.27. Треугольный рычаг фирмы «Ленфёрдер металлварен» с регулировкой длины штанг и угла между ними. Для крепления к балке заднего моста грузового автомобиля служит конус 1:10

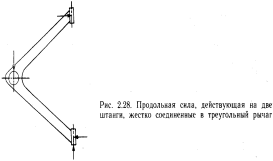


Рис. 2.28. Продольная сила, действующая на две штанги, жестко соединенные в треугольный рычаг

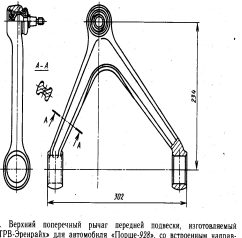


Рис. 2.29. Верхний поперечный рычаг передней подвески, изготовляемый фирмой «ТРВ-Эрикайл» для автомобиля «Порше-928», со встроенным направляющим шарниром. Деталь изготовляется литьем в кокиль из алюминиевого сплава *GK-AlSi7Mgwa* с показателями прочности: $\sigma_в = 250 \div 340$ МПа, $\sigma_{0,2} = 200 \div 280$ МПа, $\delta_5 = 5 \div 9\%$.

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

Штамповка из листовой стали марки *St37-2* или *St52-3* с приваркой деталей для установки резиновых элементов является, по-видимому, самым экономичным способом обеспечения длительной прочности при крупносерийном производстве. Стальные поковки тяжелее, а дополнительная обработка повышает их стоимость, однако они обладают большей жесткостью на кручение, чем листовые (открытые) профили. Кроме того, у стальных поковок отсутствуют такие концентраторы напряжений, как сварные швы и обрезные кромки (рис. 2.31). Наименьшую массу относительно передаваемой силы имеют штампованные рычаги из алюминиевого термически упрочняемого деформируемого сплава. Применение легких сплавов снижает жесткость, так как модуль упругости легких сплавов E, равный $7 \cdot 10^4$ Н/мм^2, примерно в 3 раза меньше модуля упругости стали ($20{,}6 \cdot 10^4$ Н/мм^2).

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

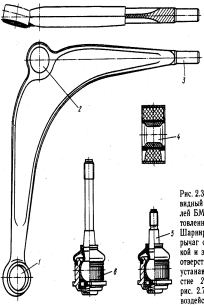


Рис. 2.30. Передний серповидный рычаг автомобиля БМВ 3-й серии, изготовленный из стали *C45N*. Шарнир *6* соединяет этот рычаг с пружинной стойкой и запрессовывается в отверстие *1*; шарнир *5* устанавливается в отверстие *2*. Как видно на рис. 2.72, этот рычаг под воздействием продольных сил поворачивается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

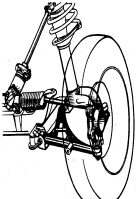


Рис. 2.31. Левая сторона передней подвески автомобиля «Пежо 305». Штампованный нижний поперечный рычаг имеет направленную назад консоль, которая воспринимает продольные силы воспринимает в боковом направлении. Опора подшипника колеса (поворотный кулак) крепится к нижней части пружинной стойки и изготавливается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

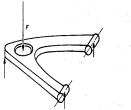


Рис. 2.32. Силы на треугольном рычаге, вызываемые опиранцейся в точке *F* пружиной (или пневмоэлементом)

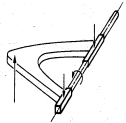


Рис. 2.33. Силы на треугольном рычаге, который со стороны кузова воспринимает нагрузку от торсиона

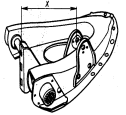


Рис. 2.34. Нижний поперечный рычаг передней подвески автомобиля *«Рено-5 де кар»*. Хорошо видны приварные кронштейны крепления амортизатора в продольная трубка, в мелкощиценой профиль которой вставляется торсион. Размер *x* является контрольным.

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

2.2.3. Продольные и косые рычаги

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

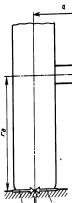


Рис. 2.35. В продольных рычагах задней подвески вертикальная сила F_z вместе с боковыми силами $\pm F_y$ вызывает напряжения изгиба и кручения, поэтому требуется закрытый коробчатый профиль. Максимальный момент скручивания $M_k = F_y r_k + F_z a$

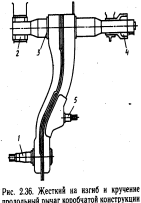


Рис. 2.36. Жесткий на изгиб и кручение продольный рычаг коробчатой конструкции автомобиля «Рено-5 де кар», изготовленный из двух штампованных и сваренных половин. Хорошо видны цапфа *1* колеса, палец *5* крепления амортизатора и обе опоры *2* и *4*. Чем дальше разнесены последние друг от друга, тем меньше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

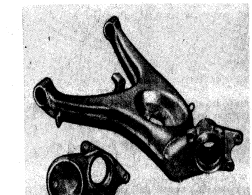


Рис. 2.37. Задний косой рычаг автомобилей «Даймлер-Бенц» класса *S*. Две половины сваариваются с опорой подшипника колеса (изготовленной из материала *GTW-S38* и показанной отдельно внизу) и двумя втулками (рисунок фирмы «Георг Фишер»)

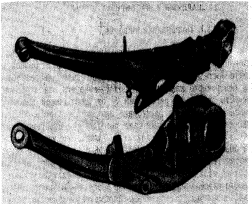


Рис. 2.38. Косой рычаг задней подвески автомобиля «Порше *911s*» сверху — прежняя сварная стальная конструкция, внизу — сегодняшнее исполнение из алюминиевого литейного сплава *GK-AlSi7Mg wa* с показателями прочности: $\sigma_B = 250 \div 340$ МПа, $\sigma_{0,2} = 200 \div 280$ МПа и $\delta_5 = 5 \div 9\%$

Рис. 2.39. Косой рычаг задней подвески автомобилей «Даймлер-Бенц» мод. 500SE/560SEC, изготовленный из легированного стронцием алюминиевого литейного сплава *GK-AlSi9Mg wa*. На нижнем рисунке показан вид сверху, а на верхнем видно развитое оребрение на нижней стороне детали

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

2.3.3. Опоры рычагов, жесткие в боковом и продольном направлениях

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

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

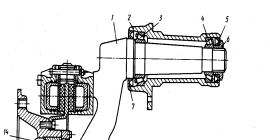


Рис. 2.60. Задняя подвеска легких грузовых автомобилей С32/С35 фирмы «Ситроен» с коническими роликовыми подшипниками 3 и 4 для восприятия продольного рычага 1, подрессоренного с помощью поперечного торсиона. Хорошо видны уплотнительные кольца 5 и 7, а также регулировочная гайка 6. Тормозная диск 9 с помощью болтов 10 с внутренним шестигранником крепится к ступице 11 с внутренней стороны, что позволяет применить увеличенный фланец для установки колеса. Ступица вращается на двухрядном коническом роликовом подшипнике 12, который фиксируется кольцом 8 и круглой гайкой 13. Остальные позиции обозначают:
2 — корпус роликовых подшипников; 14 — колпачок ступицы.

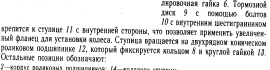


Рис. 2.61. Опора нижнего поперечного рычага передней подвески с направляющими стойками (см. рис. 6.43) автомобиля «Ситроен BX». Два разнесенных конических роликовых подшипника, защищенные от грязи двухкромочными уплотнениями, обеспечивают легкость поворота. Шумоизоляция осуществляется двумя резиновыми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

Рис. 2.62. Сайлент-блок фирмы «Боге» в обычном исполнении. Запрессованная, сильно обжатая резиновая втулка допускает угол закручивания до $\alpha/2 = \pm 30°$ и угол перекоса $\beta/2 = \pm 7°$

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

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

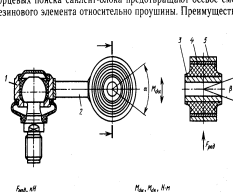


Рис. 2.63. Качающаяся опора производства фирмы «Лемфёрдер металлварен» для автомобиля БМВ 528i, имеющая сетка шаровой шарнир с угловой подвижностью и справа — шарнир с возможностью только одностороннего поворота. Проушина 3 в корпус 1 шарнира соединены стержнем 2 толщиной 10 мм методом сварки давлением. Материал деталей (сталь): проушина — *St37-2VBK*, корпус — *C15K* и стержень — *C10K*. Внутренняя втулка 2 16×3,6 и наружная втулка 4 соединяются методом вулканизации резины. На левом графике показана малая радиальная податливость этой резиновой опоры, а на правом — угловая податливость при закручивании $M_{кр}$. При деформации перекоса шарнир имеет большую жесткость $M_{кр}$

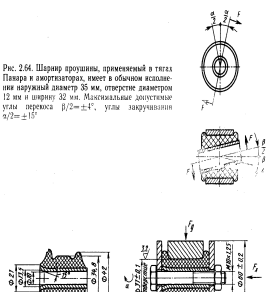


Рис. 2.64. Шарнир проушины, примененный в тягах Пикара в амортизаторах, имеет в обычном исполнении наружный диаметр 35 мм, отверстие диаметром 12 мм и ширину 32 мм. Максимальные допустимые углы перекоса $\beta/2=\pm4°$, углы закручивания $\alpha/2=\pm15°$

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

Рис. 2.66. Опора рычага с двумя стяжными болтами упорным сайлент-блоком применяется при необходимости передачи продольных сил F_x или когда податливость в этом направлении может ухудшить выравнивание свойства поперечного рычага. Недостатком является высокая жесткость при закручивании

кой конструкции является меньшее обжатие резины (около 50 %). Вследствие надежной осевой фиксации эту конструкцию допускающую перекос только до $\beta=4^\circ$, применяют в опорах тяг Панара, прошивки рессор (см. рис. 2.4), амортизаторов и т. п., привулканизация резинового элемента к внутренней втулке рекомендуется и в этом случае. Уменьшение обжатие резины позволяет снизить жесткость на кручение при той же приблизительно радиальной жесткости (рис. 2.65). Наряду с этим при разгоне и торможении уменьшается продольное смещение, искажающее кинематику подвески.

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

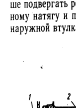
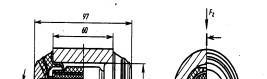


Рис. 2.67. Опора поперечного рычага передней подвески автомобилей «Мерседес 190/190Е». Оба упорных сайлент-блока 5 запрессованы в проушину 4 рычага и снаружи имеют опору в виде 6 поперечины рамы. За счет жимовой болта 3 обе указанные детали образуют единую сборочную единицу. Болт 3 с шестигранной головкой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



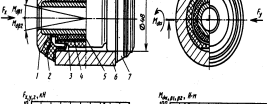


Рис. 2.68. Изготовленная фирмой «Боге» опора нижнего поперечного рычага автомобилей «Шевроле-Блейзер» мод. 2805/6005ЕС, плавно стягиваемая при монтаже. Опора состоит из двух вулканизованных упорных сайлент-блоков 7, вставленных в рычаг 6, и сайлент-блока 5, привулканизованного к внутренней втулке 3 и запрессованного в рычаг. После запрессовки упорных сайлент-блоков вклиненная втулка 3 в кошачьей детали 1 плотно прижимает друг к другу Шайбы 2 и также привулканизованная втулка 4 повышают жесткость под действием продольных и боковых сил F_x и F_z, не повышая момента закручивания $M_{кр}$. Направленная вниз торсионная растяжка вызывает дополнительную деформацию перекоса, поэтому приведены графики $\beta=f(M_{кр})$

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

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

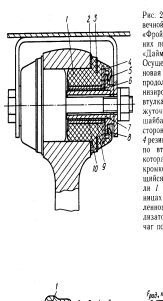


Рис. 2.70. Скользящая опора, изготавливаемая фирмой «Лемфёрдер металльварен» и устанавливаемая с обеих сторон в верхние поперечные рычаги передней подвески автомобиля «Фольксваген-транспортер». Опора может воспринимать большие продольные и боковые силы. К внутренней втулке *2* принудилизированная жесткой, с торцевым фланцем резиновой прижеструйной слой *3*, имеющей карманы для удержания смазочного материала. Втулка *4* имеет на внутренней и торцевой поверхности пластмассовое покрытие *5*, скользящее по резине *3*. Втулка *4* имеет с наружного конца закатку для удержания пластмассовой шайбы *1*, по которой скользит уплотнительная кромка *8* отверстие детали *7* входит стальная рубаха, которая вместе с внутренней втулкой *2* притягивается к поперечине рамы. На графике показана небольшая податливость промежуточного слоя. Вся передняя подвеска изображена в [32].

Рис. 2.69. Скользящая опора с долговечной смазкой, выпускаемая фирмой «Фрёйденберг» и применяемая в верхних поперечных рычагах автомобилей «Даймлер-Бенц» мод. 280S/300SEC. Осуществляющая шумоизоляцию резиновая детали *1* воспринимает боковые и продольные силы, к детали *1* принудилизированы шайбы *2*, *3*, *4* и внутренняя втулка *9*. В качестве смазанных промежуточных деталей служит втулка *10* и шайба *6*, которые скользят с одной стороны по металлическим деталям *3* и *4* резиновой опоры и с другой стороны — по втулке *7* и концевой шайбе *8*, которая опирается уплотнительной кромкой *5* резиновой детали *1*. Неподвижной обоим и низкая твердость детали *1* допускают в определенных границах деформацию перекоса, обусловленного направляющим шаровым стабилизатора (поз. *14* на рис. 5.10). Рычаг показан на рис. 2.25.

Рис. 2.71. Полусферический шарнир, изготавливаемый фирмой «ТРВ-Эрскрайн» и устанавливаемый в растяжку задней подвески автомобилей «Мерседес 190/190Е». Внутренняя деталь *1* оснащается пластмассовыми вкладышами *5*, которые опираются своей наружной поверхностью через более мягкие полиуретановые кольца *4* на корпус *2*. Крышка *6* закрепляется заклепкой, на этой крышке (как и слева на корпусе) монтируется уплотнительный чехол *7*, который фиксируется проволочными кольцами *7* и *8*. Детали *1* и *2* изготавливаются из материала *Ck15* (или *16MnCr5*) методом холодной высадки. Внутренняя втулка должна иметь минимальный предел прочности σ_B=590 МПа, для корпуса достаточно иметь σ_B=390 МПа

тельные кромки, которые предотвращают проникновение влаги и грязи.

Если дополнительно возникает перекос до β=5°, более подходящим является полусферический шарнир. Он имеет малую податливость во всех направлениях и сравнительно небольшой момент трения ($M_t \leqslant 8$ Н·т). Такой шарнир показан на рис. 2.71 и 2.25.

2.3.4. Восприятие жесткого качения радиальных шин

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

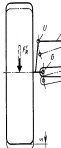


Рис. 2.72. Для восприятия жесткого качения широких радиальных шин с меридиановорулем фирма БМВ предусмотрит в передней подвеске автомобилей 5-й серии сферовидный рычаг 2, показанный отдельно на рис. 2.30. Под действием продольных сил этот рычаг поворачивается вокруг малоподвижного шарнира 4 опирается консольно 3 через массивную резиновую опору на кузов. Эта опора, показанная на рис. 2.78, может в боковом направлении значительно мягкую, а затем сильно прогрессивную характеристику упругости. Рулевая тяга 1 расположена на высоте поперечного рычага и почти параллельно ленте, соединяющей опорные точки G и D, поэтому точки U и G перемещаются по кривым приблизительно одинакового радиуса, так что продольные перемещения колеса не вызывают изменения схождения. Как можно видеть на рис. 5.2, переменная сила сопротивления качению F_R рассматривается приложенной в центре колеса в виде F_R

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

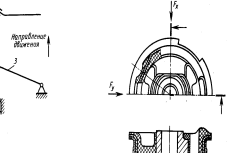


Рис. 2.74. Резиновая опора фирмы «Лемфёрдер металлзарен», запрессовываемая с обеих сторон в поперечину задней подвески автомобилей БМВ 5-й серии. В вертикальном (Z) направлении, начиная с 0,6 кН, опора имеет различную прогрессивность, в продольном (X) направлении опора имеет большую жесткость. Внутренняя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

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

При независимой подвеске задних ведущих колес особенно важно обеспечение точной кинематики перемещения продольных или косых рычагов, без изменения развала и схождения колес вследствие эластичности. Резиновые опоры, которые соединяют поперечину подвески и главную передачу с кузовом, должны поглощать жесткое качение радиальных шин (рис. 2.74). В зависимой подвеске эту задачу выполняют опоры в продольных штангах, а в подвеске со связанными рычагами — элементы, установленные в точках поворота (рис. 2.81 и 2.82).

2.3.5. Опоры рычагов, податливые в боковом или продольном направлении

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

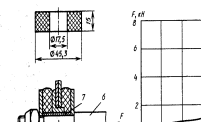


Рис. 2.75. Опора нижней растяжки передней подвески автомобиля «Форд-фиеста». Пластмассовая шайба *4*, охватывающая распорную втулку *7*, установлена в отверстии рычага *5*. При затягивании самостопорящейся гайки *1* усилие передается через шайбу *2* и эластичное левое кольцо *3* из «целласто» (изготовитель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

Рис. 2.76. Опора расположенного спереди стабилизатора в поперечных рычагах автомобилей «Ауди» мод. *100* и *200*. Обе резиновые детали, устанавливаемые в гнезде рычага, изготовляются фирмой «Боге» и соединяются с внутренней втулкой *1* в кольцом *3* способом вулканизации. Под действием продольных сил F_1 одна деталь прижимается к выпуклой шайбе *4*, а другая — освобождается. Как показано слева, резиновая деталь *2* вступает за внутреннюю втулку *1*, за счет этого достигается требуемый предварительный натяг в смонтированном состоянии. Кольцо *3* обеспечивает надежную посадку в рычаге, что важно для возможности восприятия опорой стабилизатора вертикальных сил без слишком большой деформации. График показывает характеристики обеих деталей в смонтированном состоянии: прогрессивную в продольном направлении и почти линейную в вертикальном

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

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

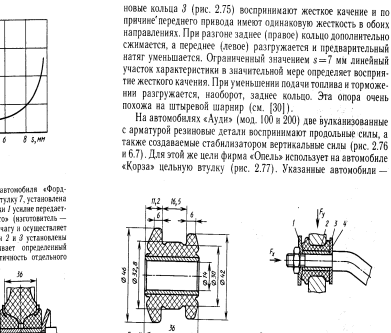


Рис. 2.77. Передняя опора растяжки автомобиля «Опель-корза», изготовляемая фирмой «Фройденберг». Цельная резиновая деталь *2*, привулканизованная к внутренней втулке *4*, опирается спереди на выпуклую чашку *1*, а сзади — на плоскую шайбу *3*. Направление назад силы сопротивления качению вначале воспринимается мягче, чем передаваемые тем же стержнем направленные вперед тяговые силы. В боковом и вертикальном направлениях (т. е. под действием сил F_2 и F_3) опора должна быть эластичной для возможности восприятия возникающих при ходах подвески перекосов. Показанные на графиках кривые показывают допустимый диапазон разброса значений

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

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

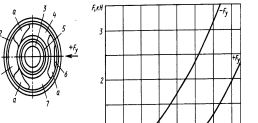


Рис. 2.78. Резиновая опора, изготавливаемая фирмой «Боге» и устанавливаемая в поперечных рычагах передней подвески автомобилей БМВ 3-й серии. Промежуточная втулка 5 своей периферией в двух местах 4 и 7 соединена вулканизацией с наружной втулкой 2. Слева предусмотрен упор 1, к которому прилегает втулка 5 с предварительным натягом. Под действием направленной спереди назад силы сопротивления качению F_1 на наружной втулке 2 возникает боковая сила $+F_2$, которая уменьшает предварительный натяг на упоре 1; резиновые массивы 4 и 7 нагружаются при этом на сдвиг. В результате вначале получается дегрессивная характеристика, которая при включении правого ограничителя 6 становится прогрессивной. При равномерном движении по ровной дороге возникает сила $+F_2 \approx 0{,}45$ кН, в этой «рабочей точке» опора работает в мягком диапазоне (при этом играет роль нерадиальное отношение серповидного рычага). При действии силы в другом направлении осуществляется сжатие элемента 1, жесткость для $-F_2$ больше, вначале линейная, затем прогрессивная. Предварительно вулканизированный изнутри к промежуточной втулке 5 резиновый слой 3 охватывает консоль (поз. 3 на рис. 2.30, толщина 20 мм) серповидного рычага (подвеска показана на рис. 6.35):

а — вырез

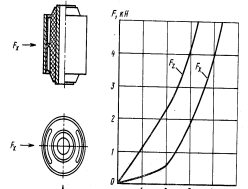


Рис. 2.79. Опора с продольной упругой податливостью, выпускаемая фирмой «Боге» и устанавливаемая фирмой «Форд» в продольные растяжки задней подвески автомобиля «Фиеста». Вырезки в резиновой детали обеспечивают требуемую прогрессивность характеристики. Для обеспечения точной кинематики этой зависимой подвески опоры имеют в вертикальном направлении (F_1) значительно большую жесткость и почти линейную характеристику упругости. Подвеска показана на рис. 3.22.

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

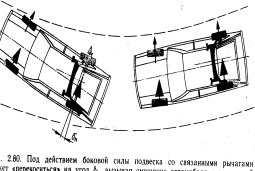


Рис. 2.80. Под действием боковой силы подвеска со связанными рычагами может «перекоситься» на угол δ_A, вызывая смещение автомобиля к внутренней стороне поворота, как при избыточной поворачиваемости (слева). Корректирующие опоры в значительной мере препятствуют этому недостатку (справа)

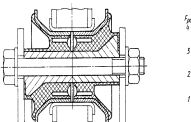


Рис. 2.81. Корректирующие опоры, устанавливаемые фирмой «Фольксваген» в задней подвеске со связанными рычагами автомобиля «Пассат». Резиновые детали прямоугольнопрорезиненных и внутренних втулок и наружных чашек. На диаграмме (рисунок фирмы «Ленфёрдер металльварен») показана продольная податливость при прямолинейном движении без внешнего воздействия и при наличии боковых сил:

а — при наличии боковой силы; *б* — при прямолинейном движении

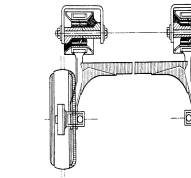


Рис. 2.82. Под действием боковых сил внутренние детали смещаются относительно наружных. Резина на концах с одной стороны сжимается (в данном случае — слева), повышающаяся в результате продольная жесткость предотвращает поворот оси в направлении «избыточной поворачиваемости»

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

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

2.4. КАРДАННЫЕ ВАЛЫ И ШАРНИРЫ

2.4.1. Карданные валы легковых и грузовых автомобилей

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

Скорость вращения карданного вала на прямой передаче соответствует чаще всего частоте вращения двигателя и при современных высокоскоростных силовых агрегатах легковых автомобилей достигает 6000 мин$^{-1}$. В связи с этим показанные на рис. 2.86—2.88 β_1 и β_2 в конструктивном положении (т. е. при нагрузке 3 чел по 68 кг) должны быть по возможности меньше. Это позволит повысить плавность передачи, уменьшить размеры кар-

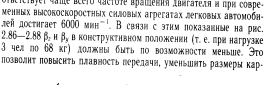


Рис. 2.83. Не требующий обслуживания карданный вал типоразмера 052 фирмы «Клайн» с компенсацией изменения длины, предназначенный для грузовых автомобилей. При применении труб с размерами от 80×3,5 до 88×4,5 допустимый крутящий момент составляет от 4,0 до 7,5 кН·м, изменение длины до 110 мм. Внутренние центрирование на фланцах требует посадки Н7/h6. Труба 3 приварена по торцам. Скользящее соединение уплотнено сотами эластичным кольцом 2, сапуна аналогичную функцию выполняет крышка 1

стали удовлетворяют этим требованиям. На чертеже полуось наряду с твердостью по Роквеллу должен быть приведен еще допуск, например, *HRC* 50±4. Более подробно этот вопрос рассматривается в [31].

2.5. ПОДШИПНИКИ КОЛЕС

2.5.1. Подшипники ведомых колес

Подшипники колес передают вертикальную, боковую и продольную силы (см. рис. 1), возникающие в точке контакта шины с дорогой, от колеса на опору подшипника колеса. Как при независимых, так и при зависимых подвесках ведомые колеса чаще всего опираются через конические роликовые подшипники на цапфу (рис. 2.124, 2.125, 1.7, 7.1, 7.16). Длина *s* опорной базы, определяющая способность узла воспринимать момент боковой силы F_3 на плече r_s (см. рис. 2.129), больше расстояния

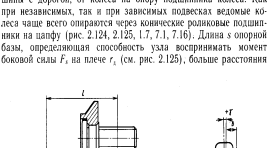


Рис. 2.124. Обычная опора ведомого колеса автомобиля. Зазор в подшипниках регулируется корончатой гайкой. Уплотнение осуществляется с наружной стороны запрессованным колпачком, а с внутренней (относительно тормоза) — радиальной манжетой специальной конструкции фирмы «Гётце», имеющей следующие преимущества: отогнутая в сторону подшипника защитная кромка позволяет увеличить радиус; галтели, т. е. уменьшить концентрацию напряжений; выступающий резиновый бортик оказывает центробежное действие и, кроме того, предотвращает просачивание воды при стоянке по ступице на цапфу, что могло бы привести к возникновению контактной коррозии; внутренний диаметр металлического каркаса манжеты меньше наружного диаметра сепаратора, так что при снятии ступицы сепаратор выталкивает манжету из посадочного гнезда, предотвращая ее повреждение

Рис. 2.125. При расчете опасного сечения цапфы нужно учитывать оба совместно действующих момента: $M_1 = F_1 r_s$ и $M_2 = F_2 h$. В случае отрицательного развала —γ в нагруженном состоянии оба подшипника сильнее нагружаются вертикальной силой F_1

I между центрами подшипников. Такие подшипники при равной динамической грузоподъемности имеют меньшие размеры, чем шариковые радиально-упорные, что способствует снижению массы. Осевой зазор можно регулировать гайкой с мелкой резьбой, которая стопорится шплинтом, стопорной шайбой или контргайкой.

На рис. 2.124 между гайкой и внутренним кольцом подшипника установлена шайба, внутренний выступ которой входит в паз, профрезерованный в резьбе. Если применено шплинта не предусмотрено, то для стопорения в этот паз вдавливают тонкостенный хвостовик на внешнем торце гайки (см. рис. 2.165). Фирма «Даймлер-Бенц» уже несколько лет применяет для регулировки зазора клеммовую гайку (поз. 5 на рис. 2.126). Поперечный винт с внутренним шестигранником создает натяг гайки относительно резьбы, а пружинящее действие гайки предотвращает самоотворачивание винта.

Если подшипники затянуты слишком сильно, они тугу вращаются и при повышенных скоростях движения перегреваются, что может привести к заклиниванию. Слишком большой зазор в подшипниках ухудшает устойчивость прямолинейного движения и, в конечном счете, его безопасность (см. табл. 1.2). Для решения этих проблем фирма «Даймлер-Бенц» на автомобилях *190/190 E*

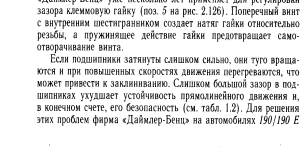


Рис. 2.126. Ступица 7 переднего колеса автомобилей «Мерседес *190/190E*» установлена на опоре *13* подшипника колеса с помощью конических роликовых подшипников *6* и *12*. Для точной регулировки осевого зазора служат клеммовая гайка *5* и шайба *2*. Наружное уплотнение осуществляет колпачок *2*, к которому прилегает контактная пружина *4*, необходимая для устранения радиоскоса. Проникновение грязи с другой стороны предотвращают манжета *11* и брызговик *9*, охватывающий шейку ступицы. Эти элементы предотвращают просачивание воды при стоянке на работу поверхность уплотнения, что могло бы повредить ее. Тормозной диск *8* надет на ступицу *7* снаружи и дополнительно центрируется зажимными болтами *1*. Тормозной диск закрывается от грязи с внутренней стороны тем же брызговиком *9*, который крепится болтами *10* с внутренним шестигранником. Опора *13* подшипника колеса соединяется болтами с амортизаторной стойкой

предусматривает шайбу *3* для установки зазора в подшипниках (см. рис. 2.126).

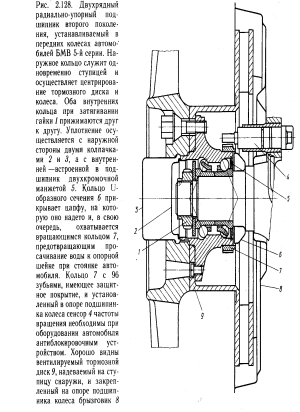
Для опоры ведомого колеса можно вместо двух отдельных подшипников качения применить двухрядный конический или шариковый радиально-упорный подшипник (рис. 2.127). Угол контакта (между шариками и беговой дорожкой) шарикового радиально-упорного подшипника относительно вертикали составляет 30—35°, что увеличивает опорную базу *s* и обеспечивает возможность воспринять большие моменты. К преимуществам этого подшипника первого поколения относятся: короткая, жесткая на изгиб цапфа с гладкой шлифованной поверхностью; отсутствие концентрации напряжений на конце цапфы; малая монтажная ширина; фиксация наружного кольца подшипника стопорным кольцом по стандарту ДИН 472 или простым резьбовым соединением, т. е. простота монтажа; отсутствие каких-либо регулировок; долговечная смазка.

В цапфе колеса возникает небольшие напряжения, поэтому диаметр ее наружного фрикционного конца можно уменьшить для экономии материалов и затрат.

На рис. 2.128, 2.129 и 6.35 показаны двухрядные радиально-упорные шариковые подшипники второго поколения, наружное кольцо которых выполнено в виде крепежного фланца. Внутреннее кольцо подшипника третьего поколения (рис. 2.130) имеет фланец с четырьмя или пятью отверстиями, к которому крепятся колесо и тормозной диск (или тормозной барабан). Наружное кольцо выполнено четырехугольным для обеспечения возможности его крепления к опоре подшипника колеса. Как подробно указывается в разд. 2.5.4, проникновение грязи и воды в подшип-

Рис. 2.127. Двухрядные радиально-упорные шариковые подшипники первого поколения фирмы ФАГ с долговечным смазочным материалом. Шарики разделены сепаратором из полиамида, армированного стекловолокном. Кроме встроенного уплотнения с обеих сторон скользит по ребрам внутренних колец. Если посадочное гнездо имеет допуск *P7* по ИСО, а цапфа (т. е. вал) — допуск *h6*, то после монтажа будет иметь место правильная регулировка подшипника. На рисунках обозначена опорная база *s*

Рис. 2.128. Двухрядный радиально-упорный подшипник второго поколения, устанавливаемый в передних колесах автомобилей БМВ 5-й серии. Наружное кольцо служит одновременно ступицей и осуществляет центрирование тормозного диска и колеса. Оба внутренних кольца при затягивании гайки *1* прижимаются друг к другу. Уплотнение осуществляется с наружной стороны двумя колпачками *2* и *3*, а с внутренней — встроенной в подшипник двухкромочной манжетой *5*. Кольцо U-образного сечения *6* прикрывает цапфу, на которую оно надето и, в свою очередь, охватывается вращающимся кольцом *7*, предотвращающим попадание воды к опорной цапфе при стоянке автомобиля. Кольцо *7* с 96 зубьями, имеющее защитное покрытие, и установленный в опоре подшипника колеса сектор *4* частоты вращения необходимы при оборудовании автомобиля антиблокировочным устройством. Хорошо видны вентилируемый тормозной диск *9*, надетый на ступицу снаружи, и закрепленный на опоре подшипника колеса брызговик *8*



ник предотвращается двухкромочной уплотнительной манжетой и упругой уплотнительной шайбой. Другие варианты подшипников второго и третьего поколений представлены на рис. 2.145—2.147. Подшипники третьего поколения характеризуются такими преимуществами, как повышенная точность вращения колеса и тормозного диска (барабана); простота сборки на конвейере и демонтажа при ремонте, так как не нужна регулировка; постоянство предусмотренного изготовителем зазора в подшипнике, так как не требуется его выпрессовка или запрессовка; упрощенная фиксация; сравнительно низкая стоимость, малая масса и компактность. Наряду с этим большой диаметр подшипника увеличивает опорную базу *s*, а сам подшипник одновременно выпол-

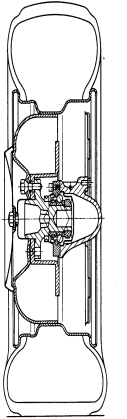


Рис. 2.129. Подшипники второго поколения, применяемые в задних колесах автомобиля «Citroen CX». Оба внутренних кольца, стянутых гайкой, сидят на короткой шпре вала колеса. Наружное кольцо крепится четырьмя болтами к литому поворотному рычагу

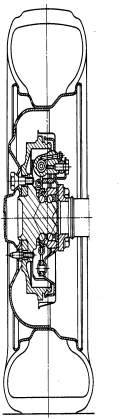
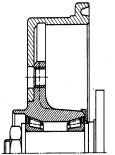


Рис. 2.130. Подшипники третьего поколения, применяемые в задних колесах автомобиля «Фиат-панда». Цельная внутренняя деталь подшипника служит ступицей, а квадратное наружное кольцо четырьмя болтами прикреплено к балке задней оси. Вся подвеска показана на рис. 3.7.

яяет функции собственно подшипника, ступицы, вала и двух фланцев для соединения с колесом и опорой подшипника колеса.

Такая модернизация конструкции подшипника преследует цель снижения массы и может быть экономически оправданной только

Рис. 2.131. Двухрядный конический роликовый подшипник второго поколения, пригодный для восприятия повышенных осевых нагрузок при ограниченном монтажном пространстве. Наружное кольцо одновременно является ступицей и служит для крепления к нему тормозного барабана и колеса. Чтобы получить беззазорность при сохранении легкости вращения, длина шейки должна быть выдержана с точностью 0,05 мм либо нужно предусматривать одну из указанных выше регулировок



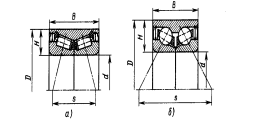


Рис. 2.132. Большие по наружному диаметру двурядные радиально-упорные шариковые подшипники при достаточной радиальной грузоподъемности могут иметь меньшую ширину, не теряя при этом осевой нагрузочной способности

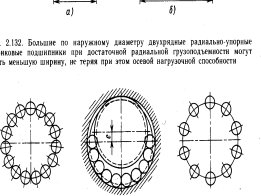


Рис. 2.133. Двухрядные радиально-упорные шариковые подшипники первого поколения имеют, как правило, составное внутреннее кольцо и поэтому могут быть заполнены максимальным количеством шариков, за счет чего увеличивается грузоподъемность (слева). Подшипники второго и третьего поколений имеют цельное внутреннее кольцо, они могут быть собраны только с «высокими бортиками» (размер *e*, в центре); количество шариков при этом ограничено. Сепаратор обеспечивает при окончательном монтаже равномерное распределение шариков (справа)

при большой программе выпуска, характерной для легковых автомобилей. Подшипниковый узел и опора подшипника колеса должны быть взаимно согласованы еще на стадии разработки подвески.

По аналогии с радиально-упорными шариковыми подшипниками могут быть объединены в один закрытый узел и два конических роликовых подшипника (рис. 2.60, 2.131, 2.139, 7.13 и 7.17). Их преимущестном по сравнению с шариковыми подшипниками является большая грузоподъемность при том же внутреннем диаметре d (рис. 2.132), а недостатком — меньшая опорная база s и связанная с этим меньшая возможность воспринятия моментов боковых и вертикальных сил. При относительно небольшом наружном диаметре D и сравнительно широком монтажном пространстве ($B>2{,}5H$, $s<B$) следует применять двухрядные конические роликовые подшипники (рис. 2.132,*а*). Если же монтажное пространство ограничено по ширине ($B<2{,}5H$), $s>B$, но возможен больший диаметр, целесообразнее использовать более дешевые двухрядные шариковые подшипники (рис. 2.132,*б*).

Второе и третье поколения этих подшипников имеют, как правило, цельное внутреннее кольцо, а шарики разделяются сепаратором, который уменьшает трение и облегчает сборку подшипника (рис. 2.133). За счет большего числа шариков может быть повышена грузоподъемность, но тогда (для возможности сборки) потребуется составное внутреннее кольцо. На рис. 2.134 показан такой подшипник заднего колеса автомобиля «Слаб 9000», а на рис. 2.146 — вариант разъемного внутреннего кольца.

2.5.2. Подшипники ведущих колес при независимой подвеске

При независимой подвеске (а также подвеске «Дедион») ведущее колесо может опираться на два разнесенных радиальных шариковых подшипника. Один из них (фиксированный в осевом направлении по наружному и внутреннему кольцу, рис. 2.135) является неподвижным, а другой (с фиксированным внутренним кольцом и свободным наружным) — плавающим. Последний может быть заменен роликовым подшипником. На рис. 2.136 показана опора заднего колеса автомобилей «Фольксваген-транспортер» и «Порше 924». Вал колеса работает на кручение, изгиб и растяжение, а уплотнение осуществляют манжеты *3* и *6* с двойными защитными кромками.

