

И. Раймпель

ШАССИ АВТОМОБИЛЯ

ЭЛЕМЕНТЫ ПОДВЕСКИ

Перевод с немецкого
А.Л. Карпухина

Под редакцией
канд. техн. наук Г. Г. Гридасова



Москва
«Машиностроение»
1987

ББК 39.33-04

P18

УДК 629.113.011.1-03.30-82

Раймпель Й.

P18 Шасси автомобиля: Элементы подвески/Пер. с нем. А. Л. Карпухина; Под ред. Г. Г. Гридасова. — М.: Машиностроение, 1987. — 288 с.: ил.

(В пер.): 1 р. 50 к.

Вторая книга автора из ФРГ продолжает серию «Шасси автомобиля» (первая книга «Шасси автомобиля» вышла в переводе на русский язык в 1983 г.).

Рассмотрены силы, действующие на детали шасси, устройства поддресоривания и демпфирования при различных режимах движения автомобиля. Предложены современные методы расчета и выбора элементов подвески. Описаны многочисленные конструктивные решения подвесок современных западноевропейских (преимущественно производства ФРГ) легковых автомобилей.

Для инженерно-технических работников, занятых проектированием легковых автомобилей.

Р $\frac{3603030000-602}{038(01)-87}$ 302-86

ББК 39.33-04
6Т2.1

© Vogel-Buchverlag, Würzburg, 1983.

© Перевод на русский язык, «Машиностроение», 1987 г.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	7
Условные обозначения	8
1. Механика шасси	11
1.1. Силы в пятне контакта колеса с дорогой	11
1.2. Нагрузки, создаваемые крутящим моментом двигателя	17
1.3. Расчет на прочность	19
1.3.1. Определение допускаемых напряжений	19
1.3.2. Выбор материала	27
1.3.3. Напряжения, возникающие при кручении	30
1.3.4. Напряжения при изгибе	32
1.3.5. Напряжения и деталях при одновременном воздействии различных сил и моментов	34
1.3.6. Расчет цапфы	44
1.3.7. Расчет вала ступицы	46
1.3.8. Расчет полуоси	51
1.4. Силы, действующие и деталях шасси	52
1.5. Неразрезные оси: силы, моменты и расчет на прочность	57
1.5.1. Напряжение в балке оси	57
1.5.2. Нагрузки, действующие на продольные листовые рессоры	62
1.5.3. Силы и моменты в направляющих рычагах	64
1.5.4. Расположение рычагов и изгибающие моменты в балке оси	70
1.5.5. Перераспределение сил, действующих на колеса при по- воротах	72
1.5.6. Расчет неразрезной оси	73
1.6. Силы, действующие в подвеске на двойных поперечных рыча- гах	79
1.6.1. Статические нагрузки на пружину и шарниры	79
1.6.2. Расчет на сопротивление усталости	86
1.6.3. Пример расчета сил продолжительного действия в направ- ляющих рычагах оси	91
1.6.4. Силы, возникающие при движении по дороге с выбоинами (случай 3)	94
1.6.5. Силы, действующие при движении через железнодорожный переезд (случай 2)	94
1.6.6. Пример расчета (случай 2)	99
1.6.7. Силы, возникающие при торможении (случай 5)	103
1.6.8. Пример расчета (случай 5)	105
1.6.9. Влияние сил, действующих в рулевых тросах	106
1.7. Силы в подвеске «Макферсон»	108
1.7.1. Определение статических нагрузок в пружинах и шарнирах	108
1.7.2. Длительно действующие нагрузки	113
1.7.3. Кратковременно действующие силы	119
1.8. Силы в однорычажных подвесках на поперечных рычагах	122
1.8.1. Движение на повороте	122
1.8.2. Трогание с места и торможение	125
1.8.3. Пример расчета	127

1.9. Силы и моменты в подвеске на продольных рычагах	129
1.10. Силы и моменты в диагонально-рычажной подвеске	136
1.10.1. Определение статических сил	136
1.10.2. Расчет на сопротивление усталости	138
1.10.3. Кратковременно действующие нагрузки	141
2. Система поддрессоривания автомобиля	146
2.1. Теоретические основы	146
2.1.1. Требования к системе поддрессоривания	146
2.1.2. Работа подвески	148
2.1.3. Поддрессоренные и неподдрессоренные массы	149
2.1.4. Вертикальные колебания	150
2.1.5. Продольные угловые колебания	152
2.1.6. Расчет демпфирования	155
2.1.7. Передаточное отношение от колеса к упругому элементу и амортизатору	158
2.2. Поддрессоривание	171
2.2.1. Передняя ось	171
2.2.2. Задняя ось	176
2.2.3. Ограничители хода и дополнительные упругие элементы	187
2.2.4. Ограничители хода отбоя	192
2.2.5. Изменения хода подвески	194
2.2.6. Низкая посадка спортивных автомобилей	195
2.3. Виды упругих элементов	200
2.3.1. Резиновые и пневматические упругие элементы	200
2.3.2. Листовые рессоры	203
2.3.3. Винтовые пружины	215
2.3.4. Торсионы	217
2.4. Расчет и проектирование стальных упругих элементов	220
2.4.1. Пружинные (рессорные) стали и их свойства	221
2.4.2. Предпосылки для расчета	226
2.4.3. Многолистовые рессоры	227
2.4.4. Листовые рессоры с заделкой в двух точках	235
2.4.5. Пластинчатые торсионы	237
2.4.6. Цилиндрические торсионы	243
2.4.7. Винтовые пружины	250
2.5. Стабилизаторы	259
2.5.1. Функции и конструктивное исполнение	259
2.5.2. Предпосылки для расчета	262
2.5.3. Расчет стабилизаторов типа 1	264
2.5.4. Расчет стабилизатора типа 2	269
2.5.5. Пример расчета. Тип 1	275
2.5.6. Пример расчета. Тип 2	276
2.5.7. Стабилизация и управляемость на поворотах	278
Список литературы	284

ПРЕДИСЛОВИЕ

Все детали автомобиля изготовлены с определенными допусками. Существуют допуски и на параметры подвески или прочностные свойства материала. Чем больше отклонения параметров от заданного значения, тем ниже себестоимость детали и тем экономичнее ее производство. Знание этих взаимосвязей позволяет конструктору влиять на общую себестоимость изделия. В массовом производстве при значительных количествах изготавливаемых изделий даже небольшая экономия имеет большое значение.

Инженерный расчет должен быть экономически приемлем. При правильном его проведении с помощью понятных формул результат может быть быстро получен, при этом следует пренебрегать теми факторами, влияние которых незначительно. В книге сделана попытка именно так представить формулы и методы расчета размеров деталей подвески, чтобы достичь цели при небольших затратах.

Кельн

ЙОРНСЕН РАЙМПЕЛЬ

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

(кроме условных обозначений, принятых в кн. [21])

Силы, действующие в пятне контакта колеса с дорогой

- F — сила упругости
- L_A — сила тяги
- L_B — тормозная сила
- $N_{v, h}$ — нагрузка от колеса (нормальная сила, равная половине допустимой нагрузки соответственно на переднюю или заднюю ось)
- $N'_{v, h}$ — нормальная (вертикальная) нагрузка, действующая на кузов, в расчете соответственно на заднюю или переднюю ось
- $\pm \Delta N$ — колебания нагрузки на колесо
- $\pm S_1$ — продолжительно действующая боковая сила
- $\pm S_2$ — кратковременно действующая боковая сила
- U — вес неподрессоренных частей, отнесенный к оси

Н и ж и е и н д е к с ы

- h — задний
- o — верхний предел
- u — нижний предел
- v — передний
- 1 — нагрузка продолжительного действия
- $2 \dots 6$ — кратковременно действующая сила, в том числе:
 - 2 — при движении по железнодорожному поезду
 - $3, 4$ — при движении по дороге с выбоинами
 - 5 — при торможении
 - 6 — при трогании с места

Моменты:

- M_{bo} — верхнее значение длительно действующего изгибающего момента

- M_{bu} — нижнее значение длительно действующего изгибающего момента
- $M_{b2 \dots 6}$ — кратковременно действующий изгибающий момент
- $M_{b\omega}$ — изгибающий момент при чистом знакопеременном изгибе
- M_{t1} — продолжительно действующий крутящий момент
- $M_{t2 \dots 6}$ — кратковременно действующий крутящий момент

Расчеты на прочность (по ДИН 1350 и ДИН 50100)

- α_A — соотношение напряжений
 - α_k — коэффициент концентрации напряжений
 - β_k — то же, обусловленный формой поверхности
 - β_N — то же, обусловленный посадкой
 - γ — отношение предела текучести к временному сопротивлению
 - δ — удлинение
 - ν — запас прочности
 - b_1 — масштабный коэффициент, учитывающий влияние размеров
 - b_2 — коэффициент, учитывающий шероховатость обработанной поверхности
 - σ — нормальное напряжение
 - τ — касательное напряжение при срезе или кручении
 - f_{ω} — коэффициент, учитывающий материал
- ### Н и ж и е и н д е к с ы
- a — амплитудное значение действующих напряжений
 - b — напряжение при изгибе
 - m — среднее значение напряжений
 - o — верхнее значение предельных напряжений
 - t — напряжение при кручении

- u — нижнее значение предельных напряжений
 $u_{огч}$ — действующие напряжения
 z — напряжение при растяжении
доп — допускаемое напряжение
 A — допускаемое амплитудное значение напряжений (на испытуемом образце)
 v — временное сопротивление
 D — сопротивление усталости
 F — предел текучести при сдвиге
 S — предел текучести при пульсирующем цикле
Sch — сопротивление усталости при пульсирующем цикле
 V — эквивалентное напряжение
 W — прочность при симметричном цикле
 Z — кратковременная прочность

Жесткость системы поддрессирования

- c_1 — жесткость шины при принятом для данного автомобиля давлении в шинах
 c_2 — жесткость подвески кузова, приведенная к одному колесу, при равностороннем нагружении обеих (левой и правой) подвесок
 c_{2A} — жесткость подвески кузова, приведенная к оси, при равностороннем нагружении обеих подвесок
 c_3 — жесткость стабилизатора, приведенная к одному колесу, при разностороннем нагружении подвесок
 c_F — жесткость собственно упругого элемента, приведенная к месту его опоры
 c_R — жесткость шины при номинальном давлении и экономически целесообразной грузоподъемности
 c_S — жесткость стабилизатора, измеряемая на концах рычагов при разностороннем нагружении подвесок

Частота колебаний

- n_I — частота недемпфированных колебаний оси в вертикальном направлении, мин^{-1}
 n_{II} — то же, демпфированных колебаний

- n_{II} — частота недемпфированных колебаний кузова в вертикальном направлении
 n_{III} — то же, демпфированных колебаний
 n_n — частота угловых колебаний кузова относительно поперечной оси (галопирование)

Масса

- m_1 — масса половины оси
 m_2 — часть массы кузова, проходящая на одно колесо
 m_g — масса всего кузова

Передаточные числа и число витков пружин

- i_f — число рабочих витков
 i_g — общее число витков
 i_w — передаточное отношение при поперечно-угловом поддрессировании неразрезной оси
 i_x — то же, по ходу подвески (направление X на характеристике упругости)
 i_y — то же, по нагрузке (направление по оси Y)
 i_L — то же, рулевого привода

Демпфирование колебаний

- D_1 — демпфирование оси
 D_2 — демпфирование кузова
 k_{II} — коэффициент сопротивления, приведенный к пятну контакта колеса с дорогой
 k_D — коэффициент сопротивления, приведенный к амортизатору

Расстояния

- a — расстояние в поперечном направлении от оси шкворня до внутреннего шарнира поперечной рулевой тяги или до оси поворота рычага рулевой трапеции (вид сверху и сзади)
 b — расстояние от внутреннего шарнира рулевой тяги до оси шкворня в продольной плоскости (вид сверху)
 c — расстояние по высоте между внутренним и наружным шарнирами поперечной рулевой тяги

d — расстояние между внутренним и наружным шарнирами поперечной рулевой тяги в направлении продольной оси автомобиля (вид сверху)
 k — длина рычага рулевой трапеции $k = r \sin \lambda$ (вид сзади)
 r — длина рычага рулевой трапеции
 r_a — длина сошки рулевого управления
 s — перемещение зубчатой рейки
 u_0 — фактическая длина поперечной рулевой тяги
 u_1 — длина поперечной рулевой тяги, вид сзади
 u_2 — то же, вид сверху
 u' — расстояние в поперечном направлении между обонми шарнирами поперечной рулевой тяги

Углы

β_a — угол поворота наружного (по отношению к центру поворота) колеса
 β_i — то же, внутреннего колеса
 β_L — угол поворота рулевого колеса
 $\Delta\beta$ — разность углов поворота колес
 λ — действительный угол рычага рулевой трапеции
 λ' — проекция угла рычага рулевой трапеции
 $\lambda_{1,2,3}$ — угол наклона рычага рулевой трапеции
 θ — угол наклона сошки рулевого управления при прямолинейном движении автомобиля
 φ — угол между деталями системы рулевого управления
 χ, ω — углы, определяющие наклон поперечной рулевой тяги

1. МЕХАНИКА ШАССИ

Для проверки имеющихся деталей или предварительного определения размеров в начале эскизного проектирования должен существовать метод быстрого, простого и надежного расчета деталей.

Диаметр цапфы колеса или приводного вала (наружной части шарнирной полуоси), например, определяет размер подшипников качения, их внутренний диаметр, размеры шарниров подвески и частично положение направляющих рычагов подвески.

Замеры напряжений и длительные испытания, проведенные на изготовленных после этого деталях, гарантируют эксплуатационную надежность изделия.

1.1. СИЛЫ В ПЯТНЕ КОНТАКТА КОЛЕСА С ДОРОГОЙ

Для расчета деталей шасси на прочность используют силы, действующие в пятне контакта колеса с дорогой при равномерном прямолинейном движении автомобиля. При определении долговечности выбирают дорожное покрытие среднего качества, а для расчета статической прочности используют движение по дороге с выбоинами, проезд препятствия или торможение с максимальным замедлением.

Подвеска колеса автомобиля представляет собой колебательную систему, собственная частота колебаний которой определяется жесткостью шины c_1 , жесткостью подвески кузова c_2 и массой оси m_1 (см. п. 2.1.4). На неровной дороге амортизатор не может полностью погасить постоянно появляющиеся колебания нагрузки $\pm \Delta N$ (рис. 1.1). Применяв индекс v для переднего и h для заднего колес, получим следующие верхние значения нормальной силы в пятне контакта колеса с дорогой:

$$N_{v0} = N_v + \Delta N_v \text{ или } N_{h0} = N_h + \Delta N_h,$$

где N_v и N_h равны половине допустимых нагрузок на оси, т. е. $G_{v, h}/2$ (см. [21, п. 1.6]). При проведении расчета цапфы или полуоси колеса из значения $N_{v, h0}$ следует вычесть вес колеса и ступицы $U_R = 100 \dots 150$ Н. При рассмотрении других деталей

подвески колеса используют половину веса неподрессоренных деталей $U_{v,h}$ (см. п. 2.1.3), т. е.

$$N'_{vo} = N_v + \Delta N_v - (U_v/2); \quad (1.1.1)$$

$$N'_{ho} = N_h + \Delta N_h - (U_h/2). \quad (1.1.2)$$

Многочисленные замеры показали, что изменения нагрузок длительного действия на колесо зависят как от нагрузки на колесо $N_{v,h}$, так и от жесткости шины c_1 . Для определения c_1 следует установить в шине рекомендуемое для данного автомобиля давление. На рис. 1.2 приведен коэффициент динамической нагрузки на колесо k_1 , который после умножения на $N_{v,h}$ дает верхнее значение нормальной нагрузки соответственно на передние и задние колеса:

$$N_{vo} = k_1 N_v = N_v + \Delta N_v;$$

$$N_{ho} = k_1 N_h = N_h + \Delta N_h.$$

Отсюда собственно амплитуда изменения нагрузки соответственно на передние и задние колеса

$$\Delta N_v = N_{vo} - N_v;$$

$$\Delta N_h = N_{ho} - N_h.$$

В качестве примера возьмем шину 6,45/165-14/4PR, приведенную в [21, п. 2.5]. Эта шина при давлении в ней $p_1 = 0,19$ МПа имеет жесткость $c_1 = 1,9$ кН/см. С учетом допустимой для этого автомобиля нагрузки на заднюю ось $G_h = 8$ кН и нагрузки на колесо $N_h = 4$ кН имеем $c_1/N_h = 1,9/4 = 0,48$ см⁻¹.

Полученный по графику на рис. 1.2 коэффициент динамичности нагрузки $k_1 = 1,48$, а верхнее значение

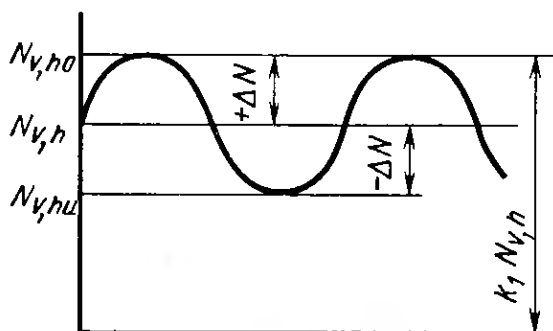


Рис. 1.1. При равномерном прямолинейном движении нагрузка в точке контакта колеса с дорогой изменяется на величину $\pm \Delta N$

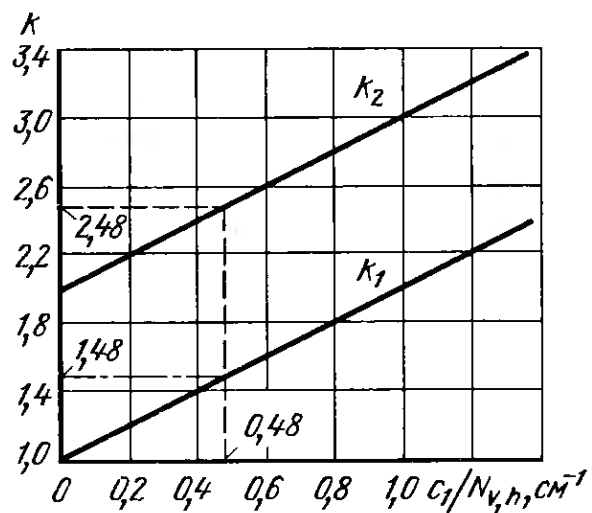


Рис. 1.2. Коэффициенты динамической нагрузки на колесо k_1 и k_2 , применяемые соответственно при расчетах на выносливость и прочность. Значения обоих коэффициентов зависят от нагрузки на колесо и от жесткости шины c_1 ; при c_1 не учитывается коэффициент k_F [21, рис. 2.5/3], т. е. увеличение жесткости при увеличении скорости

нормальной нагрузки $N_{ho} = k_1 N_h = 5,9$ кН. Диапазон колебаний нагрузки составляет $\Delta N_h = N_{ho} - N_h = 1,9$ кН, а нижнее значение нормальной нагрузки $N_{hu} = N_h - \Delta N_h = 2$ кН.

В связи с использованием жестких шин отношение c_1/N_h является достаточно высоким. При меньшем давлении воздуха в шине жесткость шины ниже, что равнозначно меньшему значению k_1 .

Чем больше может быть снижено давление в шинах, тем меньше будет нагрузка на детали шасси, и, наоборот, эта нагрузка будет тем больше, чем выше давление в шинах. Увеличение давления обычно объясняется стремлением к повышению боковой устойчивости автомобиля на поворотах.

В отличие от меняющейся только по величине (из-за неровностей дороги), но постоянной по направлению вертикальной силы $N_{v,h}$ боковая сила $\pm S_1$ (индекс 1 соответствует расчету на сопротивление усталости) действует в пятне контакта колеса с дорогой знакопеременно (рис. 1.3).

При равномерном прямолинейном движении следует исходить из статической нагрузки на колесо $N_{v,h}$, умножая ее на коэффициент боковых сил μ_{F1} , т. е. соответственно для передних и задних колес:

$$\pm S_{o1} = \mu_{F1} N_{v,h}; \quad (1.1.3)$$

$$\pm S_{h1} = \mu_{F1} N_h. \quad (1.1.4)$$

Многочисленные измерения показали, что величина μ_{F1} зависит только от нагрузки на колесо. На рис. 1.4 приведены значения μ_{F1} , соответствующие дороге с покрытием среднего качества.

Для определения верхнего значения изгибающего момента M_{b0} в деталях оси следует выбрать увеличивающее момент направление боковой силы, которое соответствует положению, приведен-

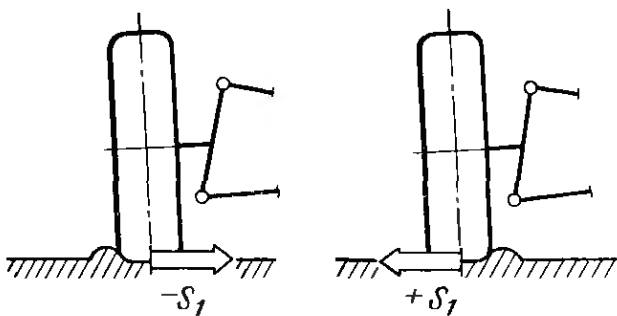


Рис. 1.3. При равномерном прямолинейном движении неровности дороги вызывают поперечные силы переменного направления в месте контакта колеса с дорогой

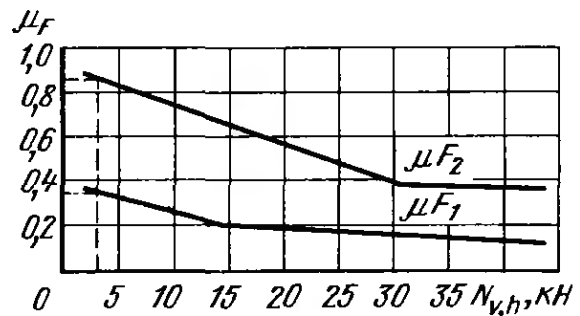


Рис. 1.4. Коэффициенты боковых сил μ_{F1} и μ_{F2} , используемые соответственно при расчетах на выносливость (дорога с покрытием среднего качества) и на прочность (дорога с выбоинами), значения которых зависят только от нагрузки на колесо $N_{v,h}$: например, при $N_v = 3$ кН $\mu_{F1} = 0,34$ и $\mu_{F2} = 0,85$

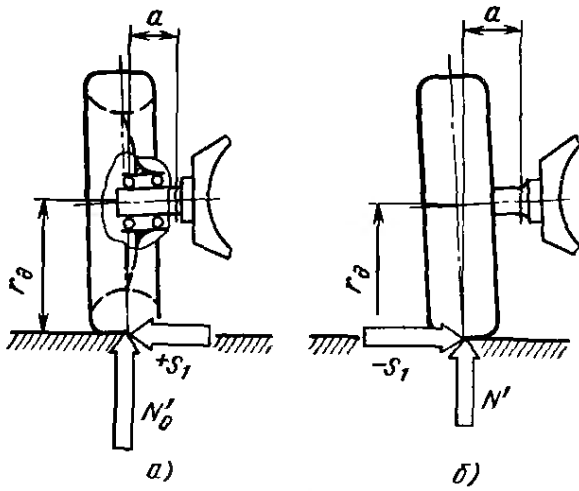


Рис. 1.5. Для расчета опасного сечения оси колеса на усталостную прочность следует определить максимальное и минимальное значения моментов, затем, используя их, найти среднее значение момента и амплитуду его изменения:

$$a - M_{bo} = N'_o a + S_1 r_{д}; \quad r - M_{bu} = N' a - S_1 r_{д}$$

ному на рис. 1.5, когда сила $+S_1$ действует в том же направлении, что и N'_o .

При этом следует учесть нижнее значение момента M_{bu} , чтобы для невращающихся деталей подвески определить характер нагружения — знакопостоянный или знакопеременный. Момент M_{bu} определяем с помощью уравнения

$$N'_{v, h} = N_{v, h} - (U_{v, h}/2) \quad (1.1.5)$$

и силы S_1 ; при этом оба момента могут быть получены из уравнений (1.1.1)—(1.1.5):

$$M_{bo} = N'_o a + S_1 r_{д}; \quad (1.1.6)$$

$$M_{bu} = N' a - S_1 r_{д}. \quad (1.1.7)$$

Для всех вращающихся деталей (полуоси, ступицы и др.) имеет место циклический изгиб, поэтому учитывать следует только M_{bo} (см. рис. 1.30). В качестве плеча для S_1 принимаем динамический радиус шины $r_{д}$, а не статический $r_{ст}$, поскольку рассматривается движущийся автомобиль. В отличие от расчета на долговечность для расчета статической прочности следует использовать наибольшие значения возникающих сил. При этом исходят из того, что максимальное значение боковой силы никогда не бывает в момент наибольшего удара снизу (например, при проезде через весьма неровный железнодорожный переезд) и что при езде по разбитой дороге при больших боковых нагрузках возможен лишь дополнительный удар снизу допустимой силы. Исходя из этого, для расчета деталей следует составить два различных уравнения моментов (соответственно для железнодорож-

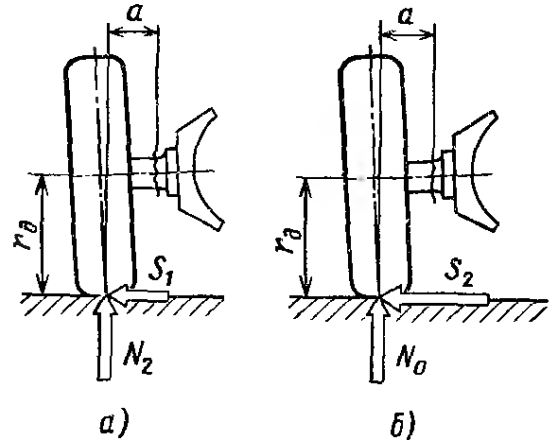


Рис. 1.6. Для проверки прочности оси колеса следует составить два уравнения моментов и затем провести расчет с использованием большего момента:

$$a - S_1 = \mu_{F1} N_{v, h} \cdot N_2 = k_2 N_{v, h} - (U_{v, h}/2); \quad S_2 = \mu_{F2} N_{v, h} \cdot N_0 = k_1 N_{v, h} - (U_{v, h}/2)$$

ного переезда и для дороги с выбоинами), которые учитывают различные вертикальные и боковые силы (рис. 1.6):

$$M_{b2} = \left(k_2 N_{v,h} - \frac{U_{v,h}}{2} \right) a + \mu_{F1} N_{v,h} r_d; \quad (1.1.8)$$

$$M_{b3} = \left(k_1 N_{v,h} - \frac{U_{v,h}}{2} \right) a + \mu_{F2} N_{v,h} r_d. \quad (1.1.9)$$

Измеренные максимальные значения коэффициентов динамичности нагрузки k_2 приведены на рис. 1.2, при этом $k_2 = f(c_1/N_{v,h})$ и максимальные значения коэффициентов боковых сил (рис. 1.4) $\mu_{F2} = f(N_{v,h})$.

Расчет на прочность также осуществляем для случая прямолинейного движения, а не при предельно допустимом сцеплении колес с дорогой и движении на повороте, так как при движении на повороте боковая сила на более нагруженное наружное колесо направлена снаружи к центру поворота (т. е. она уменьшает момент $N_o a$ (рис. 1.7). Кроме того, проведенные на дороге замеры показали, что на обычном легковом автомобиле боковые силы при прямолинейном движении вызывают более высокие усилия, чем при движении по кривой.

В последнем случае действует боковая сила, величина которой ограничена дорожным покрытием и шинами.

Несколько иная картина наблюдается в продольной плоскости, например, при резком торможении с начальной скоростью ниже $V = 10$ км/ч. На передних колесах имеет место очень сильное сцепление между широкими зонами контакта колес с дорогой благодаря низкой скорости автомобиля, в результате чего коэффициент сцепления в продольном направлении может достигать $\mu_L = 1,25$ [2].

Поэтому все детали передней оси должны быть дополнительно проверены расчетом, исходя из того, что может возникнуть продольная сила

$$L_{Bv} = \mu_L N_v = 1,25 N_v, \quad (1.1.10)$$

причем действующая в сочетании с верхним значением вертикальной силы

$$N'_{v0} = k_1 N_v - (U_v/2).$$

Исключение здесь составляют цапфы колес, которые при торможении нагружаются в меньшей степени, чем другие детали. Диск тормоза и тормозной суппорт, а также тормозной барабан и тормозной щиток воспринимают часть сил, которые иначе были бы переданы на цапфу. При переднем приводе и наружном расположении тормозов они передаются и к приводному валу колеса. Напротив, при перемещении тормозов внутрь, ближе к дифференциалу, в случае резкого торможения полуоси и шарнир

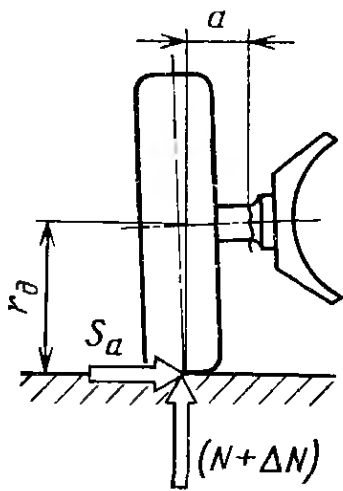


Рис. 1.7. При движении на повороте момент $S_a r_0$, вызываемый поперечной силой, уменьшает момент $(N + \Delta N) a$ от действия вертикальной силы. При этом напряжения в опасном сечении оси колеса уменьшаются:

$$M_d = (N + \Delta N) a - S_a r_0$$

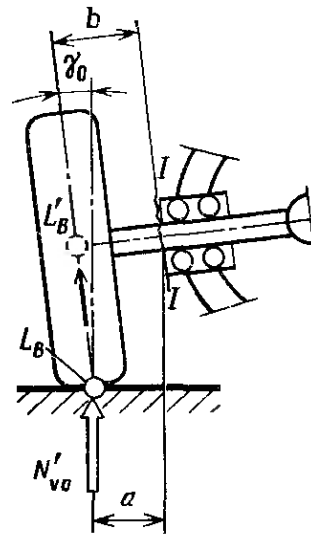


Рис. 1.8. При торможении два суммирующихся изгибающих момента увеличивают нагрузку приводного вала колеса. В случае, когда тормозной механизм располагается внутри, т. е. у дифференциала, один из моментов вызывается вертикальной силой, действующей на плече a , а второй — тормозной силой L_B , которую следует перенести в центр колеса. Последняя создает относительно опасного сечения момент $L_B b$

работают на кручение, а приводной вал колеса дополнительно нагружается изгибающим моментом (рис. 1.8)

$$M_{b4} = \sqrt{(L_{B0} b)^2 + (N'_{v0} a)^2}. \quad (1.1.11)$$

В связи с тем, что при торможении нагрузка на заднюю ось уменьшается, сильного сцепления задних колес с дорогой практически не происходит. Для этой оси (если она не является ведущей) достаточно проверить прочность деталей подвески при $\mu_h = 0,8$, учитывая вертикальную силу $N'_h/2 = (N_h - U_h)/2$. Поскольку тормозные механизмы расположены в колесах, проверка прочности цапф колес не требуется.

При разгоне, напротив, происходит увеличение нагрузки на колесо, что может привести к увеличению сил. Вместе с верхним значением вертикальной силы $N'_{ho} = k_1 N_h - (U_h/2)$ следует включить в расчет тяговое усилие

$$L_{Ah} = \mu_L N_h \text{ при } \mu_L = 1,1. \quad (1.1.12)$$

В качестве условий рассматривается трогание с места при заблокированных тормозах, когда скорость близка к нулю. Расчет возникающих при этом моментов осуществляется с использованием статического радиуса колеса $r_{ст}$ (а не r_d , см. [2]).

В примерах расчетов (см. п. 1.3.6—1.3.8) даны более подробные объяснения. Все одновременно действующие силы и моменты приведены на рис. 1.30—1.33.

1.2. НАГРУЗКИ, СОЗДАВАЕМЫЕ КРУТЯЩИМ МОМЕНТОМ ДВИГАТЕЛЯ

В автомобилях с классической компоновкой крутящий момент передается от коробки передач к дифференциалу через карданный вал [21, п. 3.1.4]. Если на автомобиле установлена четырехступенчатая коробка передач с ручным переключением, то для расчета сопротивления карданного вала усталости следует использовать максимальный крутящий момент двигателя M_d и передаточное число третьей передачи i_3 . Принимая во внимание обычный коэффициент полезного действия (КПД) коробки передач $\eta_G = 0,92$, получим значение крутящего момента

$$M_{t1} = M_d \max i_3 \eta_G. \quad (1.2.1)$$

При расчете на прочность следует учитывать, является привод от коробки передач к колесам жестким или же в карданный вал либо в полуоси встроены упругие муфты, показанные на рис. 1.9 и 1.10. При жестком приводе следует дополнительно учесть коэффициент динамичности k_K , максимальные значения которого составляют для легковых автомобилей 2,0 и для грузовых 1,6. В этом случае максимальный крутящий момент, который может передаваться через карданный вал на первой передаче и при $\eta_G = 0,92$,

$$M_{t3} = M_d \max i_1 \eta_G k_K. \quad (1.2.2)$$

При расчете на сопротивление усталости привода с трехскоростной автоматической коробкой передач следует учитывать коэффициент полезного действия гидротрансформатора $\eta_w = 0,95$.

Учитывая включение второй передачи, получим

$$M_{t1} = M_d \max i_2 \eta_G k_w. \quad (1.2.3)$$

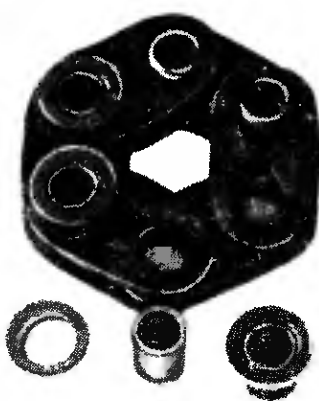


Рис. 1.9. Состоящие из одной детали соединительные муфты допускают лишь небольшие угловые и осевые перемещения. Крепежные втулки (слева) соединены с помощью нейлоновых пластин. При небольших размерах муфт эти пластины могут передавать значительные моменты



Рис. 1.10. Соединительная муфта, состоящая из отдельных звеньев, шарнирно соединенных между собой, и обладающая пониженной жесткостью при кручении и изгибе, а также в продольном направлении

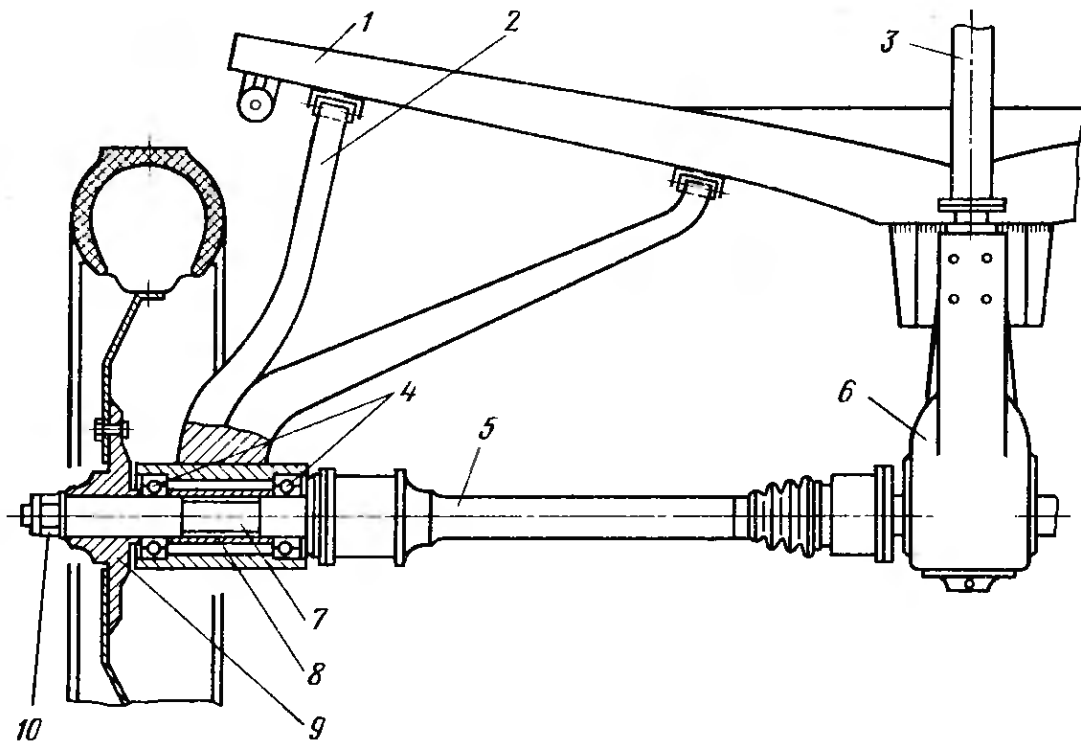


Рис. 1.11. Задняя диагонально-рычажная подвеска ведущих колес автомобиля БМВ-2800. Вал ступицы закален с нагревом токами высокой частоты и поэтому может выдерживать более высокие напряжения изгиба и кручения:

1 — поперечина крепления задней оси; 2 — рычаг; 3 — карданный вал; 4 — подшипник колеса; 5 — полуось; 6 — главная передача; 7 — вал ступицы колеса; 8 — распорная втулка; 9 — фланец ступицы колеса; 10 — коническая гайка

При трогании с места гидротрансформатор повышает крутящий момент в 2—2,3 раза. Эту степень повышения крутящего момента $i_w = 2,0 \dots 2,3$ следует учитывать при поворочном расчете на прочность.

Уравнение (в котором k_K выпадает) в этом случае примет вид

$$M_{t3} = M_d \max i_1 i_w \eta_G \eta_w \quad (1.2.4)$$

У всех автомобилей, независимо от того, имеют они классическую компоновку, заднее расположение силового агрегата или передний привод, полуоси, передающие крутящий момент от дифференциала к колесам, нагружены в значительно большей мере, чем карданный вал. Причиной этого является передаточное число главной передачи i_D . При отсутствии системы блокировки дифференциала на каждую полуось может быть передана лишь половина крутящего момента, и уравнения для расчета внутренних полуосей, нагруженных только крутящим моментом (рис. 1.11), при использовании коробки передач с ручным переключением будут иметь вид:

для расчета на сопротивление усталости

$$M_{t1} = 0,5 M_d \max i_3 i_D \eta \quad (1.2.5)$$

и для расчета на статическую прочность

$$M_{t3} = 0,5 M_d \max i_1 i_D \eta k_K \quad (1.2.6)$$

При использовании автоматических коробок передач с гидротрансформатором для расчета на сопротивление усталости имеем уравнение

$$M_{t1} = 0,5M_{d \max} i_2 i_D \eta \eta_{\omega}, \quad (1.2.7)$$

а для расчета на статическую прочность уравнение

$$M_{t3} = 0,5M_{d \max} i_1 i_D i_{\omega} \eta \eta_{\omega}. \quad (1.2.8)$$

При наличии в системе привода упругих элементов $k_K = 1$. В случае блокировки дифференциала исключается коэффициент 0,5, так как крутящий момент может быть полностью передан на одну из полуосей.

В уравнения (1.2.5)—(1.2.8) введен общий КПД, учитывающий потери как в коробке передач, так и в дифференциале.

1.3. РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ

При расчетах на прочность сопоставляют фактические и допустимые напряжения, чтобы гарантировать долговечность детали и убедиться в том, что даже при максимальных нагрузках не произойдет ее пластической деформации. Это может иметь место при условии, если будет превышено временное сопротивление или предел текучести материала. Во всех случаях уравнения для расчета будут иметь вид

$$\sigma_{\phi} \leq \sigma_{\text{доп}} \text{ или } \tau_{\phi} \leq \tau_{\text{доп}}.$$

Фактически возникающие напряжения вызываются передаваемыми силами и моментами. Их величина зависит от размеров деталей, т. е. от внешних факторов. Допустимые напряжения зависят от тех характеристик материала, которые он будет иметь в данной детали, т. е. речь идет о возникающих в детали внутренних напряжениях.

Таким образом, никакие прочностные расчеты нельзя провести без знания свойств материала, которые можно найти в целом ряде справочников. В дальнейшем мы будем ссылаться на подготовленные с участием автора работы [3, 4], которые содержат все необходимые данные, включая стоимостные сравнения, а также указания по внесению этих данных в чертежную документацию.

1.3.1. Определение допускаемых напряжений

Напряжения, которые материал может выдерживать в течение длительного времени, зависят не только от его прочностных характеристик, но также от размеров детали в опасном сечении, от поверхностной обработки детали и от наличия концентраторов напряжений. Если деталь нагружена только крутящим моментом,

то выражение для допускаемых касательных напряжений принимает вид

$$\tau_{\text{доп } D} = \tau_{t_0} b_1 b_2 / (\beta_{Nt} \beta_{kt} \nu). \quad (1.3.1)$$

При растягивающих, сжимающих и изгибающих нагрузках или при их совместном действии выражение будет иметь вид

$$\sigma_{\text{доп } D} = \sigma_0 b_1 b_2 / (\beta_{Nb} \beta_{kb} \nu). \quad (1.3.2)$$

Влияние концентраторов напряжения при кручении и изгибе различно, поэтому в коэффициентах β_N и β_k введены индексы t (кручение) и b (изгиб).

В числителе на первом месте стоит максимально допустимое напряжение τ_{t_0} или σ_0 , т. е. такое напряжение, которое может выдержать полированный круглый стержень диаметром 10 мм при соответствующем нагружении. Длительные испытания, проведенные с целью определения предела выносливости, показали, что при знакопеременной нагрузке сопротивление усталости связано с временным сопротивлением σ_B , а при знакопостоянной пульсирующей нагрузке — с пределом текучести σ_s .

Последнее условие справедливо только в том случае, когда отношение

$$\gamma = \sigma_s / \sigma_B \quad (1.3.3)$$

не превышает определенной величины.

При более высоких значениях γ вновь имеет место зависимость от σ_B . Это положение иллюстрируется диаграммой сопротивления усталости при растяжении—сжатии для стали 34Cr4V (рис. 1.12). Для этой стали при $\sigma_B = 1000 \dots 1200$ МПа $\sigma_{z \text{ доп}}$ составляет лишь 780 МПа и находится ниже $\sigma_s \geq 800$ МПа при $\delta_b \geq 11$ % (см. также [4, рис. 7/29 а, в]). Эта зависимость позволяет рассчитать прочностные показатели, необходимые для оценки долговечности, с помощью взятых из стандартов ДИН характеристик материалов (табл. 1.1).

В случае применения поверхностного упрочнения (независимо от того, использована для этого цементация, высокочастотная или газопламенная закалка) напряжения, которые в течение длительного времени может выдерживать поверхностный слой, возрастают примерно на 20 %, т. е. приведенные в табл. 1.1 значения предела выносливости следует умножить на коэффициент 1,2. Предел прочности при изгибе и предел текучести при кручении, определяющие прочностные свойства детали, также возрастают и при том тем больше, чем больше глубина закаленного слоя. Для зубчатых колес обычно применяется глубина закаленного слоя $E_{Ht} = 1$ мм (см. [4, п. 7.3.4]), что обеспечивает повышение прочностных свойств лишь на 20 %.

На поверхности валов с целью повышения прочности стремятся добиться $E_{Ht} = 3,0 \dots 4,5$ мм, что позволяет выдерживать кратковременные перегрузки до 50 %. В первом случае упрочне-

Таблица 1.1

Деформация		Нагрузка					
		постоянная	пульсирующая				знакопеременная
			$\frac{\sigma_s}{\sigma_B}$	σ_{zsch} τ_{tsch}	$\frac{\sigma_s}{\sigma_B}$	σ_{zsch} τ_{tsch}	
σ_o	Растяжение или сжатие σ_z	σ_s	$\leq 0,78$	$\sigma_{zsch} \approx \sigma_s$	$> 0,78$	$\sigma_{zsch} \approx 0,78$	$\sigma_{zw} \approx 0,45\sigma_B$
	Изгиб * σ_b	$\sigma_{bs} \approx 1,2\sigma_s$	$\leq 0,72$	$\sigma_{bsch} \approx 1,2\sigma_s$	$> 0,72$	$\sigma_{bsch} \approx 0,86\sigma_B$	$\sigma_{bw} \approx 0,5\sigma_B$
τ_o	Кручение * τ_t	$\tau_{tF} \approx 0,58\sigma_s$	$\leq 0,86$	$\tau_{tsch} \approx 0,58\sigma_s$	$> 0,86$	$\tau_{tsch} \approx 0,5\sigma_B$	$\tau_{tw} \approx 0,29\sigma_B$

* Упрочнение поверхности позволяет увеличить длительно действующие допустимые напряжения изгиба и кручения на 20 %, а допустимые кратковременные напряжения — до 50 %, т. е. указанные показатели следует умножить на коэффициенты 1,2 или 1,5 (см. также [4, рис. 7/30]).

ние учитывается коэффициентом, равным 1,2, во втором — 1,5. Фирма БМВ, например, применив высокочастотную закалку глубиной 3 ... 4 мм, добилась того, что задние полуоси могут выдерживать длительное увеличение напряжений на 15 %, а кратковременное — на 60 ... 70 %. Полуось, приведенная на рис. 1.11, изготовлена из улучшенной стали 41Cr4V, у которой $\sigma_B = 900 \dots 1050$ МПа.

В соответствии с действующими напряжениями и видами нагрузки в приведенных выше уравнениях (1.21) и (1.22) следует использовать при знакопеременном изгибе $\sigma_o = \sigma_{bw} \approx 0,5$ и при нагружении пульсирующим знакопеременным крутящим моментом $\tau_o = \tau_{tsch} \approx 0,58\sigma_s$ или $0,5\sigma_B$ и т. д. Зависимость от σ_B и σ_s для различных видов сталей (конструкционная, улучшенная, цементуемая) не остается постоянной и может быть для различных случаев получена из табл. 1.1. В принципе, для временного сопротивления σ_B следует брать нижнее значение приведенного диапазона, т. е. $\sigma_{B \min}$.

Определяя допускаемые напряжения при одновременном действии нескольких сил, следует учитывать нормальные напряжения.

В числителе появляется масштабный коэффициент b_1 , который отражает снижение предела выносливости с увеличением диаметра, а также коэффициент b_2 , который учитывает шероховатость поверхности, обусловленную технологией обработки (см. [3, табл. 2.8/22]). Коэффициент b_1 можно получить из рис. 1.13 в зависимости от диаметра d или толщины t в опасном сечении.

Коэффициент b_2 приведен на рис. 1.14 в зависимости как от высоты неровностей Rt (см. [3, рис. 2.8/16; 2.8/22]), так и от минимального значения временного сопротивления $\sigma_{B \min}$ стали. Чтобы определить b_2 , следует задаться значением $\sigma_{B \min}$.

В знаменателе на первом месте стоит коэффициент концентрации напряжений β_N , который учитывает прессовую посадку ступицы на полуось (см. [3, табл. 6/9]). В качестве ориентировочных могут быть приняты следующие значения: при кручении $\beta_{Nt} = 1,4$, при изгибе $\beta_{Nb} = 1,8$.