Такая опора обладает достаточной несущей способностью и не нуждается ни в каких регулировках. Вместе с этим она занимает относительно много места и при одних и тех же размерах может передавать меньшие силы и моменты, чем опора с коническими роликовыми подшипниками. Как показано на рис. 2.124—2.126,

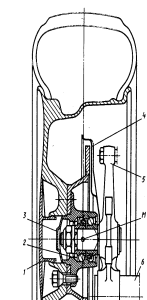


Рис. 2.134. Разработанный фирмой СКФ и устанавливаемый в задней зависимой подвеске автомобиля «Слаб 9000» двухрядный радиально-упорный шариковый подшипник третьего поколения. Внутреннее кольцо имеет разъем посередине. Уплотнение подшипника, снабженного долговечным связочным материалом, с внутренней стороны осуществляют два уплотнительных элемента, удерживаемых кольцами подшипника, а кроме того,—тормозной диск и оливатывающий его брызговик *4*. С другой стороны, эластичное уплотнительное кольцо скользит по выступу *2* наружного кольца. Вставленный в подшипник колпак *3*, а также колпачок *1* колеса защищают подшипник от попадания грязи снаружи. Трубчатая балка *6* оси проходит ниже центра *M* колеса; в точке *5* крепится направленные вперед штанги

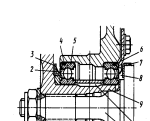


Рис. 2.135. Опора переднего колеса легкового автомобиля с двумя радиальными шариковыми подшипниками *5*, оснащенными уплотнителями; справа — фиксированный подшипник, слева — плавающий. Уплотнения, разработанные фирмой СНР, удерживаются кольцами подшипников и скользят как по внутренним кольцам, так и по угольчатым кольцам *3* и *7*, напрессованным на бортики вала. Полости *2* и *8* под боковыми уплотнительными кромками заполнены смазочным материалом. Проникновение воды в полость ступицы предотвращается кольцами круглого сечения *4* и *6*, размещенными в канавке наружных колец. При затягивании гайки *1* внутренние кольца зажимаются через дистанционную втулку *10*. Всведствие этого вал *11* колеса нагружается на растяжение и кручение; основную часть изгибающих моментов воспринимает цапфа *9* ступицы

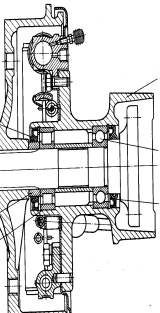


Рис. 2.136. Опора вала заднего колеса автомобиля «Фольксваген-транспортер». Роликовый подшипник *1* со свободным в осевом направлении наружным кольцом является плавающим, а радиальный шариковый *5* — фиксированным. Стопорные кольца служат наружными осевыми ограничителями. Уплотнение осуществляется манжетами *3* и *6*, оснащенными двойными защитными кромками, причем манжета *3* скользит по шлифованному дистанционному кольцу *2*. В жопах *4* входит (не показанный здесь) подвижный шарнир равных угловых скоростей

эти подшипники устанавливаются без зазора, что при наличии ведущих колес требует дополнительного усложнения конструкции. На рис. 2.123 и 2.137 представлены две такие конструкции фирмы «Дайлидер-Бенц». При затягивании круглой гайки *7* заданным крутящим моментом деформируется центральное ребро распорной втулки *6*. Возникающее противодавление обеспечивает лишь небольшое усилие прижатия внутреннего кольца к наружному в обоих конструкциях роликовых подшипниках *1* и *2*, что создает беззазорность в течение всего срока службы. При такой конструкции шейка ступицы *5* нагружается на изгиб и кручение. Правильный выбор размеров ограничивает напряжения, возникающие в вале колеса. Расчет на прочность приведен в [32].

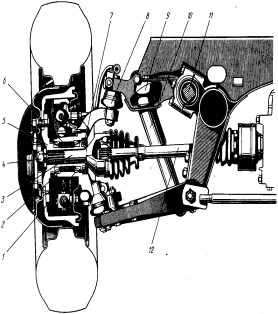


Рис. 2.137. Передняя независимая подвеска легких грузовых автомобилей мод. 206/207 фирмы «Дайлидер-Бенц» с верхними поперечными рычагами, являющимися силовым узлом. Полуось *12* производства фирмы «Лёбро» имеет сварную неподвижный и внутриподшипниковый шарниры равных угловых скоростей. Вал *3* колеса нагружен на кручение и (вследствие затяжки шестигранной гайки *4*) дополнительно на растяжение. Силы и изгибающие моменты со стороны колеса воспринимает шейка ступицы *5* и передает их через конические роликовые подшипники *1* и *2* далее, на опору подшипника колеса. При затягивании круглой гайки *7* внутреннее кольца прижимаются к тонкостенной распорной втулке *6*. Последняя пластически деформируется, осаживается до нужного линейного размера и обеспечивает требуемое для безазорности на весь срок службы противодействующее усилие. Правильная установка подшипников контролируется по моменту трения при вращении ступицы. Расстояние между роликами и их положение обеспечивают большую опорную базу. Упругим элементом служит наборный торсион *11* продольного расположения, имеющий дополнительные опоры с обеих сторон от верхнего рычага. Буфер сжатия *9* при ходе сжатия упирается в верхний рычаг. К последнему прикреплен также амортизатор *10*, работающий здесь наоборот: при ходе отбоя колеса происходит его сжатие, а при ходе сжатия колеса — растяжение (см. [30]). Несущий шарнир *8* в этой конструкции воспринимает все вертикальные силы; нижний направляющий шарнир нагружается только в боковом и продольном направлениях

Разнесение подшипников увеличивает опорную базу *s* и улучшает восприятие возникающих изгибающих моментов, однако при этом возрастает ширина подшипникового узла. В передних колесах

это приводит к большому положительному плечу обкатки или смещению неподвижного шарнира равных угловых скоростей относительно оси поворота колеса (к середине автомобиля). Как указывалось в [32], угол поворота δ_1 внутреннего колеса зависит от угла β неподвижного шарнира и его положения на виде сзади (см. разд. 2.4.5). Чем больше в сторону колеса смещен этот шарнир, тем больше угол δ_1, однако это смещение не позволяет обеспечить широкую базу подшипников. Кроме того, благодаря своим преимуществам все большее распространение получает отрицательное плечо обкатки, которое можно конструктивно реализовать лишь при малой ширине подшипникового узла.

Все эти преимущества двухрядных подшипников явились, вероятно, причиной их почти исключительного применения в современных легковых и легких грузовых автомобилях. Например, на переднеприводных автомобилях *C32/35* фирмы «Ситроен» уста-

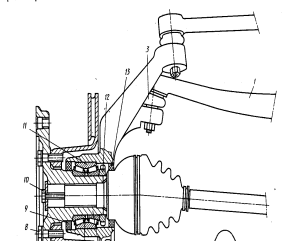


Рис. 2.138. Передняя подвеска легких грузовиков *C32/C35* фирмы «Ситроен» с двумя поперечными рычагами *1* и *2* и шарнирами *3*, соединяющими эти рычаги с опорой *4* подшипника колеса. Двухрядный конический роликовый подшипник *6* сидит на ступице *5*, в которую посредством болта *10* втягивается разгруженный от изгиба вал колеса. Болты *9* крепят вентилируемый тормозной диск *7* с внутренней стороны к ступице *5* колеса. Чтобы иметь небольшие напряжения на дисковом колесе, ступица имеет большой наружный диаметр

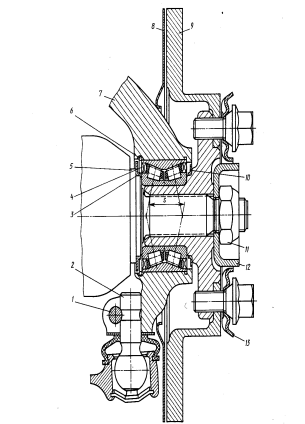


Рис. 2.139. Фирма «Рено» предусматривает на передних колесах моделей *9* и *11* с дизельным двигателем двухрядный конический роликовый подшипник со смазочным материалом на весь срок службы. Хорошо видно фиксирование наружного кольца проволочным стопорным кольцом *8* в короткой опорной базе *s*. Уплотнение с обеих сторон осуществляется скользящими по внутренним кольцам уплотнительными кольцами *3* совместно с центробежными отражателями *4*, скользящими по бортикам наружного кольца. Кроме того, имеются центробежные отражатели *5* и *10*, запрессованные на неподвижный шарнир и на ступицу, которые образуют лишь небольшой зазор относительно отверстия в опоре *7* подшипника колеса и служат для предварительного уплотнения. Ступица с предварительно установленным на ней коническим роликовым подшипником с помощью гайки *11* сажается на вал и затягивается установленным моментом. Колпачковая шайба *12* служит для грубого центрирования при установке дискового колеса *13*. Шаровой палец нижнего направляющего шарнира входит в цилиндрическое отверстие и фиксируется поперечным болтом *1*. Тормозной диск *9* устанавливается на ступице снаружи и прикрывается с внутренней стороны брызговиком *6*

навливается конический роликовый подшипник (поз. *6* на рис. 2.138), составное внутреннее кольцо которого стягивается гайкой *12* на ступице *5*. Наружное кольцо фиксируется стопорным кольцом *11*. Снаружи подшипник уплотняется манжетой *9*, а изнутри — манжеткой *13*, скользящей по неподвижному шарниру равных угловых скоростей. Выходящий из шарнира короткий вал колеса удерживается в ступице *5* болтом *10* с шестигранной головкой, который стопорится тарельчатой пружиной. Такое решение технически безупречно и экономично. Шейка ступицы *5* кроме тягового крутящего момента должна воспринимать передаваемые от колеса изгибающие моменты.

Из-за повышенной нагрузки на переднюю ось фирма «Рено» на легковых автомобилях мод. *9* и *11* с дизельным двигателем устанавливает двухрядный конический роликовый подшипник (рис. 2.139). Однако на тех же моделях с двигателем с карбюраторным зажиганием устанавливаются радиально-упорные шариковые подшипники. Фирма «Форд» на автомобилях «Фиеста» и «Эскорт» применяет, в принципе, два отдельных подшипника, наружные кольца которых прилегают к ребру *3* (рис. 2.140, 2.141) с жестким допуском по ширине. Расчетами по теории вероятности было доказано, что при сохранении определенных допусков предварительный натяг подшипников качения или установленный зазор остаются в требуемых пределах.

Рис. 2.140. Опора передного колеса автомобиля «Форд-фиеста» с двумя взаимно стянутыми коническими роликовыми подшипниками: при затягивании гайки *4* устанавливается правильный зазор. Уплотнение со стороны колеса осуществляется уплотнительной манжетой *5* и шейкой *6* опоры подшипника колеса. Попадание грязи со стороны шарнира полуоси предотвращается охватывающим колпачком *2* и уплотнительной манжетой *1*. Манжеты *1* и *5* имеют по два рабочие кромки, работающие по периферии и по торцу

Если нагрузка на ось, а значит, и возникающие в контакте колеса с дорогой вертикальные, боковые и продольные силы не так велики, то может быть применен более дешевый двухрядный радиально-упорный шариковый подшипник, который в увеличенном масштабе показан на рис. 2.127. На рис. 2.142, 2.158 и 6.39 приведены различные примеры его установки в ведущих передних колесах, а на рис. 2.143— в задней оси автомобилей «Мерседес *190/190Е*». Этот подшипник первого поколения не требует регулировки и подгонки. Нужно лишь затянуть заданным моментом гайку *15* и застопорить ее с помощью надеваемого тонкостенного колпачка.

Подшипники второго поколения благодаря своей компактной конструкции обеспечивают при ведущих колесах еще больше преимуществ, чем при ведомых. Несущее наружное кольцо выполняется в форме фланца и крепится к опоре подшипника колеса, при этом опору можно выполнить менее массивной и снизить требования к ее обработке. На рис. 2.144 показана такая опора передней оси автомобиля «Ситроен *СХ*». С внутренней стороны подшипник уплотняют манжетой, которая скользит по корпусу неподвижного шарнира равных угловых скоростей. Попадание грязи в подшип-

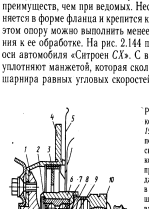


Рис. 2.143. Опора подшипника заднего колеса автомобилей «Мерседес *190/190Е*» с подшипником и тормозом. К подвижному шарниру равных угловых скоростей *10* привареи вспые вал *9* колеса, который через мелкошлицевой профиль передает тяговый момент дальше на ступицу *1*, установленную в радиально-упорном шариковом подшипнике *7*, не требующем обслуживания. Цельное наружное кольцо фиксируется в опоре *6* подшипника колеса стопорным кольцом *2*. Уплотнительные кольца установлены с обеих сторон подшипникового узла, снабженного долговечным смазочным материалом. Дополнительной защитой от грязи служит с наружной стороны щиток *5* (охватывающий тормозной диск *4*), а с внутренней — поясок *8* шарнира равных угловых скоростей. Этот поясок входит в выемку на опоре *6* подшипника колеса и образует лабиринт, дополнительно предотвращающий грязи и воды предотвращается центробежным действием этого колпачка. Тормозной диск *4* прижимается снаружи к фланцу *1* и стопорится установочным штифтом *14*. С внутренней частью диска *4* приводится в контакт колодки *3* барабанного тормоза с ручным приводом. В нижней части рисунка видна неподвижная тормозная скоба *12*, которая двумя болтами *11* крепится к опоре *6* подшипника колеса. Поршень *13* и наружная тормозная колодка показаны в разрезе

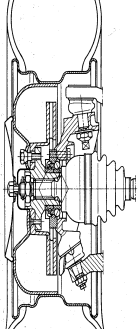


Рис. 2.144. Передняя подвеска автомобиля «Ситроен *СХ*». Наружное кольцо подшипника второго поколения прикреплено болтами к опоре подшипника колеса. Хорошо видны вентилируемый тормозной диск, надетый снаружи на фланец ступицы, и стопорение шестигранной гайки для фиксирования вала колеса в ступице. Эту задачу выполняет насадное шлицевое тонкостенное кольцо

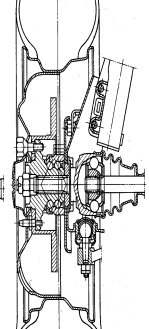


Рис. 2.145. Радиально-упорный шариковый подшипник фирмы СКФ, установленный в передней оси автомобиля «Фиат-панда». Неподвижный шарнир равных угловых скоростей расцовлен довольно точно на оси поворота. На уступе корпуса шарнира установлено центробежное кольцо, дополнительно предотвращающее проникновение воды и грязи. Наружное кольцо подшипника крепится болтами к опоре подшипника колеса, изготовленной из литогого материала

ник с наружной стороны предотвращается уплотнительной шайбой. Герметизации подшипника способствует центробежное действие вентилируемого тормозного диска.

Еще более легкими и компактными, а также менее нагруженными являются двухрядные радиально-упорные подшипники третьего поколения. Их внутреннее кольцо выполняет роль ступицы, на которой центрируются колесо и тормозной диск (или барабан). На рис. 2.145 и 6.40 показана передняя подвеска автомобиля «Фиат-панда» с подшипником третьего поколения. Опора подшипника колеса изготовлена из листового материала и двумя болтами крепится к пружинной стойке.

Этот подшипник для относительно легкого автомобиля «Панда» имеет шарики, разделенные сепаратором. Повышенные осевые нагрузки требуют полного заполнения полости подшипника шариками и, следовательно, составного внутреннего кольца (рис. 2.146 и 2.133).

К преимуществам, характерным для ведомых колес (см. рис. 2.130), подшипники третьего поколения для ведущих колес добавляют следующие:

1. Значительно упрощается монтаж;
2. Центр *4* неподвижного шарнира равных угловых скоростей может быть расположен близко к оси поворота *5* (рис. 2.147);
3. Наружная шестигранная гайка *2* уже не влияет на безопасность, так как колесо может свободно вращаться, а его вал передавать крутящий момент и без этой гайки;
4. Короткий вал колеса, как показано на рис. 2. 138, можно закреплять обыкновенным болтом с шестигранной головкой и нагружать только на кручение. Функцию ступицы выполняет внутреннее кольцо подшипника;
5. Значительно упрощается форма опоры подшипника колеса, которая проектируется исходя из требований долговечности, а не жесткости. Наружное кольцо подшипника является полностью несущим.

Рис. 2.146. Двухрядный радиально-упорный шариковый подшипник третьего поколения, предназначенный для ведущего переднего колеса. Внутреннее кольцо выполнено составным (детали *1* и *2*) со смещением разъема влево для возможности полного заполнения узла шариками и повышения за счет этого его грузоподъемности. Наружное кольцо *2* соединяется болтами с опорой подшипника колеса. Подшипник снабжен долговечным смазочным материалом. Кромки уплотнительных колец скользят по внутреннему и наружному кольцам

Существовало опасение, что в подшипниках третьего поколения будут перегреваться уплотнения, однако исследования фирмы «Сааб» на новой мод. *9000* не подтвердили этого.

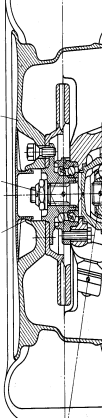


Рис. 2.147. Опора переднего колеса автомобиля «Сааб 9000» с двухрядным радиально-упорным шариковым подшипником третьего поколения. Внутреннее кольцо выполнено составным для возможности полного заполнения телами качения и осуществляет центрирование колеса *3*. Шайба *1* пластмассового кольца входит выступом в соответствующую внутреннюю кольцевую канавку. За счет смещения подшипника примерно в центральную плоскость вращения колеса центр *4* подшипника располагается почти на оси поворота *5*, а плечо обкатки r_S имеет очень небольшую величину

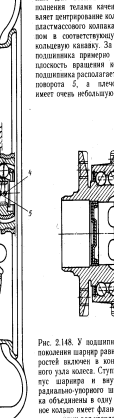


Рис. 2.148. У подшипников четвертого поколения шарнир равных угловых скоростей включен в конструкцию опорного узла колеса. Ступица колеса, корпус шарнира и внутреннее кольцо радиально-упорного шарикоподшипника объединены в одну деталь. Наружное кольцо имеет фланец с резьбовыми отверстиями для крепления в опоре подшипника колеса. Изображенная конструкция разработана для передних ведущих колес

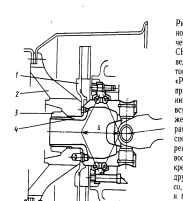


Рис. 2.149. Двухрядный радиально-упорный шарнирподшипник четвертого поколения фирмы СНР, применяемый на задних ведущих колесах гоночного автомобиля формулы *1* фирмы «Рено». В наружное кольцо, привернутое к опоре подшипника колеса, с обеих сторон вставлены уплотнительные манжеты, двойные кромки которых работают, как и шарики, по специально выполненному внутреннему кольцу. Последнее воспринимает с одной стороны крестовину шарнирного вала, а с другой – тормозной диск и колесо, центрирует обе эти детали и благодаря резьбе на трубчатом конце дает возможность быстрой смены колеса. Слева видна гайка необходимого для этого быстродействующего зажима

Детали этого опорного узла изготавливаются из подшипниковой стали 100Cr6 или из стали СЗ5V. В зоне беговых дорожек они должны иметь поверхностную твердость не менее *HRC* 60. Высокое содержание углерода в этих сталях (около 1% и 0,53%) допускает термообработку отдельных деталей для получения требуемой высокой поверхностной твердости. Ее обеспечивают и цементируемые стали *20MnCr5, 20MoCr4, 20NiCrMo2*, из которых изготавливаются, например корпуса неподвижных шарниров равных угловых скоростей. Эти стали соответствуют описанным в разд. 2.4.6, т. е. подшипники и шарниры могут быть объединены в единый узел. Прототипы такого подшипника четвертого поколения уже изготовлены и испытаны. Шарики в них перекатываются непосредственно по поверхности корпуса шарнира (рис. 2.148). Широкое применение этих подшипников в передних колесах сопряжено, однако, с рядом проблем, которые позволили считать дальнейшее внедрение этой конструкции нерациональным. В то же время на задних ведущих колесах гоночных автомобилей подшипники четвертого поколения применяются с успехом (рис. 2.149), обеспечивая следующие преимущества.

1. Малую массу
2. Небольшое число деталей
3. Простоту монтажа и замены
4. Наружный шарнир расположен глубоко в колесе, полуось получается длиннее и углы в обоих шарнирах уменьшаются
5. Тормозной диск *1* и колесо *2* устанавливаются на корпусе шарнира. Резьба для быстродействующего зажима *3* выполнена на трубчатом хвостовике корпуса *4* шарнира.

2.5.3. Подшипники ведущих колес при зависимой подвеске

В случае зависимой подвески внутренний конец *1* (рис. 2.150) полуоси легковых и легких грузовых автомобилей опирается через коническую полуосесвую шестерню и подшипники дифференциала на картер главной передачи, при этом на конец *1* действуют вертикальные силы, которые тем меньше, чем длиннее может быть полуось (расчет сил приводится в [31]). Шлицы полуоси, требуемые для ее привода от полуосевой шестерни, допускают осевое перемещение, т. е. внутренний конец полуоси имеет плавающую опору. В качестве неподвижной опоры наружного конца полуоси обычно применяют установленный в балке радиальный шариковый подшипник, который воспринимает нагрузки в радиальном и осевом направлениях (т. е. во всех трех направлениях, см. рис. 1.1). При увеличенном радиальном зазоре протёр полуоси не ухудшает работы такого подшипника. На рис. 2.151 показана область разброса угла $\Delta\gamma_0$, определя-

Рис. 2.150. При зависимой подвеске ведущих колес радиальный шариковый подшипник на наружном конце балки должен передавать вертикальные, продольные и боковые силы. Эти силы вызывают реакции, воспринимаемые через внутренний конец *1* полуоси подшипником дифференциала. Чем меньше может быть расстояние *a* и чем больше длина *l*, тем меньше будут силы в точке *1*, а значит, и в подшипнике *2*

Рис. 2.151. Упругий угол изгиба $\Delta\gamma_0$ на наружном конце полуоси, замеренный на различных легковых автомобилях среднего класса. Статические боковые силы имитируют воздействие на наружное колесо при повороте автомобиля. Приведена область разброса и средняя кривая. На наружном колесе происходит межосевольное увеличение развала

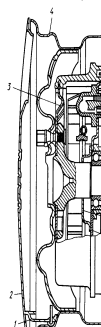
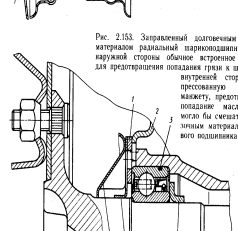


Рис. 2.152. Наружная опора полуоси автомобиля «Опель-рекорд Е». Если служащие для смазывания главной передачи масло просочится через уплотнения, то оно стечет по маслоуловителю *5* и через отверстие *6* вытечет наружу. Тормозной барабан имеет цельный фланец *3* из листового материала; хорошо виден глубокий обод *4* с двойным подъятом и колвак *2* колеса, эластичные лапки *1* которого входят снаружи в углубление, образованное подъятом на наружной полке обода

Рис. 2.153. Заправленный долговечным смазочным материалом радиальный шарикоподшипник имеет с наружной стороны обычное встроенное уплотнение для предотвращения попадания грязи к шарикам, а с внутренней стороны — запрессованную радиальную манжету, предотвращающую попадание масла, которое могло бы смешаться со смазочным материалом шарикового подшипника



ющего упругое отклонение конца полуоси под действием статических боковых сил, а на рис. 2.152 и 2.153 — типичная наружная опора. Внутреннее кольцо уплотненного с обеих сторон подшипника упирается в напрессованное кольцо *4* (см. рис. 2.153) уголкового сечения, а наружное — удерживается фланцем *1*, прижимающим одновременно тормозной щит *2*. Перед этим фланцем на полуоси расположен центробежный отражатель *5*, предотвращающий попадание продуктов износа тормозов в подшипник. Маслоуловитель *6* не допускает попадания масла к тормозным накладкам. Масло, просочившееся через уплотнения, стекает через отверстие вниз. Наружное кольцо уплотнено кольцом *3* круглого сечения, заложенным в канавку.

Обычный конический роликовый подшипник, в отличие от радиального шарикового подшипника, не может передавать силы

Рис. 2.154. Конические роликовые подшипники фирмы «Timken»: справа — обычное исполнение «TS», воспринимающее осевые силы только в одном направлении, слева — подшипник *UNIT*, который может передавать эти силы в обоих направлениях

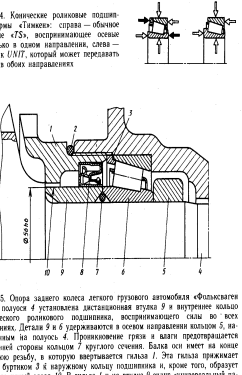


Рис. 2.155. Опора заднего колеса легкого грузового автомобиля «Фольксваген *LT*». На полуоси *4* установлена дистанционная втулка *9* и внутренние кольцо *6* конического роликового подшипника, воспринимающего силы во всех направлениях. Детали *9* и *6* удерживаются в осевом направлении кольцом *5*, напрессованным на полуось *4*. Проникновение грязи и влаги предотвращается с внутренней стороны кольцом *7* круглого сечения. Балка оси имеет на конце внутреннюю резьбу, в которую ввертывается гильза *1*. Эта гильза прижимает кольцо с буртиком *3* к наружному кольцу подшипника и, кроме того, образует узкий щелевидный зазор *10*. В гильзе *1* и на втулке *9* сидит «универсальный патрон» фирмы «Гётце», обеспечивающий надежное уплотнение. Проникновение воды в резьбу предотвращается кольцом круглого сечения *2*

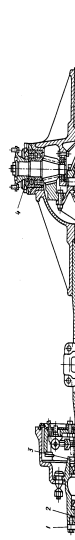


Рис. 2.156. Задний мост грузового автомобиля с двумя-коническими роликовыми подшипниками для опоры ступицы на цапфу: *1* — ступица; *2* — цапфа; *3* — подшипники; *4* — уплотнение; *5* — гайка; *6* — контргайка; *7* — шайба; *8* — ось; *9* — полуось; *10* — ось; *11* — шайба; *12* — гайка; *13* — контргайка; *14* — шайба; *15* — полуось; *16* — ось; *17* — шайба; *18* — гайка; *19* — контргайка; *20* — шайба; *21* — полуось; *22* — ось; *23* — шайба; *24* — гайка; *25* — контргайка; *26* — шайба;

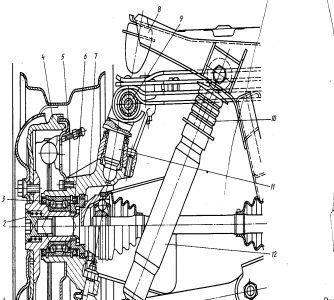


Рис. 2.158. Передняя и задняя подвески полноприводного многоцелевого легкого автомобиля «Фольксваген-вальтер» с барабанными тормозами скоординирована таким образом, что отдельные узлы спереди и сзади одинаковы и могут быть быстро заменены. Двухрядный радиально-упорный шарнирный подшипник установлен между створочными кольцами. Дополнительной грязе- и водозащитой со стороны колеса являются: тормозной щит *5*, образующий малый зазор с кромкой тормозного барабана *6*, радиальная уплотнительная манжета *3* в кольцо круглого сечения на гайке *2* вала колеса. На гайку *2* опирается пружина, чем обеспечивается постоянное усилие поджатия. Опасность загрязнения с внутренней стороны еще больше, чем с наружной. Поэтому между подшипником и неподвижным шарниром равных угловых скоростей фирмы «Либрэ» сидит кольцо *6*, образующее дабирнт с отверстием в опоре *7* подшипника колеса. По этому кольцу *6* скользит радиальная уплотнительная манжета с защитной кромкой; кольцо круглого сечения предотвращает попадание воды к шарниру. Требуемую противоскользящую характеристику обеспечивают широкоцелевая резина (показанная на рис. 2.7), дополнительный упругий элемент *10* в буфер сжатия *8*. Элемент *10* установлен на амортизаторе *12*, внутри которого имеется буфер отбоя. Нижний шарнир *1* из-за действия сил амортизатора является «несущим», он установлен конусом в опоре *7* подшипника колеса. На верхнем шарнире при ходах отбоя и сжатия колеса возникает изгибающий момент. Причиной этого является момент скручивания, возникающий в сайлент-блоке *9*, запрессованном в проушину рессоры. Опора верхнего шарнира выполнена в виде цилиндрического хвостовика *11*

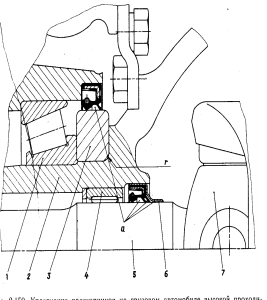


Рис. 2.159. Уплотнение подшипников на грузовом автомобиле высокой проходимости с зависимой подвеской. Подшипник *1* колеса и положение сдвоенного шарнира *7* соответствуют рис. 2.117. Вал *5* колеса установлен в игольчатом подшипнике *4* и из-за возможности сильного загрязнения со стороны сдвоенного шарнира уплотнен специальной манжетой фирмы «Гетце» с двойной защитной кромкой и дополнительным металлическим кожухом. Последний образует с валом малый зазор *6*. Смазочный материал, заполняющий все это уплотнение, замедляет коррозию и удлиняет тем самым срок службы уплотнения. Для уменьшения концентрации напряжений на радиусе *r* шейки опоры *2* подшипника колеса установлено промежуточное кольцо *3*, на котором легко получить требуемую для манжеты, заполненной смазочным материалом, скользящую поверхность. Манжета предотвращает загрязнение конических роликовых подшипников *1*:

а — смазочный материал

мещения, должны иметь следующие значения: $Ra=0{,}2\div0{,}8$ мкм, $CLA=8\div25$ мкм, $Rz=1{,}0\div4{,}0$ мкм, $R_{max}\leq6{,}3$ мкм. Это значение требуется для обеспечения смазывания даже при небольшом количестве смазочного материала. Если же вал не только вращается, но и перемещается в осевом направлении, для обеспечения герметичности параметры шероховатости поверхности не должны превышать следующих значений: $Ra=0{,}2$ мкм, $CLA=8$ мкм и $Rz=0{,}8$ мкм. Допуск на диаметр вала соответствует h_{11} по ИСО. Несоосность вала и монтажного отверстия под уплотнительную манжету не должна превышать 0,15 мм, а радиальное биение при частоте вращения до 1500 мин$^{-1}$—0,18

или 0,3 мм (в зависимости от свойств эластомера). Более подробные данные содержатся в каталоге «Радиальные уплотнительные манжеты для валов» фирмы «Гётце».

Необходимо учитывать также твердость рабочей поверхности вала. При окружной скорости до 4 м/с она должна составлять не менее *HRC* 45, что соответствует пределу прочности $\sigma_в \geq 1450$ МПа. У легированных улучшаемых сталей такая прочность достигается без дополнительной обработки поверхности. Опасность повадания грязи в повышенная окружная скорость требует твердости не менее *HRC* 55 и глубины закалки 0,3 мм с окончательно обработанном состоянии. Оба эти условия могут быть обеспечены только поверхностной закалкой цементируемой стали по ДИН 17210 или улучшаемой стали по ДИН 17200 с содержанием углерода не менее 0,44%. Изготовление вала из улучшаемой стали, как правило, обходится дешевле. Подшипниковые стали имеют поверхностную твердость свыше *HRC* 60 и, если уплотнительная кромка скользит непосредственно по внутреннему кольцу подшипника или корпусу шарнира, требование относительно твердости будет выполнено (см. рис. 2.153).

Уплотнение подшипников при независимой подвеске колес. Подшипниковый узел получается более компактным по ширине, если, как показано на рис. 2.127, в наружное кольцо вставлены с обеих сторон два плоских специальных уплотнительных кольца, скользящих по поверхности внутреннего кольца. При независимой подвеске ведущих колес вода и грязь могут проникать в подшипник с обеих сторон. Однако с наружной стороны этому препятствует центробежное действие вращающегося с большой окружной скоростью тормозного диска. С внутренней стороны аналогичный эффект может быть достигнут уголковым кольцом *5* (рис. 2.139). Той же цели служит показанный на рис. 2.142 кольцевой буртик *3*. Щелевидный зазор между корпусом *8* шарнира и опорой *6* подшипника колеса (см. рис. 2.143) также улучшает грязезащиту.

Ресурс подшипника, заправленного смазочным материалом на весь срок службы, зависит в большой степени от уплотнения. Если указанные меры защиты от грязи и воды оказываются недостаточными, применяют уплотнительные манжеты с двойными кромками (рис. 2.160 и 2.161). Они хотя и увеличивают ширину подшипникового узла, однако обеспечивают герметичность. Еще надежнее предохраняют от проникновения воды и грязи три кромки (рис. 2.162) или дополнительные центробежные шайбы (рис. 2.163). В случае ведущих колес наружное кольцо *1* подшипника запрессовано в опору подшипника колеса и с обеих

Рис. 2.160. При нагреве подшипника качения (например, вследствие продолжительного торможения) возникает избыточное давление. Это давление не может уменьшиться, если одна кромка прилегает к внутреннему кольцу навстречу направлению движения (исполнение *а*). Вариант *б* представляет лучшее решение при уплотнении двумя кромками: обе они направлены наружу и возникающее в полости подшипника давление может уменьшиться

Рис. 2.161. Установленные в наружном кольце двухкромочные уплотнения фирмы *CHP*. Уплотнительные кромки скользят по внутреннему кольцу, а трезвазитные кромки — по боковым поверхности; свободное пространство между кромками заполнено смазочным материалом. В разрезе видны сепараторы, разделяющие шарики

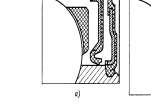


Рис. 2.162. Тройное уплотнение фирмы CHP. Уплотнительная манжета для валов запрессована в наружное кольцо. Три кромки манжеты скользят по уголковому кольцу, напрессованному на внутреннее кольцо подшипника

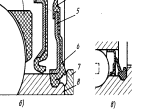


Рис. 2.163. Три различных уплотнения фирмы ФАГ, предусмотренные для подшипниковых узлов с долговечным смазочным материалом и применяемые на ведущих колесах. Дополнительно к уплотнительным шайбам *3*, скользящим с обеих сторон по внутреннему кольцу *8*, предусмотрены еще центробежные шайбы *5*, которые вращаются вместе с внутренним кольцом *8* и прижаливаемые кромки *4* которые прилегают к наружному кольцу лишь с минимальным давлением пружатия (вариант *а*). В варианте *б* дополнительная кромка *6* плотно прилегает к зажатым вместе с внутренним кольцом деталям *7*, препятствуя проникновению влаги, которая могла бы через посадочное место внутреннего кольца попасть в подшипник. Вариант *в* имеет запрессованную в наружное кольцо радиальную уплотнительную манжету, по боковой стенке которой скользит кромка центробежной шайбы (в этом варианте — вентилятор). Центробежная шайба вращается вместе с внутренним кольцом. Шарик разделены сепараторами *2*

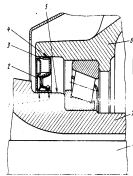


Рис. 2.164. Опора задного колеса внедорожного грузового автомобиля. Конический роликовый подшипник установлен на конце картера 7 моста. Наружное кольцо подшипника установлено в ступице 4 колеса, которая с наружной стороны соединяется болтами с полуосью 8. В качестве уплотнения служит «универсальный патрон» фирмы «Гетце», в котором три уплотнительные кромки работают по закаленному кольцу 2, поверхность которого соответствует требованиям обеспечения герметичности (см. разд. 2.5.4). Свободное пространство между кромками заполнено силиконовым материалом. Промущество этой конструкции состоит в том, что посадочная поверхность 5 (по которой могли бы скользить кромки) уже может быть выполнена без соблюдения особых требований к ее твердости и состоянию; между кольцом 2 и корпусом 3 остается небольшой щелевидный зазор. При стоянке просочившаяся вода направляется верхней защитной кромкой вниз и там вытекает. При движении прыгается ступица 6, оказывая определенное центробежное действие. Уплотнение патрона относительно отверстия в вала осуществляют прямоугольнокольцевые шкрятия 4 и 1

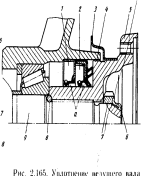


Рис. 2.165. Уплотнение ведущего вала главной передачи на внедорожном грузовом автомобиле. На фланце 3 вала сидит охватывающий шейку картера центробежный отражатель 2, который из-за большой частоты вращения карданного вала обеспечивает особенно хорошую гряязащиту. Кроме того, фланец 5 имеет гребешки 4, образующие дабиринт с отверстием в картере 1. Этим отверстии установлены две радиальные уплотнительные манжеты 1 и 2. Две защитные кромки внешней манжеты 2 скользят по торцевой поверхности фланца 5, обеспечивая стекание вниз просочившейся при стоянке воды. На ведущем валу 9 проникновение воды и влаги предотвращается кольцом круглого сечения 8. Фланец 5 крепится на валу 9 гайкой 7. После ее затягивания заданным моментом стопорение осуществляется вдавливанием трубчатого хвостовика гайки в паз 6

Рис. 2.164 показан «универсальный патрон» фирмы «Гетце», а на рис. 2.165 — уплотнение ведущего вала главной передачи. Большая частота вращения карданного вала повышает эффективность грязезащиты центробежного отражателя 3.

этого подшипника позволяет снизить усилие прижатия всех уплотнительных кромок и тем самым уменьшить потери на трение.

При ведомых колесах требуется уплотнение подшипника только с внутренней стороны, так как с наружной стороны он защищен колпачком (см. рис. 2.126, 2.128 и 2.134).

Уплотнение подшипников при зависимой подвеске ведущих колес. Установленные с наружной стороны уплотнения должны предотвращать как вытекание масла (которое связано бы [illegible]ективность торможения), так и проникновение грязи, пр[illegible]ктов износа тормозов или воды в подшипник качения и в полость картера моста. Решения, обычные для легковых и легких грузовых автомобилей, показаны на рис. 2.153 и 2.155. Трудное выполнить уплотнение подшипников ведущих колес внедорожных автомобилей. Грязевая нагрузка этих автомобилей значительна и коррозия под действием просочившейся воды может разрушить уплотнительные кромки в зонах уплотнения 3 и 4 (см. рис. 2.156).

Рис. 2.164 показан «универсальный патрон» фирмы «Гетце», а на рис. 2.165 — уплотнение ведущего вала главной передачи.

1 вращается вместе с внутренним кольцом 8, поэтому она не только осуществляет уплотнение в неподвижном состоянии, но при вращении оказывает еще центробежное действие. Четыре уплотнительных элемента на один подшипник должны были бы при такой конструкции увеличивать трение, и, следовательно, несколько повышать сопротивление вращению. Однако надежная защита

3. ЗАВИСИМАЯ ПОДВЕСКА

3.1. ЗАВИСИМАЯ ПОДВЕСКА НА ПРОДОЛЬНЫХ РЕССОРАХ

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

На относительно легких легковых, а также грузовых автомобилях рессоры обеспечивают, пожалуй, еще удовлетворительные направляющие свойства, однако на более тяжелых легковых автомобилях их применение связано со значительными проблемами. Если для достижения хорошей плавности хода рессоры выполнены длинными, то они получаются податливыми в боковом направлении, что приводит к ухудшению сцепления колеса с дорогой на поворотах. Другой недостаток мягких рессор — так называемый S-образный изгиб (рис. 3.3). Продольные силы, возникающие в контакте колес при разгоне и торможении, вызывают поворот задней оси, вследствие чего увеличиваются изгибные напряжения в середине рессоры. По этой причине однолистовые рессоры при зависимой подвеске ведущих колес могут применяться без дополнительных направляющих элементов только на легких автомобилях.

Рис. 3.1. Продольные рессоры могут воспринимать силы, действующие во всех направлениях, а также тяговые и тормозные моменты:
1, 2, 3 — соответственно продольная, вертикальная и боковая силы

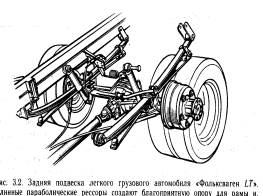


Рис. 3.2. Задняя подвеска легкого грузового автомобиля «Фольксваген *LT*». Длинные параболические рессоры создают благоприятную опору для рамы и, кроме того, имеют прогрессивную характеристику. При нагружении вступают в работу резиновые буферы опорных листов (см. рис. 2.3), а буферы сжатия осуществляют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

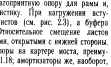


Рис. 3.3. S-образный изгиб, вызванный тормозными силами F_x, вследствие которого возникают дополнительные напряжения изгиба в задних концах обеих продольных рессор

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

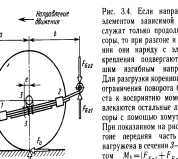


Рис. 3.4. Если направляющим элементом зависимой подвески служат только продольные рессоры, то при разгоне и торможении они наряду с элементами крепления подвергаются большим изгибным напряжениям. Для разгрузки коренного листа и ограничения поворота балки моста к восприятию момента привлекаются остальные листы рессоры с помощью хомутов 1 и 2. При показанном на рисунке разгоне передняя часть рессоры нагружена в сечении 3—3 моментом $M_3=(F_{E21}+F_{E22})(a-e)$, где $F_{E21}=F_{E1}d/(a+b)$, $F_{E22}=(F_{E1}+F_{E1}\delta)b/(a+b)$. Задний конец рессоры подвешен на серьге

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

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

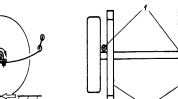


Рис. 3.5. Крутильные колебания вокруг оси колес, вызываемые изменением тяговых сил

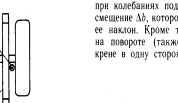


Рис. 3.6. Благоприятное расположение амортизаторов на автомобиле «Форд-капри»: с одной стороны — перед осью и с другой — позади оси колес: *1*—амортизаторы; *2*—рессоры

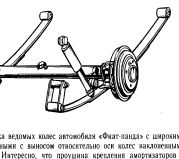


Рис. 3.7. Задняя подвеска ведомых колес автомобиля «Фиат-панда» с широкими амортизаторами с выносом относительно оси колес наклонными назад амортизаторами. Интересно, что проушина крепления амортизаторов к балке оси расположена сбоку от корпуса амортизатора. Усилия сжатия и отбоя, возникающие в амортизаторах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

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

Другие конструкции зависимых рессорных подвесок можно найти в [32] (передняя подвеска легкого грузового автомобиля «Даймлер-Бенц *207D808*», а также «Фольксваген *LT*») и [30] (задние подвески «Мерседес *207D808*», «Пежо-*305*» и развозного автомобиля «Форд-экспорт»).

3.2. ПОДВЕСКА ЛЕГКОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ НА ПРОДОЛЬНЫХ И ПОПЕРЕЧНЫХ РЫЧАГАХ

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

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

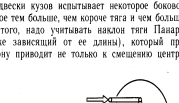


Рис. 3.9. Задняя подвеска «Де-дион» автомобиля «Вольво 343/360» с трансмиссией «Вариоматик», расположенной отдельно от бальки оси. Относительные рессоры воспринимают вертикальные, боковые и продольные силы. Вариоматик и задняя передача (показаны тонким «линиям»).

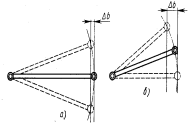


Рис. 3.10. Чем больше наклонена тяга Панара и чем она короче, тем больше боковое смещение Δb при ходе кузова. Вследствие этого может возникнуть поворот кузова вокруг вертикальной оси, влияющий на положение передних колес, что приведет к изменению направления движения:
а—горизонтальная тяга Панара; б—наклонная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

крена вверх (рис. 3.11), но и к усилению этого крена за счет силы F_{T_2}. Если центробежная сила $F_{цб}$ направлена в другую сторону (рис. 3.12), то центр крена опускается, однако возникает поддерживающая кузов составляющая F_{T_1}. Поэтому при рассмотрении поведения автомобиля на повороте нет необходимости учитывать изменение положения тяги Панара.

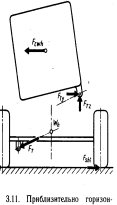


Рис. 3.11. Приблизительно горизонтальная при прямолинейном движении тяга Панара наклоняется при боковом крене кузова. При повороте вправо центр крена W_1 перемещается вверх, и плечо крена укорачивается. Однако возникающая при этом составляющая силы F_{T_2} усиливает крен кузова

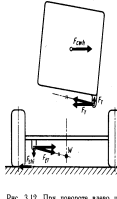


Рис. 3.12. При повороте влево центр крена W_1 перемещается вниз, однако кузов дополнительно поддерживается составляющей F_{T_1}, что уменьшает крен кузова

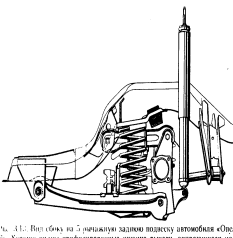


Рис. 3.13. Вид сбоку на 5-рычажную заднюю подвеску автомобиля «Опель-рекорд Е». Хорошо видны профилированные нижние рычаги, опирающиеся на них пружины, буфера над балкой подвески и тяга Панара, расположенная примерно на высоте оси колес. Поршни расположенных за осью амортизаторов совершают ходы, большие,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

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

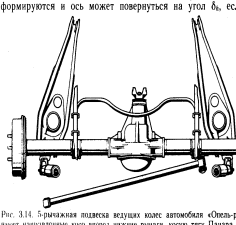
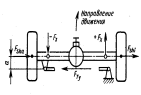


Рис. 3.14. 5-рычажная подвеска ведущих колес автомобиля «Опель-рекорд Е» имеет направленные кзади вперед нижние рычаги, косую тягу Панара с правым креплением к балке и связанный с верхними рычагами стабилизатор

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



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

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

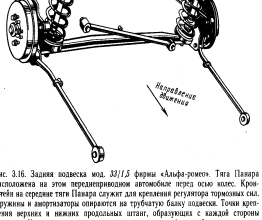


Рис. 3.16. Задняя подвеска мод. 33/1,5 фирмы «Альфа-ромео». Тяга Панара расположена на этом переднеприводном автомобиле перед осью колес. Кронштейн на средине тяги Панара служит для крепления регулятора тормозных сил. Пружины и амортизаторы опираются на трубчатую балку подвески. Точки крепления верхних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

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

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

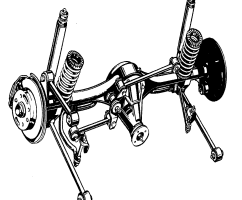


Рис. 3.17. Задняя подвеска автомобиля «Мазда-RX7», развивающего скорость свыше 200 км/ч, с хлопком кузова: расположенный перед осью механизм Уатта передает боковые силы между кузовом и осью, направляя ее при ходах подвески вертикально, т. е. без какого-либо бокового смещения. Расположение механизма Уатта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

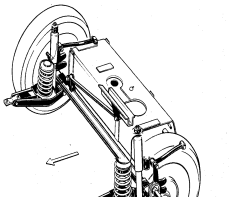


Рис. 3.18. Задняя подвеска мод. 99 и 900 фирмы «Сааб». Расположенная над осью тяга Панара не влияет на поворачиваемость автомобиля и, кроме того, обеспечивает высокий центр крена (что благоприятно для переднеприводного автомобиля). Продольные силы и тормозные моменты воспринимаются парами рычагов, расположенными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

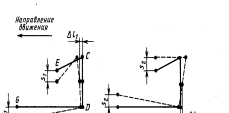


Рис. 3.19. Если при движении на повороте кузов на наружной стороне перемещается на величину хода сжатия s_1, а на внутренней — на величину хода отбоя s_1, балка подвески теоретически должна была бы скручиваться. На самом же деле эти изменения положения воспринимаются резиновыми опорами в проушинах рычагов.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

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

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

Недостатком этой схемы является смещение центра продольного крена при изменении нагрузки. Как можно видеть на рис. 3.21, при нагрузке в два человека центр продольного крена O_{k2} расположен перед осью колес, а при полной нагрузке ...

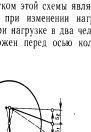


Рис. 3.20. Механизм Уатта, ограничивающий балку подвески в продольном направлении с обеих сторон, имеет то преимущество, что при равностороннем и разноименном ходе подвески балка перемещается точно перпендикулярно продольной оси автомобиля (т. е. без поворота в плане). Это свойство сохраняется как при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

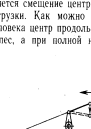


Рис. 3.21. При наличии механизма Уатта верхние продольные рычаги размещены сзади, за счет чего центр продольного крена O_k при нагружении автомобиля оказывается расположенным позади оси колес, что приводит к отжатию вверх задней части кузова в начале торможения: сплошная линия — нагрузка в два человека; штриховая — полная нагрузка

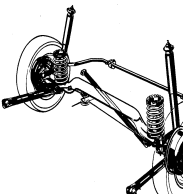


Рис. 3.22. Задняя подвеска автомобиля «Форд-фиеста». Балка в средней части изогнута вверх, чтобы под ней могла пройти выпускная труба. Продольные силы и жесткое качение радиальных шин воспринимаются двумя рычагами, а боковые силы — тягой Панара, направленной от балки косо назад. Тормозной момент воспринимается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

позади этой оси (O_{k1}). Вследствие этого задняя часть кузова при торможении отжимается вверх, а не притягивается вниз.

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

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

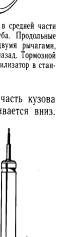


Рис. 3.23. Амортизатор фирмы «Фэктель и Заке» с направленным вперед кронштейном, необходимым для восприятия тормозного момента в задней подвеске автомобиля «Форд-фиеста»

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

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

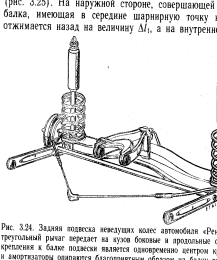


Рис. 3.24. Задняя подвеска ведущих колес автомобиля «Рено-18». Верхний треугольный рычаг передает на кузов боковые и продольные силы, точка его крепления к балке подвески является одновременно центром крена. Пружины и амортизаторы опираются благоприятным образом на балку подвески. Стабилизатор размещен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

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

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

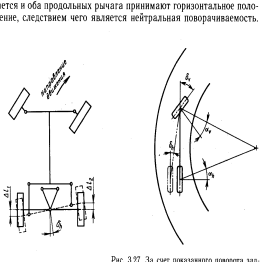


Рис. 3.26. Под действием крена кузова задняя ось может повернуться на угол δ_h в сторону, соответствующую избыточной поворачиваемости

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

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

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

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

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

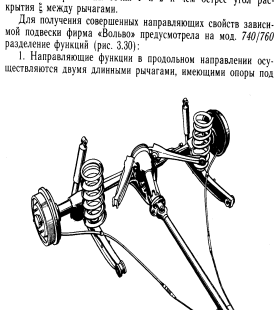


Рис. 3.28. Задняя подвеска ведущих колес автомобиля «Форд-таунус» с косыми верхними рычагами. Пружины привернуты к нижним рычагам концами с уменьшенным диаметром навивки. Амортизаторы расположены позади оси колес

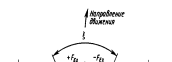


Рис. 3.29. За счет боковых сил на повороте F_{xbu} и F_{xbl} в точках шарнирного крепления верхних рычагов возникает пара сил $\pm F_{Ez}$, которая должна восприниматься нижними рычагами (силы $\pm F_{Ep}$)

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

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

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

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

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

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

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

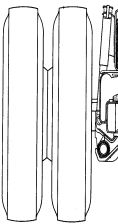


Рис. 3.31. На грузовом автомобиле *16241* фирмы «Дайймлер-Бенц» диафрагменные пневмобаллоны (один показан в разрезе) установлены перед осью и позади оси и опираются на нижнюю полку лонжерона. Хорошо видны крепления амортизатора к раме и верхнего треугольного рычага, представленного на рис. 2.26 и 2.27

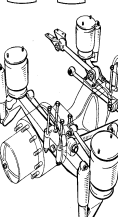
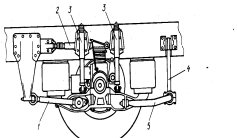


Рис. 3.32. Задняя подвеска автомобиля «Магирус-Дойтц *M2000*». В продольном направлении направляющие функции осуществляются верхней продольной штангой, которая крепится к картеру главной передачи, и двумя нижними. Боковые силы передает тяга Панара, спинка стабилизатора через кронштейны крепится к кузову,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



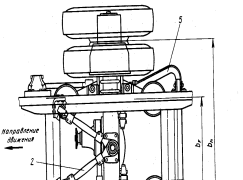


Рис. 3.33. Задняя пневматическая подвеска автомобилей *10171—22191*, колесной формулы 6×2 фирмы «Дайймлер-Бенц». Направляющие функции осуществляют две нижние продольные штанги *1* и верхний треугольный рычаг *2* (показанные отдельно на рис. 2.23, 2.26 и 2.27). Четыре упругие балонки установлены под лонжеронами рамы и имеют из-за сдвоенных колес относительно малую упругую колею b_2. Отношение колеи задних колес b_1 к указанному размеру b_2 равно $i_1 = 2{,}2$, и согласно рис. 1.18 жесткость при разноименном ходе составит всего 21% от жесткости при равносторонним ходе подвески. Для уменьшения крена кузова позади оси установлен стабилизатор 5, который через опоры 4 крепится на раме. Четыре амортизатора *3* установлены почти вертикально вблизи колес, чтобы эффективнее гасить боковые колебания кузова

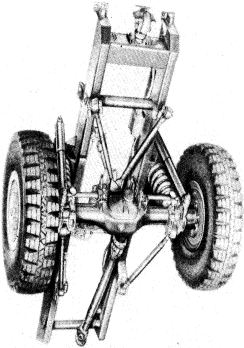


Рис. 3.34. Вид снизу на заднюю подвеску полноприводного внедорожного грузового автомобиля фирмы МАН грузоподъемностью 6 т. Передние продольные штанги имеют длину 1025 мм, а задний треугольный рычаг с очень широкой опорной базой — длину 762 мм. Такие размеры вместе с высокими пружинами прогрессивного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

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

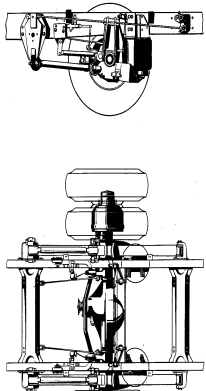


Рис. 3.35. Задняя подвеска, применяемая фирмой «Даймлер-Бенц» на грузовых автомобилях и седельных тягачах полной массой до 22 т. Верхними направляющими элементом являются однолистовые рессоры, которые воспринимают не только продольные, но и боковые силы. Две нижние штанги также выполняют направляющие функции. Пневмобаллоны пришлось сдвинуть назад для возможности их крепления под лонжеронами рамы. Возникающий вследствие этого момент воспринимается передними частями рессор и продольными штангами. Амортизаторы установлены рядом с баллонами, стойка стабилизатора закреплена на балке оси

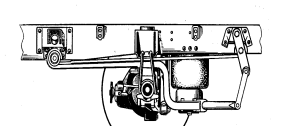


Рис. 3.36. Пневматическая подвеска задних колес, устанавливаемая фирмой «Дайкмер-Бенц» на легкие грузовые автомобили. Направляющие функции осуществляют с каждой стороны одноплотная рессора и параболический рычаг. Последний изогнут таким образом, чтобы диафрагменный пневмобаллон мог опираться на ложкерон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

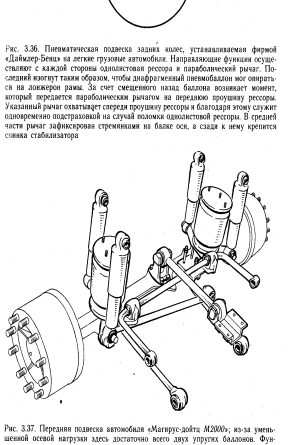
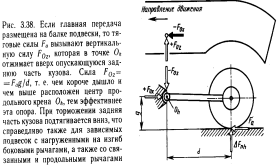


Рис. 3.37. Передняя подвеска автомобиля «Магирус-дойтц *M200A*»; из-за уменьшенной осевой нагрузки здесь достаточно всего двух упругих баллонов. Функции направляющего элемента осуществляют три продольные штанги и тяга Панара. Чтобы получить место для поворота колес, все узлы сдвинуты к середине

3.35 и 3.36). Передняя подвеска обычно менее нагружена, чем задняя; здесь достаточно с каждой стороны по одному баллону, который может опираться непосредственно на балку подвески (рис. 3.37).

3.4. ПОДВЕСКА С ДЫШЛОМ

Все вышеописанные типы зависимых задних подвесок имеют один недостаток: они не могут влиять на продольный крен кузова при торможении или разгоне (или такое влияние незначительно). Это означает, что центр продольного крена O_h либо отсутствует, либо расположен далеко перед осью (см. рис. 2.91). При наружном расположении тормозов в колесах этот


Подвешенное движение
$-F_{Bx}$
F_{Bz}
$-F_{Bz}$
F_{Ba}
O_h
F_{Ba}
ΔF_{Ba}
d
Вид А
F_{Ba}
F_{Bz}
F_{Ba}
F_{Bz}
F_{Ba}
F_{Bz}
O_h
F_{Ba}
F_{Bz}
F_{Ba}
F_{Bz}
F_{Ba}
$F_{Bz}

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

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

Наличие более мягких подвесок и больших тормозных замедлений позволяет считать проблему предотвращения продольного крена при разгоне и торможении на легковых автомобилях не менее важной, чем на грузовых автомобилях и автобусах. Кроме того, подвеска с дышлом практически исключает появление крутильных колебаний, показанных на рис. 3.5. Фирма «Опель» в 1985 г. применяла такую подвеску задних колес на мод. «Манта» (рис. 3.43). В отличие от описанных выше конструкций, здесь тяговые и тормозные силы воспринимаются двумя боковыми продольными штангами. В точке опоры дышла O_1 воспринимаются только вертикальные составляющие F_{Oz}, что обеспечивает уменьшение продольного крена (рис. 3.44 и 3.38). Резиновая опора в этой точке обладает продольной податливостью при боковой жесткости; в вертикальном направлении она имеет прогрессивную характеристику для поглощения жесткого качения шин. Жесткий пояс шин вызывает крутильные колебания относительно оси колес, а эти колебания, в свою очередь, — небольшие перемещения дышла вверх-вниз. Для снижения монтажной высоты подвески пружины установлены в опущенных карманах, причем с целью уменьшения бокового крена кузова на повороте они расположены перед осью.

При равностороннем ходе балка качается относительно прямой $y-y$, проходящей через шарнир дышла O_1 перпендикулярно направлению движения (рис. 3.45). Если пружины I расположены перед осью колес, то их жесткость c_f должна быть больше жесткости c_h, приведенной к точке контакта колеса. Здесь справедливо уравнение $c_f = c_h i_f^2$, причем $i_f = b/a > 1$. При повороте

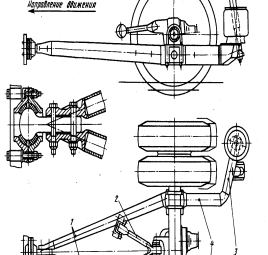


Рис. 3.40. Пневматическая подвеска с дышлом задних колес автобусов МАН, с задним расположением двигателя. Каждая половина дышла представляет собой сварной узел, состоящий из штамповок и балок (полых листовых профилей). Обе половины соединяются резьбовыми соединениями, спереди — с шаровым пальцем, а в середине — с балкой подвески; их задние консольные концы несут на себе широко расставленные пневматические диафрагменные баллоны. Расстояние между ними в 1,13 раза превышает колею, что увеличивает эффективность поддержки кузова. Продольные силы воспринимаются шарниром дышла с резиновыми вкладышами, а основная часть боковых сил — треугольным рычагом. Шарнир на балке при ходах отбоя и сжатия подвески должен перемещаться по дуге меньшего радиуса, чем определяет шарнир дышла. Возникающее рассогласование компенсируется эластичной опорой вершины треугольного рычага:
1 — передние балки; 2— треугольный рычаг; 3— балки пневмобаллона; 4— задние балки; 5— штамповки

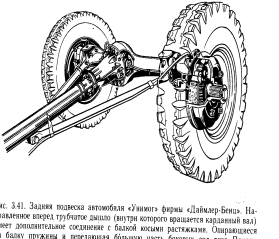


Рис. 3.41. Задняя подвеска автомобиля «Ганомаг» фирмы «Даймлер-Бенц». Направляющее вперед трубчатое дышло (внутри вращается карданный вал) имеет дополнительное соединение с балкой мостами растяжками. Опирающиеся на балку пружины и передающая бо́льшую часть боковых сил тяга Панара не показаны. Для увеличения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

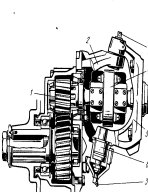


Рис. 3.42. Для увеличения дорожного просвета под обеими осями фирма «Даймлер-Бенц» на автомобиле «Ганомаг» располагает балку оси и дышло выше оси колес, в связи с чем устанавливаются колесные редукторы. Здесь показан редуктор переднего колеса со сдвоенным шарниром *4* и шкворнем *6*. Из-за сильной загруженности этой зоны необходимы две пресс-масленки 3. Остальные позиции обозначают:

1 — ведущая шестерня редуктора; *2* — опора подшипника колеса; *5* — деталь, соединяющая узел с балкой оси

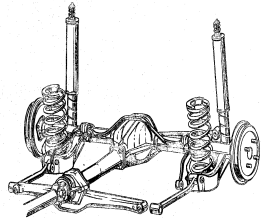


Рис. 3.43. Задняя подвеска автомобиля «Опель-манта *B*» выпуска 1985 г. (до 1981 г. применялась также на модели «Аскона») с дышлом, дополнительными продольными штангами, длинной, почти горизонтальной тягой Панара и вертикальными амортизаторами, установленными за осью

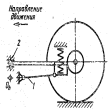


Рис. 3.44. Если в подвеске с дышлом продольные силы передаются на кузов штангами, то ось продольного крена O_4 проходит через точку пересечения продолжения штанг *1* и вертикали из точки опоры дышла *2*

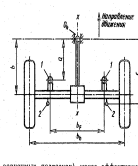


Рис. 3.45. При разностороннем ходе подвески дышло качается вокруг прямой *y—y*, а при равномерном ходе — вокруг *z—z*. Эти взаимно перпендикулярные оси поворота при соответствующем расположении пружин *1* дают возможность эффективной опоры кузова при поворотах. Амортизаторы *2* расположены за осью, так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

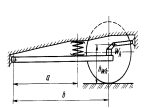
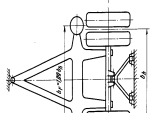


Рис. 3.46. Широко расставленные и расположенные перед осью пневматические упругие элементы обеспечивают значительное уменьшение бокового крена кузова. Здесь $i_p = b/a = 1,5$



кузов кренится вокруг продольной оси x—x; противодействие крену зависит от жесткости пружин c_f и расстояния между ними b_f или, точнее, от соотношения $b_f/b_r = i_p$. Положение пружин в продольном направлении не имеет при этом никакого значения: совершенно безразлично, находятся ли они перед осью, над осью или за осью колес. Чем выше может быть жесткость пружин c_r, тем меньше будет боковой крен. В отношении амортизаторов складывается иная картина. Фирма «Опель» устанавливает их вертикально за осью колес, передаточное отношение $i_D = b/c$ меньше единицы, что обусловливает увеличенный ход амортизатора при дополнительном количестве амортизаторной жидкости. Еще одним преимуществом можно считать более слабую регулировку амортизаторов, однако это влечет за собой ухудшение демпфирования боковых колебаний кузова.

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

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

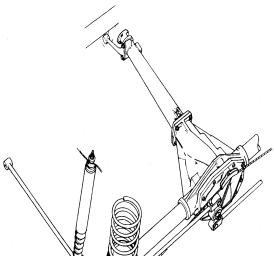


Рис. 3.47. Подвеска с дышлом автомобиля «Ровер-2600 S» с пружинами, опирающимися на трубчатую балку и установленными перед осью элементами регулирования уровня. На рисунке видим несколько смещенный в сторону механизм Уатта и одна из двух продольных штанг

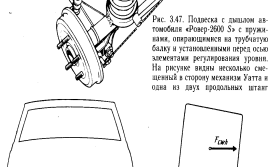


Рис. 3.48. Механизм Уатта показанной на рис. 3.66 задней подвески автомобиля «Альфа-90», осуществляющий направление без боковых смещений. При ходах отбоя и сжатия балансир поворачивается вокруг точки крепления его к балке. Эта точка является и центром крена

Рис. 3.49. Наклонное положение левой штанги механизма Уатта при левом повороте может привести к усилению бокового крена кузова (составляющая $+F_{T1}$)

$F_{тр}$
$F_{тр}$
$F_{тр}$

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

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

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

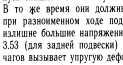


Рис. 3.53. Если направляющие функции зависимой подвески в продольном направлении выполняют два боковых рычага, то при разномерном ходе подвески они перекрещиваются

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

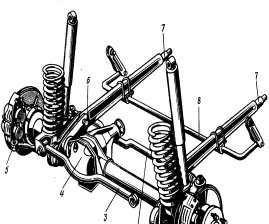


Рис. 3.55. Передняя подвеска модернизированных в 1982 г. автомобилей *240GD/280GE* фирмы «Даймлер-Бенц». Концы *7* продольных рычагов с помощью штыревых шарниров закреплены на раме (показанной на рис. 1.3), переднее U-образные кронштейны в точках *1* и *6* крепятся к балке подвески. Спинка стабилизатора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

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

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

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

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

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

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

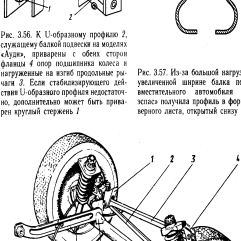


Рис. 3.58. Подвеска со скручиваемой балкой автомобиля «Ауди *100*» имеет амортизаторы с пружиной, которые крепятся в точках *6*, смещенных к внешнему колесу, что позволяет эффективно противодействовать боковым колебаниям. Продольные рычаги из-за этого приварены к балке с некоторым смещением к середине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

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

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

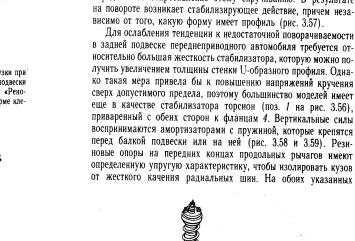


Рис. 3.59. Подвеска со скручиваемой балкой автомобиля «Мицубиси-галант». Амортизаторы с пружиной установлены на балке, нижние болты крепления протянуты через кронштейны, приваренные к продольным рычагам. Хорошо видна приваренный стабилизатор, его дополнительная опора и резиновые втулки передних концов рычагов:

1 — продольный рычаг; *2* — балка подвески; *3* — резиновая опора; *4* — стабилизатор; *5* — тяга Панара; *6* — амортизатор с пружиной. *А* — опора стабилизатора; *В* — резиновая втулка, подпаянная в продольном направлении

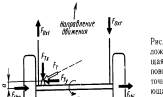


Рис. 3.60. Если тяга Панара расположена перед осью, то возникающая пара боковых сил вызывает поворот оси в направлении избыточной поворачиваемости. Составляющая $F_{Tг}$, обусловленная косым положением тяги Панара, усиливает это действие

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

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

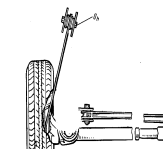


Рис. 3.61. Вид сверху на заднюю подвеску автомобиля «Хонда-цивик». Тяга Панара и пружинные стойки установлены по оси колес. В балке размещена опора стабилизатора с резиновым кольцом. Тормозные щиты прикреплены к продольным рычагам, которые направлены косо вперед и в точках опоры $O_л$ притягивают кузов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

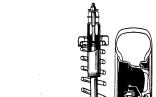


Рис. 3.62. Вид сзади на заднюю подвеску автомобиля «Хонда-цивик». Амортизатор с пружиной посредством штыревого шарнира крепится к кузову и имеет вверху дополнительный упругий элемент. Пружина опирается на кузов через эластичное кольцо. Хорошо виден опорный узел правого продольного рычага и двухрядный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

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

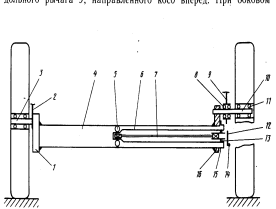


Рис. 3.63. На автомобиле «Хонда-цивик» труба *4* соединяет опоры *1* и *16* подшипника колеса. Левый продольный рычаг *2* подвижно привернут к детали *1*. При крене кузова правый рычаг *9* поворачивается на цапфе *10*

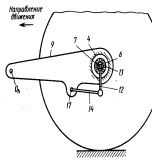


Рис. 3.64. Правый поворотный рычаг 7 (позиция — общие с рис. 3.63), установленный на поворотной опоре, связан через детали *17*, *12*, *7*, *6* и *4* с левым рычагом, чтобы при более мощном двигателе 1,5 л обеспечить требуемую стабилизацию на повороте

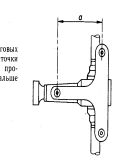
крепе кузова этот рычаг поворачивается на шариковых подшипниках относительно цапфы *10*.

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

3.6. ПОДВЕСКА «ДЕ-ДИОН»

Большая неподрессоренная масса при зависимой подвеске ведущих колес, отрицательно влияющая на сцепление колес с дорогой, может быть уменьшена путем разделения главной передачи и балки подвески (рис. 3.9). В этом случае картер главной передачи должен крепиться к кузову или поперечине, а места крепления выполняются так, чтобы они могли воспринимать тяговый момент. Точки крепления должны быть разнесены на определенное расстояние *a* в продольном направлении, чтобы не возникали большие силы ($F_1 = M_{\text{д}}/a$, рис. 3.65) и можно было осуществить эффективную шумоизоляцию. Связь с колесами осуществляется полуосями с двумя подвижными шарнирами равных угловых скоростей (см. рис. 2.112). Тяговые силы нагружают направляющие рычаги или однолистовые рессоры только на сжатие, а тормозные силы создают момент (см. рис. 3.8), если тормоза расположены снаружи (в колесе).

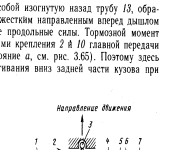
Рис. 3.65. Для восприятия тормозных и тяговых моментов при малых вертикальных силах точки крепления главной передачи должны быть в продольном направлении разнесены возможно дальше (расстояние *a*)



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

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

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



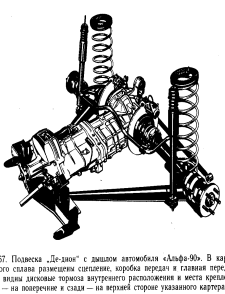


Рис. 3.67. Подвеска „Де-дион" с дышлом автомобиля «Альфа-90». В картере из легкого сплава размещены сцепление, коробка передач и главная передача. Хорошо видны дисковые тормоза внутреннего расположения и места крепления: спереди — на поперечине и сзади — на верхней стороне указанного картера

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

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

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_c и $O_в$, почти не влияющие на подрессоривание; малая неподрессоренная масса; возможность выполнения поперечной функций стабилизатора.

3. Почти полное отсутствие изменения схода и колея 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 относится 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

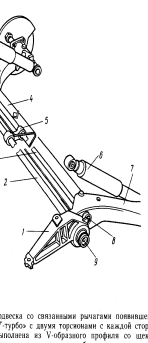


Рис. 4.1. Комфортная задняя подвеска со связанными рычагами появившуюся в 1985 г. автомобиля «Рено 5GT-турбо» с двумя торсионами у каждой стороны (поз. *2* и *3*). Поперечина *4* выполнена из V-образного профиля со щеками различной высоты. Она имеет большую жесткость на изгиб, но податлива на кручение 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 прямой багажник без больших 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 разновесном нагружаются на кручение только задние (поз. *3*), а также податливая при кручении поперечина *4*. Благодаря такому расположению торсионов достигается мягкое подрессоривание кузова и, кроме того, высокая боковая устойчивость, т. е. значительное снижение крена кузова на повороте

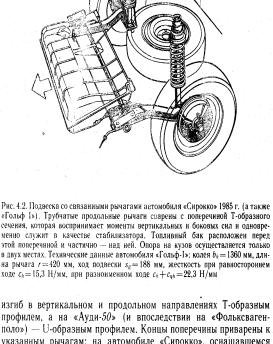


Рис. 4.2. Подвеска со связанными рычагами автомобиля «Сирокко» 1985 г. (а также «Гольф I»). Трубчатые продольные рычаги сварены с поперечиной Т-образного сечения, которая воспринимает моменты вертикальных и боковых сил и одновременно служит в качестве стабилизатора. Топливный бак расположен перед этой поперечиной и частично — над ней. Опора на кузов осуществляется только в двух местах. Технические данные автомобиля «Гольф-I»: колея $b_1 = 1360$ мм, длина рычага $r = 420$ мм, ход подвески $s_0 = 188$ мм, жесткость при равностороннем ходе $c_1 = 15{,}3$ Н/мм, при разновесном ходе $c_1 + c_{1k} = 29{,}3$ 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 привариваются к указанным рычагам: на автомобиле «Сирокко», оснащавшемся этой подвеской еще 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_0=1422 мм, ход подвески s_0=200 мм

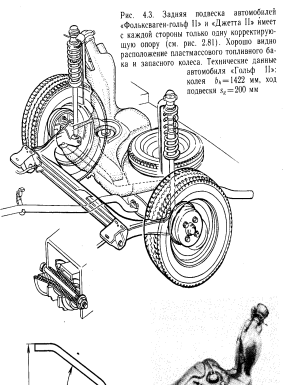


Рис. 4.4. Все модели автомобилей «Фольксваген» в качестве стягивающего элемента между двумя продольными рычагами имеют V-образный профиль. На мод. «Пассат-авакуум» толщина этого профиля 5 мм, на мод. «Пассат-вариант» — 6 мм. При закручивании на 10° профиль развивает момент сопротивления от 160 до 230 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 20 %, отсутствие опасности коррозии, большая защищенность от разрыва при аварии

4.3. ЭЛАСТИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА

На всех моделях фирмы «Фольксваген» подрессоривание осуществляется вертикальными амортизаторами с пружинной, лежащей проушина которых крепится болтом по оси колес (рис. 4.6, точки F и рис. 1.8). Две передние опоры O_1 и O_2 при прямолинейном движении без внешних воздействий почти не нагружаются. Благодаря большой базе b_0 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_{1R} (за вычетом половины неподрессоренной массы, рис. 4.7) возникают моменты $M_1 = F_f f$, 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_2 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 Т-образного профиля на автомобилях «Гольф I» и «Сирокко». Если на неровном дорожном покрытии возникают направленные наружу боковые силы F_{L1} (с одной или с обеих сторон, см. [31]),

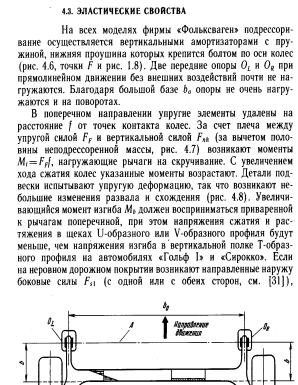


Рис. 4.6. Вид сверху на подвеску со связанными рычагами. Благодаря расположению пружин по оси колес опоры O_1 и O_2 при прямолинейном движении без внешних воздействий должны передавать практически только силы сопротивления качению. Кроме того, через эти точки, расположенные недалеко от оси колес, проходит ось крена, что обеспечивает в конструктивном положении 41 %-ную компенсацию продольного крена при торможении:
А — ось крена

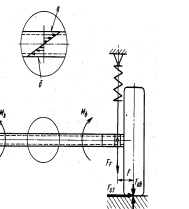


Рис. 4.7. Вид сзади на подвеску со связанными рычагами. Упругая сила F_T в вертикальных силах F_{B1} образуют момент, который нагружает скручиванием продольные рычаги. Этот момент воспринимается горизонтальными щеками привареного V-образного или U-образного профиля. Если возникают боковые силы F_{T1}, направленные изнутри наружу, то они усиливают указанный момент от вертикальных сил. Вес неподрессоренных частей $2F_{B1} = m_{ш}g$ при этом не учитывается.