Внутренние кольца подшипников качения растягиваются полуосью (валом), но так как они имеют небольшую толщину, то не могут вызвать в полуоси (валу) дополнительных напряжений. Для этих случаев следует принимать $\beta_N = 1$.

Стоящий на втором месте коэффициент концентрации напряжений β_k учитывает влияние всех (кроме обусловленных шероховатостью поверхности) концентраторов напряжений, таких, как изменение диаметра полуоси (вала), галтели, выточки, некруглость сечения и т. п.

Для прямобочных шлицев, которые необходимы на концах полуосей (валов) для передачи крутящего момента, можно принять в соответствии с ДИН 5462—5464 коэффициенты (см. [3, рис. 2.5/50]) $\beta_{kt} = 2,3$ и $\beta_{kb} = 2,5$, а в случае эвольвентных шлицевых соединений по

ДИН 5480 следует брать коэффициенты (см. [3, рис. 2.5/28]) $\beta_{kt} = 1,6$ и $\beta_{kb} = 1,7$.

Мелкошлицевое соединение по ДИН 5481 [3],

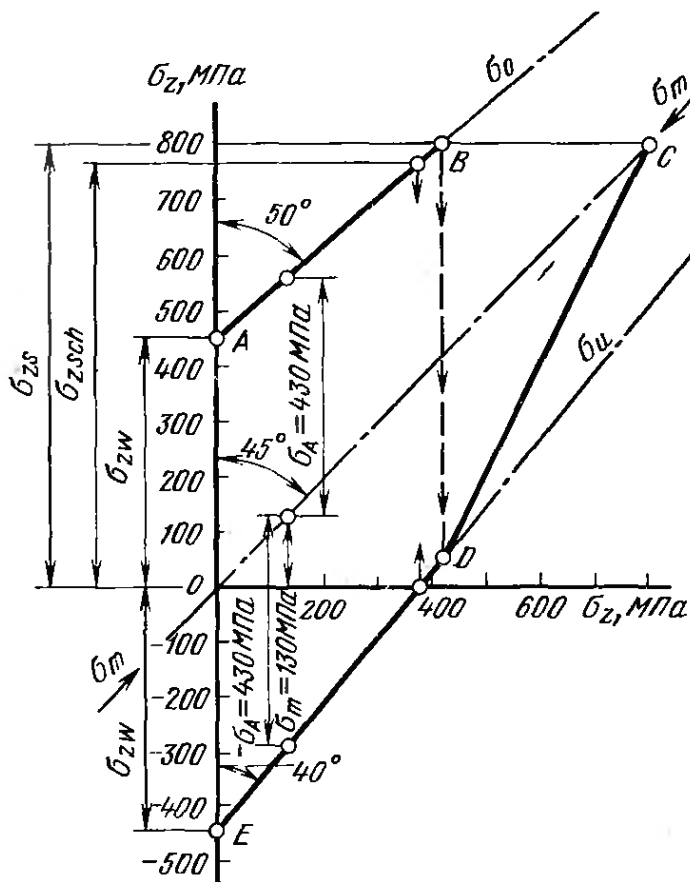


Рис. 1.12. Диаграмма предельных напряжений при растяжении—сжатии для термически улучшаемой стали 34Cr4V

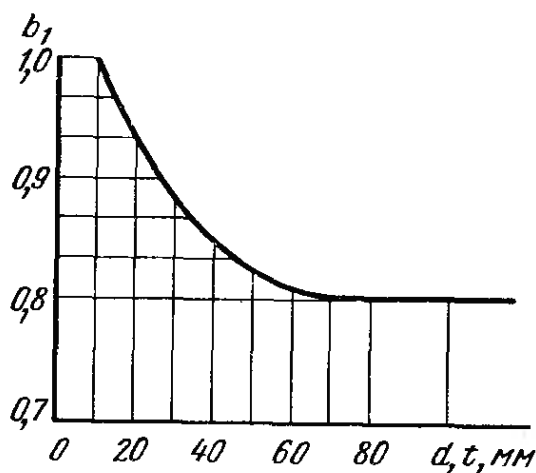


Рис. 1.13. Коэффициент уменьшения допускаемых напряжений b_1 , учитывающий диаметр или толщину деталей свыше 10 мм

рис. 2.5/78] следует рассчитывать с коэффициентами $\beta_{kt} = 1,5$ и $\beta_{kb} = 1,8$.

Благодаря скруглению оснований зубьев коэффициенты $\beta_{kt, b}$ при эвольвентном и мелкошлицевом вариантах меньше. Шпоночные соединения не следует применять в связи с тем, что они могут передавать лишь ограниченный крутящий момент. При уменьшении диаметров полуосей и валов, а также при наличии проточек значения $\beta_{kt, b}$ можно определять расчетным путем через коэффициент f_w , учитывающий материал, и коэффициент концентрации напряжений $\alpha_{kt, b}$ определяемый формой концентратора:

$$\beta_{kt} = f_w \alpha_{kt}; \quad \beta_{kb} = f_w \alpha_{kb}. \quad (1.3.4)$$

Коэффициент f_w — функция прочности материала и коэффициента относительного уменьшения напряжений (рис. 1.15). Чем выше минимальное временное сопротивление материала детали $\sigma_{B \min}$, тем выше его чувствительность к концентраторам напряжения и тем больше f_w , а следовательно, и β_k . Чтобы получить f_w , следует предварительно задаться значением $\sigma_{B \min}$. Оно будет определять нижний предел поля допуска, которое будет впоследствии указано на чертеже (на рис. 1.12 следовало бы принять $\sigma_{B \min} = 1000$ МПа). Приведенное в качестве одного из параметров значение относительного уменьшения прочности κ можно получить по рис. 1.16—1.19 как функцию характера нагружения, при этом размеры d , h_0 и r следует брать в миллиметрах.

Используемый при этом коэффициент концентрации напряжений α_k определяется формой концентратора и учитывает увеличение напряжений в детали, обусловленное формой и глубиной концентратора. Значение этого коэффициента также зависит от характера нагрузки. Рис. 1.20 и 1.21

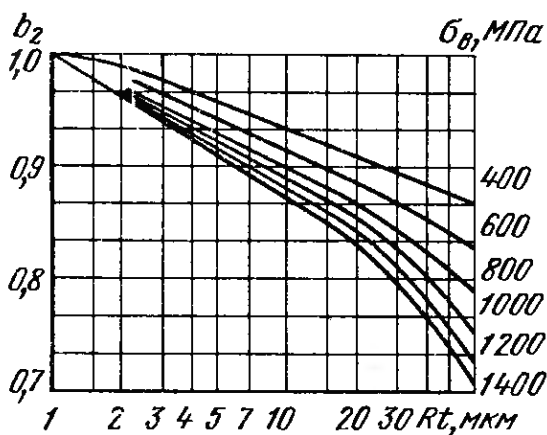


Рис. 1.14. Коэффициент уменьшения допускаемых напряжений b_2 , учитывающий характер поверхности детали (по сравнению с полированным круглым прутком). На этот коэффициент влияет как высота микронеровностей поверхности Rt , так и временное сопротивление стали $\sigma_{B \min}$ [4, рис. 7./28]

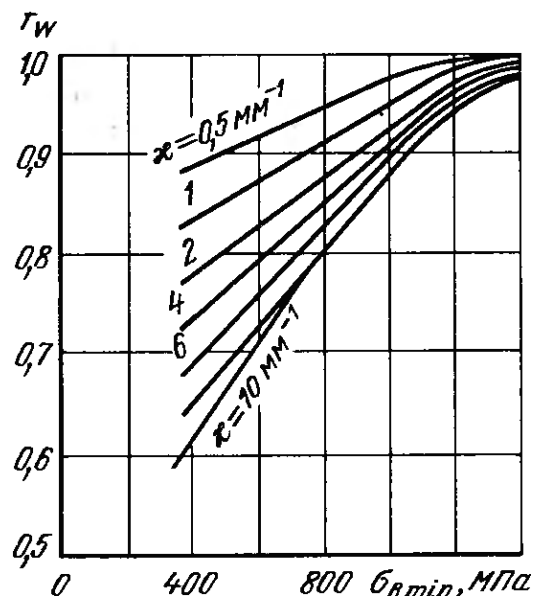


Рис. 1.15. Коэффициент материала f_w , зависящий от относительного уменьшения напряжений κ и временного сопротивления стали $\sigma_{B \min}$

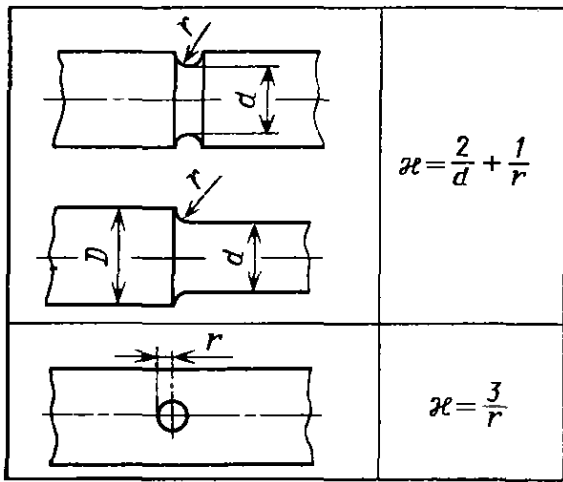


Рис. 1.16. Относительное уменьшение напряжений α_e при нагружении валов на кручение

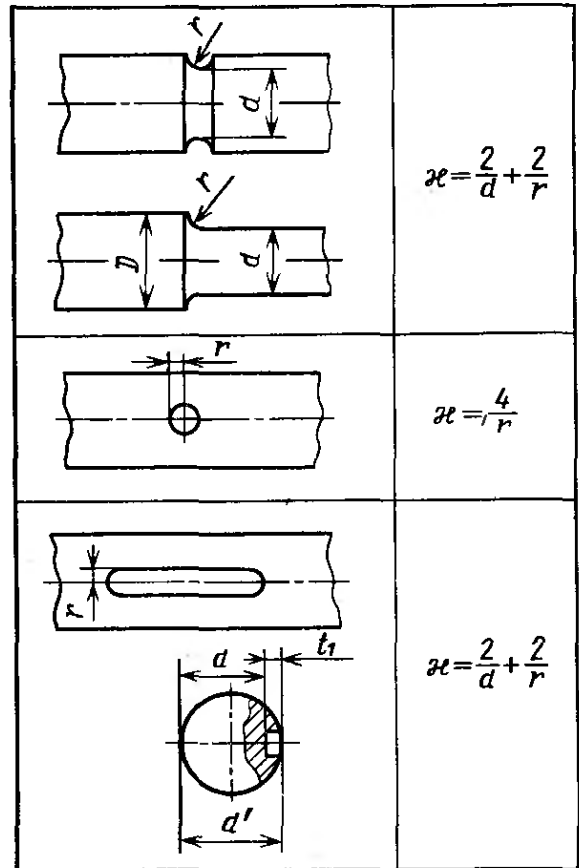


Рис. 1.17. Относительное уменьшение напряжений α_e при нагружении валов на изгиб

содержат значения величин α_k для кручения, а рис. 1.21—1.23 — для изгиба. Если в виде исключения имеет место нагружение исключительно на растяжение, то значения α_{kz} можно получить по рис. 1.21—1.24.

Для определения α_k первоначально находят значения d/D или h/h_0 , чтобы определить положение на оси X , а затем отношение r/t — для получения значения α_k по соответствующей кривой. Величина $t = 0,5(D - d) = 0,5(h - h_0)$ характеризует глубину концентратора. Процесс определения β_k представляет собой упрощенный вариант методики, приведенной в ФДИ 2226 «Рекомендации по расчету на прочность деталей металлических конструкций». Чем меньше β_k , тем лучше используется материал и тем экономичнее изготовление детали. При изменении диаметров

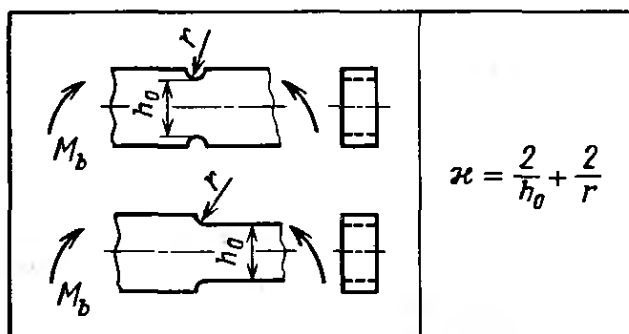


Рис. 1.18. Относительное уменьшение напряжений α_e при нагружении на изгиб плоских стержней

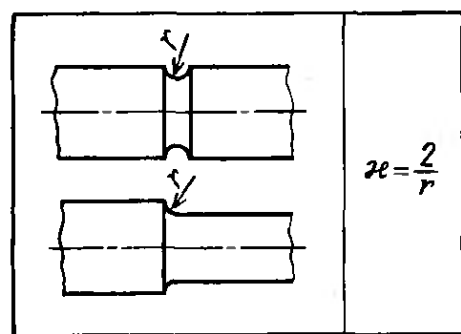


Рис. 1.19. Относительное уменьшение напряжений α_e при нагружении валов на растяжение—сжатие

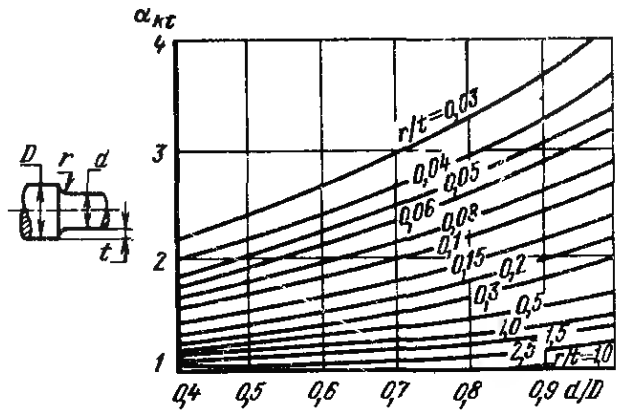
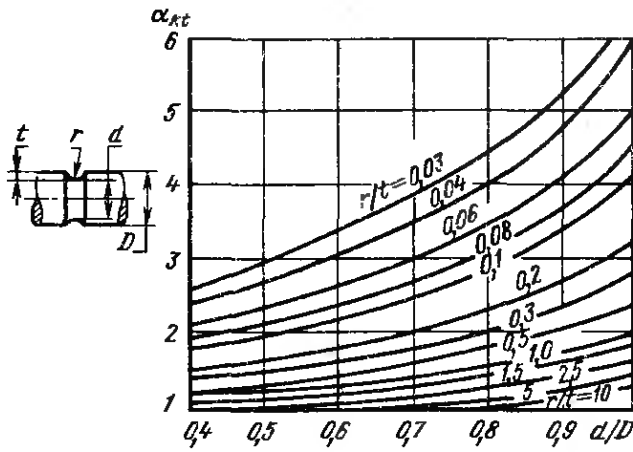


Рис. 1.20. Коэффициенты концентрации напряжений α_{kt} при кручении валов

Рис. 1.21. Коэффициенты концентрации напряжений α_k при наличии в валу поперечного отверстия:

1 — при растяжении; 2 — при изгибе; 3 — при кручении

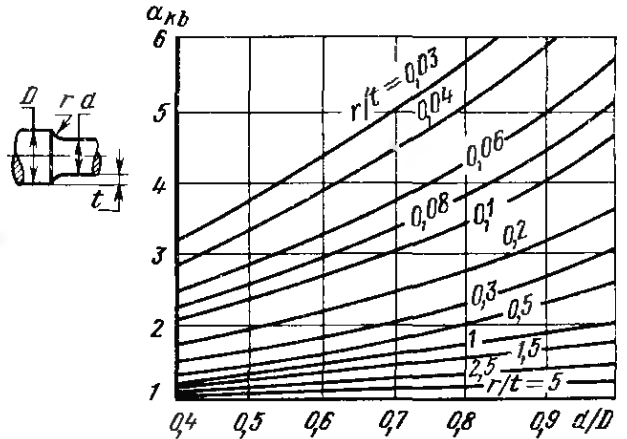
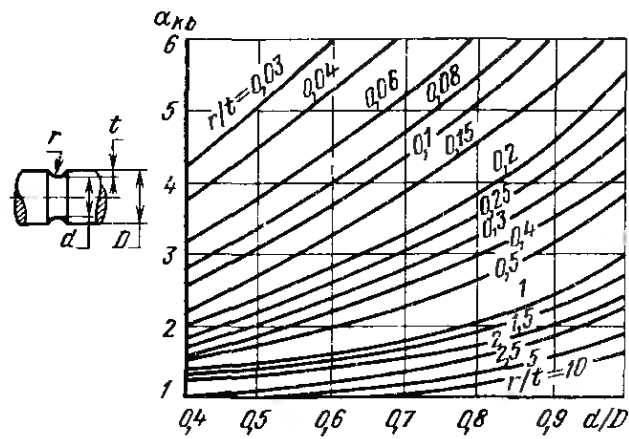
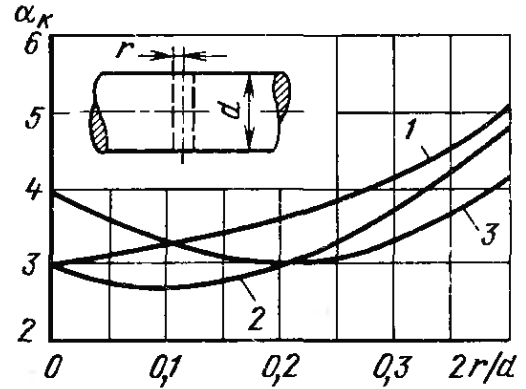


Рис. 1.22. Коэффициенты концентрации напряжений α_{kb} при изгибе валов

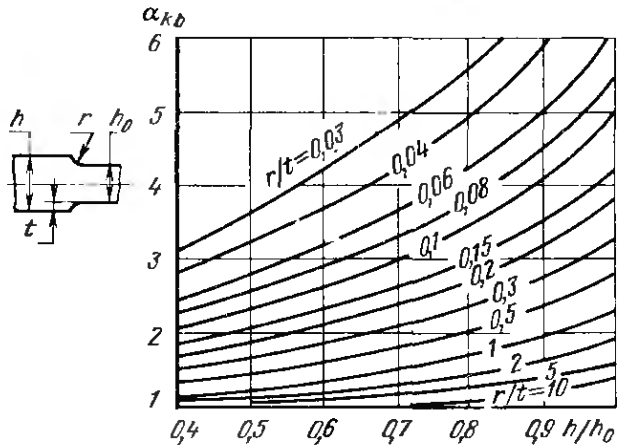
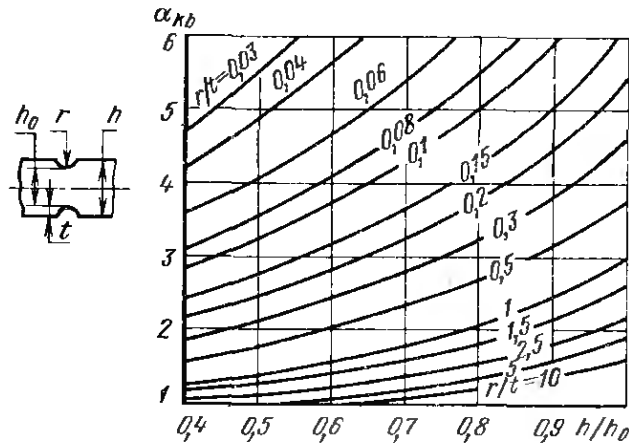


Рис. 1.23. Коэффициенты концентрации напряжений α_{kb} при изгибе плоских стержней

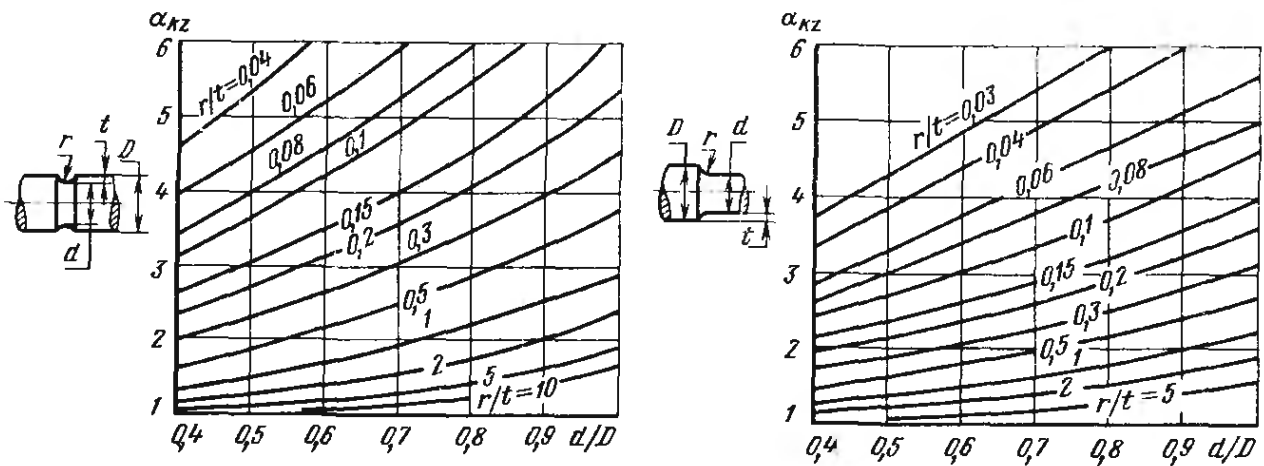


Рис. 1.24. Коэффициенты концентрации напряжений α_{Kz} при растяжении—сжатии валов

валов β_K зависит главным образом от радиуса r , т. е. чем больше r , тем меньше β_K .

Если имеется конструктивная возможность выполнить $r = d$, то для обычных деталей принимают $\beta_{Kt} = \beta_{Kb} = 1$. Однако для закаленных до весьма высокой твердости круглых торсионов (см. п. 2.4:6) радиус закругления на переходе вала в головку не должен быть меньше $r = 90$ мм. К этому выводу привели тщательные исследования, проведенные изготовителями рессор. Если рядом со ступенью на валу располагается подшипник качения, то величину радиуса определяет скругление внутреннего кольца подшипника (обычно $r = 1 \dots 3$ мм), при этом значение β_K может превысить 2 и использование материала ухудшается.

Однако имеется возможность путем конструкторских решений уменьшить α_K , а следовательно, и β_K вдвое.

Как видно из рис. 1.25, выполняя галтель двумя радиусами в соответствии с разделами С или D стандарта ДИН 509 (см. [3, рис. 5.2/1]) или применив промежуточное кольцо, можно добиться увеличения r и, как следствие, уменьшения β_K на 10 ... 40 %.

В работе [3, рис. 2.8/24] приведен пример определения размеров промежуточного кольца, а также необходимые сведения по обработке поверхности и прочности. Эти параметры являются важными, поскольку от них зависит как надежность уплотнения, так и обеспечение минимального износа сальника, работающего по наружной поверхности.