а — напряжения сжатия; *б* — напряжения растяжения

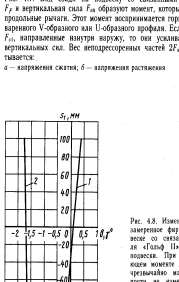


Рис. 4.8. Изменение развала и сходжения, замеренное фирмой «Фольксваген» на подвеске со связанными рычагами автомобиля «Гольф II» при равномерном ходе подвески. При ходе сжатия и возрастающем моменте $M_1 = F_1$ деформация рычагов чрезвычайно мала, о чем свидетельствует почти не изменяющийся при нагружении развал. В конструктивном положении развал составляет менее 1°40′, допуск ±20′, допустимая разница между левой и правой сторонами 30′:

1 — сходжение; *2* — развал

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

При движении на повороте условия нагружения изменяются. Сила F_{B1} 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 Т-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 разностороннем 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 ψ кузова. Наружное на повороте колесо наклоняется в сторону положительного развала ($+\gamma_0$) (см. рис. 1.15), а внутреннее — в сторону отрицательного ($-\gamma_0$). 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 разностороннем 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 $\Delta\gamma_{кл}/\Delta\psi$. На подвесках со связанными рычагами

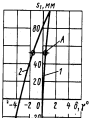


Рис. 4.9. Значения схождения и развала в зависимости от хода подвески, замеренные фирмой «Фольксваген» на подвеске со связанными рычагами автомобиля «Гольф II» при разномощном ходе. Совершающее ход сжатия наружное (на повороте) колесо наклоняется относительно дорожной поверхности в сторону положительного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

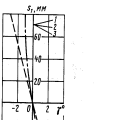


Рис. 4.10. Изменение развала в зависимости от хода колеса при различных конструкциях подвесок и разносторонне ходе:
1 — подвеска со связанными рычагами; *2* — зависимая подвеска; *3* — подвеска на продольных рычагах; *4* — подвеска на косых рычагах; *5* — подвеска с направляющими стойками

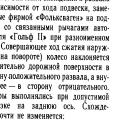


Рис. 4.11. Изменение развала относительно поверхности дороги при различных конструкциях подвесок и разномощном ходе. На всех подвесках, за исключением зависимой, наружное колесо наклоняется в сторону положительного развала, а внутреннее — в сторону отрицательного. По оси *Y* отложен ход сжатия s_1 и отбоя s_2 колеса, по которому легко рассчитать угол крена: $\varphi = (s_1 + s_2)/b_0$. При ходе $s_0 = \pm 1422$ мм и ходе ± 80 мм получается $\varphi = 0{,}113$ рад $= 6{,}45° = 6° 27'$:
1 — подвеска со связанными рычагами; *2* — зависимая подвеска; *3* — подвеска на продольных рычагах; *4* — подвеска на косых рычагах; *5* — подвеска с направляющими стойками

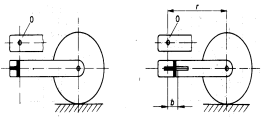


Рис. 4.12. Если Т-, U- или V-образная поперечина приварена к продольным рычагам между точками опоры *O*, то подвеска по своим кинематическим свойствам соответствует подвеске на продольных рычагах (вариант *а*: $b = 0$). Если же поперечина смещена к колесам, то уменьшается изменение развала при разномощном ходе; косыни *1* не оказывают заметного влияния (вариант *б*: «Фольксваген-гольф I»), $b = 65$ мм, $r = 420$ мм

значение этого коэффициента зависит от положения поперечины: чем меньше $\Delta\gamma_{H}/\Delta\varphi$, тем лучше должно быть сцепление на повороте. Значение коэффициента изменения развала для некоторых подвесок со связанными рычагами: вариант *а* на рис. 4.12—1,0; «Сирокко» (и «Гольф I») — 0,94; «Гольф II» — 0,60; «Поло I» — 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 подрессоренному кузову, уменьшая тем самым неподрессоренные

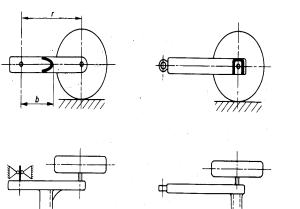


Рис. 4.13. Для кинематических свойств — изменения развала и схождения — при разномощном ходе определяющим является расстояние b между задней кромкой поперечины и точками опоры (вариант а: «Фольксваген-жуки», r=350 мм). Поперечина может быть сдвинута до оси колес (до высоты она может располагаться и ниже),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

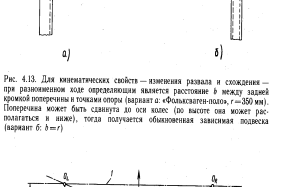
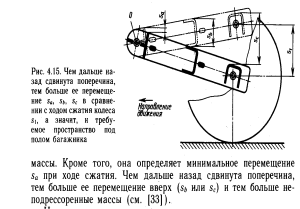


Рис. 4.14. Определение передаточного отношения от колеса к амортизатору с пружиной при равностороннем и разномощном ходе. Для мод. «Пассат» и «Гольф II» фирма «Фольксваген» указывает, что $i_T = \partial_1 \partial_2 = 1$; $i_1 = \partial_0$ / $b_0 = 1,1$: 1 — ось качания при равностороннем ходе подвески; 2— ось качания при разномощном 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 колеса 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 неподрессоренные массы (см. [33]).

На заднюю ось приходится часть массы кузова $m_{k0} = m_k - m_{ah}$. При движении на повороте с определенной скоростью (соответствующей коэффициенту сцепления μ_x) центробежная сила $F_{cph} = \mu_x G_{ah} = \mu_x m_{ah} g$ воспринимается опорами O_1 и O_2. При рассмотрении статического положения в расчет входит высота h_{ak} обеих сторон этих опор. Зависящий от нее центр крена W_k расположен на пересечении горизонтали $B-B$, проходящей через точки O_1 и вертикали, проходящей через точку контакта колеса с дорогой N_k (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_1 или O_2 с SM. Определение кинематической высоты h_{ak} центра крена показано на рис. 4.17. Если поперечина расположена между точками опоры O (вариант а на рис. 4.12), то центр крена W_k находится (как в подвеске с продольными рычагами) на уровне дороги: $h_{ak} = 0$. Если поперечина смещена назад до оси колес (вариант

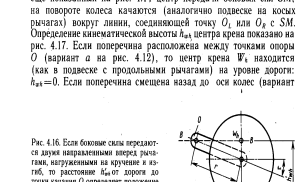


Рис. 4.16. Если боковые силы передаются двумя направленными вперед рычагами, нагруженными на кручение и изгиб, то расстояние h_{ak} от дороги до точки качания O определяет положение «статического центра крена» W_k. На длину отрезка h_{ak} влияет только длина r рычага и его наклон (угол τ)

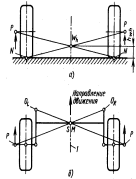


Рис 4.17. Определение высоты $h_{цк}$ центра крена $W_к$, вокруг которого кузов поворачивается под действием боковой силы. Должно быть известно положение центра передачи боковых сил SM; эту точку на виде спереди надо соединить с точками опоры O и продолжить до пересечения с осью колес. Получившиеся точки (полюсы P) нужно спроецировать на вид сзади и соединить там с точками N контакта колес, чтобы получить на оси симметрии автомобиля центр крена $W_к$:
а — вид сзади; *б* — вид спереди; *1* — ось симметрии

б) на рис. 4.13), центр крена $W_к$ поднимается до высоты $H_{цк}=r_{ж}$.

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 $\pm F_{бл}$, нагружающая указанные эластичные опоры в продольном направлении. В результате подвеска со связанными рычагами может повернуться в плане на угол δ_L, 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

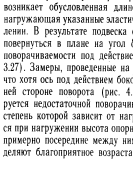


Рис. 4.18. Боковые силы $F_{бл}$ и $F_{бл}$, возникающие в точках контакта колес при движении на повороте, воспринимаются в точках опоры O_L и O_R, вследствие чего получается момент, который — в зависимости от податливости резиновых опор — может вызвать поворот оси в сторону избыточной поворачиваемости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

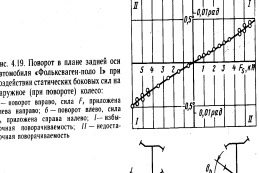


Рис. 4.19. Поворот в плане задней оси автомобиля «Фольксваген-поло I» при воздействии статической боковой силы на наружное (при повороте) колесо:
а — поворот вправо, сила F_y приложена слева направо; *б* — поворот влево, сила F_y приложена справа налево; *I* — избыточная поворачиваемость, *II* — недостаточная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

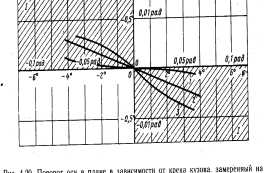


Рис. 4.20. Поворот оси в плане в зависимости от крена кузова, замеренный на автомобиле «Фольксваген-поло I». С увеличением нагрузки подвеска в большей степени способствует недостаточной поворачиваемости:
1 — нагрузка в два человека; *2* — нагрузка в четыре человека; *3* — допустимая нагрузка на ось; *I* — недостаточная поворачиваемость

при крене $\Delta\delta/\Delta\varphi$ с увеличением нагрузки. При угле крена $\varphi=4°$ 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 *A*» и «Аскона *B*» были автомобилями классической компоновки, оснащенными 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 демпирования. 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.

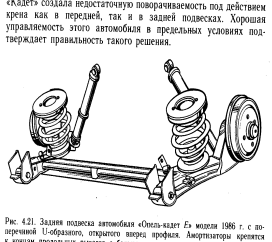


Рис. 4.21. Задняя подвеска автомобиля «Опель-кадет *E*» модели 1986 г. с поперечной U-образною, открытого вверх, профиля. Амортизаторы крепятся к концам продольных рычагов с большим разносом по ширине и с наклоном для уменьшения монтажной высоты. Бочкообразные пружины установлены посредине между колесом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

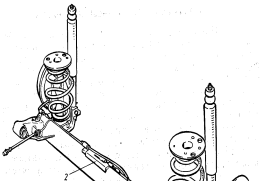


Рис. 4.22. Задняя подвеска автомобиля «Опель-аскона». Буфера сжатия установлены внутри низких бочкообразных пружин «мини-блок», амортизаторы сдвинуты назад. Ручной тормоз приводится только от одного троса *1*, воздействующего на правую сторону; левая сторона приводится в действие от оболочки троса через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

Рис. 4.23. Если в подвеске со связанными рычагами, с дышлом или на продольных рычагах пружина установлена посредине между колесом и осью качания *O*, то вертикальная сила $F_{Ф}$, продольжительного воздействия имеет значение нормальной силы $F_{н}$ в точке контакта колеса. Для усилия пружины $F_{Г}$ получим: $F_{Г} = F_{н} + F_{Ф}$. 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 предусмотрев следующий коэффициент поворота оси при крене $\Delta\delta/\Delta\varphi$ 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 *c* 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 ($F_{Б3}$ 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* $F_{Gz}=F_{Кz}+F_{Бz}$ и $F_{Gx}=F_{Кx}+F_{Бx}$.

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

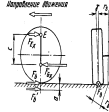


Рис. 5.1. Тормозная сила F_3 имеет относительно оси поворота *EG* плечо $r_3=r_1\cos\alpha$. Перенесенная по вертикали на эту ось сила F_3 вызывает наибольшую реакцию в точке *G*: $F_{Gz}=F_3+F_{Бz}$

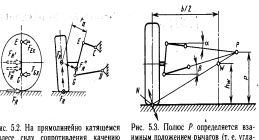
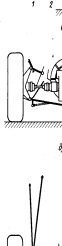

$F_{Б1}$
$F_{Б2}$
$F_{Б3}$
$F_{Б4}$
$F_{Б5}$
$F_{Б6}$
$F_{Б7}$
$F_{Б8}$
$F_{Б9}$
$F_{Б10}$
$F_{Б11}$
$F_{Б12}$
$F_{Б13}$
$F_{Б14}$
$F_{Б15}$
$F_{Б16}$
$F_{Б17}$
$F_{Б18}$
$F_{Б19}$
$F_{Б20}$
$F_{Б21}$
$F_{Б22}$
$F_{Б23}$
$F_{Б24}$
$F_{Б25}$
$F_{Б26}$
$F_{Б27}$
$F_{Б28}$
$F_{Б29}$
$F_{Б30}$
$F_{Б31}$
$F_{Б32}$
$F_{Б33}$
$F_{Б34}$
$F_{Б35}$
$F_{Б36}$
$F_{Б37}$
$F_{Б38}$
$F_{Б39}$
$F_{Б40}$
$F_{Б41}$
$F_{Б42}$
$F_{Б43}$
$F_{Б44}$
$F_{Б45}$
$F_{Б46}$
$F_{Б47}$
$F_{Б48}$
$F_{Б49}$
$F_{Б50}$
$F_{Б51}$
$F_{Б52}$
$F_{Б53}$
$F_{Б54}$
$F_{Б55}$
$F_{Б56}$
$F_{Б57}$
$F_{Б58}$
$F_{Б59}$
$F_{Б60}$
$F_{Б61}$
$F_{Б62}$
$F_{Б63}$
$F_{Б64}$
$F_{Б65}$
$F_{Б66}$
$F_{Б67}$
$F_{Б68}$
$F_{Б69}$
$F_{Б70}$
$F_{Б71}$
$F_{Б72}$
$F_{Б73}$
$F_{Б74}$
$F_{Б75}$
$F_{Б76}$
$F_{Б77}$
$F_{Б78}$
$F_{Б79}$
$F_{Б80}$
$F_{Б81}$
$F_{Б82}$
$F_{Б83}$
$F_{Б84}$
$F_{Б85}$
$F_{Б86}$
$F_{Б87}$
$F_{Б88}$
$F_{Б89}$
$F_{Б90}$
$F_{Б91}$
$F_{Б92}$
$F_{Б93}$
$F_{Б94}$
$F_{Б95}$
$F_{Б96}$
$F_{Б97}$
$F_{Б98}$
$F_{Б99}$
$F_{Б100}$
$F_{Б101}$
$F_{Б102}$
$F_{Б103}$
$F_{Б104}$
$F_{Б105}$
$F_{Б106}$
$F_{Б107}$
$F_{Б108}$
$F_{Б109}$
$F_{Б110}$
$F_{Б111}$
$F_{Б112}$
$F_{Б113}$
$F_{Б114}$
$F_{Б115}$
$F_{Б116}$
$F_{Б117}$
$F_{Б118}$
$F_{Б119}$
$F_{Б120}$
$F_{Б121}$
$F_{Б122}$
$F_{Б123}$
$F_{Б124}$
$F_{Б125}$
$F_{Б126}$
$F_{Б127}$
$F_{Б128}$
$F_{Б129}$
$F_{Б130}$
$F_{Б131}$
$F_{Б132}$
$F_{Б133}$
$F_{Б134}$
$F_{Б135}$
$F_{Б136}$
$F_{Б137}$
$F_{Б138}$
$F_{Б139}$
$F_{Б140}$
$F_{Б141}$
$F_{Б142}$
$F_{Б143}$
$F_{Б144}$
$F_{Б145}$
$F_{Б146}$
$F_{Б147}$
$F_{Б148}$
$F_{Б149}$
$F_{Б150}$
$F_{Б151}$
$F_{Б152}$
$F_{Б153}$
$F_{Б154}$
$F_{Б155}$
$F_{Б156}$
$F_{Б157}$
$F_{Б158}$
$F_{Б159}$
$F_{Б160}$
$F_{Б161}$
$F_{Б162}$
$F_{Б163}$
$F_{Б164}$
$F_{Б165}$
$F_{Б166}$
$F_{Б167}$
$F_{Б168}$
$F_{Б169}$
$F_{Б170}$
$F_{Б171}$
$F_{Б172}$
$F_{Б173}$
$F_{Б174}$
$F_{Б175}$
$F_{Б176}$
$F_{Б177}$
$F_{Б178}$
$F_{Б179}$
$F_{Б180}$
$F_{Б181}$
$F_{Б182}$
$F_{Б183}$
$F_{Б184}$
$F_{Б185}$
$F_{Б186}$
$F_{Б187}$
$F_{Б188}$
$F_{Б189}$
$F_{Б190}$
$F_{Б191}$
$F_{Б192}$
$F_{Б193}$
$F_{Б194}$
$F_{Б195}$
$F_{Б196}$
$F_{Б197}$
$F_{Б198}$
$F_{Б199}$
$F_{Б200}$
$F_{Б201}$
$F_{Б202}$
$F_{Б203}$
$F_{Б204}$
$F_{Б205}$
$F_{Б206}$
$F_{Б207}$
$F_{Б208}$
$F_{Б209}$
$F_{Б210}$
$F_{Б211}$
$F_{Б212}$
$F_{Б213}$
$F_{Б214}$
$F_{Б215}$
$F_{Б216}$
$F_{Б217}$
$F_{Б218}$
$F_{Б219}$
$F_{Б220}$
$F_{Б221}$
$F_{Б222}$
$F_{Б223}$
$F_{Б224}$
$F_{Б225}$
$F_{Б226}$
$F_{Б227}$
$F_{Б228}$
$F_{Б229}$
$F_{Б230}$
$F_{Б231}$
$F_{Б232}$
$F_{Б233}$
$F_{Б234}$
$F_{Б235}$
$F_{Б236}$
$F_{Б237}$
$F_{Б238}$
$F_{Б239}$
$F_{Б240}$
$F_{Б241}$
$F_{Б242}$
$F_{Б243}$
$F_{Б244}$
$F_{Б245}$
$F_{Б246}$
$F_{Б247}$
$F_{Б248}$
$F_{Б249}$
$F_{Б250}$
$F_{Б251}$
$F_{Б252}$
$F_{Б253}$
$F_{Б254}$
$F_{Б255}$
$F_{Б256}$
$F_{Б257}$
$F_{Б258}$
$F_{Б259}$
$F_{Б260}$
$F_{Б261}$
$F_{Б262}$
$F_{Б263}$
$F_{Б264}$
$F_{Б265}$
$F_{Б266}$
$F_{Б267}$
$F_{Б268}$
$F_{Б269}$
$F_{Б270}$
$F_{Б271}$
$F_{Б272}$
$F_{Б273}$
$F_{Б274}$
$F_{Б275}$
$F_{Б276}$
$F_{Б277}$
$F_{Б278}$
$F_{Б279}$
$F_{Б280}$
$F_{Б281}$
$F_{Б282}$
$F_{Б283}$
$F_{Б284}$
$F_{Б285}$
$F_{Б286}$
$F_{Б287}$
$F_{Б288}$
$F_{Б289}$
$F_{Б290}$
$F_{Б291}$
$F_{Б292}$
$F_{Б293}$
$F_{Б294}$
$F_{Б295}$
$F_{Б296}$
$F_{Б297}$
$F_{Б298}$
$F_{Б299}$
$F_{Б300}$
$F_{Б301}$
$F_{Б302}$
$F_{Б303}$
$F_{Б304}$
$F_{Б305}$
$F_{Б306}$
$F_{Б307}$
$F_{Б308}$
$F_{Б309}$
$F_{Б310}$
$F_{Б311}$
$F_{Б312}$
$F_{Б313}$
$F_{Б314}$
$F_{Б315}$
$F_{Б316}$
$F_{Б317}$
$F_{Б318}$
$F_{Б319}$
$F_{Б320}$
$F_{Б321}$
$F_{Б322}$
$F_{Б323}$
$F_{Б324}$
$F_{Б325}$
$F_{Б326}$
$F_{Б327}$
$F_{Б328}$
$F_{Б329}$
$F_{Б330}$
$F_{Б331}$
$F_{Б332}$
$F_{Б333}$
$F_{Б334}$
$F_{Б335}$
$F_{Б336}$
$F_{Б337}$
$F_{Б338}$
$F_{Б339}$
$F_{Б340}$
$F_{Б341}$
$F_{Б342}$
$F_{Б343}$
$F_{Б344}$
$F_{Б345}$
$F_{Б346}$
$F_{Б347}$
$F_{Б348}$
$F_{Б349}$
$F_{Б350}$
$F_{Б351}$
$F_{Б352}$
$F_{Б353}$
$F_{Б354}$
$F_{Б355}$
$F_{Б356}$
$F_{Б357}$
$F_{Б358}$
$F_{Б359}$
$F_{Б360}$
$F_{Б361}$
$F_{Б362}$
$F_{Б363}$
$F_{Б364}$
$F_{Б365}$
$F_{Б366}$
$F_{Б367}$
$F_{Б368}$
$F_{Б369}$
$F_{Б370}$
$F_{Б371}$
$F_{Б372}$
$F_{Б373}$
$F_{Б374}$
$F_{Б375}$
$F_{Б376}$
$F_{Б377}$
$F_{Б378}$
$F_{Б379}$
$F_{Б380}$
$F_{Б381}$
$F_{Б382}$
$F_{Б383}$
$F_{Б384}$
$F_{Б385}$
$F_{Б386}$
$F_{Б387}$
$F_{Б388}$
$F_{Б389}$
$F_{Б390}$
$F_{Б391}$
$F_{Б392}$
$F_{Б393}$
$F_{Б394}$
$F_{Б395}$
$F_{Б396}$
$F_{Б397}$
$F_{Б398}$
$F_{Б399}$
$F_{Б400}$
$F_{Б401}$
$F_{Б402}$
$F_{Б403}$
$F_{Б404}$
$F_{Б405}$
$F_{Б406}$
$F_{Б407}$
$F_{Б408}$
$F_{Б409}$
$F_{Б410}$
$F_{Б411}$
$F_{Б412}$
$F_{Б413}$
$F_{Б414}$
$F_{Б415}$
$F_{Б416}$
$F_{Б417}$
$F_{Б418}$
$F_{Б419}$
$F_{Б420}$
$F_{Б421}$
$F_{Б422}$
$F_{Б423}$
$F_{Б424}$
$F_{Б425}$
$F_{Б426}$
$F_{Б427}$
$F_{Б428}$
$F_{Б429}$
$F_{Б430}$
$F_{Б431}$
$F_{Б432}$
$F_{Б433}$
$F_{Б434}$
$F_{Б435}$
$F_{Б436}$
$F_{Б437}$
$F_{Б438}$
$F_{Б439}$
$F_{Б440}$
$F_{Б441}$
$F_{Б442}$
$F_{Б443}$
$F_{Б444}$
$F_{Б445}$
$F_{Б446}$
$F_{Б447}$
$F_{Б448}$
$F_{Б449}$
$F_{Б450}$
$F_{Б451}$
$F_{Б452}$
$F_{Б453}$
$F_{Б454}$
$F_{Б455}$
$F_{Б456}$
$F_{Б457}$
$F_{Б458}$
$F_{Б459}$
$F_{Б460}$
$F_{Б461}$
$F_{Б462}$
$F_{Б463}$
$F_{Б464}$
$F_{Б465}$
$F_{Б466}$
$F_{Б467}$
$F_{Б468}$
$F_{Б469}$
$F_{Б470}$
$F_{Б471}$
$F_{Б472}$
$F_{Б473}$
$F_{Б474}$
$F_{Б475}$
$F_{Б476}$
$F_{Б477}$
$F_{Б478}$
$F_{Б479}$
$F_{Б480}$
$F_{Б481}$
$F_{Б482}$
$F_{Б483}$
$F_{Б484}$
$F_{Б485}$
$F_{Б486}$
$F_{Б487}$
$F_{Б488}$
$F_{Б489}$
$F_{Б490}$
$F_{Б491}$
$F_{Б492}$
$F_{Б493}$
$F_{Б494}$
$F_{Б495}$
$F_{Б496}$
$F_{Б497}$
$F_{Б498}$
$F_{Б499}$
$F_{Б500}$
$F_{Б501}$
$F_{Б502}$
$F_{Б503}$
$F_{Б504}$

Рис. 5.6. Задняя подвеска автомобиля *С111* фирмы «Даймлер-Бенц», разработанная в 1968 г. и имеющая пространственном «подвеска на пространственных рычагах». Назначение пространственно расположенных штанг разной длины в значительной мере независимо. Детали *1* и *2* воспринимают продольные силы, обращают центр продольного крена O_4 и за счет своего наклонного положения (на виде сбоку) уменьшают продольный крен при разгоне и торможении. Большой размах штанг *3* и *4* предотвращает изменение схождения, а короткий рычаг *5* вместе с этими длинными штангами обеспечивает желательное изменение схождения, не зависящее в то же время изменения колеи. Условием осуществления этого является применение неподатливых шарнирных опор, что способствует точной кинематике, почти не подвержена влиянию боковых и продольных сил:

а — вид сбоку; *б* — вид сзади, *в* — вид сверху



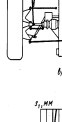


Рис. 5.7. За счет определенного расположения штанг и неподатливых опорных элементов удалось достичь суммарного изменения δ, сходящего в задней подвеске автомобиля *С111*, не превышающего 2°

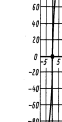


Рис. 5.8. Чрезвычайно малое изменение колеи обоих колес $\Delta b = 7$ мм в задней подвеске автомобиля *С111*

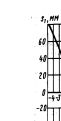


Рис. 5.9. Благоприятное изменение развала задних колес на автомобиле *С111*, достигнутое за счет длинных нижних поперечных штанг и короткой верхней

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_4 находится для передней подвески позади колес, а для задней — перед ними. Если центр O_4 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 тяги рычагов, определяющих пространственное перемещение колеса. Фирма «Даймлер-Бенц» в 1968 г. выполнила таким образом заднюю подвеску ведущих колес опытного автомобиля *С111* (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 $\gamma = -3°$ при ходе сжатия колеса $s_1 = 50$ мм. За счет этого шинной 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_4. 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 поднимению 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 крупнеосрейных 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 111*, 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 вверху 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.

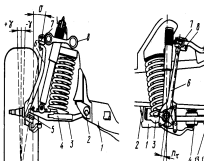


Рис. 5.10. Передняя подвеска мод. 280S/500 SEC фирмы «Даймлер-Бенц» с широко расставленными нижними несущими шарнирами 5, позволяющими разместить вентилируемые тормозные диски большого диаметра, несмотря на нулевое плечо обкатки. Буфера отбоя установлены в однотрубных амортизаторах, а дополнительные упругие элементы — вверху на амортизаторах, снаружи. Направляющая 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 *5*. 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; *2*— нижний поперечный рычаг; *3*—поворотная цапфа; *4*— направляющая шарнир; *10*— средняя часть поперечного кронштейна; *13*— нижний колпак; *14*— стабилизатор; *15*— опора стабилизатора на лонжероне рамы; *16*— лонжерон рамы

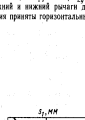
Чтобы упростить сборку и не передавать на кузов колебания силового агрегата, переднюю опору двигателя часто располагают на поперечине подвески. Такую поперечину можно считать остатками ранее применявшейся рамы, что хорошо видно на примере автомобиля «Опель-Кадет С» (рис. 5.11). На этом легком и недорогом 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 разгружении 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_A в точке контакта колеса и F_{E_B} на несущем шарнире. В опорах рычагов возникают реакции F_{E_B} и F_{E_A}; 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 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 $\Delta\gamma_F \approx 25'$ (0,42°) в расчете на $F_1 = 1{,}15$ кН. Боковая сила на повороте отжимает ось 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. 5.12. Силы F_A в точке контакта колеса и F_{E_B} на нижнем несущем шарнире образуют момент, воспринимаемый в боковом направлении рычагами и вызывающий пару сил: $+F_{E_B}$ и $-F_{E_B}$. Верхний и нижний рычаги для упрощения приняты горизонтальными



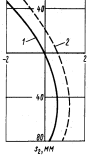


Рис. 5.13. Угол развала γ, замеренный на автомобиле «Опель-кадет C», в зависимости от хода сжатия s_1 или хода отбоя s_2, с пружинами подвески и без них; разница составляет в среднем 40′. Ось J соответствует конструктивному положению по ИСО/ИС 2958 (три человека по 68 кг):
1 — с пружинами; 2 — без пружин

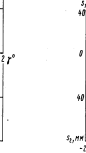


Рис. 5.14. Изменение колеи обоих колес. Снятие пружин на исследуемом автомобиле «Опель-кадет C» приводит к уменьшению колеи примерно на 2 мм:
1 — с пружинами; 2 — без пружин

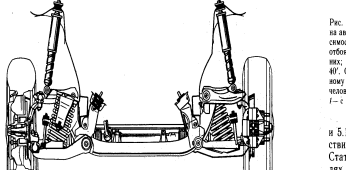


Рис. 5.11. Передняя подвеска автомобиля «Опель-кадет C», выпускающегося с 1973 по 1979 гг., в автомобиле «Шевет», выпускавшихся до 1985 г. Поперечина подвески жестко привернута к кузову. Переверзутые нижние несущие шарниры воспринимают усилие пружины, а прямые верхние — усилие амортизатора

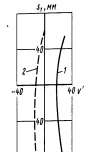
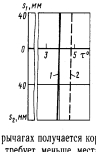


Рис. 5.15. Вследствие расположения реечного рулевого механизма перед осью колес снятие пружин на автомобиле «Кадет» приводит к изменению положительного схождения на отрицательное, однако наличие регулировок схождения делает этот факт неважным для конструктора. По оси X отложено изменение схождения на 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_x и F_{fz} образуют момент, вызывающий реакции $-F_{fx}$ и $+F_{fz}$ в направлении осей качания рычагов. В этом примере оси приняты расположенными параллельно поверхности дороги

Рис. 5.17. На автомобиле «Кадет» угол продольного наклона оси поворота с пружинами увеличен на 45' меньше, чем без пружин, что объясняется действием пары сил F_x и F_{fz}: *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 поперечных подвесок и кинематические преимущества являются, вероятно, причиной применения подвески на двойных поперечных рычагах на легких грузовых автомобилях (рис. 5.18), а также

тривать всю ось. В качестве примера может служить легковой автомобиль с массой, приходящейся на переднюю ось, m_1=695 кг при коэффициенте бокового сцепления μ_1=0,5. Нагрузка от передней оси $G_1 = m_1 g$ = 695·9,81 = 6820 Н, а сумма боковых сил на наружном и внутреннем колесах $\Sigma F_{tv} = F_{tva} + F_{tvi} = \mu_1 G_1$ = 3,41 кН. Суммарный разгал обоих колес уменьшается на $\Delta\gamma_1 = \Sigma F_{tv} r_{fv}$ = 3,41·25' = 85' = 1,43°. В [30] указывается, что каждому градусу развала в неблагоприятном направлении соответствует уменьшение боковой направляющей силы шины ΔF_{t3} = 40÷70 Н. Уменьшение передаваемой боковой силы для оси в целом (если взять 50 Н) $\Delta F_{tv} = \Delta F_{t3} \Delta\gamma_1$ = 50·1,43 = 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_{fz}, на этом автомобиле прикладывается на расстоянии f—e перед центром колеса и вместе с вертикальной силой F_z вызывает появление другой пары сил в продольном (по оси x) направлении: $-F_{fx}$ и $+F_{fx}$ (рис. 5.16). Эта пара сил приводит к уменьшению угла τ продольного наклона оси поворота (рис. 5.17).

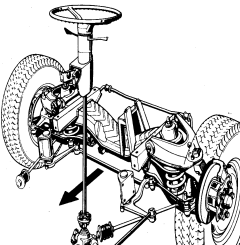


Рис. 5.18. Передняя подвеска легкого грузового автомобиля «Фольксваген LT». Снизу к раме приварена поперечина подвески, которая служит «головом узлом». На эту раму опираются пружины, буфера, амортизаторы и обе пары рычагов. К лонжерону рамы крепятся стабилизатор, рулевой механизм, маятниковый рычаг рулевого 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)

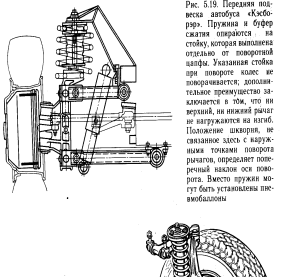


Рис. 5.19. Передняя подвеска автобуса «Хеберрэ». Пружина и буфер сжатия опираются на стойку, которая выполнена отдельно от поворотной цапфы. Указанная стойка при повороте колес не поворачивается; дополнительное преимущество заключается в том, что ни верхний, ни нижний рычаг не нагружаются на изгиб. Положение 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-прелюдэ» 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 *c* между верхним направляющим и нижним несущим шарнирами приводит к уменьшению сил во всех опорах, что обусловливает 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_A и F_{Ez} с *b* до *a* (см. рис. 5.12). Это приводит к увеличению боковых сил F_{Ey} и F_{Oy}.

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

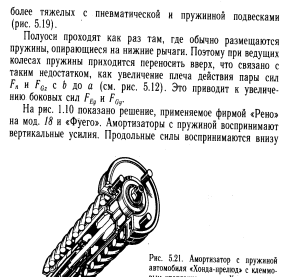


Рис. 5.21. Амортизатор с пружиной автомобиля «Хонда-прелюдэ» с клеммовым креплением вилки. Хорошо видны установленные на утяженном штоке буфера отбоя и сжатия, а также крепление к кузову с применением резинового изолирующего элемента

Рис. 5.22. На автомобиле «Хонда-прелюдэ» короткий верхний поперечный рычаг установлен под большим углом снизу, 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

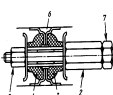


Рис. 5.23. Регулировка продольного наклона оси поворота на автомобиле «Хонда-прелюд».

Прикрепленная к нижнему поперечному рычагу 1 и направленная кого вперед продольная штанга 1 имеет на конце сквозную резьбу. После отпускания стопорящейся гайки 5 и контргайки 7 можно с помощью гайки 2 изменить 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

мым продольный наклон оси поворота. 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 подворотного автомобиля «Фольксваген-транспортер 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, натраженным кого назад поперечным рычагам; верхуу 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 косого 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 — продольная полуось; 2— стабилизатор; 3— поперечная подвеска; 4— поперечные рычаги; 5— передняя главная передача с вязкостной муфтой

Рис. 5.25. Шасси автомобиля «Фольксваген-транспортер синхро» с коротким, жестким карданным валом между редуктором. 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 отполитый двигатель задного 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 обусловливает 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. «Тальбо». 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, вызываемых на концах торсиона. Это обеспечивает также

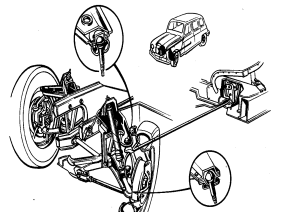


Рис. 5.26. Передняя подвеска автомобиля «Рено-4» с очень длинными торсионами, обеспечивающими мягкое подрессоривание и регулировку уровня. Буфера сжатия установлены внизу на амортизаторах. На верхней выноске показано устройство направляющего шарнира, на нижней — несущего

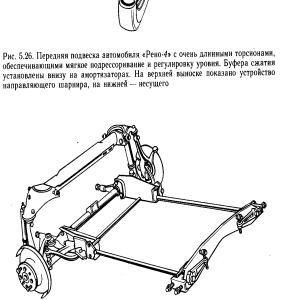


Рис. 5.27. Передняя подвеска автомобилей «Тальбо» с высокорасположенными верхними рычагами и длинными торсионами. Задние концы стабилизаторов имеют опоры в поперечине, образующей силовой узел, которая через резиновые подушки крепится к кузову. Амортизаторы и стабилизатор крепятся к штампованным нижним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

определенные преимущества при сборке: кузов можно легко выставить горизонтально и на нужную высоту. На мод. «Тальбо» головки торсиона опираются на поперечину, являющуюся силовым узлом. На конце торсионов надет рычаг, через который проходит болт с проушиной, а расположенная под рычагом гайка служит для высотной регулировки. Упругие моменты M_{T_l} и M_{T_r} на задних концах левого и правого торсионов при равностороннем ходе подвески имеют противоположные направления и взаимно уравновешиваются (рис. 5.28). Служащая опорой поперечная траверса *2* нагружается только на изгиб. В точках крепления *1* и *3* при прямолинейном движении без внешних возмущений 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-ромео», пропустить через верхние рычаги (рис. 5.30). Продольные силы передаются штангами, резьбовая часть которых позволяет регулировать продольный наклон оси поворота. Резиновые шайбы на концах этих штанг компенсируют жесткое качение радиальных шин. На нижний рычаг как на силовой узел опираются все детали, участвующие в подрессоривании: торсион, стабилизатор и амортизатор. Дополнительный упругий элемент установлен вверху на амортизаторе и образует одно целое с защитным кожухом. Буфер отбоя закреплен на штоке.

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

Рис. 5.28. При одновременном ходе сжатия обоих колес (вызываемом изменением вертикальных сил ΔF_B) продольные торсионы закручиваются в противоположных направлениях. Поперечина, воспринимающая концы торсионов, нагружается при этом только на изгиб

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

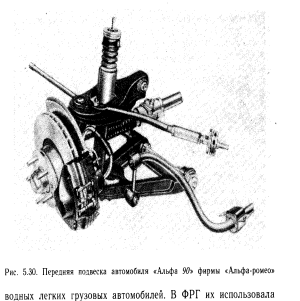


Рис. 5.30. Передняя подвеска автомобиля «Альфа 90» фирмы «Альфа-ромео»

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 заднеприводных 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 разномощном 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

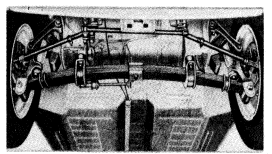


Рис. 5.31. Передняя подвеска автомобиля «Фиат-133» и мод. *850*, выпускавшейся ранее испанской фирмой «Сеат» по лицензии «Фиата». Функция упругого элемента и стабилизатора на этом заднеприводном автомобиле исполняет поперечная рессора с двухточечным креплением

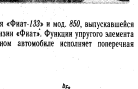


Рис. 5.32. Эпюра изгибающих моментов поперечной рессоры с креплением в точках *D* к кузову или раме. Здесь $F_{Dz} = F_F$

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 разгружении 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-

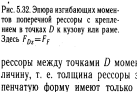


Рис. 5.33. При равностороннем ходе подвески средняя часть рессоры между точками крепления прогибается в форме дуги. Повышение нагрузки ΔF_{Dz} в опорных точках соответствует увеличению силы ΔF_F на концах рессоры. Внизу — эпюра моментов

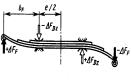


Рис. 5.34. На повороте при разномерном ходе подвески наружный конец рессоры нагружается силой $+\Delta F_F$ при соответствующем разгружении внутреннего силой $-\Delta F_F$. В середине между опорными точками происходит изменение направления момента, в результате повышается жесткость. Сила на наружной опоре $F_{D0}=F_{B2}+F_{D_2}$ на внутренней $F_{D_1}=F_{D0}-F_{D_1}$, при этом

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

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 разномерном ходе (на повороте) больше, чем при равномерном (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 распределении состоянии $b_F=e+2b_F$ (см. рис. 5.32) не должна превышать передней колеи b_1. 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 *12М/P4* поместила рессору вверху. Так же поступила фирма «Аутобьянчи» 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 рычагами (рис. 5.36). Эта техническая безупречная и экономичная 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 привораачивается непосредственно к лонжерном кузова. В общем получается очень компактная конструкция.

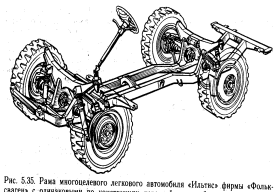


Рис. 5.35. Рама многоцелевого легкового автомобиля «Ильтис» фирмы «Фольксваген» с одинаковыми по конструкции передней и задней подвесками. Параболически раскатанные рессоры верхнего расположения имеют центральное крепление к поперечине. В задней подвеске дополнительные штанги предотвращают нежелательные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

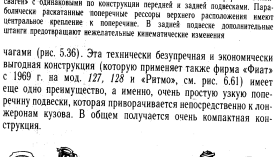


Рис. 5.36. Передняя подвеска автомобилей «Опель-кадет» мод. *A* и *B* с поперечной рессорой, закрепленной в двух точках и оказывающей стабилизирующее действие; дополнительные нижние рычаги воспринимают боковые и продольные силы. Эти рычаги, служащие силовым центром, воспринимают концы рессоры и амортизаторы, а также силы, создаваемые расположенными над ними буферными сжатия. Вместе с поперечной 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 подборе

5.2.4. Гидропневматическая подвеска

Гидропневматические упругие элементы (так же, как и пружины) передают силы только в вертикальном направлении, однако имеют следующее преимущество: компактность, очень мягкое подрессоривание и возможность регулирования упругости. На рис. 5.37 показано устройство, применяемое с 1953 г. фирмой «Citroën». Упругий элемент состоит из открытого снизу цилиндра, в котором скользит поршень с относительно длинной юбкой. В верхней половине сферичат 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 больший хода на колесе обуславливающий перенесение упругих элементов ближе к оси поворота рычага, что показано на рис. 5.38 на примере автомобиля «Citroën GSA». Передаточное отношение от колеса к упругому элементу достигает величины $i_p > 2$, в результате значительно повышаются усилия на рычаге и на его опорах. Сбоку к рычагу крепится штанга стабилизатора, нагружающая рычаг на 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.

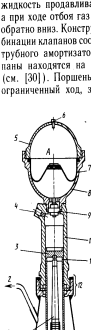


Рис. 5.37. Компактный упругий элемент, устанавливаемый фирмой «Citroën» в передней и задней подвесках автомобиля GS:
А — азот; *1* — толкатель; *2* — возврат утечек; *3* — порошек; *4* — подвод жидкости; *5* — верхнее полушарие; *6* — пробка наполнительного отверстия; *7* — мембрана; *8* — нижнее полушарие; *9* — амортизатор; *10* — цилиндр; *11* — сухарь; *12* — уплотнительный комплект; *13* — уплотнительный чехол

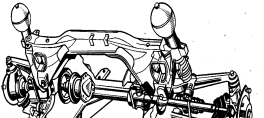


Рис. 5.38. Передняя подвеска автомобиля «Citroën GSA» с наклонными рычагами и дисковыми тормозами внутреннего расположения. Ось поворота колеса находится в его центральной плоскости вращения, наружный шарнир равных угловых скоростей вдвинут глубоко в опору подшипника колеса. Реечный рулевой механизм 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$^{-1}$

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_{E_z} и F_{E_y}, 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 восьмицилиндровых 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 «5» 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 подвеска

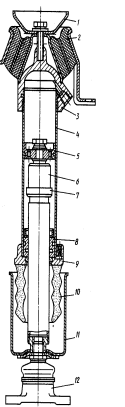


Рис. 5.40. Гидропневматический упругий элемент передней подвески автомобилей класса «5» фирмы «Даймлер-Бенц», изготавливаемый фирмой «Фихтель и Закс»:
1 — буфер отбоя; *2* — резиновая опора; *3* — верхняя крышка; *4* — цилиндр; *5* — поршень амортизатора; *6* — шток; *7* — буртик штока; *8* — направляющая 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 эластокинематикой 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.

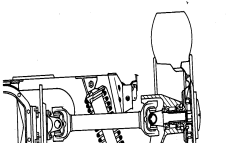


Рис. 5.41. Задняя подвеска автомобилей «Ягуар», где полуоси одновременно выполняют функции верхних рычагов

5.3.2. Подвеска «Вайсах»

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, кою 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_0. 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 трапециевидных 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 штаревое 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 трапециевидного рычага с очень широкой базой, воспринимающего продольные силы и моменты, возникающие при разгоне и торможении (рис. 5.45).

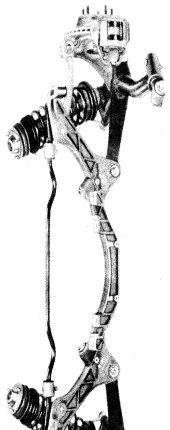


Рис. 5.42. Вид спереди на заднюю подвеску «Вайсах» автомобиля «Порше 928S». Продольные силы и тормозные моменты воспринимаются нижними косыми рычагами, а боковые — верхними и нижними рычагами. Для обеспечения свободного прохода при ходе колеса вверх в кузовном лонжероне за колесом, обращенной к нижнему рычагу, имеется выемка; *1* — при нагрузке в три человека

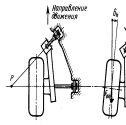


Рис. 5.43. Вид сверху на левую, наружную при повороте сторону подвески «Вайсзах». Тормозная сила $F_{тр}$ осуществляет поворот этого колеса в сторону положительного схождения; колесо поворачивается относительно полюса P в сторону схождения становится положительным. Это происходит как при торможении, так и при уменьшении подачи топлива водителем. В этом случае «эффект винчвашина» — спонтанная реакция на уменьшение подачи топлива — значительно ослабевает: *а* — свободное качение колеса; *б* — торможение колеса

Обусловленные этими продольными силами эластокинематические изменения схождения предотвращаются большой опорной базой рычагов с внешней и с внутренней стороны: на опоре подшипника колеса этот размер составляет 295 мм, а на кузове даже 750 мм. Резиновые опоры в передней точке крепления *C* имеют прогрессивную характеристику упругости в продольном направлении (для восприятия жесткого качения радиальных шин), но большую радиальную

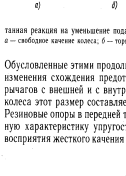


Рис. 5.44. Четырехзвенная задняя подвеска на трапециевидных рычагах автомобилей «Ауди *100/200* кватро». Нижние трапециевидные рычаги воспринимают тяговые и тормозные моменты, а также все возникающие продольные силы; в качестве верхних поперечных рычагов служат тяги регулируемой длины, которые без труда можно разместить рядом с амортизаторами и пружинами. Амортизаторы крепятся непосредственно к штампованным опорам подшипника колеса вблизи полуосей. Вверху амортизаторы с пружиной и верхние рычаги опираются на поперечину подвески, которая через резиновые опоры связана с кузовом. Как и на обычных автомобилях «Ауди *100/200*», запасное колесо размещено в углублении; вместимость топливного бака (80 л) также удалось сохранить. Стабилизатор отсутствует

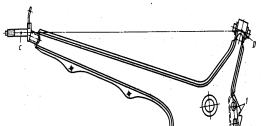


Рис. 5.45. Жесткий на изгиб и кручение трапециевидный рычаг автомобилей «Ауди *100/200* кватро», сваренный из двух стальных листовых штампов. В передней точке рычаг имеет шарнир *C*, на которой закреплается резиновая опора, а сзади — проушину (точка *D*). Здесь установлен податливый на кручение, но жесткий в радиальном направлении опорный элемент, резиновая деталь которого предусмотренная с наружной, внутренней и промежуточной втулками. 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 проушиной для закрепления в удлиненных отверстиях (см., например, рис. 2.54). Эта возможность бокового смещения позволяет регулировать схождение

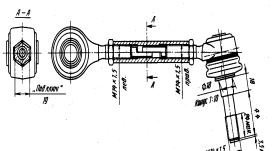

А–А
А
Al
Al
Al

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

лении 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 резьбы такой тяги позволяют точно отрегулировать развал (рис. 5.46). Длина поперечных рычагов (верхнего—около 200 мм, нижнего—300 мм) и их взаимное положение обусловливают 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 подсборку и точную регулировку кинематических параметров.

Это стало возможным благодаря поперечине 9 подвески (рис. 5.49) с большой жесткостью на изгиб, но податливой на кручение, 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 сходящения: для этого служат два удлиненных отверстия *1*. Ось поворота *EG* перекрешивается в пространстве с осью *CD* со стороны кузова, что обеспечивает поворот колеса под действием крена в направ-

Рис. 5.48. Задняя подвеска на пространственных рычагах: *а – «Даймлер-Бенц» (Мерседес 200D/300E» (серия W124). Жесткая на изгиб, но податливая на кручение поперечина через четыре резиновые опоры крепится к кузову. Эта опоры разнесены на большое расстояние и боковое и продольное направления для противодействия моментам боковых сил, типовым и тормозным лишь с небольшими деформациями. В середине с поперечиной соединяется через эластичную трехзвенчатую опору картер главной передачи, чтобы дополнительно улучшить шумоизоляцию (по сравнению с мод. 190/190E). По концам поперечины крепятся опять рычаги*

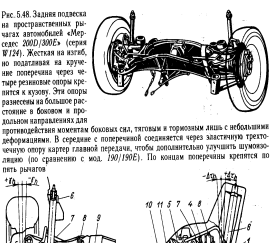


Рис. 5.49. Вид сзади (*а*), сбоку (*б*) и сверху (*в*) на подвеску с пространственными рычагами автомобилей *190/190E* (серия W201). Расходящийся на внутреннем конце тяги *14* эксцентриковый палец *15* служит для регулировки сходящей. Эксцентриковый палец *11* на рычаге *5* предназначен для получения показанного на рис. 5.53 изменения сходящей 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 $i_{пр}$=1,83, амортизаторы установлены ближе к колесам: $i_{ам}$=1,23. Общий зод подвески составляет 230 мм, невоздосоединенные 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 подрессоривании. Для лучшей обтекаемости рычаг прикрыт пластмассовым кожухом. На этот рычаг опираются стойка *13*, соединяющая его со стабилизатором *7*, амортизатор *6* (в котором расположена 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* обусловливают продольное смещение колеса при его ходе, в результате опора подшипника колеса отклоняется от вертикали на 7,5° относительно конструктивного положения. При ходе сжатия 60 мм колеса перемещается 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.

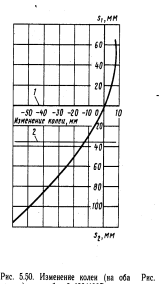


Рис. 5.50. Изменение колеи (на оба колеса) автомобилей *190*/*190E* в зависимости от хода сжатия s_1 и хода отбоя s_2 подвески. Конструктивное положение соответствует автомобилю с полной заправкой и нагрузкой в три человека по 68 кг. На ходе сжатия величина изменения составляет 7 мм (т. е. 3,5 мм на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

1 — конструктивное положение; *2* — без нагрузки

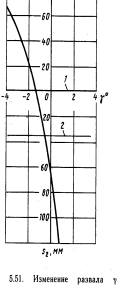


Рис. 5.51. Изменение развала у задних колес автомобиля *190E*. На исследуемом автомобиле значения развала без нагрузки составляли: слева — минус 35′, справа — минус 35′, а при нагрузке в три человека увеличивались примерно до минус 1° 30′. На ходе сжатия кривая приобретает слегка прогрессивный характер. Завод задает значение развала (без нагрузки), равное −50′ ± 30′:

1 — конструктивное положение; *2* — без нагрузки

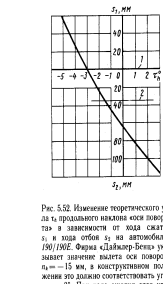


Рис. 5.52. Изменение теоретического угла τ_k продольного наклона оси поворота» в зависимости от хода сжатия s_1 и хода отбоя s_2 на автомобилях *190*/*190E*. Фирма «Даймлер-Бенц» указывает значение вылета оси поворота $n_k = -15$ мм, в конструктивном положении это должно соответствовать углу $\tau_k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

1 — конструктивное положение; *2* — без нагрузки

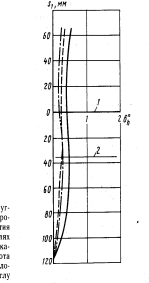


Рис. 5.53. Изменение сходжения при ходах сжатия и отбоя на автомобилях *190*/*190E*. При ходах подвески ±70 мм значение сходжения $\delta_k = 27'$ не изменяется, за исключением чрезвычайно малых отклонений, обусловленных эластичностью (завод задает $\delta_k = 25' \pm 1'$):

1 — конструктивное положение; *2* — без нагрузки;

— — — левое колесо; — · — · — правое колесо; ——— общее сходжение

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

Тормозной момент и продольные силы нагружают все пять рычагов. Тяговый момент передается через полуось *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 обусловливают 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 $F_x a$, 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 податливостью, теперь равно нулю (рис. 5.56), так же, как и момент $F_x r$ или $F_{bx} r$ при торможении.

Как видно из рис. 5.54, мгновенная ось *EG* отклонена на угол $-\tau_0$ 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_y, то точка их приложения в плоскости земли колеса с дорогой смещена на величину сноса n_p, обусловленного деформацией шины. При обычном

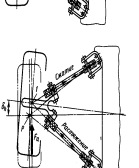


Рис. 5.55. Схематический вид сверху на пару рычагов левой стороны подвески с точкой пересечения *P*, расположенной в центральной плоскости вращения. Под действием тяговой силы F_x передняя штанга нагружается на сжатие, а задняя — на растяжение. За счет податливости резиновых деталей в опорах точка *P* перемещается в положение *I* и (поскольку мгновенный центр поворота смещается внутрь) возникает угол поворота δ_h 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_x параллельно вперед (либо назад под действием сил F_x или F_{bx}). Полюс *P* является здесь конструктивным центром (через который проходит ось поворота), а точка *E* — мгновенным, с учетом податливости

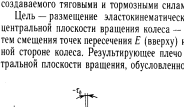


Рис. 5.54. Если при жестких опорах рычагов точки пересечения *E* и *G* расположены в центральной плоскости вращения колеса, то приложенные к колесу продольные силы имеют нулевое плечо действия и не вызывают никаких поворотных движений

движении на повороте оба эти отрезка имеют почти одинаковую длину ($n_{1н}$-n_{2}), т. е. силы F_1 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 $\tau_{k} \approx -3°$. При ходе сжатия подвески это отрицательное значение возрастает, а при отбое возникает даже положительный наклон. Свойство представленной кривой осуществлялось в чисто кинематических условиях, т.е. колеса исследуемого автомобиля «Мерседес *190Е*» опирались на подвижные площадки. Кроме переменной вертикальной силы, при этом замере 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 $F_{ш}$ образует на плечевом теперь плече $-n_{k}$ поворачивающий момент $M_{ш} = -F_{ш}(n_{p}-n_{k})$, вызывающий положительное сложение. С внутренней стороны $-n_{k}$ становится меньше, возможны даже положительные значения, так что под действием момента $M_{ш} = -F_{ш}(n_{p} \pm n_{k})$ осуществляется поворот колеса в направлении отрицательного сложения. Величина сноса реакции (вследствие деформации шины) n_{p} в рассматриваемом случае принимается равной 10 ± 40 мм, а размер n_{k} рассчитывается по динамическому радиусу шины: $n_{k}=r_{д}\operatorname{tgr}$. 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, обусловливающее 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;

сложение 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 одноплитовой 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 одноплитовая 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 сложения и устраняют нежелательные кинематические изменения при ходах сжатия и отбоя.

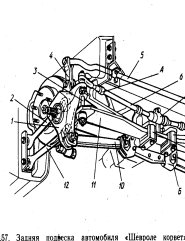


Рис. 5.57. Задняя подвеска автомобиля «Шевроле корвет». Два наклонных продольных рычага *2* и *12* (определяющие положение центра продольного крена), два поперечных рычага и одна тяга осуществляют направляющие функции колеса:
А — регулировка сложения; *Б* — регулировка развала

6. ПОДВЕСКИ НА НАПРАВЛЯЮЩИХ ПРУЖИННЫХ И АМОРТИЗАТОРНЫХ СТОЙКАХ

Если упругие силы передаются вверху в зоне крепления штока, а внизу приходятся на корпус амортизатора, то речь идет о направляющих пружинных стойках. Если же пружина установлена на нижнем рычаге либо с ним соединяется торсион или листовая рессора, такой вариант конструкции называется амортизаторной стойкой. В этом разделе описаны лишь различные исполнения подвесок, а конструкция демпфирующей части подробно рассмотрена в [30]. В этой книге приведено также множество рисунков передних и задних подвесок; еще 13 рисунков можно найти в [32], где дано, кроме того, определение длины рулевых тяг при направляющих стойках. Другие подвески, применяемые на полноприводных автомобилях, описываются в [33].

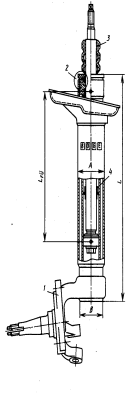
Применявшийся ранее термин «подвеска Макферсона» со временем был заменен термином «подвеска на направляющих и амортизаторных стойках».

6.1. ПРЕИМУЩЕСТВА И НЕДОСТАТКИ ПРУЖИННЫХ СТОЕК

Направляющая пружинная стойка представляет собой дальнейшее развитие подвески на двойных поперечных рычагах (рис. 6.1). Верхний рычаг здесь заменен точкой крепления на брызговике крыла кузова, где опирается шток стойки и пружина подвески. В этой точке воспринимаются силы во всех направлениях, которые, со своей стороны, вызывают нагружение штока на изгиб. Чтобы избежать нежелательных изменений развала и продольного наклона оси поворота, обеспечивающих податливостью, диаметр штока должен быть увеличен с 11 мм хотя бы до 18 мм; при сохранении прежнего диаметра поршня демпфирование осуществляется по двухтрубной схеме.

Основное преимущество направляющей пружинной стойки состоит в том, что все детали, выполняющие упругую работу и направляющие функции, могут быть объединены в одну монтажную единицу (см. рис. 1.11). Имеются в виду следующие детали: чашка для опоры нижнего торца пружины, дополнительный упругий элемент (поз. *3* на рис. 6.1) или бурер сжатия, буфер отбоя *4*, собственно демпфирующая часть и опора *1* подшипника колеса.

Рис. 6.1. Направляющая пружинная стойка фирмы «Боге», где видны резиновый полый дополнительный упругий элемент *3* (который при ходе сжатия упирается в резиновую крышку *2*), буфер отбоя *4* для ограничения хода отбоя и опора *1* подшипника колеса, имеющая неразъемное соединение с корпусом стойки. В стойке могут устанавливаться поршни диаметром 27, 32 и 36 мм и штоки диаметром 20, 22 и 25 мм. Дополнительно обозначены длина демпфирующей части *L* и направляющая база *L*$_{ф}$, т. е. расстояние от середины поршня до середины направляющей штока (в дальнейших схемах действия сил это расстояние обозначено *l—o*)



Последняя деталь может жестко соединяться с корпусом посредством сварки или твердой пайки либо иметь разъемное болтовое соединение (рис. 6.2).

Другие преимущества, связанные с подвесками на направляющих стойках:

меньшие усилия в точках крепления *E* и *D* к кузову за счет большего расстояния *c* (см. рис. 1.13);

небольшое расстояние *b* между точками *G* и *N* (см. рис. 6.5);

большие хода подвески;

упразднение трех опорных точек;

лучшая возможность создания передней зоны деформации.

Противостоящие им следующие неизбежные недостатки благодаря проведенным конструктивным мероприятиям в передних подвесках уже явно не проявляются:

неблагоприятные кинематические характеристики (см. разд. 6.2);

восприятие усилий и колебаний брызговиками, т. е. передней частью кузова;

затрудненная изоляция от дорожных шумов (см. разд. 6.6);

меньшая возможность достаточного противодействия продольного крену при торможении (см. рис. 5.5);

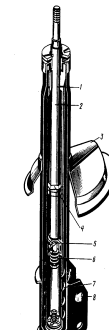


Рис. 6.2. Пружинная стойка фирмы «Мощер». Для крепления к опоре подшипника колеса служит кронштейн *8* с двумя цевками. Шток *2* с ограничителем *4* направляется опорой втулкой с тефлоновым покрытием *1*. На поршне имеется широкий тефлоновый поясок *5*, снижающий трение, что вместе с наклонной установкой пружины уменьшает возможность заклинивания. Наклонное положение пружины задается опорной чашкой *6*, привареной к корпусу стойки. Чтобы получить опору пружины в точке *E* крепления штока на брызговике крыла, чашка *3* должна быть смещена вбок относительно корпуса стойки. Под поршнем расположен демпирующий клапан *6*, а выше поршня — полимерный буфер отбоя из пластмассы. Расстояние между поршнем и буфером обеспечивает выполнение направляющих функций даже при полном ходе отбоя. Эта демпирующая часть, работающая по двухтрубной схеме, сохраняет работоспособность до −35 °С. Пружина *7* должна предотвращать вспенивание амортизаторной жидкости в компенсационной полости

трение между штоком и его направляющей, ухудшающее упругое действие (см. рис. 6.13);

неблагоприятно длинные рулевые тяги при верхнем расположении реечного рулевого механизма (см. рис. 6.7 и 6.42);

большая чувствительность передней подвески к дисбалансу и биению шин (см. [32]);

иногда малый зазор между шиной и демпирующей частью (рис. 6.3).

Последнее, однако, имеет значение только при переднем приводе, поскольку исключает возможность установки цепей противоскольжения. При ведомых колесах указанный недостаточный зазор не позволил бы лишь установку более широких шин. В случае безусловной необходимости таких шин следует применять колеса с меньшим вылетом *e*, которые, однако, неблагоприятным образом увеличивают плечо обкатки r_S (см. рис. 1.28 и 6.5).

В течение последних лет направляющие пружинные и амортизаторные стойки получили широкое применение в перед-

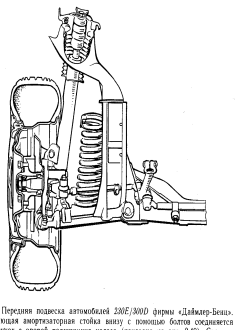


Рис. 6.3. Передняя подвеска автомобилей *230E/300D* фирмы «Даймлер-Бенц». Направляющая амортизаторная стойка вилку с помощью болтов соединяется в трех точках с опорой подшипника колеса (показана на рис. 2.49). Средняя часть корпуса стойки выдавлена для установки широких шин при предусмотренном отрицательном плече обкатки (−14 мм). На автомобиле применяются шины 195/65 *R* 15 90 *H* на обода 6 1/2*J*×15. Вверху на корпус стойки опирается дополнительный упругий элемент

них подвесках, однако их часто используют и для подвески задних колес переднеприводных автомобилей. Приподнятая из аэродинамических соображений задняя часть кузова позволяет использовать большую направляющую базу между направляющей штока и поршнем.

6.2. КИНЕМАТИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА

Высокое расположение центра крена *W* может быть получено только за счет наклона стойки (т. е. нежелательно большого угла *σ* поперечного наклона оси поворота) или большого наклона нижнего рычага (рис. 6.4). Таким образом, центр крена расположен не выше (как часто полагают), чем в подвеске на двойных поперечных рычагах; более того, при нагружении он опускается в большей степени. Характер кривой изменения колеи

на рис. 6.10 очень наглядно демонстрирует это. На изменение колеи, как и на изменение развала, здесь повлиять труднее, чем при двойных поперечных рычагах (см. рис. 6.9). Изменение развала становится особенно неблагоприятным, если для получения меньшего перераспределения колесных нагрузок на повороте центр крена (например, на переднеприводном автомобиле) должен располагаться сверху низко или же для устойчивости прямолинейного движения желательно иметь лишь небольшое изменение колеи. Стойка располагается тогда почти вертикально, а нижний рычаг практически не имеет подъема от наружного шарнира к внутреннему (рис. 6.5).

При сохранении высоты h_W центра крена кинематические свойства могут быть улучшены удлинением нижних рычагов до точки D_2 вместо D_1. Однако такая возможность может быть осуществлена только в задних подвесках, спереди же наибольшую длину рычагов определяет ширина расположенных рядом двигателя и агрегатов.

Рис. 6.4. Направляющая стойка с косой пружиной. Чем больше наклон нижнего рычага GD, тем выше расположены полюс P и центр крена W, который определяется соединением точек P и N. Недостатком данного решения может считаться большое изменение колеи. Приложенная в точке N вертикальная сила F_z дает на плече b момент, который должен восприниматься в стойке двумя скользящими опорами C и K, разнесенными на расстояние $l-a$

Рис. 6.5. Чем более отвесно установлена пружинная или амортизаторная стойка и чем ближе к горизонтали положение нижнего рычага GD, тем меньше высота h_W центра крена W, следствием чего является неблагоприятное изменение развала при ходе сжатия. Удлинением нижнего рычага (GD_2 вместо GD_1) можно улучшить кинематические свойства. Для получения малого или отрицательного плеча обкатки r_s точка G должна быть смещена наружу, в пространство колеса; в результате благоприятно уменьшается плечо b действия вертикальной силы F_z ($b=r_s+d\beta g$ σ). Чем короче отрезок b, тем меньше опасность заклинивания в направляющей и на поршне (силы показаны на рис. 6.13) и меньше на стойке двумя скользящими опорами C и K (см. рис. 6.13) и меньше

На положение стойки (а следовательно, на изменение развала и высоту центра крена) оказывает влияние также смещение нижнего направляющего шарнира наружу, в пространство колеса, что можно видеть на примере автомобиля «Ауди 80» (рис. 6.6). Такое решение применяют на все большем числе легковых автомобилей для получения отрицательного плеча обкатки.

Экономичнее всего поручить исполнение функций нижнего направляющего элемента в продольном направлении стабилизатору (рис. 6.7). Однако плечи стабилизатора перемещаются по дуговым траекториям и поэтому при ходах подвески смещают поперечные рычаги подвески вперед или назад в точках прикрепления I (см. рис. 2.73). Эти отклонения в направлении оси X могут быть компенсированы применением длинных плеч стабилизатора. В [31] приводится расчет стабилизатора, показывающий, что это связано с увеличением диаметра, т. е. повышенной массой и стоимостью.

Если стабилизатор расположен перед осью колес, то его стинка для обеспечения требуемого дорожного просвета размещается высоко. Направленные назад плечи стабилизатора опускаются от спинки к концам, что приводит к расположению центра продольного крена O_x перед осью колес (рис. 6.8). В результате передняя часть кузова при торможении дополнительно подтягивается вниз. Этот недостаток можно было бы устранить размещением стабилизатора, выполняющего и направляющие функции, позади оси колес, что показано на рис. 5.5 на примере подвески с двойными поперечными рычагами. Если стабилизатор не исполняет направляющих функций, как показано, например, на рис. 1.11, он может иметь короткие плечи и при меньшем диаметре — более высокую приведенную жесткость.

Как описывается в разд. 6.3, вертикальная сила F_R и упругая сила F_F образуют пару сил, вызывающую небольшую деформацию штока и верхней опоры (точка E). За счет этого развал

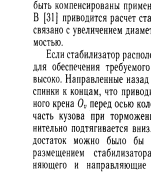


Рис. 6.6. Передняя подвеска автомобиля «Ауди 80» с отрицательным плечом обкатки $r_s=-17$ мм в плоте вертикальной демпфирующей частью. Верхняя опора пружины расположена концентрично с демпфирующей частью стойка, а сама пружина установлена с наклоном, чтобы уменьшить силы между направляющей и штоком, которые могут привести к заклиниванию (см. рис. 6.15)

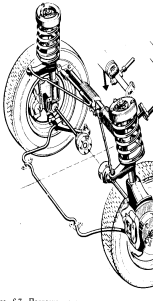


Рис. 6.7. Подвеска передних ведущих колес на пружинных стойках автомобилей «Ауди 100/200». Жесткое качение радиальных шин воспринимается резиновыми опорами, показанными на рис. 2.76 и установленными в нижних поперечных рычагах; во внутренние втулки вставлены плечи стабилизатора. Для предотвращения изменения сходжения при ходах подвески при высоко расположенном реечном рулевом механизме необходимо центральное крепление рулевых тяг. Положение этих тяг в соответствии с поперечными рычагами, направленными косо назад, может привести к благоприятному эластокинематическому изменению сходжения при торможении и разгоне (см. [32])

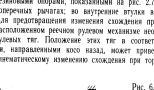


Рис. 6.8. Чтобы не уменьшать дорожный просвет и угол свеса сверзди, находящиеся перед осью колес стойки / стабилизатора должна быть расположены выхоко. Тогда плечи 2 стабилизатора, выполняющие и функции продольных направляющих элементов, опускаются к местам соединения с поперечными рычагами. В результате возникает центр продольного крена, расположенный перед осью, что приводит к дополнительному подтягиванию вниз передней части кузова при торможении. Если бы речь шла о задней оси, то такое положение центра продольного крена было бы благоприятным

Рис. 6.9. Угол развала в зависимости от хода сжатия s_1 и хода отбоя s_2, замеренный на автомобиле «Фольксваген-поло» с пружинами подвески и без них. В конструктивном положении развала составляет 15'.
—— — с пружинами; — — — без пружин

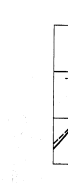


Рис. 6.10. Кривая изменения колеи, полученная на автомобиле «Фольксваген-поло» без пружин, лишь немного отличается от кривой, замеренной с пружинами, однако в конструктивном положении имеет несколько иной вид, указывающий на более низкий центр крена при наличии пружин:
—— — с пружинами; — — — без пружин

Рис. 6.11. Изменение сходжения (на оба колеса), замеренное на автомобиле «Фольксваген-поло»; форма кривых с пружинами и без пружин практически одинакова:
—— — с пружинами; — — — без пружин

Рис. 6.12. Изменение развала Δγ, передних колес автомобиля «Фольксваген-поло» под действием боковой силы F_y, приложенной в контакте колеса с дорогой и направленной снаружи. Диаметр штока стойки 20 мм, деформация колеса не учитывалась

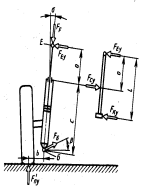
при установленных пружинах во всем диапазоне хода подвески меньше, чем без пружин (рис. 6.9). Несколько другое положение получает кривая изменения колея (рис. 6.10), которая показывает, что на автомобиле в комплектном состоянии центр крена расположен несколько ниже. На автомобиле «Фольксваген-поло» реечный рулевой механизм расположен высоко и позади оси колес; вышеназванные податливости приводят к тому, что при установке пружин колеса поворачиваются в направлении положительного схождения (рис. 6.11, см. также рис. 5.13—5.17 в [32]).

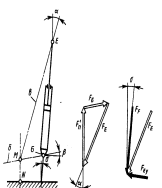
Изменение развала под действием боковых сил на повороте, приложенных в точке контакта колеса, меньше, чем в подвеске на двойных поперечных рычагах. Массовые обследования, выполненные в лаборатории шасси Высшего технического училища г. Кёльна, дали следующую среднюю величину (при исключении податливости листа колеса): $\Delta\gamma_2 = 22'$ на 1 кН боковой силы (рис. 6.12). В подвесках на двойных поперечных рычагах это значение несколько выше: 25'.

6.3. СИЛЫ И ТРЕНИЕ

Когда колесо совершает ход сжатия или отбоя, то неподвижно соединенный с опорой подшипника колеса рабочий цилиндр демпфирующего элемента перемещается относительно поршня и штока. Если упругим элементом служат продольные торсионы, поперечная рессора или в верхней опорной точке фиксирует только шток (см. рис. 6.3 и 6.47), а не пружина подвески, то при повороте руля происходит относительное вращение, которое уменьшает или почти полностью устраняет трение в направляющей штока и на поршне. Пружины должны при этом иметь возможность поворота на легкоподвижной верхней опоре, в противном случае в результате их деформации в них появились бы дополнительные напряжения изгиба и возник бы возвратный момент. Если пружина установлена соосно с амортизатором, то как в статике, так и при прямолинейном движении без внешних воздействий в точке крепления к кузову E действует поперечная сила F_{Ey} (рис. 6.4 и 6.13). Она вызывает на поршне реакцию F_{Ky} того же направления, а на направляющей штока — приблизительно вдвое большую силу $F_{Ey}+F_{Ky}$. Поршень имеет большой диаметр, что обусловливает малое давление из поверхности, и, кроме того, скользит в амортизаторной жидкости, шток же имеет меньший диаметр и испытывает большую боковую нагрузку. Чем больше F_{Ey}, тем больше сила трения F_t в направляющей; соответственно возрастает и требуемое для ее преодоления изменение нагрузки на колесо.

Силу F_{Cy} легко рассчитать по размерам, обозначенным на рис. 6.13, массе m_s, приходящейся на ось, и неподрессоренной массе


E
F_{Ey}
F_{Ey}
F_{Ey}
F_{Ky}
F_{Ky}
F_t
F_t
F_{Ey}
F_{Ey}
F_{Ky}
F_{Ky}
F_{Ey}
F_{Ey}
F_{Ky}
F_{Ey}
F_{Ky}
F_{Ey}
$F_{Ky


E
F
F'
F
F
F

20 мм и более практически не находят применения на крупносерийных автомобилях.

Фирма «Бильштайн» решила эту проблему просто, установив амортизатор в перевернутом состоянии в несущий корпус *12* стойки (рис. 6.18). Рабочий цилиндр *3* скользит своей наружной поверхностью — шлифованной, с твердым хромовым покрытием и допуском *h7* — в двух опорных втулках *6*, имеющих тефлоновые покрытие и закрепленных в корпусе *12*. Обе эти втулки установлены на определенном расстоянии друг от друга, которое важно для направляющих функций и не изменяется при ходах сжатия и отбоя (в отличие от двухтрубной стойки). Пространство между втулками заполнено специальным пластичным смазочным материалом, чтобы обеспечить не только смазывание, но и передачу тепла к корпусу *12*. На рисунке хорошо видно уплотнение *5* цилиндра *3*, резиновый защитный кожух *2*, вставленный в направку на цилиндре, и верхний штырь крепления *1*, проходящий через опору стойки. Нижний конец корпуса обжат, и в него вставлено приваренное донышко *14*, служащее для закрепления штока *15* и опоры дополнительного упругого элемента *13*, надетого на шток. При ходе сжатия этот элемент упирается в крышку *11*, защищающую узел *10* направления и уплотнения штока. Плоский буфер отбоя *9* через втулку опирается на поршень, уплотненный относительно цилиндра тефлоновым кольцом *7*.

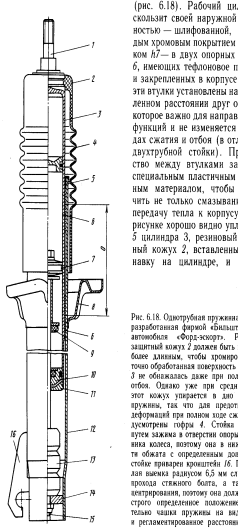


Рис. 6.18. Однотрубная пружинная стойка, разработанная фирмой «Бильштайн» для автомобиля «Форд-эскорт». Резиновый защитный кожух *2* должен быть возможно более длинным, чтобы хромированная и точно обработанная поверхность цилиндра *3* не обнажалась даже при полном ходе отбоя. Однако уже при средних ходах этот кожух упирается в дно чашки *8* пружины, так что для предотвращения деформаций при полном ходе сжатия предусмотрены гнезда *4*. Стойка крепится путем зажима в отверстии опоры подшипника колеса, поэтому она в нижней части обжата с определенным допуском. К стойке приварен кронштейн *16*. Полуторадля выемка радиусом 6,5 мм служит для прохода стяжного болта, а также для центрирования, поэтому она должна иметь строго определенное положение относительно чашки пружины на виде сверху и регламентированное расстояние от нее

Обе направляющие втулки *6* передают моменты, вызванные вертикальными, боковыми и продольными силами в контакте колеса с дорогой, через очень жесткий корпус *12* (труба сечением 40×2 мм) на кузов. Момент инерции этого сечения составляет 4,32 см^3; в сравнении с этим штоки, применяемые обычно в двухтрубных стойках, имеют такой момент инерции:

Диаметр штока, мм	18	20	22	25
Момент инерции, см^4	0,514	0,784	1,15	1,91

Изменения продольного наклона оси поворота и развала колес, обусловленные податливостью, зависят при однотрубных стойках, в частности, от расстояния *a* между опорными втулками *6*; на автомобиле «Форд-эскорт» длина этого отрезка ограничивается тем, что под стойками расположены трансмиссионные шарниры равных угловых скоростей. Фирма «Альфа-ромео» на автомобиле «Альфа 33» располагает эти шарниры позади пружинных стоек (рис. 6.19), продолжив стойки далеко вниз для получения благоприятной направляющей базы *a*. Нижние несущие шарниры крепятся к опорам подшипника колеса примерно на высоте центра колеса, так что такая конструкция, пожалуй, не имеет кинематических недостатков (см. также рис. 6.64, автомобиль «Субару джустиэ»).

При подвеске ведомых передних и задних колес пружинные или амортизаторные стойки могут простираться ниже центра колеса, что обеспечивает большое расстояние между опорными втулками.