Далее, для деталей, работающих преимущественно на изгиб, сопротивление усталости может быть повышено за счет предварительного создания в поверхностном слое детали напряжений

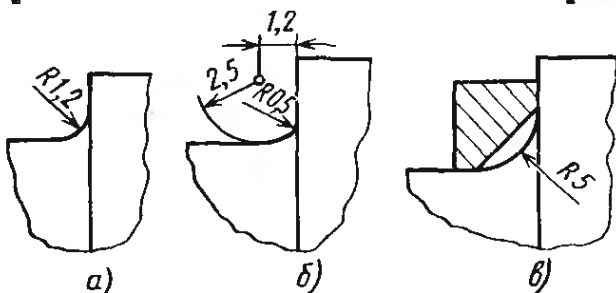


Рис. 1.25. Выполнение галтели с одним (а) или двумя (б) радиусами или установка проставочного кольца (в) позволяют увеличить радиус галтели в опасном сечении и тем самым уменьшить влияние концентратора напряжений

сжатия, которые несколько уменьшают напряжения растяжения, ведущие к разрушению детали. Это достигается либо уплотнением переходной зоны холодной накаткой с усилием около 5 кН, дробеструйной обработкой стальной дробью (этот способ часто используют для упрочнения рессор) или термохимической обработкой, например жидкостным азотированием. Ориентировочно можно считать, что во всех случаях β_k уменьшается до 50 % по сравнению с нижним пределом, равным единице. Если в результате умножения f_w на α_{hb} мы получим $\beta_{hb} = 1,8$, то при определении допустимых напряжений изгиба следует принять $\beta_{hb} = 1,4$. При холодной накатке, кроме того, должен быть принят коэффициент $b_2 = 1$.

Последним в знаменателе расчетной формулы стоит запас прочности v , который при расчетах на сопротивление усталости принимается не ниже 1,2, а при проверочном расчете на прочность $v \geq 1,5$. В последнем случае при определении допустимых напряжений исключаются все коэффициенты концентрации напряжений. Однако посредством расчета следует убедиться, что даже под действием максимальных нагрузок не будут превышены ни временное сопротивление, ни предел текучести. При нагружении только крутящим моментом

$$\tau_{\text{доп } 2} = \tau_o/v, \quad (1.3.5)$$

а при изгибе или совместном действии различных нагрузок

$$\sigma_{\text{доп } 2} = \sigma_o/v. \quad (1.3.6)$$

В качестве предельных значений τ_o и σ_o следует использовать при растяжении—сжатии σ_s , при изгибе $\sigma_b = 1,2\sigma_s$ и при кручении $\tau_{ts} = 0,58\sigma_s$.

1.3.2. Выбор материала

При выборе одной из потенциально применимых марок сталей кроме прочностных характеристик следует, как правило, учитывать и другие свойства материала. Особое значение имеет достаточная величина относительного удлинения, чтобы деталь деформировалась под нагрузкой, а не разрушалась сразу. Относительное удлинение δ_b стали у деталей, разрушение которых может привести к аварии, должно быть не менее 12 %, у листовых рессор 6 %, а у торсионов и винтовых пружин 4 %.

Кроме того, дополнительные требования к материалу могут касаться технологии изготовления или зависеть от назначения детали. Такими требованиями могут быть свариваемость, возможность упрочнения поверхности, возможность обработки давлением и хорошая обрабатываемость режущим инструментом. Все свойства должны рассматриваться в совокупности с учетом эко-

Таблица 1.2

Марка стали	Поковки и детали, подвергающиеся термическому улучшению					Сравнительные показатели			Технологические свойства		Примечание
	Группа прочности	$\sigma_{в\tau}$ МПа	$\sigma_{5\tau}$ МПа	δ_5 %	Возможные группы прочности	Цена, %	Обрабатываемость резанием, %		ДС	ВЗ	
							▽	▽▽			
C22V	I	500—650	300	22	I—III	122	100	140	3	—	Улучшаемая свариваемая сталь, может быть заменена более дешевой St60-2
Ck22	II	600—750	410	18		144					
	III	700—850	520	14							
C35V	I	600—750	370	19	I—III	124	70	100	4	4	Сталь для поковок и заготовок, хорошо обрабатывается резанием
Ck35V	II	700—850	450	15		147			4	3	
35S20V ^A	III	800—950	510	14		150			60	80	
C45V ^н	I	600—750	360	18	I—IV	125	80	110	5	2	Сталь для поковок, после улучшения превосходит по прочности C35V. При поверхностной закалке предпочтительно использовать сталь Ck45V
	II	700—850	480	14		149			5	1	
Ck45V 45S20V ^A	III IV	800—950 900—1050	510 580	12 10		152			60	80	
C60V	I II	700—850 800—950	410 500	15 13	I—IV	127	115	160	—	3	Плохо обрабатывается резанием. Предпочтительнее выбрать сталь C45V и улучшать ее до более высокой прочности
Ck60V	III	900—1050	570	11		150			—	2	
	IV	1000—1200	620	10							

Продолжение табл. 1.2

Марка стали	Поковки и детали, подвергающиеся термическому улучшению					Сравнительные показатели			Технологические свойства		Применение
	Группа прочности	σ_B , МПа	σ_S , МПа	δ_5 , %	Возможные группы прочности	Цена, %	Обрабатываемость резанием, %		ДС	ВЗ	
							▽	▽▽			
2CrMo4V	I	700—850	470	15	I—IV	230	110	155	3	—	Свариваемая улучшаемая сталь
34Cr4V ^а	II	800—950	600	14	II—V	200	110	155	—	3	Высокопрочная сталь для поковок и заготовок
	III	900—1050	700	12							
41Cr4V	IV	1000—1200	800	11	II—IV	205	115	160	—	1	Сталь, подвергающаяся поверхностной закалке
	V	1100—1300	900	10							
42CrMo4V	VI	1200—1400	1000	9	II—VI	260	120	170	—	1	Дорогая высокопрочная сталь, которую следует применять только в тех случаях, когда 34Cr4V нельзя улучшить до необходимой прочности, а 50CrV4 создает трудности в обработке резанием
50CrV4V	I	1100—1300	900	9	I—III	230	135	190	—	2	Пружинная сталь; пригодна для высокопрочных конструктивных деталей. По обрабатываемости резанием уступает 42CrMo4V
	II	1300—1500	1120	7							
	III	1500—1750	1350	5							

Примечание. Все стали пригодны для контактной стыковой сварки. За 100 % приняты обрабатываемость резанием и стоимость стали УСт37-1. Технологические свойства: 1 — дает отличные результаты; 2 — дает хорошие результаты; 3 — приемлема; 4 — приемлема при ограниченных условиях; 5 — непригодна; ВЗ — пригодна для высокочастотной закалки; ДС — пригодна для дуговой сварки; А — автоматная сталь для заготовок с временным сопротивлением, как у улучшаемых сталей, но меньшим удлинением; П — предпочтительная сталь со следующими характеристиками: $E = 215$ ГПа; $G = 83$ ГПа; $\nu = 7,85$.

номических соображений, т. е. с учетом стоимости материала.

Все данные, необходимые для выбора улучшаемой стали, включая процентное соотношение стоимости (по сравнению с конструкционной сталью St37), приведены в табл. 1.2. Рекомендации по рессорным сталям содержатся в табл. 2.4. Характеристики других марок сталей содержатся в [4], а именно: конструкционные стали — в табл. 7/8 и 7/24; цементуемые стали — в табл. 7/10, 7/12—7/19; автоматные стали — в табл. 7/9, 7/10 и 7/24; тонколистовая сталь — в табл. 7/25 и холоднокатаная стальная лента в рулонах — в табл. 7/25.

1.3.3. Напряжения, возникающие при кручении

Карданные валы и полуоси [между дифференциалом и опорой колеса (см. рис. 1.11)], а также торсионы (см. п. 2.4.6) нагружены только крутящим моментом.

Валы представляют собой стержни постоянного диаметра с откованными или приваренными концевыми участками, которые для передачи крутящего момента имеют специальный профиль квадратного или шестигранного сечения или фланец (см. [4, рис. 8.4.2]). Вал часто остается необработанным. При этом поверхность, образующаяся в результате прокатки иликовки, приводит к снижению допустимых напряжений. Коэффициент b_2 может быть равен 0,7. Переход от основной части вала к концевым участкам может осуществляться с радиусом $r \geq d$, что исключит влияние концентратора напряжения. В этих случаях $\beta_{kl} = 1$. Допустимый предел выносливости $\tau_{k \text{ доп } D}$ при этом оказывается всего на 30 % ниже допустимых кратковременных нагрузок $\tau_{k \text{ доп } 2}$. В то же время возникающий максимальный крутящий момент M_{t3} примерно в 5 раз превышает момент M_{t1} при расчете предела выносливости. По этой причине диаметр вала следует определять с учетом максимального крутящего момента M_{t3} .

Если речь идет о карданном вале, то следует пользоваться уравнениями (1.2.2) и (1.2.4). Для внутренних полуосей следует применять уравнения (1.2.6) и (1.2.8). Уравнения (1.2.4) и (1.2.8) справедливы для автомобилей с автоматической коробкой передач или с гидротрансформатором. Если исследуемый автомобиль является переднеприводным, с внутренним расположением тормозов, то силы, возникающие при торможении, могут вызвать более высокие крутящие моменты, чем при трогании с места. Принимая $\mu_k = 1,25$ в этом случае, следует дополнительно определить момент

$$M_{t3} = \mu_k N \sigma_{ст}$$

В расчете необходимо использовать статический радиус колеса $r_{ст}$. Для таких автомобилей минимальный диаметр вала

$d_{3\min}$ определяют по наибольшему из моментов M_{t3} или $M_{тв}$.
Из уравнений

$$\tau_{t\phi} \leq \tau_{t\text{ доп}};$$

$$M_{t3, \phi} \cdot 16/(\pi d^3) \leq \tau_{tF}/\nu$$

можно получить выражение для определения минимального диаметра

$$d_{3\min} = \sqrt[3]{M_{t3, \phi} \cdot 5,1 \nu / \tau_{тФ}}, \text{ где } 5,1 = 16/\pi.$$

Благодаря входящему в M_{t3} коэффициенту динамической нагрузки $k_k = 2$ запас прочности может остаться на нижнем пределе. Из табл. 1.1 можно получить $\nu = 1,2\tau_{тФ}$ и, следовательно, $\tau_{тФ} = 0,58\sigma_s$. При упрочнении поверхности в зависимости от глубины упрочнения эту величину следует умножить на 1,2 ... 1,5.

Рассчитанный таким образом диаметр $d_{3\min}$ используется для определения размеров заготовки и необходимых допусков. На чертеже не должен быть указан минимальный диаметр. Для обработки резанием необходимо предусмотреть увеличенный диаметр заготовки.

Так, например, если рассчитанный в соответствии с п. 1.3.8 диаметр $d_{3\min} = 26,3$ мм, то при механической обработке допустимые отклонения на свободные размеры будут приняты в соответствии с ДИН 7168 [3, табл. 6/26]. Эти отклонения при обычных требованиях к точности обработки составляют $\pm 0,2$ мм. В этом случае при наименьшем предельном размере вала, равном 26,1 мм, могут возникнуть слишком высокие напряжения кручения. Поэтому следует принять диаметр 26,4—0,1 или в соответствии с рекомендациями ИСО 26,4h11. Однако, как правило, удастся обойтись без обработки резанием. По ДИН 1013 может быть поставлен горячекатаный пруток соответствующих размеров и непосредственно использован для изготовления вала [4, табл. 7/23]. Для приведенного примера им оказался бы пруток диаметром 27 мм. В соответствии со стандартом допустимые отклонения на диаметр составляют $\pm 0,6$ мм.

С целью обеспечения жесткости или прочности при наличии дополнительно возникающих изгибающих моментов на некоторых моделях автомобилей можно видеть валы большего диаметра, чем это необходимо по приведенным расчетам.

После того, как размеры вала и заготовки определены, следует проверить, нет ли необходимости увеличить внутренний диаметр d_1 полого вала на концах с учетом длительно действующей нагрузки по сравнению с размерами, полученными исходя из кратковременных максимальных нагрузок:

$$d_1 \geq \sqrt[3]{M_{т1} \cdot 5,1 / \tau_{т\text{ доп } D}}.$$

Для определения $M_{т1}$ следует использовать одно из уравнений (1.2.1), (1.2.3), (1.2.5) или (1.2.7), а для $\tau_{т\text{ доп } D}$ — уравнение (1)

п. 1.3.1. Если мы получим $d_1 < d_{3min}$, то для соответствующего диаметра следует принимать значение не меньше d_{3min} .

При размерах меньше этой минимальной величины может иметь место остаточная деформация или разрушение вала. Подробнее пример расчета приведен в п. 1.3.8.

1.3.4. Напряжения при изгибе

Цапфа оси является элементом подвески, который особенно сильно нагружен на изгиб. Для расчетов на прочность, а также для определения характера нагрузки следует определить расстояние a от средней плоскости колеса до опасного сечения. Как показано на рис. 1.34, это сечение находится в начале галтели радиусом r . Используя уравнения моментов (1.1.6) и (1.1.7), можно определить верхнее и нижнее значения напряжений изгиба

$$\sigma_{bo} = M_{bo}/W_b; \quad \sigma_{bu} = M_{bu}/W_b.$$

При положительном значении σ_{bu} (и момента M_{bu}) имеет место знакопостоянная нагрузка, а при отрицательном — знакопеременная. В первом случае расчет ведется только по σ_{bo} и $\sigma_{bsch} = 1,2\sigma_s$ или $0,86\sigma_s$ для σ_o [см. уравнение (1.3.2)]. При знакопеременной нагрузке с учетом знаков на основе σ_{bo} и σ_{bu} следует определять соответственно среднее значение напряжений и амплитуду их изменения:

$$\sigma_{bm} = (\sigma_{bo} + \sigma_{bu})/2; \quad (1.3.7)$$

$$\sigma_{ba} = \sigma_{bo} - \sigma_{bm}. \quad (1.3.8)$$

Обе эти величины необходимы для сопоставления с пределом выносливости материала при изгибе. При определении σ_{bm} следует не упустить из виду отрицательный знак перед σ_{bu} .

Через углы 50, 45 и 40° на диаграмме предельных напряжений (см. рис. 1.12) можно получить расчетным путем величины допускаемых предельных напряжений при переменной нагрузке. Такие расчеты могут быть проведены как для изгиба, так и для растяжения—сжатия:

$$\sigma_{ba} + 0,159\sigma_{bm} \hat{=} \sigma_{bw}. \quad (1.3.9)$$

Коэффициент 0,159 получен из выражения, составленного для трех функций углов $\sin 5^\circ/(\sin 50^\circ \cdot \sin 45^\circ)$. Целесообразно убедиться, что сумма амплитудного и среднего значений напряжений не превышает предела текучести при изгибе σ_{bs} , т. е. линию BC на рис. 1.12:

$$\sigma_{ba} + \sigma_{bm} \leq \sigma_{bs}. \quad (1.3.10)$$

При подстановке уравнений (1.3.7) и (1.3.8) в уравнение (1.3.9) можно непосредственно выразить σ_{bw} как функцию σ_{bo} и σ_{bu} :

$$\sigma_{bw} \phi = 0,58\sigma_{bo} - 0,42\sigma_{bu}. \quad (1.3.11)$$

Переменный изгибающий момент можно выразить следующим образом:

$$M_{bw} = \pm [a(0,58N'_0 - 0,42N') + S_1 r_d], \quad (1.3.12)$$

при этом M_{bw} имеет наименьшее значение при $a = 0$, когда $M_{bw} = \pm S_1 r_d$.

В соответствии с рис. 1.12, на котором представлена диаграмма предельных напряжений для стали 34Cr4V при среднем напряжении растяжения $\sigma_{zm} = 130$ МПа, амплитуда напряжений растяжения—сжатия, обозначаемая индексом А, которые может выдержать материал, $\sigma_{zA} = 430$ МПа, т. е. $\sigma_{zm} + \sigma_{zA} = 130 \pm 430$ МПа и, следовательно, $\sigma_{zo} = 560$ МПа; $\sigma_{zw} = -300$ МПа.

Рассчитанные исходя из этого переменные напряжения растяжения—сжатия

$$\sigma_{zw} = 0,58 \cdot 560 - 0,42 (-300) = 325 + 126 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{zw} = 451 \text{ МПа.}$$

Эти напряжения соответствуют считываемому на диаграмме сопротивления усталости значению

$$\sigma_{zw} \approx 0,45 \sigma_{в \text{ min}} = 0,45 \cdot 1000 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{zw} = 450 \text{ МПа.}$$

Аналогичным образом для всех других деталей автомобиля, нагруженных на изгиб, исходя из рассчитанных вначале максимальных и минимальных напряжений, можно получить знакопеременные напряжения.

После того, как получено $\sigma_{bw\phi}$, вновь действует условие $\sigma_{\phi} \ll \ll \sigma_{\text{доп } D}$, что в данном случае означает

$$\sigma_{\text{доп } D} = \sigma_{bw} b_1 b_2 / (\beta_{Nd} \beta_{hb} \nu).$$

Значение σ_{bw} , полученное из табл. 1.1, должно быть равно $\sigma_{bw} \approx 0,5 \sigma_{в}$ или, в случае применения поверхностной закалки, $\sigma_{bw} = 0,6 \sigma_{в}$.

Если диаметр цапфы уже определен, то следует рассчитать необходимый предел прочности материала на растяжение

$$\sigma_{в \text{ min}} \geq \sigma_{bw} \phi \beta_{Nd} \beta_{hb} \nu / [0,5 \text{ (или } 0,6) \cdot b_1 b_2],$$

чтобы на основе определенного минимального значения иметь возможность подобрать соответствующую марку стали в табл. 1.2 (или в работе [4, рис. 7/8—7/10]). Другим вариантом решения этой задачи (когда диаметр кольца подшипника качения не определен) может быть выбор материала и способа его обработки с тем, чтобы после этого рассчитать минимальный диаметр d_{min} в опас-

ном сечении. В этом случае также после определения M_{b2} по M_{b0} и M_{b1} следует исходить из того, что $\sigma_{\phi} \leq \sigma_{\text{дон}}$:

$$M_{b2}/W_b \leq 0,5 \text{ (или } 0,6) \cdot \sigma_s b_1 b_2 / (\beta_{Nb} \beta_{Kb} v);$$

$$d_{\text{min}} = \sqrt[3]{\frac{M_{b2} \beta_{Nb} \beta_{Kb} v}{0,049 \text{ (или } 0,0588) \sigma_s b_1 b_2}}. \quad (1.3.13)$$

Момент сопротивления изгибу принимается равным $0,098 d_{\text{min}}^3$ (а не $\approx 0,1 d_{\text{min}}^3$). Стоящие в скобках цифры 0,6 и 0,0588 справедливы при упрочнении поверхности. Если нагрузка является знакопостоянной, а не знакопеременной, то уравнение приобретает следующий вид:

$$d_{\text{min}} = \sqrt[3]{\frac{M_{b2} \beta_{Nb} \beta_{Kb} v}{0,098 \sigma_{\text{всч}} b_1 b_2}}. \quad (1.3.14)$$

В соответствии с табл. 1.1 $\sigma_{\text{всч}} \approx 1,2 \sigma_s$ или $0,86 \sigma_s$.

В случае упрочнения поверхности следует умножить полученное значение на 1,2. Значения коэффициентов b_1 и b_2 можно определить по графикам (см. рис. 1.13 и 1.14).

Чтобы найти b_2 , следует предварительно задаться d_{min} .

При проверочном расчете на статическую прочность следует определить запас прочности v для предела текучести σ_{bs} при изгибе. Для этого следует лишь провести расчет в соответствии с уравнениями (1.1.8) и (1.1.9) по большему из двух моментов

$$M_{b2} \text{ (или } M_{b3}) / W_b \leq \sigma_{bs} / v. \quad (1.3.15)$$

Вводя $\sigma_{bs} \approx 1,2 \sigma_s$ (в случае применения поверхностного упрочнения умножая, кроме того, на коэффициент 1,2 ... 1,5 в зависимости от глубины закаленного слоя), получаем

$$v \geq 1,2 \text{ (или } 1,44 \dots 1,8) \sigma_s 0,098 d_{\text{min}}^3 / M_{b2} \text{ (или } M_{b3}). \quad (1.3.16)$$

Коэффициент должен быть по возможности близок к 1,5, но ни в коем случае не менее 1,2.

1.3.5. Напряжения в деталях при одновременном воздействии различных сил и моментов

Многие конструктивные элементы шасси при условии нецентрального нагружения [21, рис. 3.1/17] испытывают напряжения и изгиба, и кручения. В этом случае для обоих видов нагрузка может быть знакопеременной или знакопостоянной. Существенно иные условия имеют место для цапф полуосей [21, рис. 3.2/24, 3.4/8, 3.4/9, 3.4/15 и 3.10/11]. Силы в пятне контакта колеса создают знакопеременные напряжения изгиба, крутящий момент двигателя вызывает знакопостоянные, переменные по величине напряжения кручения, а затяжка гаек дополнительно

создает постоянные напряжения растяжения.

Последние обеспечивают плотную посадку ступицы на коническую шейку или эвольвентные шлицы [3, рис. 2.5/50, 2.5/58]. Необходимый предварительный натяг может быть обеспечен обычным болтом с шестигранной головкой. На рис. 1.26 показан вал колеса автомобиля «Фольксваген-412», нагруженный изгибающим и крутящим моментами.

Три различных вида нагружения создают эквивалентное напряжение

$$\sigma_v' = \sqrt{(\sigma_b + \sigma_z)^2 + (\alpha_A \tau_t)^2}. \quad (1.3.17)$$

Для расчета эквивалентного напряжения должны быть известны четыре параметра, определяющие его. Если этого нет, то предварительно необходимо определить следующее:

- 1) место, в котором действует наибольший изгибающий момент, т. е. точное расположение опасного сечения;
- 2) растягивающую силу, создаваемую затяжкой гаек;
- 3) материал и его прочностные свойства;
- 4) точные размеры с допусками всех деталей [4, рис. 8.4.2].

Место действия наибольшего изгибающего момента. Воздействие закрепленных на валу и сжимающих его деталей, таких, как ступицы, внутренние кольца подшипников, проставочные втулки и т. п., таково, что в самом валу возникают меньшие напряжения изгиба, чем в неагруженных деталях. Изгибающий момент вызывает, с одной стороны, повышение, а с другой — уменьшение напряжений сжатия σ_D в охватывающих деталях (рис. 1.27).

При составлении уравнения для расчета момента сопротивления учитывают как площадь поперечного сечения вала 1 (рис. 1.28), так и площадь находящейся в опасном сечении X—X (см. рис. 1.27) и также подверженной нагрузкам ступицы 2 или внутреннего кольца подшипника, т. е. W_b определяют, исходя из диаметра d_d . При этом погрешность будет находиться в разумных пределах.

Растягивающая сила. Чем больше усилие затяжки F , резьбовых соединений, тем больше гарантия того, что соединение в процессе эксплуатации не ослабнет, в особенности при поочередном включении переднего и заднего ходов автомобиля.