6.5. РАЗДЕЛЬНАЯ КОНСТРУКЦИЯ ОПОРЫ ПОДШИПНИКА КОЛЕСА И ДЕМПФИРУЮЩЕЙ ЧАСТИ

Фирма «Альфа-ромео» на автомобиле «Альфа 33» решила еще одну проблему, которая больше касается ремонта: разделение собственно стойки и опоры подшипника колеса (см. рис. 6.19). Если, как показано на рис. 1.11 и 6.1, обе эти части жестко соединены сваркой или пайкой высокотемпературным припоем, то при потере демпфирования приходится заменять весь узел (а он недешев) либо применять описанные в [30] вставные патроны. При встраивании патронов в стойки может ухудшаться охлаждение амортизаторной жидкости, кроме то-

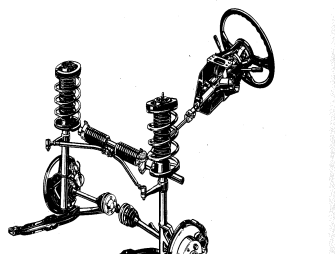


Рис. 6.19. Передняя подвеска модели *33* фирмы «Альфа-ромео». Резиновые опоры на передних концах продольных штанг служат для компенсации жесткого клепаного радиальных цапф. Размещение пружинных стоек перед осью колес хотя и обеспечивает преимущество большой направляющей базы, однако связано с недостатком большого кинематического выпета оси поворота. Крепление стойки к опоре подшипника колеса осуществляется четырьмя болтами. Рулевой механизм расположен за осью колес, а косые на виде сверху рулевые тяги крепятся к поворотным рычагам, направленным вперед

го, более тонкий в этом случае шток имеет меньшую жесткость. Если же пластроны устанавливаются серийно заводом—изготовителем автомобиля, то это не связано ни с какими недостатками, а замена в случае ремонта получается недорогой (см. рис. 6.42).

Однако наиболее экономичным представляется все же раздельная конструкция опоры подшипника колеса и демпфирующей части: принцип, который находит все больше сторонников. К примеру, фирма *NSU* применила его на модели «*Ro* 80» еще в 1967 г. Корпус амортизатора может иметь внизу определенный допуск для зажима в отверстии опоры подшипника колеса. В таких случаях правильное взаимное расположение по высоте и углу обеспечивается боковой выдавкой или приварным кронштейном (рис. 6.20).

Вторая возможность соединения — крепление с помощью двухчетырех сквозных болтов. Эти болты прижимают щеки приварен-

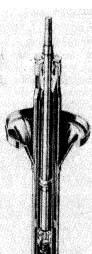


Рис. 6.20. Газонаполненная двухтрубная пружинная стойка фирмы «Монро»; видны специальный уплотнительный комплект в направляющей штока и подвижный относительно поршня буфер отбоя. Корпус внизу обжат и имеет точный допуск для получения надежного клеммового соединения с опорой подшипника колеса. Правильное взаимное положение обеспечивается приварным кронштейном

Рис. 6.21. На автомобилях «Гольф I» и «Сирокко» фирмы «Фольксваген» регулировка развала осуществлялась в месте соединения опоры подшипника колеса с пружинной стойкой с помощью эксцентрика верхнего болта С, нижний болт служил при этом осью поворота

ного к нижней части корпуса стойки U-образного кронштейна к соответствующей выступающей вверх части опоры подшипника колеса. Вариант болтового соединения амортизаторной стойки можно видеть на рис. 2.48, 6.3 и 6.47. Фирма «Фольксваген» на мод. «Гольф I» и «Сирокко» 1974 года выпуска предусматривала в щеках стойки и в опоре подшипника колеса смещенные на 90° удлиненные отверстия (рис. 6.21) для регулировки развала в этом месте; диапазон корректировки составлял ±1°. Однако при этом невозможно изменить более важный для прямолинейного движения и возврата руля поперечный наклон оси поворота; при наличии отклонений на кузове этот угол может получить различные значения слева и справа. Вероятно, по этой причине фирма «Фольксваген» на модели «Гольф II» 1983 года выпуска отказалась от такого решения.

6.6. ВЕРХНЯЯ ОПОРА ПЕРЕДНИХ ПОДВЕСОК

В верхней точке крепления E между направляющей пружинной или амортизаторной стойкой и брызговиком крыла кузова должна быть предусмотрена изоляция, чтобы предотвратить передачу на кузов дорожных шумов, которые могут там усилиться. Требуемая для этого резиновая опора должна быть мягкой в осевом направлении, но малоподатливой в радиальном, чтобы под воздействием продольных и боковых сил не возникали эластические изменения кинематики. Этим требованиям удовлетворяет изготовляемая фирмой «Боге» опора с большим объемом резины (рис. 6.22), которая воспринимает вертикальные силы (в направлении Z), работая на сдвиг: линейная вначале характеристика после 7 кН переходит в прогрессивную. В направлениях движения (F_x) и в поперечном (F_y) резина нагружается на сжатие и имеет малую податливость.

Поскольку передние колеса являются управляемыми, то пружинные стойки поворачиваются вместе с колесами. Чтобы обеспечить требуемую для возврата колес легкоподвижность, необходимы подшипники качения, на которые может опираться пружина подвески вверху или внизу. Дешевле всего закрепить в этой опоре и шток, при такой конструкции, называемой связанной, демпфирующая часть стойки и пружина поворачиваются вместе с колесом.

Как указывалось в разд. 6.3, за счет поворота штока (и поршня) относительно рабочего цилиндра можно уже при небольших поворотах руля уменьшить или вовсе устранить трение, способствующее заклиниванию. Конструктивно это преимущество обеспечивается тем, что поворотная опора создается только для пружин, а штоки крепятся раздельно от подшипников качения и пружин непосредственно в резиновых опорах. Такой раздельной конструкции всегда следует отдавать предпочтение, хотя она и обусловливает повышенные затраты, особенно при косом расположении пружин.

Рис. 6.22. Изготовляемой фирмой «Боге» резиновый элемент для «связанной» верхней опоры пружинной стойки мод. 242/264 фирмы «Вольво», а также податливость его под действием осевых (F_z) и радиальных (F_{xB}) сил. Верхняя чашка этой опоры соединяется болтами с брызговиком крыла кузова

6.6.1. Верхняя связанная опора для пружинных стоек

Показанная на рис. 6.22 резиновая опора устанавливается на автомобили «Вольво» 242/264*s*; в нее монтируется заправленный долговечной сизаточным материалом радиальный шариковый подшипник (рис. 6.23). В отверстии внутреннего кольца крепится шток, а в нижний торец этого кольца упирается чашка пружины. Вероятно, было бы дешевле соединить резиновую часть опоры путем вулканизации с наружным кольцом. Такое решение показано на рис. 6.24. Оно отличается меньшим числом деталей, более простым монтажом, большей допускаемой нагрузкой и при некоторых обстоятельствах лучшим шумоизоляцией.

Верхние чашки указанных опор крепятся с помощью болтов; в отличие от этого, на автомобиле «Фольксваген-гольф *II*» комплексная верхняя опора запрессовывается на главном конвейере в коническое отверстие брызговика *5* крыла кузова (рис. 6.25). Наружный слой резины *3* обеспечивает плотную посадку, а отбортовка *4* — требуемый упор в вертикальном направлении. Натянутое на чашку *1* резиновое кольцо *2* при полном ходе отбоя колеса упирается в брызговик *5*, обеспечивая требуемое ограничение.

На рис. 6.26 показана опора, устанавливаемая на легком грузовике «Рено-график». Она отличается тем, что при небольшой податливости передает большие силы, обеспечивая хорошую шумоизоляцию. Резиновый элемент выполнен в форме полущария и поэтому имеет (как видно по характеристикам) требуемую высокую жесткость в боковом и продольном направлениях. Другие решения показаны на рис. 1.11 и 6.42.

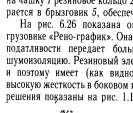


Рис. 6.23. Подшипник верхней опоры мод. 242/264 фирмы «Вольво». Кольцо этого радиального шарикового подшипника с двусторонним уплотнением, изготавливаемого фирмой FAG, получено без снятия стружки

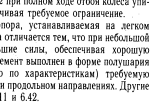
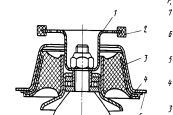


Рис. 6.24. Верхняя опора пружинной стойки, разработанная фирмой SKF, с закрытым радиальным шарикоподшипником, заправленным долговечным сизаточным материалом. Демпфирующий резиновый элемент непосредственно привулканизован к упругенному наружному кольцу



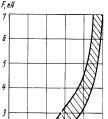


Рис. 6.25. Верхняя опора пружинной стойки автомобилей «Гольф» и «Джетта 1» фирмы «Фольксваген», выдавливаемая резиновая часть изготовляется фирмой «Ленфдрер металлярен». Характеристика жесткости этой резинометаллической детали при ходе сжатия подвески вначале остается линейной, а в основной рабочей зоне — между 3 и 4 кН — становится сильно прогрессивной. Заштрихована область разброса значений

6.6.2. Верхняя раздельная опора для пружинных стоек

Резиновые опоры должны быть выполнены таким образом, чтобы усилия от пружины и от амортизатора воспринимались раздельно; на рис. 6.27 показана такая опора, устанавливаемая фирмой «Вольво» на мод. *740/760*. Через посадочные поверхности упорного шарикоподшипника пружина подвески нагружает на сжатие резиновую часть 5. Шток крепится в отверстии *1* и осуществляет нагружение средней части резинового элемента чистым

Рис. 6.27. Экономичный в изготовлении опорный узел автомобилей мод. *740/760* фирмы «Вольво». Усилия пружины передаются через упорный шарикоподшипник в резиновый слой 5 на кузов. В отверстии *1* закреплется шток, который нагружает среднюю часть резинометаллической детали на сдвиг. При слишком больших усилиях демпфирования на ходе отбоя ограничение перемещения осуществляется верхним упором *2*, если же силы на ходе сжатия превышают определенную величину, то происходит упор выступной нижней шайбы *6*. За счет различной формы армирующих вставок *3* и *4* и применения резиновых смесей из двух компонентов с различной твердостью по Шору обеспечено взаимное согласование отдельных элементов опоры

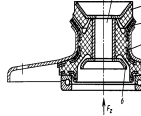


Рис. 6.26. Верхняя опора пружинной стойки легкого грузового автомобиля «Рено-трафик». Как показывают характеристики, эта резинометаллическая деталь производства фирмы «Ленфдрер металлярен» имеет в направлениях *X* и *Y* высокую жесткость, которая достигается конструкцией и расположением промежуточного элемента *1*, а также жесткостью резины. Вставленный снизу игольчатый подшипник фирмы «Наделла», заправленный долговечным смазочным материалом, воспринимает силы во всех направлениях. Он удерживается отбортовкой *3* и уплотняется резиновым кольцом *2*

Рис. 6.28. Компактная по высоте верхняя опора пружинной стойки автомобиля «Пежо 604». Упорный игольчатый подшипник производства фирмы «Наделла» имеет высоту всего 3,6 мм и состоит из двух колец *3* и *4* и уплотнения *5*. В радиальном направлении осуществляется скользящая передача силы; уплотнение этого места выполняет находящееся ниже указанного подшипника качения уплотнительное кольцо *6*, расположенное в канавке. Шайба *2*, установленная сверху на штоке, служит ограничителем в при значительном возрастании усилий отбоя в амортизаторе упирается в резиновую часть *1*; нижняя шайба *7* передает силы при включении в работу буфера сжатия или большом усилии демпфирования в этом направлении

Рис. 6.29. «Раздельная» верхняя опора пружинной стойки на мод. *100/200* фирмы «Ауди». Шток закрепляется в резиновой опоре *1* и не поворачивается вместе с колесом. Чашка *2* пружины опирается на упорный шарикоподшипник *3*. Для осуществления косой установки пружины ее нижняя чашка *4* смещена наружу. Подвеска показана на рис. 6.7

Рис. 6.30. Опора амортизатора мод. *100/200* фирмы «Ауди», изготавливаемая фирмой «Лемфёрдер металлвареи». Шток закрепляется в отверстии, а удлиненные отверстия в наружной детали служат для регулировки развала и продольного наклона оси поворота. Кривые на графике показывают, что эта резиновая металлическая деталь под действием сил при ходе сжатия обнаруживает меньшую податливость, чем под действием сил демпфирования при отбое. Дополнительный упругий элемент на этой подвеске контактирует с демпфирующей частью стойки

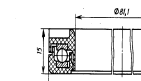


Рис. 6.31. Упорный шарикоподшипник мод. *100/200* фирмы «Ауди», изготовляемый фирмой *FAG*. Оба кольца обрабатываются без снятия стружки, а шаровые дорожки дополнительно уплотняются для получения высокой поверхностной твердости. Пластмассовые детали сепаратор этот подшипник с полным заполнением шариками и заправленный смазочным материалом, а также компенсирует неплоскостность опорных поверхностей и осуществляет уплотнение

сдвигом. Эта средняя часть имеет значительно меньшую жесткость (соотношение с указанной частью *5* примерно 1:30). Требуемое в связи с этим ограничение перемещений осуществляется при ходе отбоя упором *2*, при ходе сжатия — сидящей на штоке шайбой *6*. Аналогичное устройство имеет верхняя опора автомобиля «Пежо 604» (рис. 6.28), только здесь усилия пружины воспринимает игольчатый подшипник с долговечным смазочным материалом.

Более сложной получается вся опора при косой установке пружины, т. е. под углом к оси штока (рис. 6.29 и 6.39). Шток в таких случаях может быть установлен в отдельной резиновой опоре, а пружина — иметь поворотную опору вверху или внизу (рис. 6.30—6.32). Последнее решение применяет фирма «Рено» на мод. *9* и *11*. За счет буфера сжатия *3* (см. рис. 6.32), охватывающего корпус *7* стойки, и большого диаметра верхней чашки *1* эта конструкция позволяет удлинить демпфирующую часть стойки, т. е.

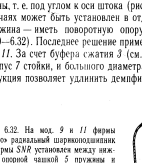


Рис. 6.32. На мод. *9* и *11* фирмы «Рено» радиальный шарикоподшипник *4* фирмы *SNR* установлен между нижней опорной чашкой *5* пружины и опорой *6*, приваренной к корпусу *7* стойки. Представленный в разрезе дополнительный упругий элемент *3* удерживается внутренним кольцом чашки *5* и при ходе сжатия упирается через держатель *2* в бракатник крыла кузова. Шток соединен сверху с чашкой *1*, которая имеет небольшую высоту, но большой внешний диаметр, обеспечивающий малую податливость в поперечном направлении и допускающий максимальное приближение корпуса амортизатора к месту крепления штока при ходе сжатия

уменьшить показанный на рис. 6.13 отрезок o и снизить таким образом силу F_{Cx}, способствующую заклиниванию.

6.6.3. Верхняя опора для амортизаторных стоек

Амортизаторные стойки не несут на себе пружину, так что здесь требуется только шумоизолирующее крепление штока. Фирма «Даймлер-Бенц» на автомобилях *190/190E* переместила внутреннюю часть опоры вверх и смогла за счет этого увеличить направляющую длину амортизаторной стойки, следствием чего является уменьшение трения, способствующего заклиниванию (рис. 6.33, 6.34 и 6.47).

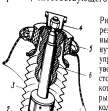


Рис. 6.33. На автомобилях *«Мерседес 190/190E»* резиновая опора *5* служит для изоляции от дорожных шумов; одновременно в ее внутреннем, вытянутом вверх колпаке размещается дополнительный упругий элемент *6*. Такая конструкция позволяет увеличить направляющую базу амортизаторной стойки *2*. Для защиты штока служит чехол *3*, который вверху держится на закраине колпака опоры. При ходе сжатия чехол садится вниз на кольцо *1*. Детали *4* служат упором при очень больших усилиях демпфирования на ходе отбоя

Рис. 6.34. Верхняя опора амортизаторной стойки автомобиля *«Мерседес 190/190E»*. Коническое отверстие предназначается для базирования штока. Усилия демпфирования при отбое выше, чем в направлении сжатия, и, как показывает кривые упругости, под действием первых (F_{Gl}) податливость резинового элемента меньше, чем вследствие F_{Gl}

6.7. ПЕРЕДНЯЯ ПОДВЕСКА НА ПРУЖИННЫХ СТОЙКАХ

6.7.1. Пружинная подвеска ведомых колес

На рис. 1.11 показана передняя подвеска автомобиля «Опель-сенатор»: обычная на сегодняшний день конструкция для легковых автомобилей классической компоновки с маятниковым стабилизатором и направленными вперед продольными штангами, воспринимающими тормозные силы. Опоры этих штанг изолируют кузов от жесткого качения радиальных шин. Фирма БМВ на автомобилях 3-й серии переложила эту задачу на серповидный рычаг *6* (рис. 6.35, 2.30). Этот рычаг в точке *D* подвешен на шаровом шарнире, а задний конец рычага установлен в резиновой опоре *3* с боковой податливостью.

На рис. 6.36 показана применяемая фирмой БМВ на автомобилях 7-й серии подвеска со сдвоенными шарнирами. Она имеет косо установленные и смещенные к колесу пружины, опирающиеся вверху на трехточечный шариковый подшипник. Силы в боковом направлении воспринимаются низку поперечными рычагами *1*, а продольные — двумя направленными косо вперед штангами *2*.

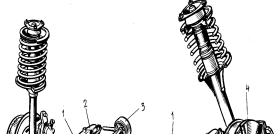


Рис. 6.35. Передняя подвеска автомобилей БМВ 3-й серии с плечом обкатки +10 мм и серповидными нижними рычагами *6*. Эти рычаги в передних точках *D* с помощью шаровых шарниров крепятся к поперечине *2*, несущей также и рулевой механизм, а сзади установлены в опорах *3* с боковой податливостью. Предусмотренные резиновые элементы этих опор имеют определенную упругую жесткость и воспринимают жесткое качение шин серии *60*. Хорошо видно косое расположение пружин, крепление стабилизатора *5* к серповидным рычагам *6*, двухрядные шарикоподшипники *4* второго поколения и опоры *1* двигателя

Как можно видеть на рис. 6.37, точки *3*, *4* шарнирного крепления штанг *1*, *2* на виде сверху разнесены. Продолжение этих штанг определяет с обеих сторон положение мнимого полюса G, через который проходит ось поворота и который позволяет получить небольшое положительное плечо обкатки (13 мм) и разместить вентилируемый тормозной диск большого диаметра. Последний может размещаться здесь близко к стойке, не требуя (как при ведущих колесах) наличия большого вылета колеса; в результате и масса, и стоимость конструкции снижаются.

Как показано на рис. 6.37 справа, при повороте колеса на угол δ многозвенник с шарнирами D_1, D_2 и, *4* обеспечивает смещение мнимой точки G в сторону от колеса в положение G' (размер b, рис. 6.5). При этом незначительно уменьшается угол поперечного наклона оси поворота (на величину $\Delta\alpha$, рис. 6.38), но увеличивается плечо обкатки r_s и прежнее плечо r_b вертикальной силы возрастает до r'_b. В результате получается более благоприятный возврат руля (обусловленный как наружным, так и внутренним колесом) уже при малых углах поворота и улучшение устойчивости прямолинейного движения. С 1981 г. эта подвеска применяется и на автомобилях БМВ 5-й серии, а позже — и 6-й.

Передние опоры D_1 (см. рис. 6.37) штанг *2* выполнены с продольной податливостью для изоляции кузова от жесткого качения устанавливаемых радиальных шин *195/70VR14* или *205/70VR14*. Задние шаровые шарниры *3* штанг *2* расположены выше, чем шарнирные точки D_1. За счет этого получается центр продольного крена $O_{\text{п}}$, расположенный позади оси, что увеличивает противодействие продольному крену при торможении (см. рис. 5.5).

6.7.2. ПРУЖИННАЯ ПОДВЕСКА ВЕДУЩИХ КОЛЕС

На переднеприводных автомобилях под стойкой необходимо иметь место для прохода полуоси (рис. 6.39, 2.139, 2.140 и 2.142). Это может привести к уменьшению важного для направляющих свойств размера $l-o$ (см. рис. 6.13), вследствие чего возрастают способствующие заклиниванию силы F_{O_1} и F_{K_1} в направляющей и на поршне и увеличивается сила трения. Показанное на рис. 6.19 решение, когда стойка размещается рядом с шарниром полуоси, хотя и позволяет получить большую направляющую длину, но обходится дороже.

Впервые направляющая пружинная стойка была применена на автомобиле «Пежо-204» в 1965 г., годом позже — на автомобилях «Форд-12/15М/P6», в 1967 г. — на «Ауди-НСУ *Ro-80*» и в 1969 г. — на «Фиат-128». Подлинный «прорыв» произошел в начале 70-х годов: практически все новые переднеприводные автомобили стали оснащаться такой подвеской, чаще всего с косо установленной пружиной и смещенным к колесу нижним направляющим шарниром (см. рис. 6.6). Последняя мера понадобилась для получения отрицательного плеча обкатки.

Рис. 6.36. Подвеска со сдвоенными шарнирами автомобилей БМВ 7-й серии, с выносом колес и с поперечной, на которой установлен рулевой механизм с усилителем фирмы ZF, имеющим переменный коэффициент усиления. Дисковые колеса 6 1/2 J×14H2-B центрированы по центральному отверстию; ход подвески составляет 198 мм. Косое положение направленных вперед продольных штанг *2* обеспечивает поворот колес в сторону положительного сложения при торможении

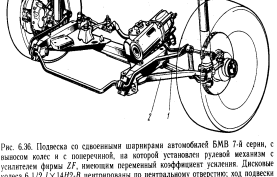


Рис. 6.37. В передней подвеске автомобилей БМВ 7-й серии полюс G на продолжении звеньев D_1D_2 и D_3D_4 является кажущейся точкой вращения, расположенной на оси поворота колеса. Как показано справа, при повороте колеса эта точка в виде G' отодвигается от колеса, вследствие чего отрезок b увеличивается до b' и возрастает плечо обкатки r_s

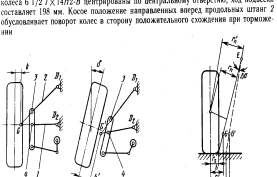


Рис. 6.38. Если увеличивается отрезок r_s в плоскости дороги, то таким же образом изменяется и плечо r_b вертикальной силы, вследствие чего усиливается «весовой» возврат руля и улучшается устойчивость прямолинейного движения. Здесь косого имеет разваз θ', поэтому вертикальная сила проходит через центр колеса

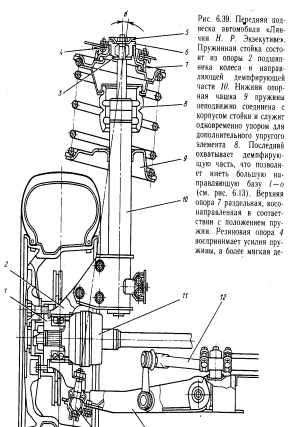


Рис. 6.39. Передняя подвеска автомобиля «Лада» *Н. Р. Эквиватент*. Пружинная стойка состоит из опоры *2* подшипника колеса и направляющей демпфирующей части *10*. Нижняя опорная чашка *9* пружины неподвижно соединена с корпусом стойки и служит одновременно упором для дополнительного упругого элемента *8*. Последний охватывает демпфирующую часть, что позволяет иметь большую направляющую базу *l—o* (см. рис. 6.13). Верхняя опора *7* разъемная, косонаправленная в соответствии с положением пружины. Резиновая опора *4* воспринимает усилия пружины, а более мягкая деталь *6*— усилия демпфирования; шайба *5* ограничивает ход сжатия, чашка *5*— ход отбоя. Центр неподвижного шарнира равных угловых скоростей *11* находится на оси поворота; ступица *1* вращается в двухрядном радиально-упорном шарнирном подшипнике первого поколения. Направляющий шарнир *14* вставлен в коническое отверстие опоры *2* подшипника колеса и прикреплен болтами к поперечному рычагу *13*; соединение со стабилизатором *12* осуществляется жесткими шаровыми шарнирами. Показаны угол поперечного наклона оси поворота *α* и плечо обкатки r_1 (здесь небольшое положительное)

Технически интересную и недорогую конструкцию пружинной стойки имеет автомобиль «Фиат-панда» (рис. 6.40). К поперечному рычагу *2* крепится продольная штанга *9*, которая передним концом через кронштейн опирается на кузов; резиновая опора *1* изолирует кузов от жесткого качения радиальных шин. Направляющий шарнир *11* запрессован в опору *8* подшипника колеса, изготовленную из листового материала. К верхней части опоры *8* крепится промежуточная деталь *7*, которая в виде накладки охватывает демпфирующую часть стойки и соединяется болтами с поворот-

Рис. 6.40. Левая сторона передней подвески автомобиля «Фиат-панда»: пример экономичной конструкции направляющей пружинной стойки. Листовая опора *8* подшипника колеса и поворотный рычаг *6* висят со стойкой *5* простые болтовые соединения. Дополнительный упругий элемент *3*, образующий одну деталь с эластичным защитным кожухом *4*, установлен на штоке. Шестерня рулевого механизма смещена относительно рулевой колонки к середине автомобиля, чтобы можно было с торца вигнуть в рейку внутренние шарниры рулевых тяг. Резиновая опора направленной вперед продольной штанги воспринимает жесткое качение радиальных шин

ным рычагом *6*. Правая сторона этой подвески показана на рис. 6.41, а подшипник колеса и шарнир равных угловых скоростей в разрезе — на рис. 2.145.

В [32] приводится определение длины рулевых тяг при подвеске на направляющих пружинных и амортизаторных стойках. За счет низкого расположения рулевого механизма и бокового прикрепления шарниров рулевых тяг к зубчатой рейке (см. рис. 6.35) можно предотвратить нежелательное кинематическое изменение сходения. Если рулевое управление расположено высоко (чего едва ли можно избежать на переднеприводных автомобилях, см. рис. 6.40), а боковое прикрепление тяг должно быть сохранено, чтобы не увеличивать затрат, то изменение сходения при ходах отбоя и сжатия колес останется неустраненным. В любом случае желательно все же предусмотреть центральное крепление рулевых тяг (рис. 6.42 и 6.7).

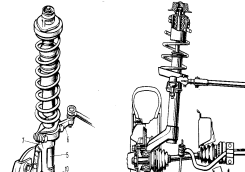


Рис. 6.41. Правая сторона передней подвески автомобиля «Фиат-панда». В отверстие *10* вставляется показанный на рис. 2.145 радиально-упорный шарикоподшипник третьего поколения. Остальные обозначения — см. рис. 6.40

Рис. 6.42. Передняя подвеска автомобиля «Опель-кадет *Ев*» с конструкции пружинами прогрессивного действия и рулевыми тягами центрального крепления (которое требуется для исключения нежелательных изменчивых сходения при ходе колес). Корпус демпфирующей части стойки имеет неразъемное соединение с опорой подшипника колеса, однако фирма «Опель» предусматривает серийную установку вставных патронов, которые легко заменяются при ремонте. На связанную верхнюю опору с подшипником качения передаются усилия как от пружины, так и от амортизатора

6.7.3. Гидропневматическая подвеска ведущих колес

Автомобиль «Citroen *BX*» стал первым (и пока единственным) автомобилем на гидропневматических упругих стойках (рис. 6.43); всю упругую работу совершает газожидкостный азот, находящийся в круглом ресивере *6* под давлением 55 бар. Мембрана разделяет газ и жидкость (масло), служащую для передачи усилий (см. также рис. 5.37).

Круглый ресивер *6* ввинчивается в переходник *9*, который закреплен гайкой *8* на рабочем цилиндре *12*; герметичное закрытие обеспечивается резьбовой пробкой *7*. Масло нагружает поршень *17*, который через опорный шток *3* передает усилие далее на приварное донышко корпуса *16* стойки. Поршень *17* направляется в рабочем цилиндре *12* с помощью довольно протяженного и очень точного направляющего участка *2*, ниже которого размещается уплотнение *20*. Этот поршень нагружается в основном направлении. Для предотвращения любого переноса и, как следствие, нарушения легкоподвижности усилия при ходе сжатия передаются через головку поршня. Такая мера позволяет уменьшить поперечную силу (в радиальном направлении) и за счет этого снизить в стойке трение, способствующее заклиниванию.

Резьбовое кольцо *1* служит нижней крышкой описанного уплотнительно-направляющего комплекта; по наружной поверхности этого кольца надето плавающее кольцо, скользящее внутри трубы *16*. Детали *1* и направляющая *14* воспринимают моменты боковых и продольных сил; значительное расстояние между этими опорами и большой диаметр обеспечивают уменьшение давления и связанное с этим дальнейшее снижение трения, способствующего заклиниванию. В связи с большим моментом инерции сечения прогиб рабочего цилиндра *12* под действием боковых сил маловероятен, так что обусловленные податливостью изменения развала в значительной мере исключаются (см. рис. 6.12).

На резьбовом кольце *1* установлен буфер отбоя *19*; при ходе отбоя колеса эта эластичная и сравнительно длинная деталь упирается в резьбовую крышку *15*, в верхней части которой установлена направляющая *14*. Для уменьшения трения внутри ее имеется тефлоновое кольцо, а для точного направления даже при небольших прогибах рабочего цилиндра внешнее центрирование осуществляется эластичным кольцом *5*. Сверху на направляющей *14* расположена грязесъемная двухкромочная манжета; находящиеся ниже два кольца круглого сечения осуществляют уплотнение рабочего цилиндра. Дополнительно все детали охватываются гофрированным чехлом *18*, имеющим два отверстия *11* для прохода воздуха; эти отверстия имеют отбортовку, входящую во внутреннюю часть *10* резиновой опоры. Как можно видеть на рис. 6.44, эта часть *10* передает все силы от стойки на резиновую опору *13*, которая кре-

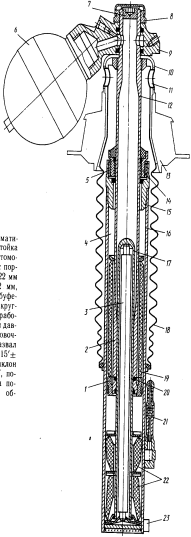


Рис. 6.43. Гидропневматическая упругая стойка передней подвески автомобиля «Ситроен *BX*»: с поршнем *17* диаметром 22 мм и общим ходом 182 мм, буфером отбоя *18*, буфером сжатия *22* и круглым резервуаром *6*, работающим с внутренним давлением 55 бар. Установочные параметры: развал $0° \pm 30'$, схождение $-15' \pm 15'$, продольный наклон оси поворота $2° \pm 35'$, поперечный наклон оси поворота 12° и плечо обкатки минус 8 мм

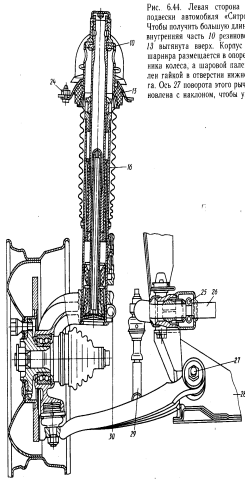


Рис. 6.44. Левая сторона передней подвески автомобиля «Ситроен *BX*». Чтобы получить большую длину стойки, внутренняя часть *10* резиновой опоры *13* выгнута вверх. Корпус нижнего шарнира размещается в опоре подшипника колеса, а шаровой палец закреплен гайкой в отверстии нижнего рычага. Ось *27* поворота этого рычага установлена с наклоном, чтобы уменьшить

как приподнимание передка при разгоне, так и опускание при торможении (см. также рис. 2.61). Жесткость составляет 9,4 Н/мм и частота собственных колебаний 48 мин$^{-1}$ без нагрузки и 50 мин$^{-1}$ при допустимой нагрузке. Подвеска очень мягкая и для ограничения бокового крена кузова применен стабилизатор *26* диаметром 22,5 мм с короткими плечами (135 или 145 мм) и недоподатливыми шарнирами (как на рулевых тягах) на стойке *29*, соединяющей его с нижним рычагом. Сферическая опора стержня стабилизатора на поперечине *28* подвески также малоподатлива; она поднимается в наружном направлении пружиной, удерживаемой скобой *25*

пится тремя болтами *24* на брызговике крыла кузова. Внизу упругая стойка установлена в отверстии опоры подшипника колеса; зажимной болт *30* обеспечивает надежное закрепление, а приварной кулачок *29*— правильное взаимное положение.

Если колесо совершает ход сжатия 77 мм от нормального положения, то буфер сжатия *22* приходит в контакт с резьбовым кольцом *1*. При каждом ходе сжатия во внешней полости *4* возникает избыточное давление, которое через обратный клапан *21* выжимает жидкость, просочившуюся через уплотнение *20* поршня, в контур возврата утечек.

При повороте руля опора подшипника колеса вращается вместе с корпусом *16*, а последний — вместе с полым поршнем *17*. Корпус *16* и поршень *17* поворачиваются относительно закрепленного в резиновой опоре *13* рабочего цилиндра *12*, что приводит к уменьшению трения в вертикальном направлении.

6.7.4. Подвеска ведущих колес с двухступенчатым подрессориванием

В 1984 г. на европейском рынке появился автомобиль «Галант-ройял» фирмы «Мицубиси»: переднеприводный автомобиль, имеющий сзади подвеску со связанными рычагами и спереди подвеску на направляющих пружинных стойках. В отличие от остальных конструкций, здесь в обеих подвесках внутри пружин размещен частично несущий пневматический упругий элемент. Он состоит из вспомогательной полости и пневматического диафрагменного баллона, который обязательно по корпусу стойки и имеет внутри обычный резиновый дополнительный упругий элемент (рис. 6.45).

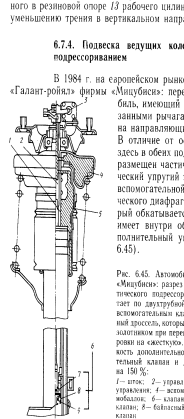


Рис. 6.45. Автомобиль «Галант-ройял» фирмы «Мицубиси»: разрез по пружине и узлу пневматического подрессоривания. Амортизатор работает по двухступенчатой схеме; между основным и вспомогательным клапанами находится постоянный дроссель, который перекрывается поворотным золотником при переключении с «мягкой» регулировки на «жесткую». Тогда амортизаторная жидкость дополнительно протекает через вспомогательный клапан и демпфирование повышается на 150 %:

1 — шток; *2* — ограничивающая штанга; *3*— клапан управления; *4* — вспомогательная полость; *5*— пневмобаллон; *6*— клапан амортизатора; *7*— основной клапан; *8*— байпасный клапан; *9*— вспомогательный клапан

В верхней части этого узла смонтирован электропневматический клапан, который может переключать подрессоривание с «мягкой» регулировки на «жесткую». При резких поперечных кренах кузова или при интенсивном разгоне, либо внезапном торможении сенсор приводит в действие этот клапан и в доли секунды осуществляется поворот управляющей штанги, размещенной внутри полого штока. С помощью золотника штанга перекрывает постоянный дроссель в клапане амортизатора, а также перекрывает соединение между вспомогательной полостью и упругим пневмобаллоном. Теперь упругая работа соединяется только этим баллоном, так что при «жесткой» регулировке жесткость подвески возрастает приблизительно на 50 %, вследствие чего уменьшаются боковые и продольные крены кузова. Этому способствует и повышение демпфирования, составляющее примерно 15 %.

Переключение с «мягкой» регулировки на «жесткую» может происходить автоматически или же осуществляться вручную.

Описанное частично несущее пневматическое подрессоривание обеспечивает еще одно преимущество: регулирование уровня и опускание кузова при скорости свыше 90 км/ч с целью уменьшения сопротивления воздуха.

6.7.5. Пневматическая подвеска ведущих колес

На рис. 6.46 показана направляющая упругая стойка производства фирмы «Фритель и Закс» с пневмобаллоном фирмы «Континенталь». При ходах колеса этот баллон обкатывается по корпусу *17* стойки; по своей конструкции он аналогичен шине. Оболочка имеет каркас, служащий силовым элементом, и внутренний воздухонепроницаемый слой. Она крепится на корпусе *17* стойки и на корпусе *6* пневмозамедителя. Такая конструкция занимает места не более, чем обычная пружина подвески. Внутреннее рабочее давление составляет от 8 до 15 бар, и для предотвращения сосканивания или неплотности были предусмотрены буртики *4*. Внутри корпуса *6*, на штоке *18* установлен дополнительный упругий элемент *7*. При ходе сжатия колеса он входит в контакт со стаканом *5*, вставленным в корпус *17* для защиты гидравлической части. Сам амортизатор работает по двухступенчатой схеме; нагружение столба жидкости в компенсационной полости *19* осуществляется давлением в пневмобаллоне, что предотвращает вспенивание амортизаторной жидкости. Чтобы предотвратить попадание этой жидкости на немаслостойкий внутренний слой диафрагменного баллона *13*, под стаканом *5* предусмотрена улавливающая полость *3* для утечек, а ниже ее — дополнительный клапан *1*. Отверстие *2*, идущее от самой низкой точки, гарантирует полный слив; чтобы обеспечить выравнивание давления, между пневмозамедителем и компенсационной полостью *19* имеется соединительное отверстие *12* со

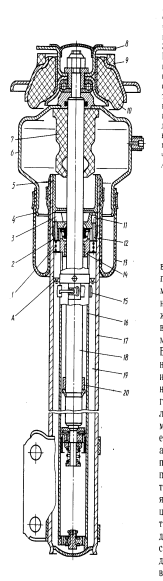


Рис. 6.46. Направляющая упругая стойка передней подвески, аналогичная установленной на экспериментальном легковом автомобиле 3-й серии фирмы «Фольксваген». Пневматическая подвеска обеспечивает постоянную частоту колебаний кузова (n=60 мин$^{-1}$) и зависящее от нагрузки демпфирование, а кроме того, изменение высоты, регулирование уровня и опускание кузова с целью снижения сопротивления воздуха. Хорошо видны «связанная» верхняя опора стойки, резиновая подушка *10* и детали *8*, *9* ограничения хода отбоя:

А — уровень амортизаторной жесткости

вставленной в него воздухопроницаемой пробкой *11* из металлокерамики. Трение в направляющей *14* штока снижено за счет тефлоновой втулки, выше которой размещено обычное уплотнение. Буфер отбоя *20* установлен на штоке. При увеличении нагрузки повышается давление в пневмоэлементе. Благодаря отверстию *12* (дросселированному металлокерамической пробкой) возрастает и внутреннее давление в амортизаторе. Трубчатая пружина *15*, работающая по принципу манометрической трубки, перекрывает постоянный дроссель в рабочем цилиндре *16* и обеспечивает таким образом повышение демпфирования в зависимости от нагрузки. Более подробно это рассматривается в [30].

6.8. ПЕРЕДНЯЯ ПОДВЕСКА НА АМОРТИЗАТОРНЫХ СТОЙКАХ

6.8.1. Преимущества и недостатки

Направляющая амортизаторная стойка в передней подвеске обладает по сравнению с пружинной стойкой рядом преимуществ:

не требуется подшипник качения в качестве опоры, так как пружина размещается рядом с амортизаторной стойкой;

при повороте руля поршень поворачивается в цилиндре и шток — в направляющей. За счет этого уменьшается трение, способствующее заклиниванию;

пружины можно разместить со смещением к середине, вблизи лонжеронов основания кузова; с этим связана возможность создания благоприятной зоны деформации. Торсионы могут соединяться с рычагами в месте внутренних опор этих рычагов;

сокращение занимаемого пространства по ширине позволяет получить более просторное подкапотное пространство, а меньшая высота конструкции — опущенный, благоприятный в аэродинамическом отношении передок;

при той же высоте автомобиля получается большая направляющая длина; дополнительный упругий элемент или буфер сжатия может быть размещен внутри резиновой опоры;

уменьшается масса неподрессоренных частей;

улучшается ремонтопригодность: без снятия пружины можно заменить амортизаторную стойку, а отсоединив с одного конца эту стойку,— поменять пружину.

Этим преимуществам противостоят, однако, следующие недостатки:

повышенная стоимость;

трение, способствующее заклиниванию, может быть лишь уменьшено, но не устранено полностью;

нижний несущий шарнир должен воспринимать силы во всех направлениях;

рычаг и его внутренние опоры дополнительно нагружены вертикальными силами.

В результате этого заставить амортизаторную стойку реагировать на малые дорожные неровности труднее (это требует и больших затрат), чем направляющую пружинную стойку, хотя способствующие заклиниванию силы, ухудшающие плавность хода, могут быть уменьшены за счет уменьшения расстояния b (рис. 6.5), что вполне возможно при амортизаторной стойке.

6.8.2. Пружинная подвеска

На рис. 6.3 показана передняя подвеска мод. *200D/300E*, а на рис. 6.47 — мод. *190/190E* фирмы «Даймлер-

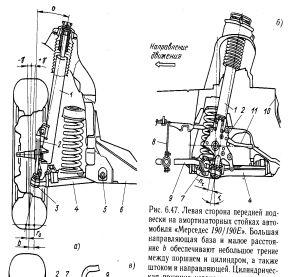


Рис. 6.47. Левая сторона передней подвески на амортизаторных стойках автомобиля «Мерседес 190/190Е». Большая направляющая балка в малое расстояние *b* обеспечивает небольшое трение между поршнем и цилиндром, с таким штоком и направляющей. Цилиндрическая пружина устанавлена на поперечном рычаге *4*, а вверху опирается через приварную чашку на ложкер *10* (в основании кузова), который в этом месте связан поперечной *6* с правой стороной. Плечи показанного на рис. 2.17 стабилизатора *9* через резиновые опоры *7* крепятся к рычагам *4*; два податливых в продольном направлении кронштейна *8* осуществляют крепление спинки стабилизатора к кузову. Здесь обозначены выно: колеса, углы развала и продольного наклона оси поворота, а также плечо обкатки $r_0 = 14$ мм. Поворотом эксцентриковых болтов 5 в *13* в одном направлении можно регулировать развал, в противоположном направлении — продольный наклон оси поворота. Значение последнего угла хотя довольно большое ($\tau = 10°10'$), зато обеспечивает благоприятное расположение центра продольного крена (см. рис. 5.5) и связанную с этим 20 % -ную компенсацию продольного крена при торможении. Другие данные подвески в конструктивном положении: развал $\gamma = 0°30'$, сложение $\delta m = +25'$; общий ход подвески $s_0 = 200$ мм; высота центра крена $h_{ц} = 106$ мм; передаточное отношение от колеса к пружине $i_p = 2{,}1$; передаточное отношение от колеса к амортизатору $i_a = 1{,}02$; плечо продольной силы $r_x = 56$ мм; вылет оси поворота $n_y = 28$ мм; угол, определяющий продольное смещение колеса при ходе подвески, $2°19'$; неподрессоренные массы $m_{н} = 58{,}5$ кг. Эта подвеска легче, чем на сравнимых легковых автомобилях. Подробное описание гамма-амортизаторной стойки дается в [30]:

а — вид слева; *б* — вид сбоку; *в* — вид снизу; *А* — направление движения; γ — развал; *δ* — поперечный наклон оси поворота; $-r_x$ — вынос колеса; *L* — амортизаторная стойка; *2* — опора подшипника колеса; *3* — несущий шарнир; *5* — эксцентриковый болт передней опоры (регулировка развала); *11* — поворотный рычаг; *12* — стойка рулевого управления; *13* — эксцентриковый болт задней опоры (регулировка продольного наклона оси поворота); *14* — рулевая тяга

6.6.3. Торсионная подвеска

Чтобы получить мягкую подвеску с жесткостью $c_z = 23{,}3$ Н/мм, фирма «Фиат» применила на мод. *130*, выпускавшейся с 1970 по 1977 гг., длинные торсионы *3* (рис. 6.48). Общий ход подвески составлял 160 мм, что на сегодняшний день следует считать недостаточным для автомобиля такого класса. Концы торсионов *3* закреплялись в поперечине (рис. 6.49, позиция общие с рис. 6.48), которая в точках *1* через резиновые шумоизолирующие подушки *8* соединялась с кузовом (см. также рис. 5.27—5.29).

С помощью шестигранника *2* можно было через эксцентрик *7* регулировать высоту кузова. Для облегчения сборки, связи внутренних рычагов и восприятия передней опоры двигателя служила поперечина *5* подвески, которая в точках *4* крепилась болтами к основанию кузова. Продольные силы воспринимались расположенным перед осью колес стабилизатором *6*.

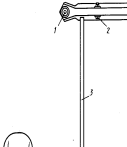


Рис. 6.48. Передняя подвеска комфортабельного легкого автомобиля высшего класса «Фиат 130». Буфера отбоя и сжатия упираются в поперечные рычаги; брызговики крыльев воспринимают здесь только усилия демпфирования

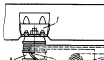


Рис. 6.49. Поворотом шестигранника *2* на автомобиле «Фиат 130» можно с помощью эксцентрика *7* регулировать высоту кузова

В 1964 г. фирма «Порше» выпустила мод. *911* с торсионной передней подвеской. Малое пространство, занимаемое амортизаторными стойками по ширине, позволило на этом заднемоторном автомобиле увеличить багажник. Жесткое подрессоривание и уменьшенная нагрузка на переднюю ось позволили применить короткие торсионы, которые уместились внутри продольных трубок, к которым приварены треугольные рычаги. В передней подвеске ведущих колес на автомобиле «Хонда-цивик», в отличие от «Порше-*911*», продольные трубки продолжены назад (рис. 6.50). Амортизаторные стойки *6* установлены в отверстии опор подшипника колес; снизу в эти опоры вставлены несущие шарниры *1*. Указанные шарниры опираются на направляющие рычаги *10*, которые соединены болтами с консолями *2*. Они изготовлены из стальной полосы, жесткой на изгиб в вертикальном направлении, но податливой в продольном. Под действием сил сопротивления качению и тяговых эти плоская консоль проявляет податливость, чтобы задняя направляющая опора *12* могла воспринимать жесткое качение радиальных шин. Торсионы *3*, имеющие на обоих концах мелкошлицевый профиль, размещены в трубках *5*, которые установлены задним торцом в скользящей опоре *13*, а спереди снабжены рычагами *4*. Болты в этих рычагах служат для регулирования высоты кузова. Торсионы *3* закреплены спереди в консолях *2*, т. е. упругую работу выполняют совместно эти торсионы и трубки *5*. Преимуществами этой конструкции можно считать малую монтажную высоту и небольшую податливость при осуществлении направляющих функций.

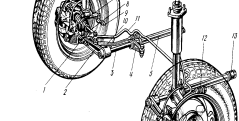


Рис. 6.50. Передняя подвеска автомобиля «Хонда-цивик» с торсионами, имеющими устройство для регулирования высоты кузова. Под амортизаторными стойками проходит вал-ось *8*. Стабилизатор *11* опирается на направляющие рычаги *10*; на рисунке видны рулевые тяги *9* заднего расположения и тормозной суппорт *7*. Установочные данные: сходение 0±3 мм, развал 0°±1°, продольный наклон оси поворота 2°20′±1°, плечо обкатки минус 5 мм

6.6. ЗАДНИЕ ПОДВЕСКИ НА НАПРАВЛЯЮЩИХ ПРУЖИННЫХ И АМОРТИЗАТОРНЫХ СТОЙКАХ

6.9.1. Конструктивные особенности

Наряду с подвесками со связанными рычагами направляющие пружинные и амортизаторные стойки получили распространение в задних подвесках переднеприводных автомобилей. В отличие от передних подвесок, здесь:

отсутствует подшипник качения в верхней опоре;

могут быть применены более длинные, почти до середины автомобиля, поперечные штанги, обусловливающие более благоприятное изменение сходления и развала, а также меньшее опускание центра крена при нагружении (см. рис. 5.3 и 6.5);

наружные точки штанг могут быть значительно смещены в пространство колеса и за счет этого получены небольшие размеры *b* (см. рис. 6.13 и 6.47);

багажник может быть опущен, а при амортизаторных стойках еще и расширен;

за счет жесткости резиновых элементов и соответствующего расстояния между точками крепления тяг к опоре подшипника колеса (точки *5* и *6* на рис. 6.51) необходимо предотвращать нежелательный эластичный поворот колес.

За счет соответствующего взаимного положения обеих поперечных штанг можно осуществить эластокинематическое изменение сходления под действием боковых и тормозных сил. Продольные силы почти на всех задних подвесках с направляющими стойками воспринимаются специальными штангами, которые на передних концах имеют резиновые опоры с прогрессивной характеристикой упругости для изолирования кузова от жесткого качения радиальных шин (см. рис. 2.79). Эта продольная податливость

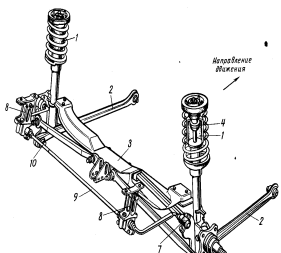


Рис. 6.51. Задняя подвеска на пружинных стойках автомобиля «Ланчия-дельта» с поперечными штангами одинаковой длины, закрепленными на поперечине *3* близко к середине и изготовленными из профилированного листового материала. Для обеспечения устойчивого прямолинейного движения нужно возможно большее расстояние между точками *5* и *6* на опоре подшипника колеса. Точки крепления *10* продольных штанг *2* расположены позади центров колес, как и точки крепления *7* стабилизатора *9*. Связка стабилизатора через кронштейн *8* шарнирно закреплена на кузове. Буфер сжатия *4* упирается здесь в стойку сверху и прикрыт кожухом *1*. Крепление всего узла к кузову осуществляется с помощью поперечины *3*

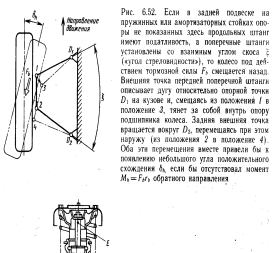


Рис. 6.52. Если в задней подвеске на пружинных или амортизаторных стойках опоры не показанных здесь продольных штанг имеют податливость, а поперечные штанги установлены со взаимным углом скоса ξ («угол стреловидности»), то колесо под действием тормозной силы F_1 смещается назад. Внешняя точка передней поперечной штанги описывает дугу относительно опорной точки D_1 на кузове и, смещаясь из положения *1* в положение *2*, тянет за собой внутрь опору подшипника колеса. Задняя внешняя точка вращается вокруг D_2, перемещаясь при этом наружу (из положения *2* в положение *4*). Оба эти перемещения вместе привели бы к появлению небольшого угла положительного схождения δ_0, если бы отсутствовал момент $M_0 = F_1 r_1$ обратного направления

приводит к тому, что под действием тормозных сил колеса несколько смещаются назад. Когда поперечные рычаги расположены на виде сверху косо (рис. 6.52), то на колесе может возникнуть небольшой угол δ_0 положительного схождения, если тормозная сила F_1 на плече r_1 не образует поворотный момент противоположного направления (рис. 6.53). Фирма «Мазда» предусматривает такую установку рычагов на мод. *323*. Фирма «Тойта» на всех переднеприводных автомобилях смещает параллельные поперечные штанги дальше назад (рис. 6.54), чтобы подвеска способствовала недостаточной поворачиваемости под действием боковых сил.

При движении на повороте в точках контакта колес возникают повышенные силы сопротивления качению F_{f0}, которые смещают поперечный рычаг *2* и штангу *3* немного назад (рис. 6.55) вследствие податливости эластичных опор в точках крепления продольных штанг *1*. Скошенные теперь детали *2* и *3* дополнительно нагружаются боковыми силами: наружное на повороте

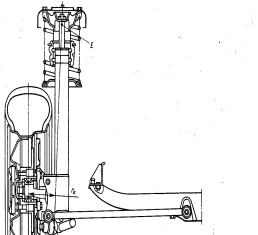


Рис. 6.53. На виде сзади «плечо тормозной силы» для задней подвески есть расстояние от точки *N* до продолжения прямой *EG*. Вверху положение точки *E* определяется центром места закрепления штока, внизу точка *G* есть точка крепления продольной штанги к опоре подшипника колеса. «Плечо продольной силы» r_4 относится к центру колеса. Чем дальше в пространстве колеса может быть вдвинута точка *G*, тем меньше будут r_1 и r_4, а вместе с ними и моменты, поворачивающие колеса в направлении отрицательного схождения. Здесь имеются в виду момент тормозной силы $M_0 = F_1 r_1$ или момент сил сопротивления качению F_{f0} либо составляющей F_{G1} боковой силы: $M_0 = F_{f0} r_4$ или $M_0 = F_{G1} r_4$ (см. рис. 5.1 и 5.2)

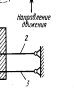


Рис. 6.54. Все переднеприводные модели фирмы «Тойота» имеют в качестве нижних направляющих элементов задней подвески поперечный рычаг *2*, выполняющую функции рулевой тяги рычагом штанги *3* и продольную штангу *1*

колесо — силой F_{za} и внутренние — силой F_{ia}. Эти силы, смещенные на величину n_δ своих реакций (обусловленного деформацией шины), приложены позади центра колеса; как указано в [30], n_δ составляет от 10 до 40 мм и уменьшается с ростом скорости движения на повороте (т. е. с увеличением углов увода шины). Таким образом, небольшие при медленном движении на повороте боковые силы приложены с большим смещением назад, они на 70 % нагружают слегка скошенный поперечный рычаг *2* и на 30 % — штангу *3*. Опоры рычага *2* упруго деформируются и наружное заднее колесо слегка поворачивается в направлении положительного сходления (рис. 6.56). На внутреннем колесе сила F_{ia} направлена изнутри наружу, и на нем возникает отрицательное схождение. Если водитель увеличивает скорость, то расстояние между опорами продольной штанги *1* еще больше увеличивается; кроме того, возрастают углы увода и отрезки n_δ уменьшаются.

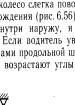


Рис. 6.55. Под действием возросшей на повороте силы сопротивления качению F_{za} опоры продольной штанги упруго деформируются, точка 5 перемещается в положение *4* и центр колеса несколько сдвигается назад

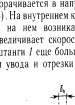
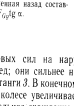


Рис. 6.56. Под действием боковой силы F_{ia} на наружном колесе, приложенной несколько позади центра колеса, опоры поперечного рычага *2* обнаруживают большую податливость, чем опоры штанги *3*, точка 5 перемещается в положение *4*, и возникает угол сходления δ_k

Рис. 6.57. Чем больше угол скоса в поперечного рычага *1*, тем больше направленная назад составляющая $F_{бз}$: $F_{бз}=F_{бк}\cdot F_{бз}=F_{бк}\cdot\sin\alpha$.



Точки приложения боковых сил на наружном и внутреннем колесах смещаются вперед; они сильнее нагружают поперечные рычаги *2* и разгружают штанги *3*. В конечном счете положительное схождение на наружном колесе увеличивается, а на внутреннем устанавливается отрицательное схождение. Кроме того, показанная на рис. 6.55 точка 5 перемещается дальше назад, и поперечный рычаг *2* перекашивается на виде сверху еще больше. Возникает составляющая $F_{бз}$ силы, способствующая описанному отклонению (рис. 6.57). Таким образом, положение рычагов, передающих поперечные силы между колесами и кузовом, обусловливает зависящее от скорости движения изменение сходления, способствующее недостаточной поворачиваемости (рис. 6.58). Совершенно противоположный процесс происходит на автомобилях, оснащенных подвеской со связанными рычагами («Опель-кадет» и «Фиат-уно») и на «Рено 9» с подвеской на продольных рычагах. Под действием боковых сил на повороте возникает на наружном колесе небольшое отрицательное схождение, а на внутреннем — некоторое положительное схождение. В результате такая подвеска способствует (конечно, в слабой степени) избыточной поворачиваемости под действием боковых сил. Как показали замеры, фирма «Опель» на автомобиле «Кадет» сглаживает это явление за счет того, что под действием бокового крена кузова колеса

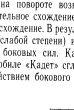


Рис. 6.58. Боковые силы, приложенные в центре контакта колеса, приводят на автомобиле «Тойота-королла» к появлению положительного сходления на наружном колесе, а на остальных обследованных автомобилях — к появлению отрицательного сходления. Эти автомобили имеют подвеску на связанных рычагах («Опель-кадет» на рис. 4.21, «Фиат-уно», на направляющих пружинных стойках («Ланчия-дельта», рис. 6.51) или на продольных рычагах («Рено-9», рис. 7.12). Если боковая сила направлена изнутри наружу, то много положительного сходления возникает отрицательное:
1 — «Тойота-королла»; *2* — «Ланчия-дельта»; *3* — «Опель-кадет D»; *4* — «Рено-9»; *5* — «Фиат-уно»

поворачиваются в противоположную сторону. Автомобиль «Лянчия-дельта» имеет показанные на рис. 6.51 направляющие пружинные стойки; такая подвеска ведет себя нейтрально, если, как на всех других автомобилях, боковая сила приложена точно под центром колеса. Сноc реакции при этом равен нулю. Если же снос реакции принимает свои обычные значения, то все показанные на рис. 6.58 кривые поворачиваются в направлении против часовой стрелки; дополнительно проведенные замеры подтвердили этот теоретический вывод.

6.9.2. Подвеска ведомых колес

Вместо показанных на рис. 6.51 двух поперечных штанг может быть предусмотрен с каждой стороны один рычаг (рис. 6.59); внешние опорные точки здесь тоже должны быть разнесены. Опора, устанавливаемая фирмой «Хонда» на автомобиле «Прелюд», соответствует рис. 2.66. Здесь оба сайлент-блока имеют большую базу. На жесткие рычаги такой подвески могут опираться короткие пружины, если нужно получить широкий багажник (рис. 6.60). Применяемые в таком случае направляющие амортизаторные стойки требуют меньше места по ширине, чем пружинные стойки; недостатком же можно считать дополнитель-

Рис. 6.59. Задняя подвеска на пружинных стойках автомобиля «Хонда-прелюд» с поперечными рычагами, разнесенные наружные точки крепления нижних вдвинуты далеко в пространство колеса и находятся примерно на высоте центра колеса. За счет этого достигается высокое расположение центра поперечного крена, а за счет большой длины рычагов — благоприятные кинематические свойства. Для получения центра продольного крена продольные штанги установлены с некоторым наклоном (см. рис. 6.8); их передние опоры воспринимают жесткое качение радиальных шин. Задние опоры этих штанг расположены под демпфирующими частями стоек, имеющих клеевидное соединение с опорами подшипника колеса:
1 — задняя тормозная скоба; *2* — стабилизатор; *3* — пружинная стойка; *4* — продольная штанга; *5* — поперечный рычаг

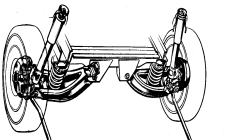


Рис. 6.60. Задняя подвеска автомобиля «Форд-эскорт». Амортизаторная стойка соединяется с опорой подшипника колеса двумя болтами. Средняя часть U-образных поперечных рычагов опущена для низкой посадки пружин с целью получения ровного пола багажника; пружины опираются на лонжероны. Резиновые опоры в передних прушинах продольных штанг воспринимают жесткое качение радиальных шин

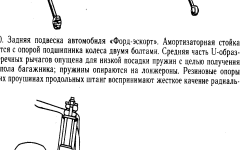


Рис. 6.61. Задняя подвеска мод. «Ритмо» и «Регата» фирмы «Фиат» с поперечной рессорой стабилизирующего действия. Амортизаторные стойки соединяются болтами с опорами подшипника колеса. Нижние из этих болтов одновременно фиксируют внутренние втулки упорных сайлент-блоков, которые запрессованы в поперечные рычаги *4*. Снизу к этим рычагам привернуты кронштейны, на которые через резиновые прокладки *5* опирается поперечная рессора *3*. Опоры *2* рессоры на кузове далеко разнесены для получения высокого стабилизирующего действия. Буфера сжатия *1* упираются в рычаги. Установочные параметры: развал $-30' \pm 20'$, схождение (2 ± 2) мм

Рис. 6.62. На мод. «Фитио» и «Реста» фирмы «Фиат» роль нижних направляющих элементов выполняют поперечные рычаги с широкой опорной базой. Здесь обозначено расстояние *a* между внутренними опорными точками рычага: чем больше это расстояние, тем меньше вызываемое продольными силами изменение схождения. С этим связано улучшение устойчивости прямолинейного движения и ослабление тенденции к избыточной поворачиваемости под действием боковых сил

ное нагружение внутренних и внешних опор поперечных рычагов вертикальными силами. Еще компактнее поперечная рессора (рис. 6.61 и 6.62), которая, будучи расположена под рычагами, крепится к кузову в двух точках. Одновременно она заменяет обычно устанавливаемый в задней подвеске переднепри-

Рис. 6.63. Задняя подвеска на пружинных стойках полноприводного автомобиля «Ланчия-дельта турбо 4×4», которая по своей конструкции аналогична подвеске ведомых колес. Поперечные штанги имеют регулируемую длину для установки заданных значений развала и схождения. Внутренние шарниры поперечных штанг опираются вблизи середины автомобиля на картер главной передачи, который через три резиновых опоры крепится к кузову

водных автомобилей стабилизатор. Подробно этот вид упругого элемента изображен на рис. 5.33 и 5.34.

6.9.3. Подвеска ведущих колес

Подвески на направляющих стойках ведущих задних колес до сих пор встречались реже, чем более распространенные подвески ведомых задних колес. Фирма «Фиат» применяла такую конструкцию с 1970 до 1977 г. на мод. *130* и устанавливает ее еще и в настоящее время на автомобиле «Кампаньола». Так же как этот многоцелевой автомобиль высокой проходимости, целый ряд появившихся в последнее время полноприводных легковых автомобилей имеет в задней подвеске направляющие пружинные или амортизаторные стойки. Фирма «Ауди» предусматривает на мод. «*80/90* кватро» пружинную стойку, аналогичную передней, а фирма «Ланчия» на автомобиле «Дельта 4×4 турбо» — конструкцию, разработанную на базе стойки ведомых колес (рис. 6.63 и 6.51). Фирма «Субару» выпустила мод. «Джустиа» с задней подвеской на амортизаторных стойках (рис. 6.64); смещение демпфирующей части стоек за ось колес обусловливает хорошие направляющие свойства. Описание других полноприводных легковых и грузовых автомобилей дается в [33].

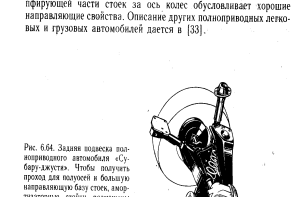


Рис. 6.64. Задняя подвеска полноприводного автомобиля «Субару-джуста». Чтобы получить проход для полуосей и большую направляющую базу стоек, амортизаторные стойки размещены позади осей колес. Их наклон обеспечивает дополнительное преимущество: благоприятное положение центра продольного крена, т. е. уменьшение продольного крена при торможении. Картер главной передачи подвешен спереди к широкой траверсе с двумя резиновыми опорами, а сзади опирается на третью опору. Эта опора установлена на поперечине, на которую опираются также пружины подвески

7. ПОДВЕСКА НА ПРОДОЛЬНЫХ РЫЧАГАХ

7.1. КОНСТРУКТИВНЫЕ ОСОБЕННОСТИ

При этой конструкции подвески с каждой стороны автомобиля имеется расположенный в направлении движения продольный рычаг с поворотной опорой на поперечине подвески или на кузове. Такой рычаг должен воспринимать силы во всех направлениях и испытывает высокие нагрузки на изгиб и кручение, тем не менее под воздействием вертикальных и боковых сил развал и схождение не должны изменяться. Этого можно достичь жестким на изгиб и кручение коробчатым профилем (см. рис. 2.35) или применением литого рычага вместе с двумя максимально разнесенными жесткими в радиальном направлении опорами (поз. *4* на рис. 7.1, поз. *2* на рис. 2.36).

Подвеска на продольных рычагах сравнительно проста и часто применяется на переднеприводных автомобилях в качестве задней подвески. Она дает возможность выполнить ровным под кузова и расположить между рычагами топливный бак или запасное колесо. Если оси качания продольных рычагов параллельны плоскости дороги, то при ходах сжатия и отбоя колес не происходит никаких изменений колеи, развала и схождения, лишь база незначительно укорачивается. За счет длины рычагов *r* можно влиять на прогрессивность характеристики упругости (рис. 7.2) и получать более благоприятные параметры колебаний при нагрузке. Точки качания рычагов являются одновременно центрами продольного крена *O*, т. е. при торможении задняя часть кузова в этом месте подтягивается вниз (см. рис. 3.38).

Недостатком является низкое (на уровне дороги) положение центра поперечного крена; кроме того, при движении на повороте колеса сильнее наклоняются вместе с кузовом, чем при других независимых подвесках (см. рис. 4.10, 4.11). Вертикальные силы, увеличивающиеся при ходе сжатия и уменьшающиеся при ходе отбоя, вызывают различное нагружение на кручение продольного рычага; последний скручивается, и происходит изменение развала, которое приводит к уменьшению возможности передачи шиной боковых сил. Коэффициент изменения развала при крене составляет в среднем $\Delta\gamma_F/\Delta\varphi \approx 1{,}05$. Кроме того, надо учитывать, что боковая сила F_i дополнительно отжимает внешнее на повороте

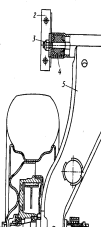


Рис. 7.1. Вид сверху на заднюю подвеску мод. «Виза» и *LN* фирмы «Ситроен». Рычаг имеет большую опорную базу — расстояние между опорами *4*. Установленные в опорах резиновые элементы различны по конструкции: внутренний имеет торцовой буртик, а внешний опирается на вдавливающую шайбу. Крепление к деталям *1* и *2* осуществляется с помощью сквозной оси *3*. Цапфа *6* колеса закреплена в рычаге *5*. На внутреннем ее конце установлена пружина амортизатора с пружиной, на внешнем — два конических роликовых подшипника для опоры ступицы тормозного барабана *7*; тем же видом тормозной щит *8*

колесо в направлении положительного развала, а внутреннее — в сторону отрицательного, при этом $\Delta\gamma_F \approx 22'$ на 1 кН боковой силы F_i (рис. 7.3).

7.2. ЗАДНЯЯ ПРУЖИННАЯ ПОДВЕСКА

На рис. 7.4 и 7.1 показана задняя подвеска автомобилей «Виза» и *LNA* фирмы «Ситроен», которая в аналогичном виде устанавливалась и на автомобиль «Пежо *104*». Рычаги этой подвески изготовлены сваркой из двух половин. Смещенные внутрь амортизаторы с пружинной крепятся на внутренних удлиненных концах цапф колес (точка *3*). Получившееся расстояние между центром колеса и осью амортизатора приводит, правда, к появлению момента, который должен восприниматься обеими опорами *2* (см. рис. 4.7). Однако широкая опорная база рычага и восприятие вертикальных сил в центральной поперечной плос-

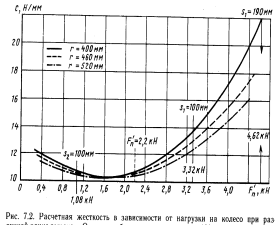


Рис. 7.2. Расчетная жесткость в зависимости от нагрузки на колесо при различной длине рычага r. Отмечены обычные хода подвески ± 100 мм, конструктивное положение рычага длиной 400 мм и проставлены соответствующие колесные нагрузки: 1,08 кН, 2,2 кН и 3,32 кН. Для наглядности расчет проведен до хода s_1=190 мм. Для обоих других рычагов получается иные соотношения между ходами и нагрузками. При этих замерах цилиндрической торсион имел длину 1196 мм (между высаживаемыми головками) и диаметр 22,6 мм

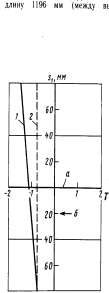


Рис. 7.3. Обусловленное упругой податливостью изменение развала, замеренное в задней подвеске автомобиля «Пежо 104». Исходя из нагрузки автомобиля в два человека по 68 кг, изменение составляет $\Delta\gamma = \pm 15$ при ходе ± 100 мм (с пружинами). Если пружины сняты, значение остается постоянным. По данным фирмы, для автомобиля без нагрузки $\gamma_0 = -1° \pm 30'$.
а — конструктивное положение при нагрузке в два человека; *б* — без нагрузки; *1* — с пружинами; *2* — без пружин

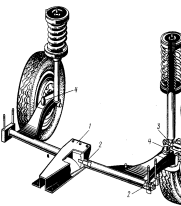


Рис. 7.4. Задняя подвеска автомобилей «Виза» и *LN* фирмы «Ситроен» (а также автомобиля «Пежо 104»). На коробчатых продольных рычагах с широкой опорной базой установлены смещенные вперед буфера сжатия *4*

кости колеса приводят к тому, что нагрузка этих резиновых элементов не превышает допустимых пределов, так что они в состоянии осуществлять изолирование от дорожных шумов. Для крепления к кузову служат центральная опора *1* и две боковые *2* (см. рис. 7.1). Устройство амортизатора с пружиной рассматривается в [30].

Пружины, размещенные вверху на амортизаторах, сужают с боков багажник, и для предотвращения этого фирма «Тальбо» на всех переднеприводных автомобилях применяет глубоко посаженные пружины, расположенные перед осью колес (рис. 7.5). Благодаря этому хотя и возникают дополнительные силы в опорах рычагов (см. рис. 4.23), однако получается удобная погрузочная поверхность. Фирма «Мицубиси» пошла еще дальше и применила на автомобиле «Кольт» продольные рычаги, сваренные с поперечными трубами, которые — будучи вставлены одна в другую и имея опоры для относительного проворачивания — практически не допускают изменения развала и схождения при действующих на них силах (рис. 7.6). Другие преимущества этой конструкции заключаются в том, что (как и в подвеске со связанными рычагами) между подвеской и кузовом имеется только две поворотные опоры *4*, а короткий стабилизатор *1* может быть просто закреплен снаружи в месте стыка левой и правой труб.

Упругие и демпфирующие элементы не обязательно должны находиться между рычагом и брызговиком крыла. Они могут располагаться в лежачем положении на своего рода поперечине, которая крепится к лонжеронам кузова. При этом отсутствуют

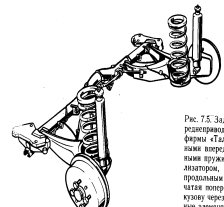


Рис. 7.5. Задняя подвеска переднеприводных автомобилей фирмы «Тальбо» со смещенными вперед назад посаженными пружинами и со стабилизатором, прикрепленным к продольным рычагам. Труба-чатая поперечина крепится к кузову через шумоизоляционные элементы

боковые углубления в колесных нишах для размещения амортизаторов, сужающие пространство багажника или погрузочную поверхность. Фирма «Пежо» предусмотрела такое решение для автомобиля «305 брик» (рис. 7.7) выпуска 1980 г., а фирма «Ситроен» — для мод. 2CV, выпускаемой с 1959 г. (рис. 7.8). На

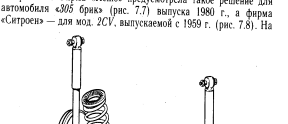


Рис. 7.6. Задняя подвеска автомобиля «Мицубиси-кольт» с опущенными пружинами, расположенными по оси колес и опирающимися на кузов через резиновые кольца 5. Буфера сжатия установлены внутри пружин, амортизаторы смещены вперед. Удлиненная часть правой поперечной трубы имеет уменьшенный диаметр для возможности опоры на нее левой трубы через подшипники скольжения 2 и 3, которые заправлены долговечным смазочным материалом. Эластичный из скручивание резиновый чехол осуществляет уплотнение между трубами в зоне подшипника 2. Боковые смещения предотвращаются опорами 4

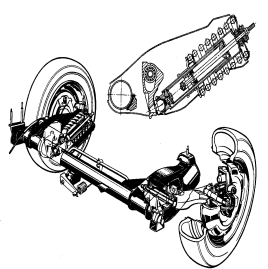


Рис 7.7. Задняя подвеска автомобиля «305 брик» фирмы «Пежо». Чтобы не уменьшать ширину погрузочной поверхности на этом автомобиле, амортизаторы с пружиной расположены с большим наклоном примерно на высоте центра колеса и через шаровой шарнир взаимодействуют с продольными рычагами. Направленные вниз передаточные рычаги относительно коротки; возникающие в связи с этим большие усилия являются причиной того, что каждый продольный рычаг опирается на два конических роликовых подшипника. Нижняя чашка пружины опирается на кольцо угольного сечения, имеющее неразъемное соединение с корпусом двухтрубного амортизатора, а верхняя чашка расположена в месте штыревого крепления амортизатора, но не связана с ним

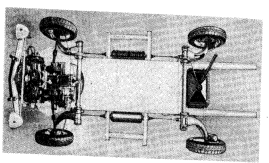


Рис. 7.8. Шасси автомобилей «Ситроен» малого класса с продольными рычагами в передней и задней подвесках, связанными через тяги с пружинами центрального расположения. Отличительной чертой этой конструкции является ее компактность

Рис. 7.9. На автомобиле «Ситроен 2CV» пружины передней и задней подвесок размещены в общем кожухе, благодаря чему силы в значительной мере взаимно уничтожаются. Снаружи с обеих сторон видны зроушины горизонтально расположенных амортизаторов

этой модели передние и задние продольные рычаги опираются на трубчатые поперечины, сваренные с лонжеронами. Все четыре рычага имеют направленные вниз кронштейны, которые связаны через тяги с опорными чашками пружин. Эти тяги проходят внутри расположенных в цилиндрических кожухах пружин и нагружают их на сжатие (рис. 7.9). На обеих сторонах автомобиля силы, передаваемые через тяги, направлены в противоположные стороны и практически уравновешиваются, так что крепление кожухов пружин к основанию кузова испытывает лишь небольшие нагружения. Длина тяг регулируется, за счет чего можно изменять высоту кузова.

7.3. ПЕРЕДНЯЯ ПРУЖИННАЯ ПОДВЕСКА

В случае применения подвески на продольных рычагах для передних колес недостатком является увеличение продольного наклона оси поворота при ходе сжатия и уменьшение при ходе отбоя (рис. 7.10 и 7.11). За счет этого изменяются силы, действующие в рулевом управлении: на наружном при повороте колесе, совершающем ход сжатия, увеличивается возвратный момент. Указанный недостаток является, вероятно, причиной того, что простая и экономичная в изготовлении подвеска на продольных рычагах применяется для передних колес только на относительно

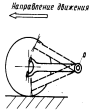
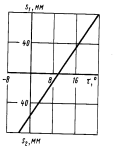


Рис. 7.10. Подвеска на однорычаг продольных рычагах передних колес обуславливает незначительное больше изменение продольного наклона оси поворота

Рис. 7.11. Изменение продольного наклона оси поворота в зависимости от хода сжатия s_1 и отбоя s_2 на автомобиле «Ситроен 2CV». При нагрузке в два человека этот угол составляет 9°30′, при ходе сжатия 80 мм он увеличивается до 23°30′, а при ходе отбоя 80 мм принимает отрицательное значение (−4°)



легких и «тихоходных» легковых автомобилях. В отличие от этого, подвеска на двойных продольных рычагах автомобиля «Фольксваген 1200L» не приводит к изменению продольного наклона оси поворота (см. разд. 9.3).