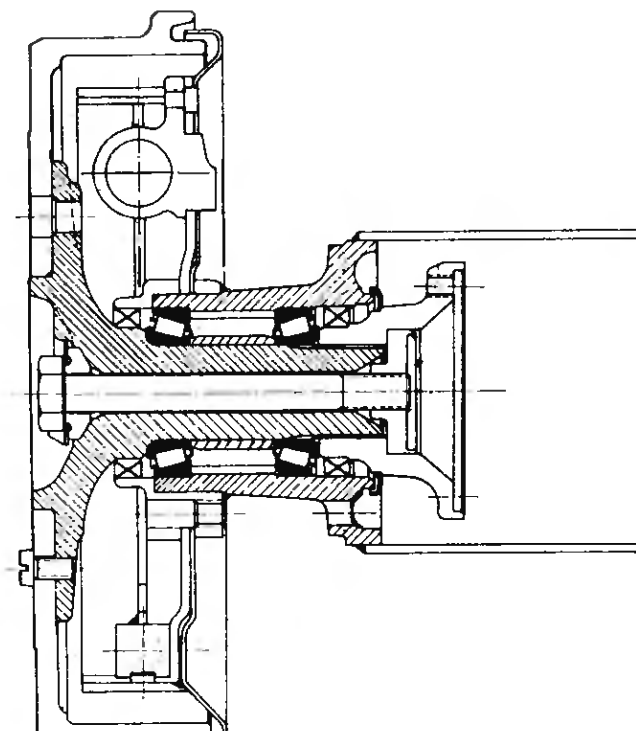


Рис. 1.26. Соединение ступицы с валом колеса в задней подвеске автомобиля «Фольксваген-412»

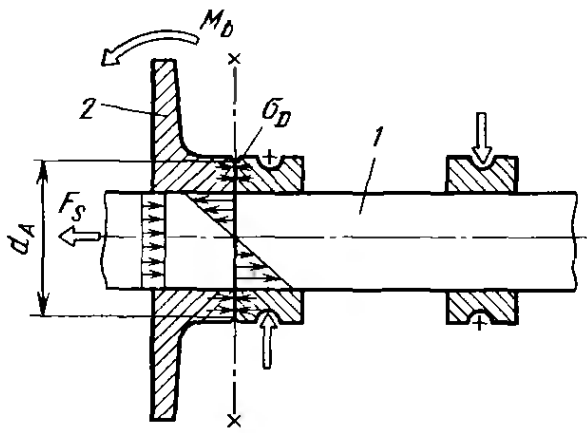


Рис. 1.27. При напрессовывании на вал 1 ступицы 2 в первом возникают напряжения сжатия, снижающие его прочность. Для устранения этого отрицательного эффекта необходимо создать напряжения растяжения, которые приведут к возникновению в нагруженных охватывающих деталях напряжений сжатия, что позволит им воспринимать часть изгибающего момента и благодаря этому разгрузить вал 1

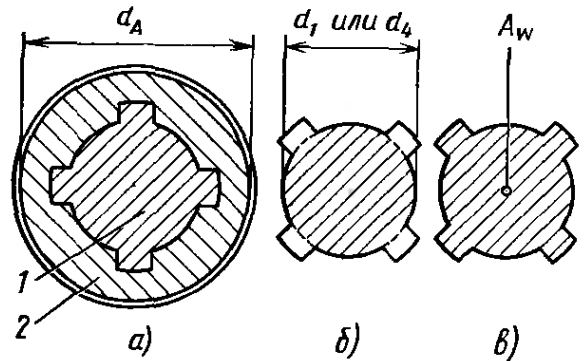


Рис. 1.28. При расчете соединения ступицы с валом для определения напряжений при изгибе (а) следует учитывать как момент сопротивления вала 1, так и момент сопротивления напряженных охватывающих деталей 2. При расчете на кручение (б) учитывается только круговое сечение вала, а при расчете на растяжение (в) — вся площадь A_w

Величина силы F_s , однако ограничена теми напряжениями, которые может выдержать материал, т. е. чем выше F_s , тем больший диаметр должны иметь цапфы вала и тем тяжелей и дороже становятся опоры и корпус. Поэтому усилие затяжки следует ограничивать. Для среднего легкового автомобиля достаточно усилие затяжки 60 кН. В табл. 1.3 приведены предписываемые изготовителями автомобилей моменты затяжки M_s для гаек осей с указанием параметров резьбы, ведущего моста и модели автомобиля.

При использовании самоконтрящихся гаек нет необходимости указывать допуск на момент затяжки, который, однако, необходимо назначать для корончатых гаек, поскольку при затяжке с определенным моментом паз в гайке редко совпадает с отверстием вала под шплинт.

Таблица 1.3

Модель автомобиля	Размеры резьбы, мм	M_s , Н·м	F_s , кН	Ведущий мост	
				передний	задний
БМВ-1602 ... -2002	24×1,5	294	67	—	×
Фиат-127, -128	18×1,5	137	42,7	×	—
Рено-4, -5, -6	16×1,5	118	43,2	×	—
Рено-12, -15, -16, -17	16×1,5	157	57,5	×	—
Симка-1100	20×1,5	108	30,9	×	—
Фольксваген-1303	24×1,5	294	65,2	—	×
Фольксваген-1600	24×1,5	294	70,1	—	×
Фольксваген-К70	27×1,5	392	83,5	×	—

Исходя из M_s можно приблизительно оценить силу сжатия F_s . Однако при этом следует помнить, что часто применяемые увеличенные шестигранные гайки или гайки с буртиком имеют большую площадь, чем стандартные гайки (рис. 1.29) и, следовательно, больший радиус трения. Это, в свою очередь, требует более высокого момента затяжки.

В табл. 1.4 приведены выдержки из справочника по резьбам фирмы «Бауэр унд Шауэрте». В ней даются усилия F_s и моменты M_s затяжки шестигранной гайки нормальной высоты (по ДИН 934) с мелкой метрической резьбой в зависимости от временного сопротивления материала.

Чтобы при небольших размерах иметь возможность путем затяжки гаек создать значительные силы и при этом обеспечить повышенную гарантию того, что соединение не ослабнет, следует при размерах резьбовых соединений свыше М10, на концах валов и в других конструктивных деталях автомобилей использовать мелкие метрические резьбы [3, табл. 4.2/8].

После того, как сила затяжки F_s определена, следует с учетом исполнения и высоты гайки рассчитать момент затяжки M_s . Этот момент с допуском должен быть указан на чертеже.

Материал. Под знаком корня перед напряжением кручения в уравнении (1.3.17) стоит коэффициент отношения напряжений α_A , который учитывает разницу между двумя видами нагружения — изгибом и кручением, т. е. $\alpha_A = \sigma_{\text{доп}}/\tau_{\text{доп}}$.

Принимая, что в обоих случаях b_1, b_2, β_N и ν имеют приблизительно одинаковые значения, можно записать

$$\alpha_A = \sigma_0 \beta_{kt} / \beta_{kb} \tau_0. \quad (1.3.18)$$

В качестве σ_0 и τ_0 следует принять соответствующие видам нагружения и нагрузкам верхние значения напряжений, т. е. взять их величины из табл. 1.1 или для конструкционных и цементуемых сталей из [4, табл. 7/8 ... 7/10]. Если для улучшаемой стали (см. табл. 1.2) определена марка стали, а не уровень прочности, то в общем случае, т. е. при знакопеременном изгибе и знакопостоянном кручении, в числитель можно ввести временное сопротивление σ_b , а в знаменатель предел текучести σ_s :

$$\alpha_A = \sigma_0 \beta_{kt} / (\beta_{kb} \tau_0) = \sigma_{bw} \beta_{kt} / (\beta_{kb} \tau_{isch}) = 0,5 \sigma_b \beta_{kt} / (0,58 \sigma_s \beta_{kb}).$$

Рис. 1.29. В связи с тем, что между наружным диаметром резьбы d и внутренним диаметром ступицы D_i имеется кольцевой зазор, для этого соединения часто используют гайки с увеличенной опорной поверхностью или увеличенными размерами шестигранника, при этом увеличивается радиус трения r_a , что следует учитывать при расчете момента затяжки резьбового соединения M_s

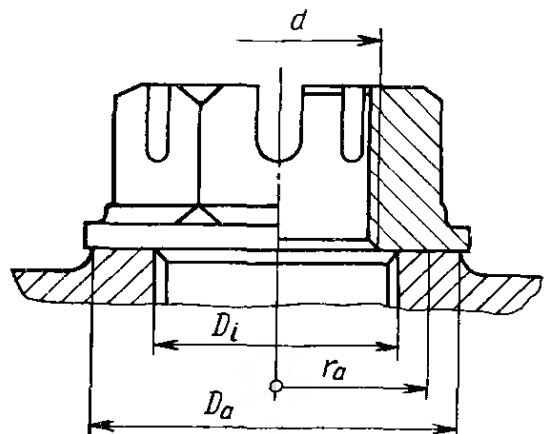


Таблица 1.4

Резьба		Прочностные свойства							
		6,8		8,8		10,9		12,9	
Размеры, мм	Сечение, мм ²	$F_{0,2}$, кН	$M_{0,2}$, Н·м	$F_{0,2}$, кН	$M_{0,2}$, Н·м	$F_{0,2}$, кН	$M_{0,2}$, Н·м	$F_{0,2}$, кН	$M_{0,2}$, Н·м
M 8×1	39,2	15,3	23	18,1	27	25,5	38	30,0	45
M 10×1 M 10×1,25	64,5 61,5	25,5 23,9	47 44	32,0 28,3	59 52	42,5 39,8	78 73	51,5 47,7	95 88
M 12×1,25 M 12×1,5	92,1 88,1	36,5 34,3	80 76	43,3 40,7	95 90	61,0 57,0	135 125	73,0 68,5	160 150
M 14×1,5	125	49,5	125	58,5	150	82,5	210	99,0	250
M 16×1,5	167	66,5	190	79,0	225	111,0	315	133,0	380
M 18×1,5 M 18×2	210 204	87,0 81,0	275 250	103,0 96,0	325 311	145,0 135,0	460 428	174,0 161,0	550 510
M 20×1,5 M 20×2	272 258	110,0 100,8	385 368	130,0 121,0	460 428	183,0 170,0	640 595	220,0 204,0	770 715
M 22×1,5 M 22×2	333 310	136,0 121,0	520 470	161,0 146,0	610 555	226,0 204,0	860 780	271,0 246,0	1050 950
M 24×2	384	154,0	650	183,0	780	257,0	1100	309,0	1300
M 27×2	496	201,0	970	238,0	1150	335,0	1600	402,0	1950
M 30×2	621	253,0	1350	300,0	1600	422,0	2250	506,0	2700

Примечание. В графе прочностных показателей первая цифра, умноженная на 100, означает минимальное временное сопротивление, а вторая, деленная на 10, — отношение предела текучести к временному сопротивлению γ . Например, для стали, обозначенной 10,9: $\sigma_{B \min} = 1000$ МПа и $\sigma_s > 0,9\sigma_{B \min} = 900$ МПа. При усилении предварительной затяжки F_0 в сечении резьбы получаем напряжения, равные 70 % предела текучести.

В этих случаях следует использовать (оцениваемый приблизительно) коэффициент отношения предела текучести к временному сопротивлению

$$\gamma = \sigma_s / \sigma_w \quad (1.3.19)$$

чтобы после определения обоих коэффициентов концентрации напряжений β_{Ab} и β_{At} иметь возможность рассчитать

$$\alpha_A = 0,5\beta_{At} / (0,58\gamma\beta_{Ab}).$$

Если для обоих видов нагружения характер нагрузки идентичен (например, знакопеременный) или в случае применения стали с высоким пределом текучести ($\gamma \geq 0,86$), то и при неодинаковой нагрузке в числителе и знаменателе используют σ_w , упрощая уравнение для знакопеременного изгиба и кручения:

$$\alpha_A = \sigma_{Dw}\beta_{At} / (\beta_{Ab}\tau_{Dw}) = 0,5\sigma_w\beta_{At} / (0,29\sigma_w\beta_{Ab}).$$

Деление 0,5 на 0,29 дает приблизительное значение 1,73, которое входит вместе с отношением напряжения $\alpha_0 = \sigma_{доп} / (1,73\tau_{доп})$ в выражение для наибольшей работы по формоизменению

$$\sigma_0 = \sqrt{\sigma_b^2 + 3(\alpha_0\tau_t)^2}.$$

Однако $1,73^2$ дает 3, т. е. то число, которое стоит перед α_0 . Оба коэффициента можно вынести из-под знака корня, и выражение для σ_0 приобретает тот вид, который был приведен выше:

$$3\alpha_0^2 = 3[\sigma_{доп} / (1,73\tau_{доп})^2] = \alpha_A^2.$$

Размеры всех деталей с допусками необходимы для того, чтобы иметь возможность определить как моменты сопротивления W_b и W_t , так и площадь поперечного сечения цапфы A_w при минимальных размерах, т. е. с учетом допустимых отрицательных отклонений. Диаметр входит в формулы для расчета W_b и W_t в третьей степени, т. е. здесь допуски оказывают очень большое влияние.

При расчете моментов сопротивления изгибу, как уже было сказано выше, следует исходить из диаметра внешней детали d_A (см. рис. 1.27, 1.28):

$$W_b = 0,098d_A^3.$$

При расчете валов на кручение следует учитывать только внутренний диаметр d_1 (см. рис. 1.28) в тех случаях, когда речь идет о шлицевых валах, изготовленных в соответствии со стандартами ДИН 5462—5464 [3, табл. 2.5/56], или диаметр d_1 , если речь идет о шлицевых валах с эвольвентами шлицами по ДИН 5480 [3, табл. 2.5/28]. Напряжения кручения в шлицах практически отсутствуют [точно так же, как на заделанных концах торсионов (см. рис. 2.104)].

Точные размеры диаметров d_1 или d_4 , а также допуски следует взять в соответствии с нормами. При этом может быть выбрана самая грубая из посадок с возможным отклонением $-0,48$ мм [3, табл. 2.5/56] и таблицы посадок на стр. 137). Теперь выражение для момента сопротивления примет вид

$$W_t = 0,196d_1^3 \min$$

При расчете напряжений растяжения следует учитывать полную площадь поперечного сечения A_w , включая зубья или шлицы (см. рис. 1.28) с учетом допустимых отрицательных отклонений размеров

$$\sigma_z = F_s/A_w$$

Далее следует найти точные размеры вала, которые необходимы как для определения величин β_{kb} и β_{kt} , так и для установления допускаемых напряжений $\sigma_{b \text{ доп } D}$ [см. уравнение (1.3.2)].

Для расчета цапфы вала на сопротивление усталости следует учесть крутящие моменты, которые создаются при движении по дороге и вызываются двигателем, т. е. момент M_{bo} для напряжений изгиба в соответствии с уравнением (1.1.6) и момент M_t для напряжений кручения [см. уравнение (1.2.5)]. На рис. 1.30 приведена обобщающая схема расчета с соответствующими значениями показателей для автомобиля с четырехступенчатой коробкой передач и ножным включением сцепления. При наличии автоматической коробки передач в случае, когда в автомобиле при трогании с места используется гидротрансформатор, следует применять уравнение (1.2.7).

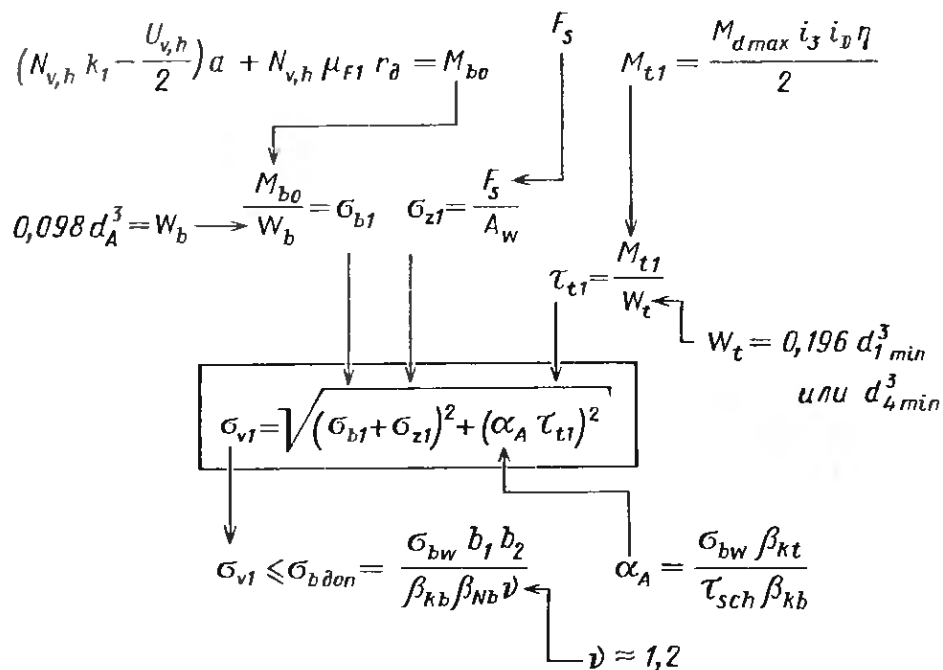


Рис. 1.30. Схема расчета на выносливость при одновременном действии нескольких видов нагружения:

F_s — сила, задаваемая в начале расчета

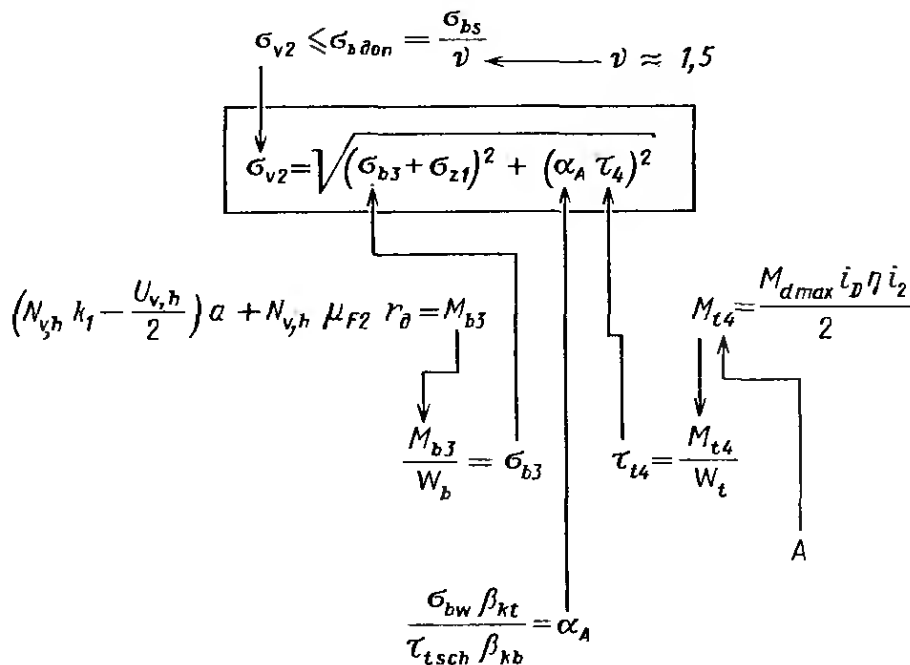


Рис. 1.31. Схема расчета на кратковременную прочность при одновременном действии нескольких видов нагружения. Схему следует применять для вычисления напряжений в валах ступицы при движении по дороге с выбоинами: А — для коробки передач с ручным переключением; при автоматических коробках в числитель добавить $\eta_{св}$

После расчета эквивалентных напряжений σ_{v1} при усталостном нагружении следует убедиться в том, что полученное значение не превышает допустимых величин, т. е. $\sigma_{v1} \leq \sigma_{b\text{ доп } D}$.

В уравнении, из которого определяется $\sigma_{b\text{ доп } D}$, следует использовать σ_{bw} и β_{kb} , которые уже встречались при определении α_A . При проведении необходимого заключительного поверочного расчета на статическую прочность следует рассмотреть различные условия и во всех случаях убедиться, что расчетные эквивалентные напряжения $\sigma_{v2,3}$ не превышают предела текучести при изгибе, т. е. $\sigma_{v2,3} \leq \sigma_{b\text{ доп } 2} = \sigma_{bs}/\nu$.

Наибольшим нагрузкам вал подвергается при разгоне полностью загруженного автомобиля на разбитой дороге на второй передаче (случай 3). Схема расчета приведена на рис. 1.31. Изгибающий момент M_{b3} рассчитывается в этом случае в соответствии с уравнением (1.1.9), а крутящий момент при использовании неавтоматических коробок передач следует определять по формуле

$$M_{t4} = 0,5 M_{d\text{ max}} i_2 i_D \eta. \quad (1.3.20)$$

Если автомобиль оборудован автоматической коробкой передач, то вместо M_{t4} следует использовать M_{t1} и соответственно уравнение (1.2.7). Эквивалентные напряжения при преодолении железнодорожного переезда (случай 2), как правило, меньше. Проезд осуществляется на третьей или четвертой передаче, и поэтому напряжения кручения ниже.

Вторая проверка осуществляется для условий, соответствующих троганию с места автомобиля с прицепом. В этом случае

Известны из расчета на выносливость (см. рис. 1.30): σ_{z1} ; α_A ; W_b ; W_t ; N_v ; k_1 ; $\frac{U_v}{2}$; a ; b

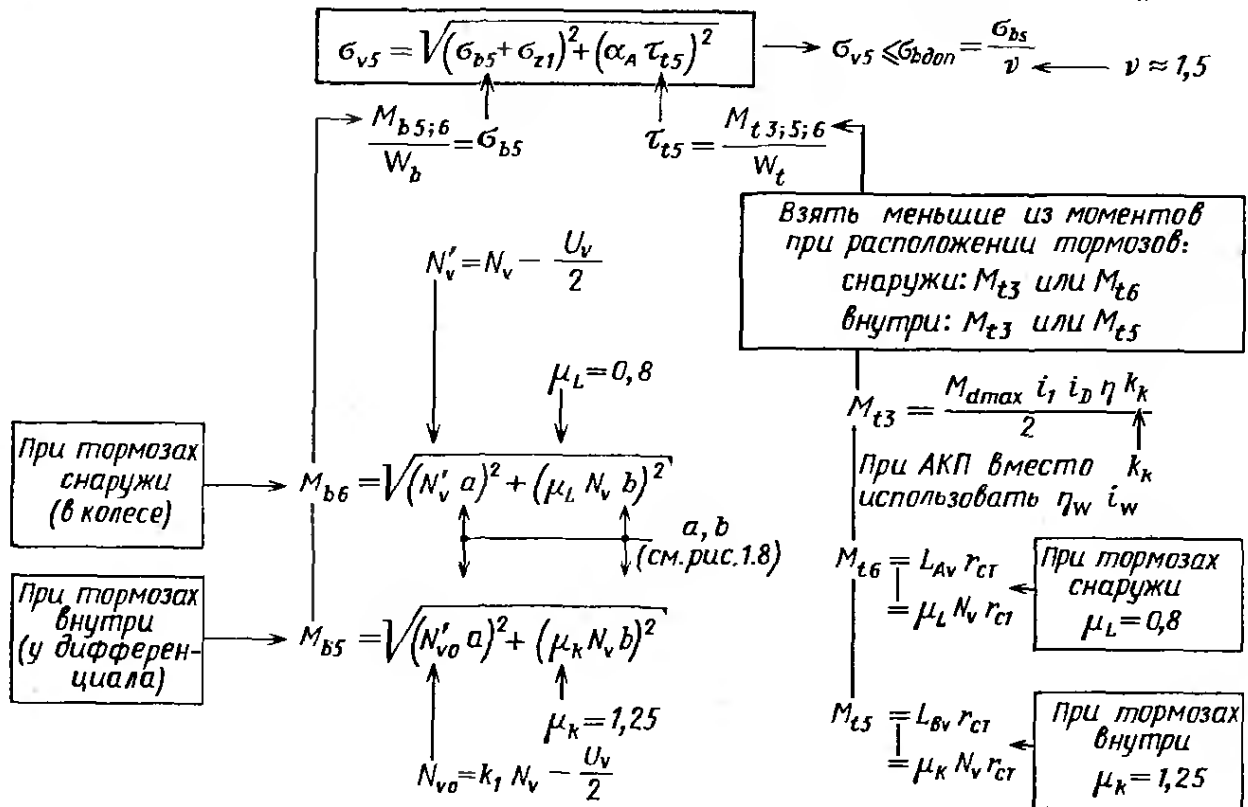


Рис. 1.32. Схема расчета максимальных эквивалентных напряжений, которые возникают в валах ступицы переднеприводного автомобиля при трогании с места и торможении. Следует учитывать, расположение тормозных механизмов у колес или у дифференциала:

АКП — автоматическая коробка передач

для переднеприводных автомобилей следует учесть статическую нагрузку N'_v на колесо, силу тяги L_{A6} и суммарный изгибающий момент M_{b6} , создаваемый различными силами (см. рис. 1.8 и 1.32):

$$M_{b6} = \sqrt{(N'_v a)^2 + (L_{A6} b)^2}. \quad (1.3.21)$$

Сила тяги $L_{A6} = \mu_L N'_v$. При трогании с места вряд ли можно получить коэффициент сцепления больше, чем $\mu_L = 0,8$. Для расчета момента кручения могут быть использованы уравнения (1.2.6) или (1.2.8) (при автоматической коробке передач). Однако при этом с учетом статического радиуса r_{ct} шины возникает, как правило, большая продольная сила L_M , которая не может быть передана по условиям сцепления колес с дорогой и колеса пробуксовывают. Поэтому следует оговорить два условия:

$$M_{t6} = L_{A6} r_{ct} = 0,8 N'_v r_{ct}; \quad (1.3.22)$$

$$M_{t3} = 0,5 M_{dmax} i_1 i_D \eta k_K$$

и затем использовать при расчете меньший из моментов. При использовании автоматической коробки передач вновь следует использовать уравнение (1.2.8). Если тормоза расположены внутри (у главной передачи), то в процессе торможения как за счет повышения нагрузки на колеса, так и за счет более высокого коэффи-

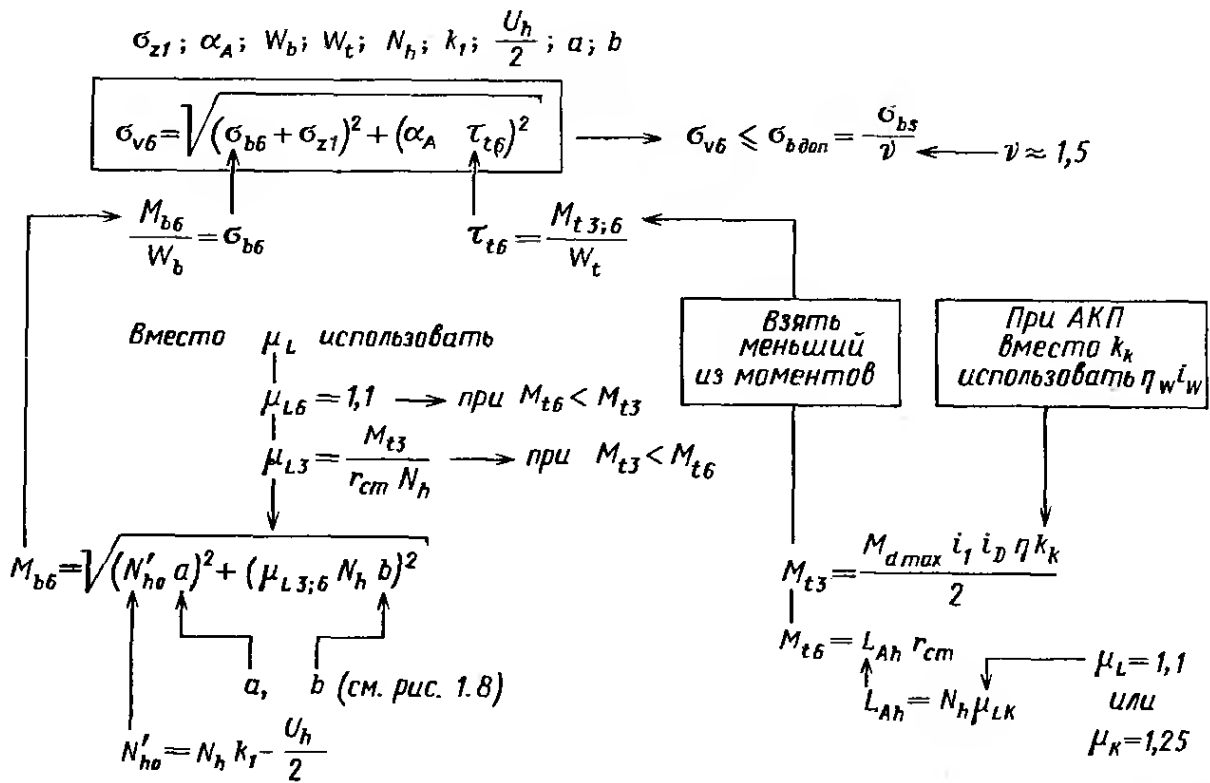


Рис. 1.33. Схема определения максимальных эквивалентных напряжений, возникающих при трогании с места в валах ступиц автомобиля с задними ведущими колесами

коэффициента сцепления $\mu_K = 1,25$ при катящемся колесе его приводной вал оказывается нагруженным более высоким изгибающим моментом, который можно вычислить по следующей формуле:

$$M_{b5} = \sqrt{(N'_{vo} a)^2 + (\mu_K N_v b)^2}, \quad (1.3.23)$$

где $N'_{vo} = k_1 N_v - U_v/2$. В этом случае отпадает необходимость в проверке напряжений, возникающих при трогании с места.

Для автомобилей с задними ведущими колесами следует лишь провести расчет статической прочности на основе силы тяги $L_{Ah} = \mu_L N_h$, учитывая, что при торможении нагрузка на заднюю ось уменьшается, а тормозной механизм, за редким исключением, расположен в колесе.

Для определения изгибающих моментов, нагружающих приводные валы колес (наружные части шарнирных полуосей), следовало бы применить несколько измененное уравнение (1.3.23). В этом случае $\mu = 1,1$ (рис. 1.33). Если на автомобиль установлены шины серии 70, то при разгоне на первой передаче возможна передача больших сил. В этом случае рекомендуется применять коэффициент $\mu = 1,25$ вместо $\mu = 1,1$:

$$M_{b5} = \sqrt{(N'_{ho} a)^2 + (\mu_{L, K} N_h b)^2}. \quad (1.3.24)$$

Напряжения кручения вновь рассчитывают по меньшему из двух крутящих моментов M_{t3} и M_{t6} . Последний рассчитывают по формуле

$$M_{t6} = L_{Ah} N'_{ст} = 1,1 N_h N'_{ст}.$$

1.3.6. Расчет цапфы

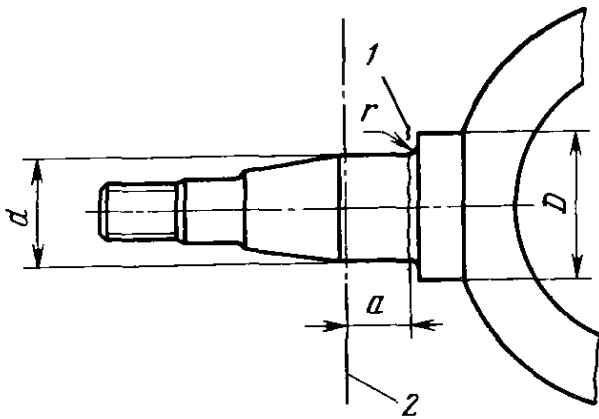


Рис. 1.34. Поворотная цапфа переднего колеса автомобиля «Фольксваген-1600»:

1 — сечение излома; 2 — плоскость симметрии шины

Размеры цапфы (рис. 1.34): $N_v = 2900$ Н, $r_d = 309$ мм, $D = 40$ мм, $d = 29$ мм, $a = 18,5$ мм, $r = 2,5$ мм

В качестве примера проведем расчет цапфы переднего колеса автомобиля модели «Фольксваген-1600». Исходные данные следующие:

Допустимая нагрузка на переднюю ось $G_v = 5,8$ кН
 Вес оси $U_v = 600$ Н
 Вес колеса $U_R \approx 180$ Н
 Шины 6.00-15L/6PR
 Давление в шинах $p_1 = 0,13$ МПа
 Динамический радиус шины $r_d = 309$ мм

1.3.6.1. Определение коэффициентов. Поскольку отсутствуют результаты замеров, жесткость шины следует рассчитать, как описано в книге [21, п. 2.5]. Параметры шины для этого расчета следует взять из справочника.

Эти параметры следующие: $D = 650$ мм; $r_{ст} = 304$ мм; $N_R = 3900$ Н; $p_R = 0,17$ МПа.

Для переднего колеса: $N_v = G_v/2 = 2900$ Н; $p_{1v} = 0,13$ МПа;
 $f_3 = (D/2) - r_{ст} = (650/2) - 304 = 21$ мм; $c_R = N_R/f_3 = 3900/21 = 186$ Н/мм = 1860 Н/см;
 $c_{1v} = (p_{1v}/p_R) c_R = (0,13/0,17) 1860 = 1420$ Н/см = 142 Н/мм.

Коэффициенты динамичности могут быть определены по кривой, приведенной на рис. 1.2, как функция

$$c_{1v}/N_v = 1420/2900 = 0,49 \text{ см}^{-1}.$$

И, соответственно, $k_1 = 1,5$ и $k_2 = 2,5$.

Коэффициенты боковых сил приведены на рис. 1.4 и определяются в зависимости от нагрузки на колесо N_v :

для расчета на сопротивление усталости $\mu_{F1} = 0,35$;

для расчета на статическую прочность $\mu_{F2} = 0,86$.

1.3.6.2. Расчет предела выносливости.

Определение сил в пятне контакта колеса с дорогой. При определении N_{vo} и N' следует учитывать вес колеса $U_R = 180$ Н.

Верхнее значение вертикальной силы

$$N_{vo} = k_1 N_v - U_R = 1,5 \cdot 2900 - 180 = 4170 \text{ Н.}$$

Нижнее значение вертикальной силы

$$N'_v = N_v - U_R = 2900 - 180 = 2720 \text{ Н.}$$

Поперечная сила

$$S_{1v} = \mu_{F1} N_{\sigma} = 0,35 \cdot 2900 = 1015 \text{ Н.}$$

Определение изгибающего момента. | Верхнее значение момента

$$M_{bo} = N'_{\sigma} a + S_{1v} r_{\text{д}} = 417 \cdot 1,85 + 1015 \cdot 30,9 = 391 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

Нижнее значение момента

$$M_{bu} = N' a - S_{1v} r_{\text{д}} = 272 \cdot 1,85 - 101,5 \cdot 30,9 = -263 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

Нижнее значение момента получилось отрицательным, что означает знакопеременное нагружение.

Расчет действующих напряжений изгиба. С учетом того, что диаметр цапфы $d = 2,9$ см, момент сопротивления $W_b = 2,39 \text{ см}^3$, верхнее значение напряжений

$$\sigma_{bo} = M_{bo}/W_b = 391/2,39 = 16350 \text{ Н/см}^2 = 163,5 \text{ МПа,}$$

а нижнее

$$\sigma_{bu} = M_{bu}/W_b = 263/2,39 = -11020 \text{ Н/см}^2 = -110,2 \text{ МПа.}$$

С учетом этих величин возникающие в детали знакопеременные напряжения составляют

$$\sigma_{bw\phi} = 0,58\sigma_{bo} - 0,42\sigma_{bu} = 0,58 \cdot 1635 - 0,42(-1102) = 141,3 \text{ МПа.}$$

Определение допускаемых напряжений:

$$\sigma_{вд} = \sigma_{bw} b_1 b_2 / (\beta_{Nb} \beta_{kv}),$$

при этом $\sigma_{bw} \approx 0,5\sigma_B$ (см. табл. 1.1), $b_1 = 0,87$ (см. рис. 1.13), $b_2 = 0,9$ (см. рис. 1.14) получены при глубине микронеровностей $Rt = 8$ мкм и $\sigma_{B \text{ min}} = 1000$ МПа; $\beta_{Nb} = 1$, поскольку внутреннее кольцо подшипника не оказывает сжимающего действия.

Коэффициент концентрации напряжений $\beta_{kb} = \alpha_{kb} f_w$ рассчитываем как функцию приведенных на рис. 1.34 размеров и принятого минимального временного сопротивления $\sigma_{B \text{ min}} = 1000$ МПа.

При $t = (D - d)/2 = (40 - 29)/2 = 5,5$ мм и считываемых параметрах $d/D = 29/40 = 0,725$ и $r/t = 2,5/5,5 = 0,455$ по рис. 1.22 получаем $\alpha_{kb} = 2$.

Коэффициент материала f_w следует выбирать по рис. 1.15 как функцию приведенного на рис. 1.17 относительного уменьшения напряжений κ , вводя размеры в мм:

$$\kappa = (2/d) + (2/r) = (2/29) + (2/2,5) = 0,869.$$

Отсюда $f_w = 0,96$ и $\beta_{kb} = \alpha_{kb} f_w = 2 \cdot 0,96 = 1,92$.

При запасе прочности $\nu = 1,2$ допустимые напряжения

$$\sigma_{бд} = 0,5\sigma_B \cdot 0,87 \cdot 0,9 / (1 \cdot 1,92 \cdot 1,2) = 0,17\sigma_B.$$

Используя условие $\sigma_{b\omega\phi} \leq \sigma_{b\text{ доп}}$, можно рассчитать минимальные напряжения, которые может выдерживать материал, и на основе этого выбрать улучшаемую сталь:

$$\sigma_{b\text{ min}} = \sigma_{b\omega\phi}/0,17 = 1413/0,17 = 832,5 \text{ МПа.}$$

В соответствии с табл. 1.2 в группе прочности III имеется как более дешевая сталь марки С45V, так и более дорогая хромистая сталь 34Cr4V с временным сопротивлением $\sigma_b = 900 \dots 1050 \text{ МПа}$.

Как показали исследования материала концерн «Фольксваген» применил хромистую сталь 34Cr4V, обладающую следующими свойствами: $\sigma_b = 950 \dots 1100 \text{ МПа}$, $\sigma_s \geq 700 \text{ МПа}$ и $\delta_b \geq 11 \%$.

Применив сталь с более высоким временным сопротивлением, после улучшения получаем больший запас прочности.

Используя $\nu = 1,2$, получаем $\sigma_{b\text{ min}} = 832,5 \text{ МПа}$. С учетом фактически имеющейся прочности $\sigma_{b\text{ min}} = 950 \text{ МПа}$ получаем

$$\nu_1 = 1,2 \cdot 950/832,5 = 1,37.$$

1.3.6.3. Статическая прочность. Наибольший изгибающий момент при движении через железнодорожный переезд

$$\begin{aligned} M_{b2} &= (k_2 N_v - U_R) a - \mu_{F1} N \sigma_d = \\ &= (2,5 \cdot 2900 - 180) 1,85 + 0,35 \cdot 2900 \cdot 30,9 = \\ &= 44\,480 \text{ Н}\cdot\text{см} = 444,8 \text{ Н}\cdot\text{м}. \end{aligned}$$

Наибольший момент при движении по разбитой дороге

$$\begin{aligned} M_{b3} &= (k_1 N_v - U_R) a + \mu_{F2} N \sigma_d = \\ &= (1,5 \cdot 2900 - 180) 1,85 + 0,86 \cdot 2900 \cdot 30,9 = 840,2 \text{ Н}\cdot\text{м}. \end{aligned}$$

Поскольку $M_{b3} > M_{b2}$, расчет далее ведем по M_{b3} .

Определение запаса прочности:

$$\sigma_{b\omega\phi} \leq \sigma_{b\text{ доп}}; \quad \frac{M_{b3}}{W_b} \leq \frac{\sigma_{b3}}{\nu} = \frac{1,2\sigma_s}{\nu};$$

$$\nu = \frac{1,2\sigma_s W_b}{M_{b3}} = \frac{1,2 \cdot 7000 \cdot 2,39}{8402} = 2,4.$$

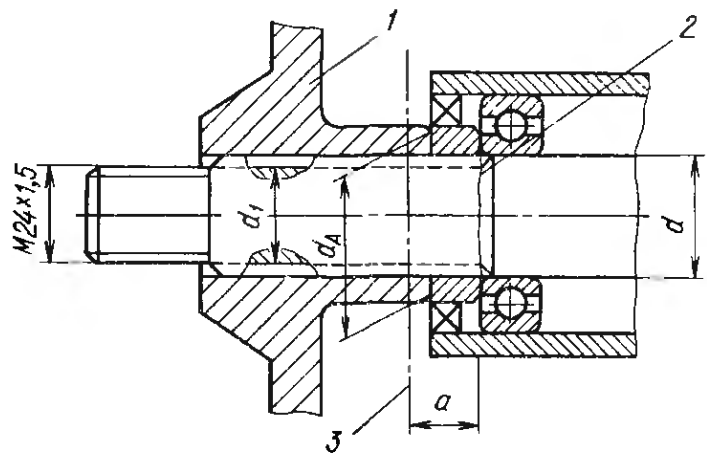
Запас прочности значительно превышает необходимую для обеспечения статической прочности величину $\nu = 1,5$ и был бы достаточным даже при использовании стали С45V. Эта сталь, улучшенная до $\sigma_b = 900 \text{ МПа}$, будет иметь предел текучести $\sigma_s \geq 580 \text{ МПа}$, что соответствует $\nu = 2$.

1.3.7. Расчет вала ступицы

В качестве примера будет рассмотрен вал ступицы диагонально-рычажной подвески автомобиля модели «Фольксваген-1600» (см. [21, рис. 3.10/11]) с учетом допустимой для варианта 2 гру-

Рис. 1.35. Схема соединения вала и ступицы для задней диагонально-рычажной подвески автомобиля «Фольксваген-1600»:

1 — тормозной барабан; 2 — сеченные изломы; 3 — ось симметрии шины; $d = 30$ мм; $a = 17$ мм; $d_A = 43$ мм; $d_1 = 25$ мм



зоподъемности 5400 Н. Автомобиль имеет следующие технические характеристики:

Допускаемая нагрузка на заднюю ось $G_R = 10300$ Н

Вес оси $U_R \approx 650$ Н

Вес колеса $U_R \approx 180$ Н

Характеристики шин (см. п. 1.3.6): давление в шинах $p_{1h} = 0,25$ МПа

Максимальный крутящий момент двигателя $M_{d \max} = 112$ Н·м

Передаточные числа коробки передач 3,8; 2,06; 1,26; 0,89

Передаточное число главной передачи $i_D = 4,125$

КПД $\eta = 0,88$

Размеры соединения вала со ступицей (рис. 1.35): $d = 30$ мм, $a = 17$ мм, $d_A = 43$ мм, $d_1 = 25$ мм.

1.3.7.1. Определение коэффициентов. Для определения вертикальной жесткости шины используем рассчитанную выше жесткость $c_R = 1860$ Н/мм:

$$c_{1h} = p_{1h} c_R / P_R = 2,5 \cdot 186 / 1,7 = 274 \text{ Н/мм}$$

и при $N_h = G_R / 2 = 5150$ Н $c_{1h} / N_h = 0,532 \text{ см}^{-1}$.

Определенные по рис. 1.2 коэффициенты динамичности для шины $k_1 = 1,52$ и $k_2 = 2,54$.

Коэффициенты боковых сил определяем как функцию N_h по рис. 1.4: $\mu_{F1} = 0,32$ и $\mu_{F2} = 0,82$.

1.3.7.2. Расчет на сопротивление усталости

Напряжения растяжения. Фирма «Фольксваген» рекомендует момент затяжки $M_a = 300$ Н·м для шестигранных гаек вала ступицы. Учитывая размеры для гайки, приведенной на рис. 1.29 (резьба $M24 \times 1,5$, средний радиус резьбы $r_2 = 11,5$ мм, радиус трения при затяжке гайки $r_a = 16,8$ мм и $\mu = 0,14$), можно рассчитать возникающую в валу ступицы силу растяжения

$$F_s = M_a / [r^2 \operatorname{tg}(\rho + \alpha) + \mu r_a],$$

где $\operatorname{tg} \rho = \mu = 0,14$ и $\operatorname{tg} \alpha = \text{Шаг резьбы} / (2\pi r^2) = 0,0208$, $\rho = 8^\circ$, $\alpha = 1^\circ 12'$ и, следовательно, при $\operatorname{tg}(8^\circ + 1^\circ / 2') = 0,1614$ $F_s = 30\,000 / (1,15 \cdot 0,1614 + 0,14 \cdot 1,68) = 71,4$ кН.

Профиль, выбранный концерном «Фольксваген» для передачи крутящего момента, имеет площадь поперечного сечения $6,3 \text{ см}^2$ и, следовательно, статические напряжения растяжения

$$\sigma_{z1} = F_z/A_w = 71\,400/630 = 113,5 \text{ МПа.}$$

Напряжения изгиба. Момент, подвергающий вал циклическим изгибающим напряжениям,

$$\begin{aligned} M_{b0} &= (k_1 N_A - U_R) a + \mu_{F1} N_M d = \\ &= (1,52 \cdot 5150 - 180) 1,7 + 0,32 \cdot 5150 \cdot 30,9 = 637,5 \text{ Н}\cdot\text{м.} \end{aligned}$$

Момент сопротивления

$$W_b = 0,098 d_A^3 = 0,098 \cdot 4,3^3 = 7,8 \text{ см}^3,$$

откуда

$$\sigma_{b1} = M_{b0}/W_b = 637,5/7,8 = 81,70 \text{ МПа.}$$

Напряжения изгиба меньше, чем длительно действующие напряжения растяжения.

Напряжения кручения. Крутящий момент на третьей передаче

$$M_{t1} = M_{d \max} i_3 i_D \eta / 2 = 112,0 \cdot 1,26 \cdot 4,125 \cdot 0,88 / 2 = 256,0 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

и при $W_t = 0,196 \cdot d_1^3 = 0,196 \cdot 2,5^3 = 3,06 \text{ см}^3$ напряжение кручения

$$\tau_{t1} = M_{t1}/W_t = 256,0/3,06 = 83,7 \text{ МПа.}$$

Условие приведения. Применяемый сорт стали и ее прочностные свойства неизвестны. Необходимое для определения α_A относительное значение предела текучести принимается $\sigma_s \approx 0,8 \sigma_B$.

Коэффициенты концентрации напряжений были определены в п. 1.3.1;

$$\beta_{hb} = 1,7 \text{ и } \beta_{ht} = 1,6;$$

$$\begin{aligned} \alpha_A &= \sigma_{bw} \beta_{ht} / (\tau_{tsch} \beta_{hb}) = 0,5 \sigma_B \beta_{ht} / (0,58 \sigma_s \beta_{hb}) = \\ &= 0,5 \sigma_B \cdot 1,6 / (0,58 \cdot 0,8 \sigma_B \cdot 1,7) \approx 1. \end{aligned}$$

Эквивалентные напряжения

$$\begin{aligned} \sigma_{b1} &= \sqrt{(\sigma_{b1} + \sigma_{z1})^2 + (\alpha_A \tau_{t1})^2} = \\ &= \sqrt{(8,17 + 11,35)^2 + (1 \cdot 8,37)^2} = 2120 \text{ МПа.} \end{aligned}$$

Допускаемые напряжения и определение минимального временного сопротивления:

$$\sigma_{b \text{ доп}} = \sigma_{bw} b_1 b_2 / (\beta_{Nb} \beta_{kb} v) \geq \sigma_{b1}.$$

Чтобы по рис. 1.13 определить b_2 , принимаем $\sigma_{B \min} = 1000 \text{ МПа}$, глубина микронеровностей $Rt \approx 10 \text{ мк}$. Тогда $b_2 = 0,88$ и $b_1 = 0,9$ (см. рис. 1.14).

Учитывая известные значения $\beta_{hb} = 1,7$, $\sigma_{b\omega} \approx 0,5\sigma_b$ и приняв $\nu = 1,2$, получим минимальное временное сопротивление

$$\sigma_b \geq \sigma_{\sigma 1} \beta_{hb} \nu / (0,5b_1b_2) = 21,2 \cdot 1,7 \cdot 1,2 / (0,5 \cdot 0,9 \cdot 0,88) \geq 1090 \text{ МПа.}$$

1.3.7.3. Выбор материала. В соответствии с табл. 1.2 наиболее подходящим материалом была бы улучшаемая сталь 34Cr4V из группы прочности V, имеющая $\sigma_b = 1100 \dots 1300$ МПа. Однако более предпочтительным вариантом является упрочнение поверхности с целью повысить предельные напряжения, которые может выдержать поверхностный слой при сохранении относительно низкой прочности сердцевины. Принимая во внимание действующие в этих случаях условия $\sigma_{b\omega} \approx 0,6\sigma_b$, получаем значение минимального временного сопротивления $\sigma_{b \text{ min}} = 910$ МПа. В этом случае может быть использована сталь 41Cr4V, подвергаемая высокочастотной закалке. На чертеже в этом случае должно быть указано [4, п. 7.3.5 и рис. 8.3.2]:

$$41\text{Cr}4\text{V}; \quad \sigma_b = 950 \dots 1100 \text{ МПа};$$

$$E_{Ht} = 3 \dots 4;$$

$$HRC 50^{+5},$$

т. е. глубина закаленного слоя равна 3 ... 4 мм, а твердость поверхностного слоя составляет $HRC 50 \dots 55$. Необходимый для проверки статической прочности (временного сопротивления) предел текучести при растяжении $\sigma_s \geq 700$ МПа, а минимальное относительное удлинение $\delta_5 = 11\%$.

1.3.7.4. Проверка на статическую прочность

Движение по разбитой дороге. В соответствии с рис. 1.31 боковая сила $S_2 = \mu_{F2} N_h$, а при M_{t4} и передаточном числе второй передачи i_2

$$\begin{aligned} M_{b3} &= (N_h k_1 - U_R) a + \mu_{F2} N_h r_d = \\ &= (1,52 \cdot 515 - 18) 1,7 + 0,82 \cdot 515 \cdot 30,9 = 1435,0 \text{ Н}\cdot\text{м.} \end{aligned}$$

В этом случае напряжение изгиба

$$\sigma_{b3} = M_{b3} / W_h = 1435,0 / 7,8 = 184,0 \text{ МПа,}$$

а напряжение кручения

$$\tau_{t4} = M_{t4} / W_t = 418,0 / 3,06 = 136,5 \text{ МПа.}$$

Используя значения $\sigma_{z1} = 113,5$ МПа и $\alpha_A = 1$, полученные при расчете на сопротивление усталости, получаем эквивалентные напряжения в МПа

$$\begin{aligned} \sigma_{\sigma 3} &= \sqrt{(\sigma_{b3} + \sigma_{z1})^2 + (\alpha_A \tau_{t4})^2} = \\ &= \sqrt{(18 + 11,35)^2 + (1 \cdot 13,7)^2} = 328 \text{ МПа.} \end{aligned}$$

Значения предела текучести при изгибе, которые следовало бы использовать при определении допустимых напряжений без поверхностной закалки, $\sigma_{bs} \approx 1,2\sigma_s$, а с закалкой $\sigma_{bs} = 1,2 \cdot 1,5\sigma_s$. Допустимые кратковременные перегрузки при глубокой поверхностной закалке могут быть увеличены на 50 %. Вводя $\sigma_{сз} \leq \leq \sigma_{доп з}$ и при $\sigma_{доп з} = \sigma_{bs}/v$, можно рассчитать запас прочности

$$v = \sigma_{bs}/\sigma_{сз} = 1,5 \cdot 1,2 \cdot 70/32,8 \approx 3,8,$$

т. е. запас прочности значительно превышает минимально допустимое значение $v = 1,5$.

Трогание с места. В системе привода отсутствуют упругие элементы, поэтому следует учитывать коэффициент динамичности за счет жесткости включения привода $k_K = 2$. В соответствии с процедурой расчета, приведенной на рис. 1.33, проводится сравнение моментов M_{13} (создаваемого двигателем) и M_{16} (максимально допускаемого сцепными свойствами) с тем, чтобы вести далее расчет по меньшему из них:

$$M_{13} = M_{d \max} i_1 i_D \eta k_K / 2 = 1120 \cdot 3,8 \cdot 4,125 \cdot 0,88 \cdot 2 / 2 = 1545 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M_{16} = \mu_L N_{\text{ст}} r_{\text{ст}} = 1,1 \cdot 515 \cdot 30,4 = 1725 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Поскольку трогание осуществляется из состояния покоя, в уравнение следует ввести статический радиус шины, который на 5 мм меньше динамического радиуса, равного 309 мм.

Напряжения кручения, определяемые с использованием M_{13} ,

$$\tau_{16} = M_{13}/W_t = 1545/3,06 = 505 \text{ МПа}.$$

Изгибающий момент получают, используя верхнее значение вертикальной силы, в данном случае с учетом коэффициента сцепления колес с дорогой в продольном направлении при меньшем моменте

$$\mu_{L3} = M_{13}/(r_{\text{ст}} N_h) = 1545/(30,4 \cdot 515) = 0,99;$$

$$M_{b6} = \sqrt{(N_{ho} a)^2 + (\mu_{L3} N_{\text{ст}} b)^2}.$$

Развал колес $\gamma_0 = 0^\circ$, поэтому отрезки a и b равны (см. рис. 1.8) и в результате уравнение упрощается:

$$\begin{aligned} M_{b6} &= a \sqrt{(k_1 N_h - U_R)^2 + (\mu_{L3} N_h)^2} = \\ &= 1,7 \sqrt{756^2 + 510^2} = 155,0 \text{ Н}\cdot\text{м}, \end{aligned}$$

откуда напряжения изгиба

$$\sigma_{b6} = M_{b6}/W_b = 155,0/7,8 = 19,9 \text{ МПа}.$$

При расчете эквивалентных напряжений $\sigma_{\text{эб}}$ (в кгс/мм²) вновь используют значения σ_{z1} и α_A , полученные при первом расчете:

$$\begin{aligned}\sigma_{\text{эб}} &= \sqrt{(\sigma_{b6} + \sigma_{z1})^2 + (\alpha_A \tau_{16})^2} = \\ &= \sqrt{(1,99 + 11,35)^2 + (1 \cdot 50,50)^2} = 52,2 \text{ МПа}\end{aligned}$$

и, следовательно, $\nu = 1,5 \cdot 1,2 \cdot 70 / 52,2 = 2,4$.

Запас прочности и в этом случае превышает минимально допустимое значение $\nu = 1,5$.

1.3.8. Расчет полуоси

Выше был описан расчет вала ступицы автомобиля модели «Фольксваген-1600», а ниже будет показан выбор размеров полуоси.

Известны значения необходимых для этого моментов: длительно действующий $M_{t1} = 256$ Н·м, максимальный $M_{t3} = 1545$ Н·м.

1.3.8.1. Выбор материала. При расчете вала полуоси целесообразно вначале выбрать материал, поскольку предел текучести определяет диаметр вала. Может рассматриваться только улучшаемая сталь с хорошим по возможности отношением предела текучести к временному сопротивлению γ . Поломка вала вряд ли может привести к аварии, поэтому имеется возможность без учета степени относительного улучшения предусмотреть высокое временное сопротивление. По табл. 1.2 выбираем сталь 41Cr4V в группе прочности V со следующими свойствами:

$$\sigma_B = 1100 \dots 1300 \text{ МПа}, \quad \sigma_s \geq 900 \text{ МПа}, \quad \delta_s \geq 10\%,$$

$$\nu = \sigma_s / \sigma_B = 900 / 1100,$$

$$\gamma = 0,82.$$

1.3.8.2. Расчет диаметра вала. В соответствии с п. 1.3.3 уравнение с $\tau_{tF} = 0,58\sigma_s$

$$\begin{aligned}d_{\min} &= \sqrt[3]{M_{t3} \cdot 5,1 \cdot \nu / \tau_{tF}} = \sqrt[3]{1545 \cdot 5,1 \cdot 1,12 (0,58 \cdot 900)} = \\ &= \sqrt[3]{18,11} = 2,63 \text{ см} = 26,3 \text{ мм}.\end{aligned}$$

Так как мы определяем минимальный диаметр, для ν можно принять нижний предел 1,2. В качестве заготовки выбираем горячекатаный прут, диаметром 27 мм. В соответствии со стандартом ДИН 1013 (см. [4, табл. 7/23]) допускаемые отклонения составляют $\pm 0,6$ мм, и, таким образом, диаметр заготовки не отклоняется за определенное расчетом минимальное значение 26,3 мм.

На чертеже в этом случае должен быть указан размер $\varnothing 27 \pm 0,6$.

1.3.8.3. Определение размеров концов полуоси. Для передачи крутящего момента полуось должна с обоих концов иметь эвольвентные шлицы по ДИН 5480 (см. [3, п. 2.5.3]). В соответствии с п. 1.3.1 коэффициент концентрации напряжений при кручении составляет $\beta_{kt} = 1,6$. Чтобы по рис. 1.13 и 1.14 определить значения b_1 и b_2 , примем внутренний диаметр d_4 шлицевого профиля равным 30 мм.

Исходя из этого, получаем $b_1 = b_2 = 0,88$; $\beta_{Nt} = 1$; $\nu = 1,2$ и с учетом $\gamma < 0,86$ в соответствии с табл. 1.1

$$\tau_{t\ sch} \approx 0,58\sigma_s;$$

$$\begin{aligned} \tau_{t\ доп D} &= \tau_{t\ sch} b_1 b_2 / (\beta_{Nt} \beta_{kt} \nu) = \\ &= 0,58 \cdot 9000 \cdot 0,88 \cdot 0,88 / (1 \cdot 1,6 \cdot 1,2) = 2110 \text{ МПа}. \end{aligned}$$

Имея допускаемые напряжения, можно рассчитать минимальный диаметр профиля

$$d_{4\ min} = \sqrt[3]{M_{t1} \cdot 5,1 / \tau_{t\ доп D}} = \sqrt[3]{256 \cdot 5,1 / 211} = 1,84 \text{ см} = 18,4 \text{ мм}.$$

Это означает, что необходимый с учетом длительных нагрузок внутренний диаметр d_4 может быть меньше, чем диаметр вала $d_{3\ min} = 26,3$ мм. Однако выбирать диаметр меньше 26,3 мм нельзя, так как в этом случае при максимальных нагрузках произойдет скручивание вала по шлицевому соединению, результатом чего будет поломка или деформация вала. Поэтому профиль, который следует принять в соответствии со стандартом ДИН 5480, должен быть выбран с учетом этого размера. Подходящим является профиль $30 \times 27,5 \times 22$, у которого $d_4 = 27,25$ мм (см. [3, табл. 2.5/28]).

1.3.8.4. Снижение массы. При уменьшении диаметра вал становится легче, а его изготовление дешевле. Такую возможность создают стали, которые, по крайней мере в граничных зонах, допускают более высокие напряжения. Если предусмотреть высокочастотную закалку на глубину 3 мм, то это обеспечит повышение предела текучести на 50 %. Минимальный диаметр уменьшится с 26,3 до 22,9 мм и появится возможность использовать пруток диаметром 23,5 мм по ДИН 1013, который на 13 % легче, чем предусмотренный вначале пруток диаметром 27 мм. Применение пружинной стали 50CrV4V группы прочности III (см. табл. 1.2) также дает преимущества. При временном сопротивлении после термообработки $\sigma_b = 1500 \dots 1700$ МПа предел текучести $\tau_{tF} \approx \approx 780$ МПа, т. е. аналогичен пределу текучести стали 41Cr4V после высокочастотной закалки. Однако обработка пружинных сталей является более сложной и поэтому стоимость изготовления вала возрастает.

1.4. СИЛЫ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ В ДЕТАЛЯХ ШАССИ

До проведения расчетов на прочность методами статики измеряют силы, действующие на детали и опоры. Направление и величина этих сил определяют напряжение и характер нагрузки

для отдельных деталей. В основу расчета положены следующие силы, действующие в пятне контакта колеса с дорогой (см. [2, рис. 4.1/1]): вертикальная $N_{o,h}$ (направлена по оси Y), боковая S (направлена по оси X), продольная L (направлена по оси Z).

Величина внешних сил $N_{o,h}$ и S при равномерном прямолинейном движении зависит от характера дороги. Продольная сила L зависит как от внутренних сил, т. е. от крутящего момента двигателя, так и от внешних (тормозного момента на рассматриваемом колесе). Силы, действующие в пятне контакта колеса с дорогой, вызывают реакции в шарнирах A и B качающихся рычагов (рис. 1.36), скользящих опорах C и K свечной подвески типа «Макферсон» (рис. 1.37) и в разнообразных элементах подвески неразрезных осей или шарнирах направляющих рычагов при независимой подвеске задних колес. Как будет показано в дальнейшем, вначале силы, действующие вдоль осей X , Y и Z , следует разложить на силы, действующие в плоскости, перпендикулярной плоскости детали, и силы, действующие в плоскости детали. Обозначим новые направления через U , V и W (рис. 1.38). С помощью этих сил может быть проведен расчет на прочность детали, а также определены силы, действующие в других шарнирах. Основой расчета методами статики является выделение всех шарнирно соединенных деталей и анализ сил, действующих на каждую деталь (см. рис. 1.36 и 1.37).

Следует учитывать известное правило статики: подготовку отдельной схемы механизма и плана действующих сил. Плечо силы, действующей под углом, часто трудно рассчитать для рассматриваемой точки поворота. В результате создаются трудности при точном определении нагрузок. Поэтому такие силы целесообразно разложить на составляющие двух-трех выбранных направле-

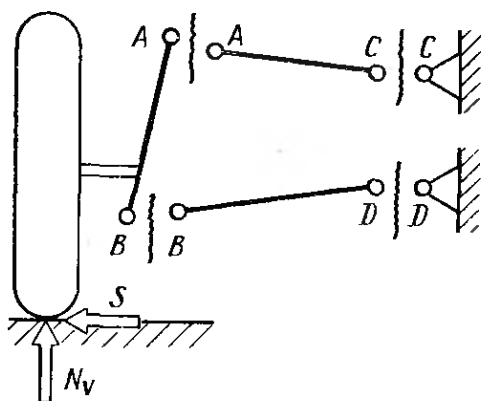


Рис. 1.36. При рассмотрении статических нагрузок в системе должны быть разделены шарнирно соединенные между собой детали. В качестве примера приведено разделение деталей подвески на двойных поперечных рычагах

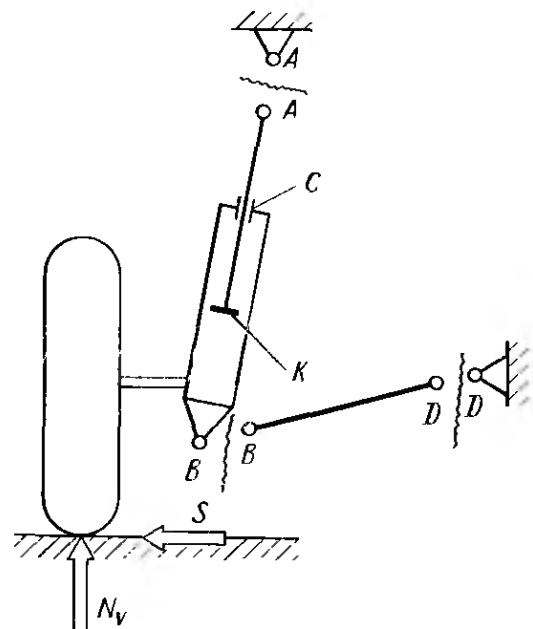


Рис. 1.37. В случае применения свечной подвески типа «Макферсон» статическое равновесие рычага BD и стойки AK должно рассматриваться отдельно

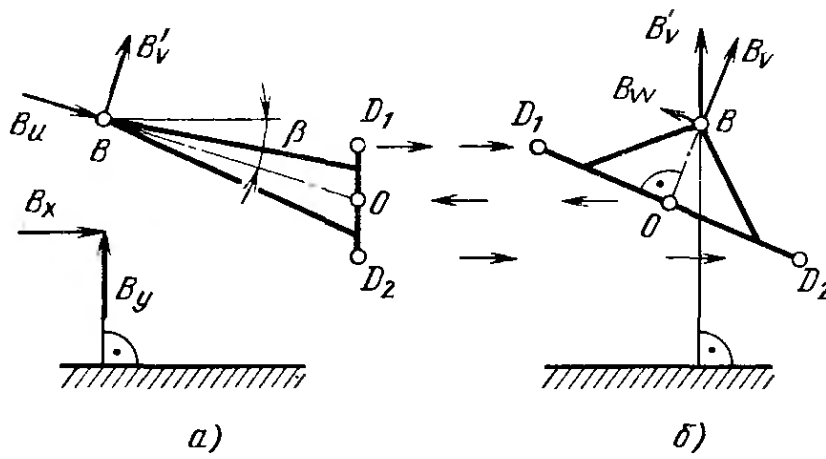


Рис. 1.38. Взаимноперпендикулярные составляющие сил, первоначально направленные вдоль условных осей X и Y , проще разложить на составляющие с новыми направлениями U, V, W , связанные с рычагом, чем пользоваться пространственно направленным вектором. Направление силы B_u определяют с помощью точки O , которую в свою очередь находят по виду сбоку, проводя перпендикуляр к оси рычага D_1D_2 :

a — вид сверху; b — вид сбоку

ний (рис. 1.39, вид сверху) и затем, используя отдельные составляющие, определить реакции опор.

При расчетах на усталостную прочность (случай 1) автомобиля (и соответственно подвеска колеса) находится в положении, соответствующем полной нагрузке. Подвеска должна рассматриваться в положении, соответствующем допустимой нагрузке на ось.

Эти условия справедливы и при расчетах на статическую прочность (случай 3), т. е. при езде под дороге с выбоинами. Иное положение выбирается при определении сил, действующих при движении по железнодорожному переезду. В этом случае подвеска рассматривается в положе-

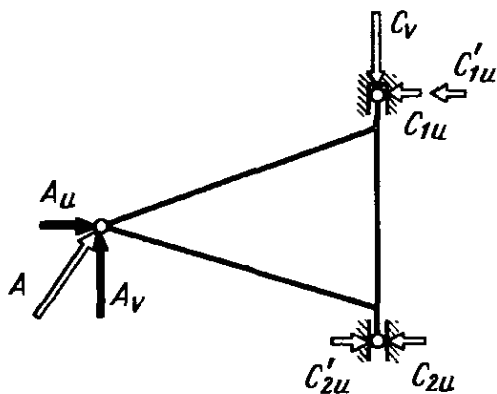


Рис. 1.39. Если в процессе графического решения сила окажется направленной под углом, то ее следует разложить на составляющие, направленные параллельно оси качания рычага (A_u) и перпендикулярно к ней (A_v). Затем с помощью составляющих легче найти реакции в шарнирах C_1 и C_2 .

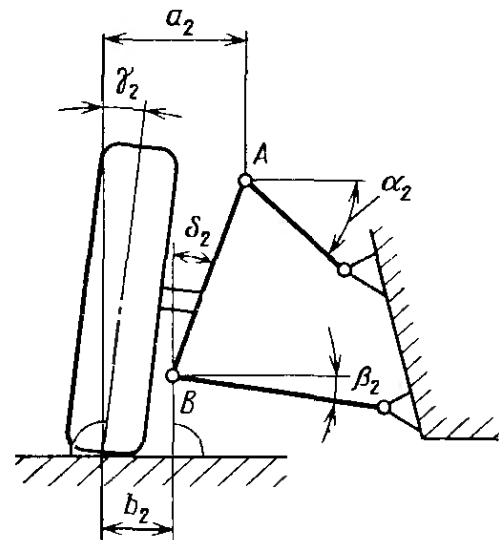
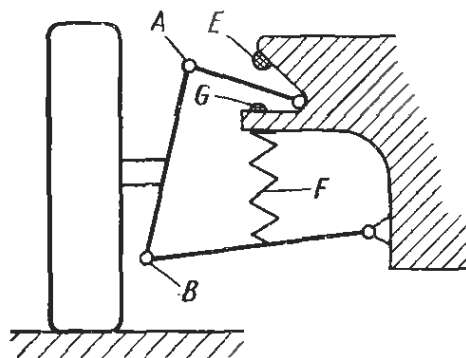


Рис. 1.40. Для расчета на прочность при движении по железнодорожному переезду (расчетный случай 2) подвеску следует рассматривать в крайнем верхнем положении. Это необходимо для определения изменившихся углов наклона колес γ_2 , поперечного наклона шкворня δ_2 , а также углов α_2 и β_2 наклона рычагов

Рис. 1.41. В тех случаях, когда ограничитель хода E расположен вне пружины F , максимальную вертикальную силу следует раскладывать в точке контакта колеса с дорогой



нии, когда ее ход сжатия выбран полностью (рис. 1.40). При этом в большинстве случаев требуется разделить силы, действующие на пружину и ограничитель хода подвески. Вычерчивание подвески с учетом предусмотренного хода f_1 необходимо не только для того, чтобы иметь возможность учесть изменения углов α_2 и β_2 рычагов или амортизаторной стойки подвески, но также для того, чтобы определить фактический угол развала колес γ_2 и угол наклона поворотной стойки δ_2 . Через эти углы вычисляют плечи a_2 и b_2 действия сил относительно шарниров подвески (см. рис. 1.40).

В настоящее время, как правило, применяется мягкая подвеска, поэтому необходимо дополнительно устанавливать ограничители ходов сжатия и отбоя подвески. Эти ограничители на рис. 1.41 обозначены буквами E и G (см. п. 2.2.3 и см. характеристики поддрессоривания в п. 2.2).

Значительные нагрузки обычно воспринимает ограничитель хода сжатия. В тех случаях, когда этот ограничитель находится внутри винтовой пружины или над листовой рессорой (два часто встречающихся, технически легко выполнимых решения), взаимодействие сил происходит в одном и том же месте. Если же ограничитель расположен вне пружины, например в амортизаторе или над рычагом, не связанным с пружиной, то силы, которые пружина воспринимает при полностью выбранном ходе подвески f_1 , и силы, действующие на ограничитель, должны быть разделены с учетом коэффициента динамичности k_2 в точке контакта колеса с дорогой. В примере, приведенном на рис. 1.41, нижний рычаг нагружен пружиной, а верхний — ограничителем хода, и часто нагрузки от упора в ограничитель хода являются более высокими. На передней оси автомобиля модели «Фиат-132» картина противоположная (рис. 1.42). Распределение сил, например, в подвеске на двойных поперечных рычагах, проводится с учетом веса неподрессоренных частей $U_{в,н}$, который следует вычитать.