7.4. ЗАДНЯЯ ТОРСИОННАЯ ПОДВЕСКА

Требуемые для подрессоривания поперечные торсионы отличаются чрезвычайной компактностью; кроме того, упругий

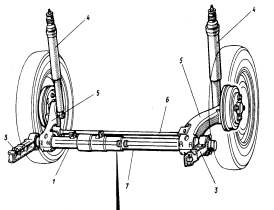


Рис. 7.12. Задняя подвеска мод. *9* и *11* фирмы «Рено» с короткими торсионами и прикрытыми стабилизатором *6*

момент одинакового направления слева и справа без осложнений воспринимается основанием кузова. На рис. 7.12 и 7.13 показана задняя подвеска автомобилей мод. *9* и *11* фирмы «Рено» с короткими торсионами, которые в середине автомобиля входят в зацепление с направляющими трубами *1* и *7*. (см. рис. 7.12) Детали *1*, *7* и *2* совместно нагружаются кручением, так что всяческие подвески входит и крутильная жесткость указанных поперечных труб. Литые продольные рычаги *5* привернены к наружным концам этих труб, которые, будучи вставлены одна в другую, удерживаются резиновыми опорами *8* и *9*. За счет этого получается достаточно длинная опорная база, в значительной мере предотвращающая изменения схождения и развала под действием возникающих сил. Для крепления всего узла служат кронштейны *3*, в которых устроены поворотные опоры направляющих труб *1* и *7* и закреплены наружные концы обоих торсионов *2*. Таким образом, эти два кронштейна передают на кузов вертикальные силы и суммарный упругий момент. Стабилизатор *6* через два U-образных наконечника привернут к обоим продольным рычагам. Дополнительное стабилизирующее действие оказывают две резиновые опоры *8* и *9*, соединяющие трубы *1* и *7* (см. рис. 7.12). Амортизаторы *4* сдвинуты для лучшего размещения вперед, имеют встроенные буфера сжатия и отбоя (см. [30]). Передаточное отношение i_p равно 1,24 (см. рис. 3.45), что равнозначно уменьшению скоростей и повышению усилий на амортизаторах.

Труднее разместить на автомобиле длинные торсионы, которые требуются при мягком подрессоривании и больших ходах подвески. Это касается более старых мод. фирмы «Рено»: *4* и *5* «Ле кар» (а также ранее выпускавшихся *6*, *14* и *16*), которые

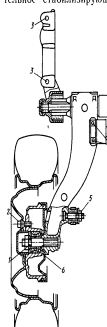


Рис. 7.13. На автомобилях «Рено 9» и «Рено 11» торсионы с мелкошлицевым профилем закреплются концами в кронштейнах *3*, образующих одновременно опоры для поперечных труб. Болты *6* служат для крепления тормозного щита. Выполненная заодно с торсионом барабанная ступица опирается через двухрядный конический роликовый подшипник на запрессованную цапфу *1*. Болты *2* крепления колеса должны затягиваться моментом 80 Н·м

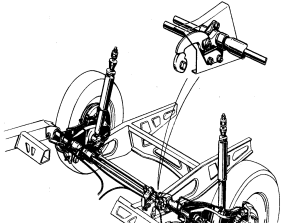


Рис. 7.14. Задняя подвеска выпускавшегося с 1972 по 1984 г. автомобиля «Рено-5» и еще выпускавшейся в 1985 г. мод. «Ле кар» с продольными рычагами коробчатого профиля. К этим рычагам с внутренней стороны крепятся амортизаторы с дополнительными упругими элементами и буферами сжатия. Вверху укрупнено показана регулировка торсионов с помощью эксцентрика. Стрелка показывает положение этих деталей в подвеске; там же рядом находится регулятор тормозных сил, работающий в зависимости от нагрузки. Жесткость подвески c_1=13 Н/мм на колесо

имели небольшую жесткость c_1=10,5 Н/мм и ход s_1=287 мм. Фирма «Рено» располагает такие торсионы один за другим, мирясь с тем, что при этом получается различная колесная база слева и справа (см. рис. 7.14—7.16). Такое решение не ухудшает ходовых качеств автомобиля и отличается простотой. Для регули-

Рис. 7.15. Продолжение оси продольного рычага пересекает центральную ядкость вращения колеса в центре продольного креза *O*; в этих точках осуществляется подтягивание задней части кузова вниз при торможении. Такое устройство имеет задняя подвеска, устанавливаемая фирмой «Рено» на мод. *4* и *5* «Ле кар». В результате продольного смещения цилиндрических торсионов слева получается большая база *l*, чем справа

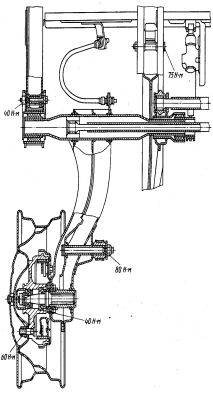


Рис. 7.16. Левая сторона подвески на продольных рычагах автомобиля «Рено-5 де ка» с разнесенными мягкими резиновыми опорами. Хорошо видны оба смещенных торсона с мелкошаговым профилем на концах, крепление амортизаторов и конические роликовые подшипники на запрессованной цапфе колеса. Ступица колеса и тормозной барабан выполнены как одно целое. Указаны моменты затяжки резьбовых соединений

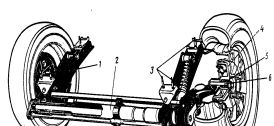


Рис. 7.17. Задняя подвеска автомобиля «Пежо 205». Поперечная труба *2* и кронштейны *1* образуют поперечину подвески. С помощью резьбовых элементов *3* собранная подвеска крепится снизу к кузову. На запрессованной цапфе *6* установлен двухрядный конический роликовый подшипник *5*, служащий опорой для ступицы тормозного барабана *4*

Фирма «Пежо» на мод. *205*, выпущенной в 1983 г. (рис. 7.17), размещает торсион *7* правого продольного рычага *10* перед несущей трубчатой поперечиной *2* (рис. 7.18), а торсион левого рычага — позади этой поперечины. Стабилизатором служит стержень *4*, расположенный внутри поперечины по ее оси. Концы стабилизатора с помощью фиксаторов *8* крепятся к обоим рычагам. Перемещение на амортизатор *2* (рис. 7.19) передается от рычага подвески через его выступающее вниз плечо, в точке *3*. При таком расположении амортизаторы не занужают пространства

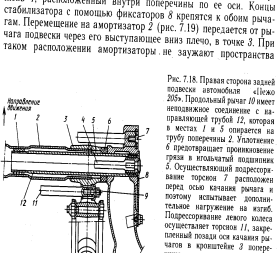


Рис. 7.18. Правая сторона задней подвески автомобиля «Пежо 205». Продольный рычаг *10* имеет неподвижное соединение с направляющей трубой *12*, которая в местах *1* и *5* опирается на трубу поперечины *2*. Уплотнение *6* предотвращает проникновение грязи в втулка/чатый подшипник *5*. Осуществляющий подрессоривание торсион *7* расположен перед осью качания рычага и поэтому испытывает дополнительное нагружение на изгиб. Подрессоривание левого колеса осуществляет торсион *11*, закрепленный позади оси качания рычагов в кронштейне *3* поперечины с помощью резьбового элемента *9*. Служащий стабилизатором стержень *4* установлен по оси обоих рычагов

ровки высоты автомобиля служат эксцентрики на концах торсионов, детально показанные на рис. 7.14.

В отличие от «Рено», фирмы, входящие в концерн *PSA*, сохранили длинные торсионы, доходящие до другой стороны автомобиля. Фирма «Тальбот» из условий размещения и для повышения центра крена предусматривает на своем городском грузовом автомобиле перекрестное расположение торсионов (см. [32]).

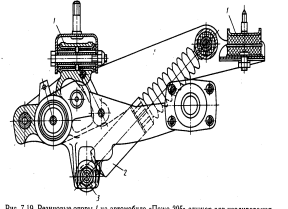


Рис. 7.19. Резиновые опоры *1* на автомобиле «Пежо 205» служат для изолирования кузова от шумов и жесткого качения радиальных шин. С помощью резьбовых элементов эти опоры крепятся к основанию кузова. Амортизатор *2* установлен с наклоном, однако его ось *x* линия, соединяющая центр качания рычага с точкой крепления *2*, образуют прямой угол

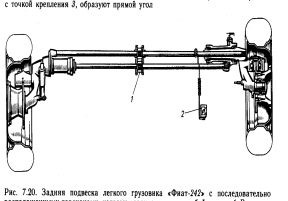


Рис. 7.20. Задняя подвеска легкого грузовика «Фиат-242» с последовательно расположенными торсионами, которые соединены между собой в точке *1*. В связи с этим регулятор тормозных сил *2* смещен в сторону

багажника. При ходе отбоя колес происходит сжатие амортизаторов, а при ходе сжатия колес амортизаторы работают на растяжение, т. е. имеет место оборачивание действия амортизаторов (см. [30])[4]. Эта чрезвычайно компактная задняя подвеска автомобиля «Пежо 205» имеет высоту всего 215 мм и в собранном виде крепится снизу в двух точках к основанию кузова.

Фирма «Фиат» на легком грузовике мод. 242 располагает торсионы последовательно, как на «Рено», однако соединяет их в середине автомобиля зубчатыми сегментами (рис. 7.20). При равностороннем ходе подвески торсионы поворачиваются в противоположные стороны и указанные сегменты обкатываются друг по другу. При разноименном же ходе (т. е. на повороте) эта связь блокируется и торсионы могут работать только на половине длины. В результате жесткость возрастает примерно вдвое — простая и экономичная возможность обойтись без стабилизатора.

7.5. ЗАДНЯЯ ГИДРОПНЕВМАТИЧЕСКАЯ ПОДВЕСКА

В течение более чем 30 лет фирма «Ситроен» применяет на легковых автомобилях среднего и высокого класса заднюю подвеску на продольных рычагах с гидропневматическим подрессориванием, чтобы получить широкий багажник с ровной погрузочной поверхностью (рис. 7.21). В этой компактной конструкции упругие элементы *4* (рис. 7.22, см. также рис. 5.37) установлены под небольшим углом к горизонтали и опираются на лонжероны *5* перевернутого U-образного профиля. Эти лонжероны *5* приварены к поперечной трубе и образуют вместе с ней попере-

Рис. 7.21. Очень компактная по высоте задняя подвеска автомобиля «Ситроен BLX». Поперечная труба *2* вместе с двумя приварными лонжеронами *1*, *4* образует поперечину подвески, устанавливаемую через резиновые опоры *5*, *6* на основание кузова

[4] Текст этого предложения противоречит приведенным рисункам.— *Прим. пер.*

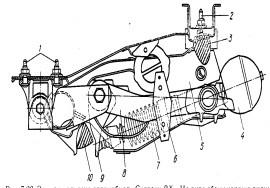


Рис 7.22. Задняя подвеска автомобиля «Сатроен ВХ». На виде сбоку хорошо видны продольный рычаг 5 (с элементом 6 для крепления скобы заскового тормоза), буфер сжатия 3 и буфер 10 для ограничения хода отбоя. Гофрированный чехол 7 защищает толкатель упругого элемента

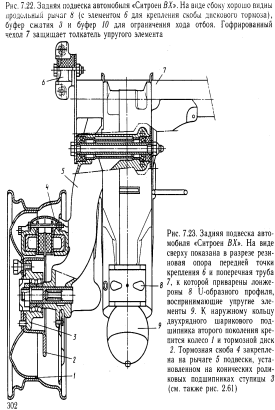


Рис. 7.23. Задняя подвеска автомобиля «Сатроен ВХ». На виде сверху показана в разрезе резиновая опора передней точки крепления 6 и поперечная труба 7, к которой приварены люжероны 8 U-образного профиля, воспринимающие упругие элементы 9. К наружному кольцу двухрядного шарикового подшипника второго поколения крепится колесо 1 и тормозной диск 2. Тормозная скоба 4 закреплена на рычаге 5 подвески, установленном на конических роликовых подшипниках ступицы 3 (см. также рис. 2.61)

чину, на которой подсобирается вся подвеска. Крепление к основанию кузова осуществляется с помощью болтов *1* и *2* через промежуточные резиновые элементы, изолирующие кузов от дорожных шумов и жесткого качения радиальных шин. Продольные рычаги *8* изготовлены из чугуна с шаровидным графитом; выступающее вниз плечо *9* продольного рычага воздействует через сферическую опору на толкатель упругого элемента. Неблагоприятное передаточное отношение от колеса к упругому элементу (в данном случае около 3) обусловливает большие усилия в опоре рычага. Чтобы избежать больших сил трения в этом месте, фирма предусматривает установку конических роликовых подшипников с уплотнением их с наружной стороны (рис. 7.23); самоконтрящиеся гайки позволяют регулировать зазор после сборки на поперечных болтах-осях. Стабилизатор *3* (см. рис. 7.21) имеет диаметр 16,5 или 17 мм и предотвращает большой боковой крен кузова при этой очень мягкой подвеске. Основные характеристики подрессоривания подвески при ее равностороннем ходе, отнесенные к одному колесу, приведены в следующей таблице:

Двигатель	Нагрузка	Жесткость, Н/мм	Частота колебаний, мин$^{-1}$
Карбюраторный	Без нагрузки	3,4	37
	С нагрузкой	9,7	48
Дизельный	Без нагрузки	3,6	36
	С нагрузкой	10,0	48

8. ПОДВЕСКА НА КОСЫХ РЫЧАГАХ

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

8.1. УПРОЩЕННЫЙ ВАРИАНТ

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

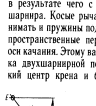


Рис. 8.1. Экономически благоприятный вариант подвески на косых рычагах, где на виде сверху ось *EG* качания рычага пересекает внутренний шарнир *C* полуоси. Незначтаким является здесь большой угол стреловидности α и обусловленный этим высокий центр крена, а также большое изменение развала и схождения

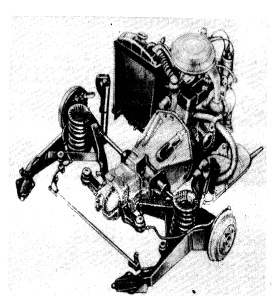


Рис. 8.2. Задняя подвеска на косых рычагах заднеприводного легкового автомобиля «Фиат 126» и выпускавшихся ранее мод. «Фиат 133» и «Сеат 850». Пружины опираются примерно в середине рычагов, а амортизаторы благоприятным образом значительно смещены назад. Хорошо видна установка стабилизатора

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

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

При отсутствии угла ската β ось колеса *M*, продолженная до полюса P_1, перемещается при ходах подвески по боковой поверхности конуса, ось которого является ось качания рычага *EG*. Как видно в плане на рис. 8.4, угол при вершине этого конуса составляет 2α. Там же, на виде сзади, показано, что при наличии дополнительного угла ската β продолжение оси *M* колеса в конструктивном полюсном автомобиле не пересекается с прямой EGP_1. Эти прямые проходят в пространстве одна мимо другой, а точка *M* перемещается по гиперболоиду вращения. Если кузов переместился вниз настолько, что отрицательный развал колеса −γ совпадает по величине с углом +β, т. е. когда выполняется условие нейтрального положения β+γ=0, полюсы P_1 и P_2 располагаются на одинаковой высоте и продолжения оси *M* колеса и прямой *EG* пересекаются в одной точке. Если же угол ската отрицательный (−β), то, наоборот, для достижения нейтрального положения требуется положительный развал +γ на колесах при ходе отбоя. При заданной длине *г* рычагов можно сочетанием углов α и β согласовать друг с другом желаемые кинематические характеристики. В этом отношении подвеска на косых рычагах схожа с подвеской на двойных поперечных рычагах, где играют роль как угол α на верхнем рычаге и угол β на нижнем, так и длина и взаимное положение обоих рычагов. Однако с учетом эластокинематики двумя рычагами можно достичь большего, чем одним с каждой стороны. Это является одной из причин того, что двойные поперечные рычаги начали вытеснять подвеску на косых рычагах в случае ведущих задних колес (см. разд. 1.6 и 5.3.4). Ниже рассматриваются основные кинематические характеристики.

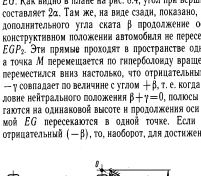


Рис. 8.3. Технически более благоприятный вариант подвески на косых рычагах с углом стреловидности α и углом ската β: он требует, однако, двух шарниров *C* и *D* в компенсации изменения длины на каждой полуоси. Центр продольного крена *O* есть точка пересечения оси рычага с центральной плоскостью вращения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

а) Центр крена. Увеличение угла стреловидности α на виде сверху приводит к повышению центра крена *W* (см. рис. 8.4), который, однако, снова может быть опущен за счет угла β. Малая длина *г* рычага допускает лишь ограниченные ходы подвески, но приводит к повышению центра крена. Длинный же рычаг позволил бы отодвинуть полюс P_1 от колеса, в результате чего опустится точка *W* и уменьшится изменение колеи (см. рис. 8.3). Осуществляя согласование с передней подвеской, с помощью косых рычагов можно получить почти любую высоту центра крена. Для наглядности взаимосвязей был проведен расчет высоты центра крена в зависимости от различных углов α и β для задней подвески, устанавливавшейся фирмой «Даймлер-Бенц» до 1985 г. на модель *200D/280E* (*W123*). Расчетная формула

$$h_W = \frac{b}{2} \cdot \frac{\rho}{l+d}$$

(см. рис. 8.4). Размеры (для положения без нагрузки): колея b_1=1440 мм, длина рычага *г*=524 мм, шины *175R14 88H*, имею-

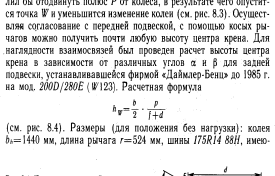


Рис. 8.4. Положения полюса *P* и центра крена *W* определяются длиной *г* рычага, а также углами α и β. С увеличением нагрузки точки *E* и *G* смещаются вниз, а вместе с ними *P* и *W*. Изменение колеи определяется дугой с центром в точке P_2. Высота h_w центра крена на оси симметрии автомобиля определяется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

$$h_w = \frac{b}{2} \cdot \frac{\rho}{l+d}, \quad d = c \lg \alpha.$$

При этом должны быть заданы *г*, *l*, *b*, α, β

щие r_0=308 мм, e=495 мм, f=140 мм и k=338 мм. Результаты расчета приведены на рис. 8.5. При углах указываемых фирмой, α=23°30′ и β=+40′ высота центра крена получается равной 176 мм. Имеющиеся податливости при этом не учитывались.

б) Изменение колеи. Кривизна кривой колеи определяется длиной отрезка NP_1 (см. рис. 8.4), а для отклонения от вертикали касательной к этой кривой в нулевой точке решающим является угол γ. Длина отрезка NP_1 зависит, в первую очередь, от величины угла стреловидности α, а угол γ — как от α, так и от β. Для упрощения при определении мгновенного значения указанного изменения можно использовать отношение высоты $h_\text{ц}$ центра крена к половине колеи (0,5 b).

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

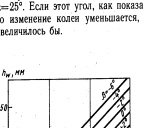


Рис. 8.5. Рассчитанная для различных углов α и β по параметрам задней подвески автомобилей «Даймлер-Бенц» высота центра крена для положения без нагрузки и без учета податливостей

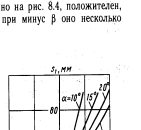


Рис. 8.6. Изменение колеи опоры колес оси при различных углах α для l = =524 мм, r_0=308 мм, β=0° и без учета податливостей. Ось X соответствует автомобилю без нагрузки

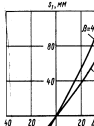


Рис. 8.7. Изменение колеи при тех же параметрах, что на рис. 8.6, но для одного угла α=25° и при β, равном 0° и +4°

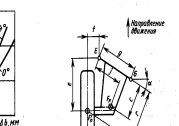


Рис. 8.8. На виде сверху подвески на каких рычагах F_x есть вертикальная силы F_x, за вычетом веса неподрессоренных частей: F_x= =F_z−0,5 $m_\text{н}g$. С использованием передаточного отношения $i_F=r/c$ определяется усилие пружины $F_F=F_x i_F$ и жесткость пружины c_F= =$c_x i_F^2$. Чем больше i_F, тем выше нагрузка резиновых опор в точках E и G. Если амортизатор расположен за осью колеса, на прямой, параллельной EG, то передаточное отношение от колеса к амортизатору i_D=1

Фирма «Даймлер-Бенц» устанавливает пружину примерно посередине рычага, ее усилие F_F образует вместе с вертикальной силой F_x в контакте колеса (рис. 8.8) пару сил. Чем больше расстояние j, тем более нагружена резиновая опора в точке G. За счет этого кривая может несколько повернуться (как в подвеске на двойных поперечных рычагах, рис. 5.13), что указывает на большую колею и на более высокий центр крена с пружинами (чем при расчете без учета их действия, см. рис. 8.10).

в) Центр продольного крена. У меньшение угла α, точно так же, как увеличение угла β влияет на противодействие продольному крену при торможении. Оба эти изменения обусловливают более благоприятное положение показанного на рис. 8.3 центра продольного крена O, а значит, и более сильное подтягивание вниз задней части кузова при торможении. Определяющий степень указанного противодействия опорный угол ε увеличивается, а если точка O находится выше оси колес, то дополнительно возникает опорный угол при разгоне $\varkappa$, который определяет одновременно величину продольного смещения колеса при ходе подвески. Однако в отличие от угла ε, угол $\varkappa$ изменяется значительно сильнее; если задняя часть кузова опускается при разгоне (или при загрузке), то точка O перемещается ниже оси колес, и вместо противодействия (опоры) возникает дополнительное подтягивание кузова вниз (см. [31]).

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

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

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

На значение γ_0 влияет еще податливость опор рычага. Исследование задней подвески автомобилей «Даймлер-Бенц» показало, что при снятии пружин развал увеличивается примерно на 45' во всем диапазоне (рис. 8.10). Показанная на рис. 8.8 пара сил F_1F_2 при этом исчезает. Слишком большое изменение развала при ходе сжатия подвески вместе с установленными отрицательным развалом при малой нагрузке может привести к неблагоприятному положению колес при полной нагрузке автомобиля. В зависимости от хода подвески устанавливаются углы γ от $-3°$ до $-4°30'$, при которых должны работать шины, да еще с полной нагрузкой. Высокие скорости движения, летние температуры и, возможно, пониженное давление легко могут привести к взносу протектора, грозящему аварией. Вероятно, в связи с этим последние модели легковых автомобилей имеют значение $\Delta\gamma$ не более 3°30' при ходе сжатия 100 мм, а развал без нагрузки составляет около $-30'$.

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

Рис. 8.9. Изменение угла развала γ в зависимости от ходов сжатия s_1 и отбоя s_2 колеса при тех же параметрах, что на рис. 8.6. Чем больше угол α, тем ближе полюс P к колесу и тем сильнее при ходе сжатия наклоняется колесо в сторону отрицательного развала: угол β, равный 50°, почти не оказывает на это никакого влияния. Ось X соответствует автомобилю без нагрузки

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

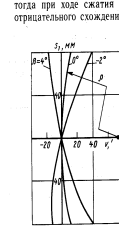


Рис. 8.11. Изменение схождения на колесо, определенное при угле стреловидности $\alpha = 25°$ и различных углах схода. Меньшие углы α оказывают небольшое влияние: уменьшается длина кривизна кривой. Дополнительное воздействие угла $\beta = +4°$ обусловливает неблагоприятный поворот колеса в сторону отрицательного схождения; отрицательный угол β ослабляет тенденцию к нарастанию положительного. По оси X 60' соответствует 6,5 мм схождения

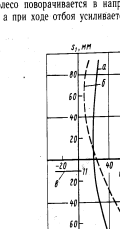


Рис. 8.12. Изменение схождения обоих колес, замеренное на автомобиле «Даймлер-Бенц 280Е» (*W 123*) с пружинами и без них. Параметры те же, что на рис. 8.6. Ось X соответствует нагрузке в два человека:

а — с пружинами; *б* — без пружин; *в* — без нагрузки 123

жительное схождение. Такая подвеска на повороте способствовала бы избыточной поворачиваемости автомобиля под действием крена (см. рис. 3.27) и при быстрой смене полосы движения осуществлала бы нежелательное «подруливание». И наоборот, отрицательный угол $-\beta$ способствовал бы недостаточной поворачиваемости. Все показанные на рис. 8.11 кривые имеют кривизну, приблизительно соответствующую дуге радиуса ρ. Эта величина благоприятнее сближена возрастает при увеличении длины r рычага и возможном уменьшении угла стреловидности α. Приблизительно указанный радиус может быть рассчитан по формуле $\rho \approx r^2/\sin 2\alpha$. Наименьшее изменение испытывает схождение при нейтральном положении рычага; в этом случае касательная к кривой — если пренебречь всеми податливостями — будет проходить вертикально. Если конструктивно предусмотрен угол ската β, то по углу развала (например $\gamma = -4°$ при $\beta = +4°$) опре. делается угол подвески при ходе $f = 2\,\text{см}$. Как видно из рис. 8.10, при $-\gamma$ нужно рассматривать колесо на ходе сжатия; в задней подвеске «Даймлер-Бенц» это была бы величина $s_{11} = 15$ мм (с пружинами). При положительном развале следовало бы рассматривать ход отбоя s_2. Найденную таким образом величину хода следует отложить от оси X и из полученного центра провести дугу радиусом ρ, чтобы получить приблизительную форму кривой изменения схождения (см. рис. 8.11). При этом необходимо, конечно, учитывать масштаб по осям X и Y на графике.

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

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

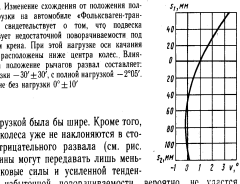


Рис. 8.13. Изменение сближения от положения полной нагрузки на автомобиле «Фольксваген-транспортер» свидетельствует о том, что подвеска способствует недостаточной поворачиваемости под действием крена. При этой нагрузке оси качания рычагов расположены ниже центра колес. Влияющий на положение рычагов разгал составляет: без нагрузки — 30′ ± 30′, с полной нагрузкой — 2°05′. Сближение без нагрузки 0° ± 10′

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

8.3. УГЛЫ СТРЕЛОВИДНОСТИ И СКАТА

а) Высота центра крена и угловые величины. Задавшись тремя значениями h_R высоты центра крена, можно определить углы α и β, при которых (без учета податливостей) получаются благоприятные изменения развала, схождения и колеи. Результаты для заднего привода следующие:

$h_R = 50$ мм $\quad \alpha = 4°15'$ $\quad \beta = -1°30'$

$h_R = 100$ мм $\quad \alpha = 11°20'$ $\quad \beta = -1°$

$h_R = 150$ мм $\quad \alpha = 18°20'$ $\quad \beta = -25'$

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

8.4. ЗАДНЯЯ ПОДВЕСКА ВЕДУЩИХ КОЛЕС

8.4.1. Пружинная подвеска

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

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

Фирма «Опель» устанавливает подвеску на косых рычагах, показанную на рис. 8.14 и 8.15, на мод. «Сенатор» и «Монца» и предусматривает использование в этих подвесках смещенных вперед бочкообразных пружин (см. рис. 2.12) для получения широкого багажника с ровным полом. Амортизаторы установлены за осью колес, благодаря чему получается благоприятное передаточное отношение ($i_0 \approx 1$, рис. 8.8), так что амортизаторы

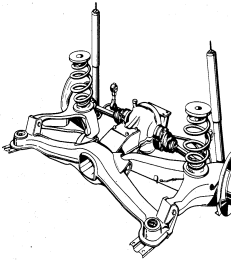


Рис. 8.14. Задняя подвеска автомобилей «Сенатор» и «Монца» фирмы «Опель» с косыми рычагами коробчатого сечения и углами $\alpha = 14°$ и $\beta = 0°$. Картер главной передачи привернут болтами к поперечному элементу и образует вместе с ним монтажную поперечину подвески. Установочные данные для автомобиля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

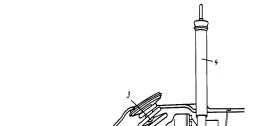


Рис. 8.15. На автомобилях «Монца» и «Сенатор» фирмы «Опель» стабилизатор 5 и амортизаторы 4 установлены позади оси колес, а буфера сжатия 3— внутри бочкообразных прогрессивных пружин «миниблок». Вследствие пространственного перемещения косых рычагов эти пружины нагружаются на кручение и изгиб. Под передними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

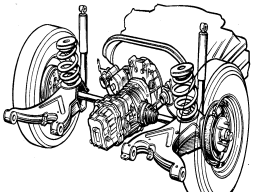


Рис. 8.16. Задняя подвеска автомобиля «фольксваген-транспортер» с коробчатыми косыми рычагами, непосредственно прикрепленными к кузову. Хорошо виден блок трансмиссии с фланцевым креплением к двигателю заднего расположения

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

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

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

8.4.2. Торсионная подвеска

В отличие от других изготовителей, фирмы «Фольксваген» и «Порше» при переходе от подвесок с качающимися полуосями к подвескам на косых рычагах сохранили важным сохранить торсионы в качестве упругого элемента. В 1964 г. такая подвеска появилась на автомобиле «Автоматик-кэфер», а в 1975 г.— на «Порше-924» (рис. 8.18). Оба торсона крепятся в середине трубчатой поперечины, на нее же опирается и силовой агрегат. По бокам к поперечине приварены два направленных назад и вверх кронштейна, которые служат как для опоры амортизатора, так и отдельно расположенных буферов сжатия, так и для крепления этого узла к кузову.

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

8.4.3. Подвеска с винтовыми рычагами

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

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

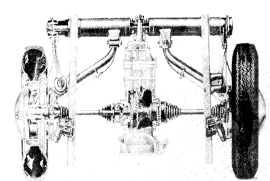


Рис. 8.18. Задняя подвеска выпускающейся фирмой «Фольксваген» до 1979 г. автомобиля «Транспортер», которая в несколько измененной форме и с дополнительной противоскользящей устанавливалась на «Порше 924». Барабанный тормоз и дальнейшие колеса в разрезе показаны на рис. 2.137, а современная форма рычага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

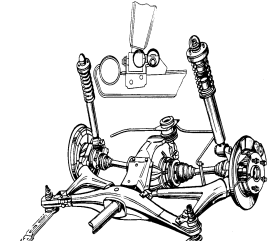


Рис. 8.19. Задняя подвеска автомобилей БМВ 5-й серии, с общим ходом 220 мм и размещенным сзади стабилизатором; угол стреловидности $\alpha = 20°$. На более мощных моделях 528i и 535i в целях дальнейшего улучшения устойчивости и управляемости угол α уменьшают до 13° и применена изображенная отдельно качающаяся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

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

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

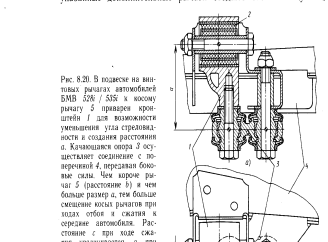


Рис. 8.20. В подвеске на винтовых рычагах автомобилей БМВ 528i / 518i к косому рычагу 5 приварен кронштейн 1 для возможности уменьшения угла стреловидности в создании расстояния a. Качающаяся опора 3 осуществляет соединение с поперечиной 4, передавая боковые силы. Чем короче рычаг 5 (расстояние b) и чем больше размер a, тем больше смещение косых рычагов при ходах отбоя и сжатия к середине автомобиля. Расстояние c при ходе сжатия увеличивается, а при ходе отбоя переходит через ноль в отрицательные значения. Изображение соответствует конструктивному положению, т. е. автомобилю с нагрузкой в три человека по 68 кг:

а — вид сзади, *б* — вид сверху; *2* — упругая втулка

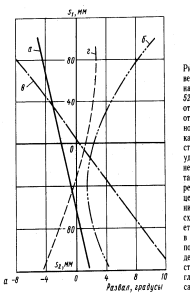


Рис. 8.21. Кинематика подвески с винтовыми пружинами автомобилей БМВ 528i / 535i в зависимости от хода сжатия s_1 и хода отбоя s_2 (от конструктивного положения). За счет качающейся опоры и угла стреловидности $\alpha = 13°$ удалось уменьшить изменение колеи в развале, а также обеспечить более резкое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

9. ДРУГИЕ КОНСТРУКЦИИ НЕЗАВИСИМОЙ ПОДВЕСКИ

9.1. ДВУХШАРНИРНАЯ ПОДВЕСКА С КАЧАЮЩИМИСЯ ПОЛУОСЯМИ

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

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

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

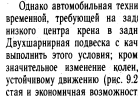


Рис. 9.1. Двухшарнирная подвеска с качающимися полуосями, где центры качания P рычагов расположены рядом с главной передачей, вследствие чего центр крена W находится высоко. Длина полуосей и положение полюсов определяют направление перемещения колес, т. е. величину изменения колеи и развала. Для получения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

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

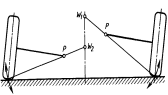


Рис. 9.2. Опускание центров качания P рычага уменьшает изменение колеи, вызывает опускание центра крена из W_1 в W_2 и увеличение колеи. При нагрузке в два человека уже имеется отрицательный развал колес, что улучшает восприятие боковых сил, но уменьшает ход сжатия и полезную нагрузку

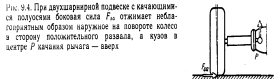


Рис. 9.4. При двухшарнирной подвеске с качающимися полуосями боковая сила $F_{я}$ отжимает небольшой образок наружу и поворачивает колесо в сторону положительного развала, а кузов в центре P качания рычага — вверх

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

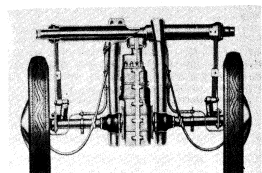


Рис. 9.5. В двухшарнирной подвеске с качающимися полуосями автомобиля «Фольксваген-1200» в восприятие продольных сил осуществляющих (как показано вверху на схеме действия сил) как в опоре E продольного рычага, так и в центре поворота P поперечного рычага. Если соединить точки E и P и продолжить эту прямую,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

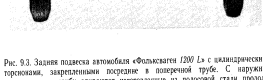


Рис. 9.3. Задняя подвеска автомобиля «Фольксваген 1200 L» с цилиндрическими торсионами, закрепленными посредине в поперечной трубе. С наружных концов на эту трубу опираются изготовленные из полосовой стали продольные рычаги, передающие на кузов продольные и упругие вертикальные силы, а также тормозной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

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

На автомобиле «Фольксваген-1200L» полуоси проходят внутри трубчатых поперечных рычагов, и только с наружной стороны требуется подшипник качения, воспринимающий силы во всех направлениях. На внутреннем конце полуось опирается в картере главной передачи с помощью шарнира с сухарем (см. рис. 2.11!), при этом угловые и осевые перемещения здесь невелики. Внутренние шарниры полуосей и сферические опоры поперечных рычагов должны иметь совпадающие центры поворота, чтобы предотвратить их взаимное боковое перемещение при ходах подвески.

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

9.2. ОДНОШАРНИРНАЯ ПОДВЕСКА С КАЧАЮЩИМИСЯ ПОЛУОСЯМИ

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

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

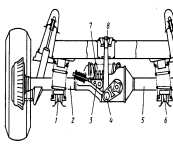


Рис. 9.6. Вид спереди на одношарнирную подвеску с качающимися полуосями фирмы «Даймлер-Бенц» с дестабилизирующей пружиной *7*, расположенной над картером главной передачи

9.3. ПОДВЕСКА НА ДВОЙНЫХ ПОДШИПНИКАХ РЫЧАГАХ

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

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

9.4. ПОДВЕСКА НА ПРОДОЛЬНЫХ И ПОПЕРЕЧНЫХ РЫЧАГАХ

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

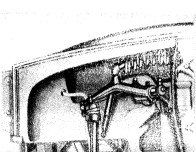


Рис. 9.8. Передняя подвеска автомобиля «Ровер ТС» с пружинами, опирающимися на цап передка и расположенными почти горизонтально

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

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

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

Книги

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

Журналы

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

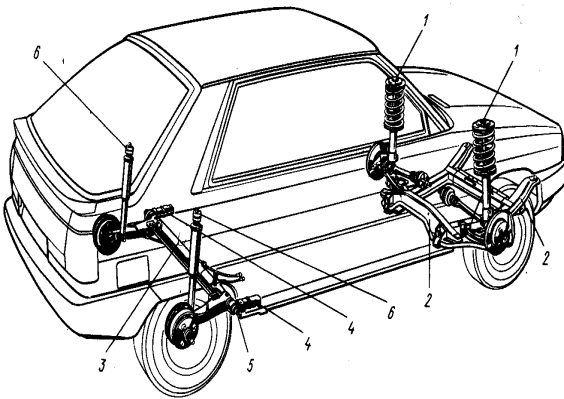


Рис. 1.6. Передняя подвеска автомобиля «Рено-*11*» имеет направляющие стойки *1*, которые внизу крепятся к простирающейся далеко вперед поперечине *2*. Задняя подвеска на продольных рычагах имеет в качестве «силового узла» трубчатую поперечину *3*, в которой с обеих сторон установлены торсионы. Момент, образуемый этими торсионами, передается через кронштейны *4* далее, на основание кузова. Передача вертикальных сил осуществляется в точках *5* поворота рычагов, расположенных перед осью колес (см. рис. 7.12). Дополнительные силы через верхнее крепление *6* амортизаторов воздействуют в зоне колесных шин на свободнонесущую заднюю часть кузова

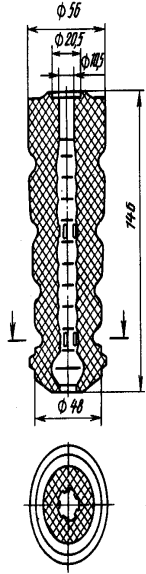
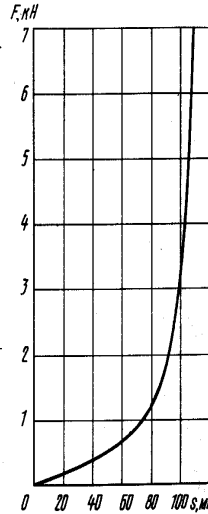



Рис. 1.9. Дополнительный упругий элемент, изготавливаемый фирмой «Эластогран» из ячеистого полиуретанового эластомера «Целласто» и устанавливаемый на заднем амортизаторе с пружиной автомобиля «Фольксваген-гольф II». Свойства материала и форма элемента позволяют получить сильно прогрессивную характеристику упругости. При габаритной высоте 146 мм этот ячеистый элемент может быть сжат на 110 мм, воспринимая при этом усилие более 7 кН