Автомобиль имеет следующие характеристики:

Допускаемая нагрузка на ось $G_0 = 6$ кН

Вес оси $U_0 = 600$ Н

Жесткость подвески $c_{20} = 10$ Н/мм

Ход повески $f_{10} = 80$ мм = 8 см

Коэффициент динамичности (принимаемый) $k_2 = 2,45$

Нагрузка на колесо $N_0 = G_0/2 = 3$ кН

Максимальная сила в пятне контакта колеса с дорогой

$$N_{02} = k_2 N_0 = 2,45 \cdot 3000 = 7350 \text{ Н} = N_F + N_E + U_{в,н}/2.$$

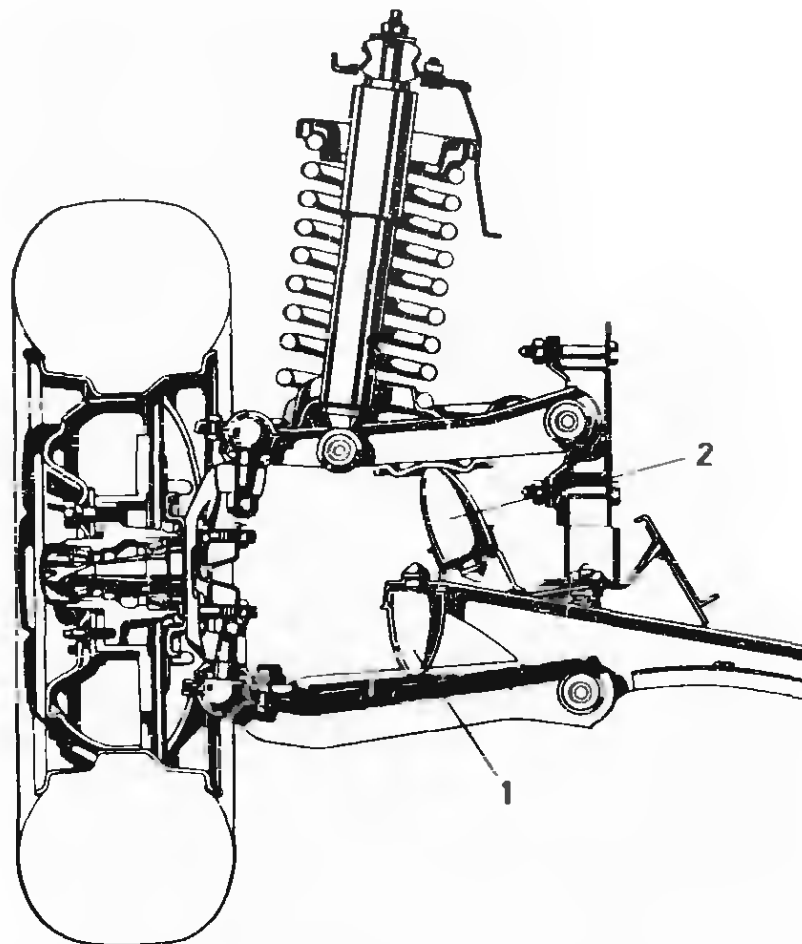


Рис. 1.42. Передняя подвеска на двойных поперечных рычагах автомобиля «Фиат-132». Винтовая пружина опирается на верхний рычаг, а ограничитель 1 хода подвески — на нижний. Мягкий ограничитель 2 хода отбоя подвески действует на нижнюю поверхность верхнего рычага. Он освобождается лишь после того, как вступает в действие ограничитель 1. Применяя такую конструкцию, фирма «Фиат» надеется исключить стабилизатор поперечной устойчивости, однако автор считает такое решение ошибочным

На оба шаровых шарнира *A* и *B* (см. рис. 1.41) действует сила, направленная перпендикулярно плоскости дороги и равная сумме сил, передаваемых через пружину и ограничитель хода:

$$N_{v2} - U_v/2 = 7350 - 300 = 7050 \text{ Н} = N_F + N_E.$$

С учетом увеличения силы упругости подвески за счет сжатия пружины

$$\Delta N_v = f_{10} c_{20} = 80 \cdot 10 = 800 \text{ Н},$$

приведенная к колесу нагрузка на пружину

$$N_F = N_v - U_v/2 + \Delta N_v = 3000 - 300 + 800 = 3500 \text{ Н}.$$

При этом предполагалось линейное протекание характеристики упругости подвески. В связи с изменением углов наклона рычагов при сжатии пружины подвеска становится несколько более

жесткой, т. е. N_F может оказаться на 5 % выше. Исходя из этого, нагрузка на ограничитель хода, приведенная к колесу,

$$N_E = N_{\sigma 2} - (N_{\sigma} + \Delta N_{\sigma}) = 7350 - (3000 + 800) = 3550 \text{ Н.}$$

Этот пример показывает, что верхняя шаровая опора A должна быть в состоянии выдерживать такие же нагрузки, какие выдерживает нижняя опора B . Различие заключается лишь в том, что, если для B — это нагрузка длительного действия, то для A — это кратковременно действующие силы. Аналогичные взаимосвязи имеют место и в других типах подвесок. В п. 1.6.5, 1.6.6 и 1.9 приведены дополнительные пояснения по распределению сил.

Положения рычагов на рисунках, приведенных в п. 1.5—1.10, выбраны в соответствии с наиболее часто встречающимися типами подвесок. Однако на практике встречается противоположное расположение пружины и ограничителя хода сжатия, в результате чего может иметь место другое распределение сил. Например, верхний рычаг подвески, приведенной на рис. 1.42, нагружен иначе. Это следует учитывать при проведении расчетов.

1.5. НЕРАЗРЕЗНЫЕ ОСИ: СИЛЫ, МОМЕНТЫ И РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ

1.5.1. Напряжение в балке оси

При расчете неразрезной оси на сопротивление усталости принимается, что на оба колеса действует направленная наружу боковая сила $S_{\text{лн}} = \mu_{F1} N_h$, которая увеличивает изгибающий момент, создаваемый вертикальной силой N_{ho} . Опасное сечение $I—I$ расположено рядом с опорой для продольной листовой рессоры (рис. 1.43) или рядом с основанием кронштейна I нижнего рычага, на который опирается спиральная пружина (рис. 1.44). Знакопостоянные напряжения изгиба в этом сечении

$$\sigma_{b\phi} = (N_{ho}c + S_{1r_d})/W_b. \quad (1.5.1)$$

Величина напряжений зависит как от динамического радиуса шины, так и от расстояния c . Последнее выбирается с таким расчетом, чтобы надетые на колесо цепи противоскольжения не касались рессоры. При движении на повороте напряжения изгиба в балке оси уменьшаются и могут быть даже равны нулю при равенстве моментов от вертикальной и боковой сил (рис. 1.45). Теоретически из вертикальной силы $N_{ho} = k_1 N_h$ следовало бы вычесть вес колеса с тормозным механизмом, а также вес внешней части балки, расположенной до сечения $I—I$. Однако поскольку влияние этих масс мало по сравнению с тяжелой центральной частью балки, их влиянием обычно пренебрегают (см. k_1 и μ_{F1} на рис. 1.2 и 1.4).

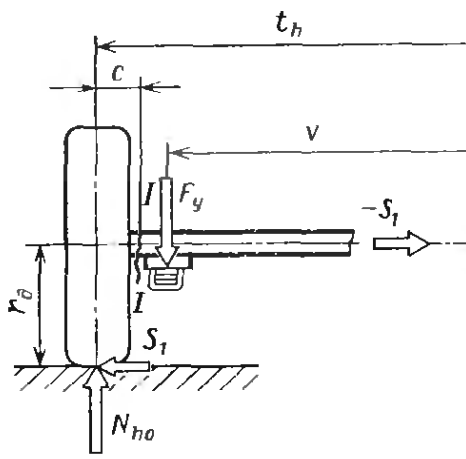


Рис. 1.43. В трубчатой балке неразрезной оси опасное сечение $I-I$, как правило, расположено возле сварного шва, которым закреплена опора продольной листовой рессоры

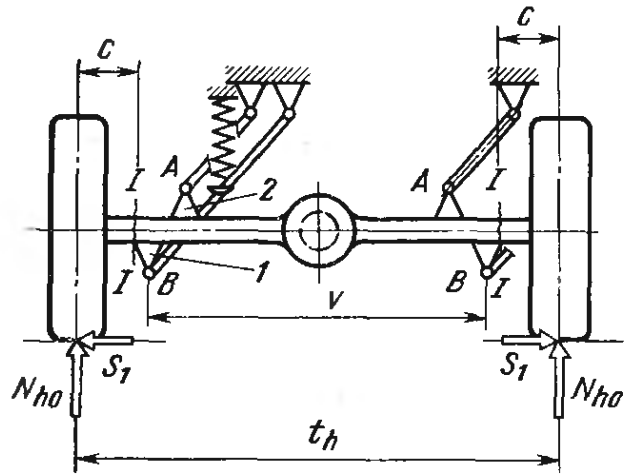


Рис. 1.44. Если подвеска выполнена на винтовых пружинах, опирающихся на нижние рычаги, то опасное сечение $I-I$ располагается возле шва, которым приварен нижний кронштейн I :

2 — кронштейн верхнего рычага

В процессе расчета следует убедиться в том, что не превышены допустимые напряжения изгиба σ_b доп D , которые может выдержать материал, и в том, что прогиб балки не превышает определенных пределов. Радиальный шариковый подшипник полуоси (рис. 1.46), являющийся наружной опорой в неразрезных ведущих мостах, может выдерживать в эксплуатации лишь очень небольшие угловые перемещения. В противном случае срок его службы сокращается.

Допустимые напряжения изгиба в балке оси

$$\sigma_b \text{ доп } D = \sigma_{всч} / \beta_{kb} v, \quad (1.5.2a)$$

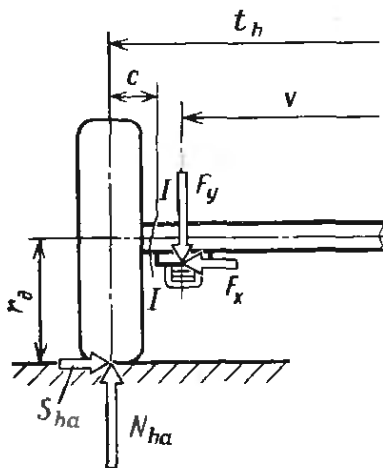


Рис. 1.45. При движении на повороте вертикальная и боковая силы создают противоположно направленные моменты, которые могут частично нейтрализоваться. В результате напряжения изгиба в сечении $I-I$ уменьшаются: $N_{ha} = N_A + \Delta N$; $S_{ha} = N_{ha} \mu_s$; $S_{ha} r_d \approx \approx N_{ha} c$

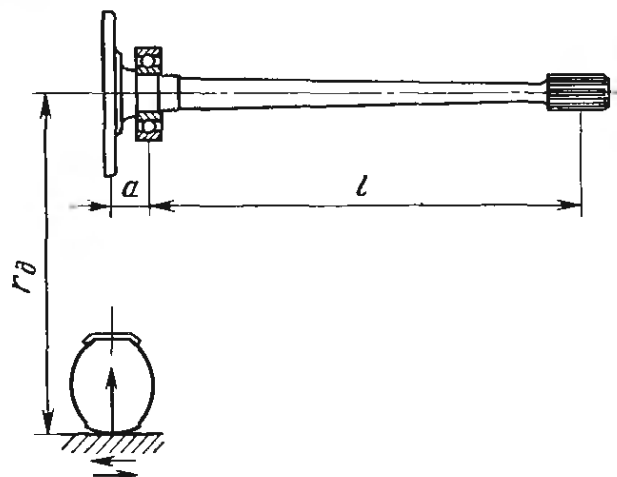


Рис. 1.46. Подшипники качения, применяемые в качестве наружных опор полуосей, могут выдерживать лишь небольшие перекосы. Это означает, что и балка моста, и полуось могут изгибаться лишь в определенных пределах

рядом с приваренной опорой для рессоры (или рядом с кронштейном крепления нижнего рычага) зависят от возникающей при сварке концентрации напряжений. Обычно этот коэффициент $\beta_{\text{св}} \approx 2,5$. При этом из соображений безопасности следует принять $\nu = 1,5$. Значение $\sigma_{\text{всх}}$ для конструкционных и улучшаемых сталей определяют по табл. 1.1 и 1.2. Специальные материалы для труб требуют использования особых стандартов [4, табл. 7/26]. Столь же просто и благодаря наличию экспериментальных данных достаточно точно проводят расчет сварных швов. Возникающие напряжения зависят от толщины и длины шва, а допустимые — от формы шва с учетом коэффициента запаса прочности b :

$$\sigma_{b \text{ доп } D} = \sigma_0 b_d / \nu. \quad (1.5.26)$$

Характер нагружения сварного шва может быть знакопеременным или знакопостоянным. Для определения σ_0 соответствующие значения $\sigma_{\text{св}}$ и $\sigma_{\text{всх}}$ основного металла (а не материала шва) выбирают по табл. 1.1.

Изгибающий момент M_{b1} , вызываемый силами, которые действуют в направлении осей X и Y , распространяется на всю балку оси (рис. 1.47). В связи с этим необходимо проводить поперечный расчет критического сечения в центральной части балки

$$M_{b1} = [N_{\text{но}}(t_h - \nu)/2] + S_1 r_{\text{д}}. \quad (1.5.3)$$

Для ведущих мостов при расчете следует учитывать и изгибающий момент относительно оси Z , вызываемый силой L_A , действующей в продольном направлении,

$$M_{bz} = L_{A1}(t_h - \nu)/2, \quad (1.5.4)$$

где $L_{A1} = M_{t1}/r_{\text{д}}$.

Момент привода M_{t1} создает в центральной части балки моста напряжения кручения, которые также следует учитывать при расчете. Эти напряжения вызваны тем, что крутящие моменты на карданном валу и колесах действуют во взаимно перпендикулярных плоскостях (рис. 1.48). Величина напряжений определяется передаточным числом, иначе говоря, включенной передачей коробки передач и передаточным числом главной передачи. Так, при расчете сопротивления усталости момент, учитываемый для каждой стороны оси, определяют из выражения (1.2.5);

$$M_{t1} = M_{d \text{ max}} i_3 i_D \eta / 2.$$

В случае применения автоматических коробок передач вместо i_3 следует применять i_2 [см. (1.2.7)]. Суммарный изгибающий момент с учетом моментов от сил, действующих в направлении осей X , Y , Z ,

$$M_{bR1} = \sqrt{M_{b1}^2 + M_{bz}^2}. \quad (1.5.5)$$

Отсюда действующие эквивалентные напряжения

$$\sigma_{\text{св}} = \sqrt{(M_{bR1}/W_b)^2 + a_A^2 (M_{t1}/W_t)^2}$$

Кручение и изгиб создают знакопостоянные напряжения. Для конструкционных сталей, обычно применяемых при изготовлении балок мостов, $\beta_{kt} \approx \beta_{kb}$, а коэффициент соотношения напряжений

$$\alpha_A = \sigma_{bsch} / \tau_{tsch} = 1,2\sigma_s / (0,58\sigma_s) = 2,07.$$

Тогда $\alpha_A^2 = 4,28$.

Для круглых стержней $W_t = 2W_b$. В этом случае уравнение упрощаем:

$$\sigma_{\sigma 1} = \frac{1}{W_b} \sqrt{M_{bR1}^2 + 1,07M_{t1}^2}, \quad (1.5.6)$$

где $1,07 = 4,28/4$.

Окончательным условием должно быть $\sigma_{\sigma 1} \leq \sigma_b \text{ доп } D$ (см. рис. 1.30).

Наибольшие напряжения в балке моста могут возникнуть при преодолении железнодорожного переезда, при движении по разбитой дороге, а также при трогании с места или торможении на уклоне. При вычислении кратковременной прочности для случая 2 (железнодорожный переезд) следует, определяя M_{b1} , подставить в уравнение $N_{h2} = k_2 N_h$ вместо N_{h0} . При этом расчет следует вести с учетом боковой силы S_1 , направленной наружу и с введением в уравнение крутящего момента M_{t1} . Ограничитель хода подвески, как правило, вступает в действие после того, как пружина полностью сжата, что исключает необходимость разделения сил, действующих в пружине и ограничителе хода (N_F и N_E). При расчете для случая 3 (дорога с выбоинами) также следует пользоваться уравнением (1.5.3), но S_1 следует заменить наибольшей боковой силой S_2 , а в уравнении для определения M_{t1} необходимо использовать вторую передачу коробки передач вмес-

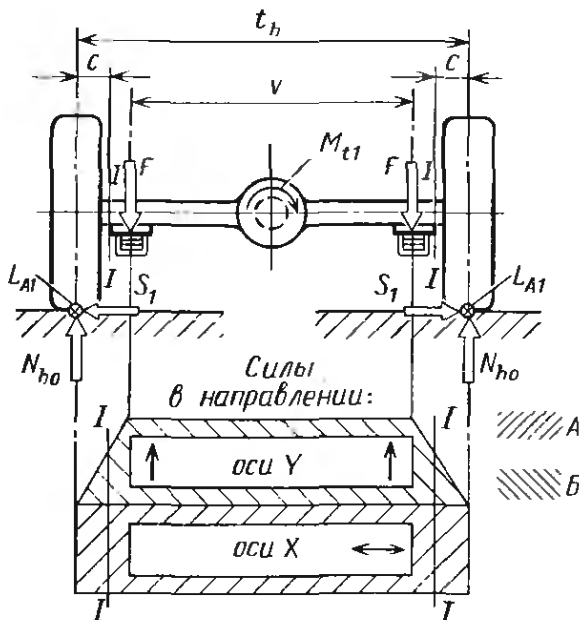


Рис. 1.47. При равномерном прямолинейном движении изгибающий момент достигает наибольших значений в центральной части балки моста:

А, Б — изгибающие моменты, создаваемые соответственно боковой и вертикальной силами

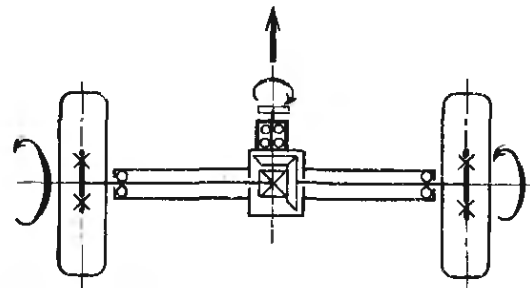


Рис. 1.48. Крутящие моменты на карданном валу и на колесах действуют во взаимно перпендикулярных плоскостях. В результате центральная часть балки моста нагружена дополнительным крутящим моментом

то третьей. Особенности этого расчета можно видеть на примере, приведенном в п. 1.5.4.

При следующей проверке (случай 5, торможение) имеет место лишь повышенное закручивание тормозным моментом обоих концов балки моста, расположенных снаружи от места установки пружин или рессор:

$$M_{т5} = L_B r_{ц} = \mu_t N_h r_{ц}. \quad (1.5.7)$$

Кроме того, концы балки нагружаются изгибающим моментом, возникающим от действия силы R_B , которая является результирующей вертикальной и продольной сил. Боковой силой можно при этом пренебречь (рис. 1.49). Для определения R_B силы, действующие в пятне контакта колеса с дорогой, переносят к центру колеса. С учетом $\mu_k = 0,8$ и $L_B = 0,8N_h$

$$R_B = \sqrt{N_h^2 + L_B^2} = N_h \sqrt{1 + 0,8^2} = 1,28N_h.$$

С учетом изгибающего момента

$$M_{б5} = 1,28N_h c. \quad (1.5.8)$$

Эквивалентные напряжения для балки с круговым сечением

$$\sigma_{с5} = (1/W_b) \sqrt{M_{б5}^2 + 1,07M_{т5}^2}. \quad (1.5.9)$$

Если дифференциал расположен в балке моста, то особенно высоким нагрузкам ее средняя часть подвергается при трогании с места (рис. 1.50). Как показано на рис. 1.33, при определении напряжений кручения следует учитывать действие двух моментов. Это, во-первых, приведенный в п. 1.2 момент, создаваемый

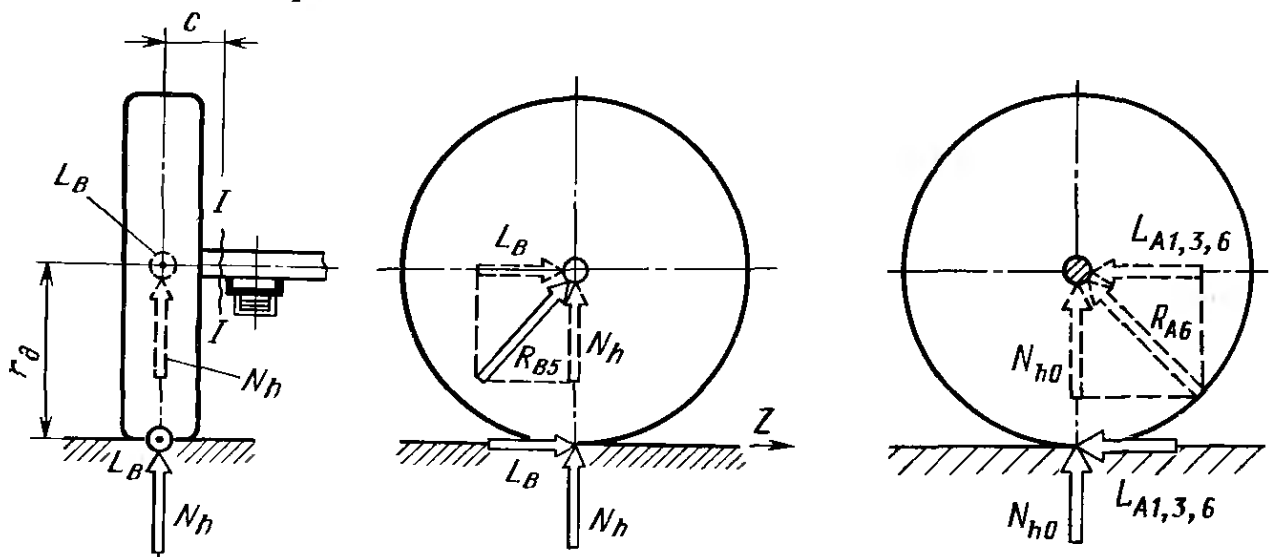


Рис. 1.49. Для расчета изгибающего момента, возникающего в сечении $I-I$ при торможении, следует приложить к центру колеса равнодействующую сил L_B и N_h

Рис. 1.50. При трогании с места центральная часть балки моста нагружается на изгиб моментом R_{Ac} . Равнодействующая R_A образуется при суммировании в центре колеса сил N_{h0} и $L_{A1...6}$

двигателем [см. уравнение (1.2.6)] и, во-вторых, момент, который может быть передан с учетом возможного сцепления колес с дорогой. Принимая $\mu_L = 1,1$, возможен момент

$$M_{t6} = L_{A6} r_{ст} = \mu_L N_H r_{ст}.$$

Расчет следует проводить по меньшему из полученных моментов. Центральная часть балки нагружается изгибающим моментом, создаваемым результирующей силой R_A (см. рис. 1.50),

$$M_{b6} = R_A (t_h - v)/2, \quad (1.5.10)$$

где R_A определяем также с учетом меньшего из двух моментов M_{t3} и M_{t6} (для данного случая делением соответствующего момента на статический радиус шины $r_{ст}$) и верхнего значения вертикальной силы $N_{ho} = k_1 N_h$. Боковой силой вновь пренебрегаем. Тогда

$$R_A = \sqrt{N_{ho}^2 + [M_{t3} \text{ (или } M_{t6}) / r_{ст}]^2}. \quad (1.5.11)$$

Теперь, используя моменты M_{b3} и M_{t3} или M_{t6} , можно определить эквивалентные напряжения

$$\sigma_{св} = (1/W_b) \sqrt{M_{b6}^2 + 1,07 M_{t3,6}^2}. \quad (1.5.12)$$

Эти напряжения не должны превышать допустимых при кратковременных нагружениях

$$\sigma_{св} \text{ или } \sigma_{св} \leq \sigma_b \text{ доп 2};$$

$$\sigma_b \text{ доп 2} = \sigma_{be}/v \approx 1,2\sigma_b/v.$$

Подробнее расчет изложен в п. 1.5.6.3 и 1.5.6.4.

1.5.2. Нагрузки, действующие на продольные листовые рессоры

Если ведущий неразрезной мост закреплен на двух продольных листовых рессорах без направляющих рычагов [21, рис. 3.2/3], то наиболее высокие напряжения изгиба возникают в сечении 3—3 рессоры (рис. 1.51). При трогании с места на первой передаче продольная сила L_A кратковременно передает через детали рессоры нагрузки

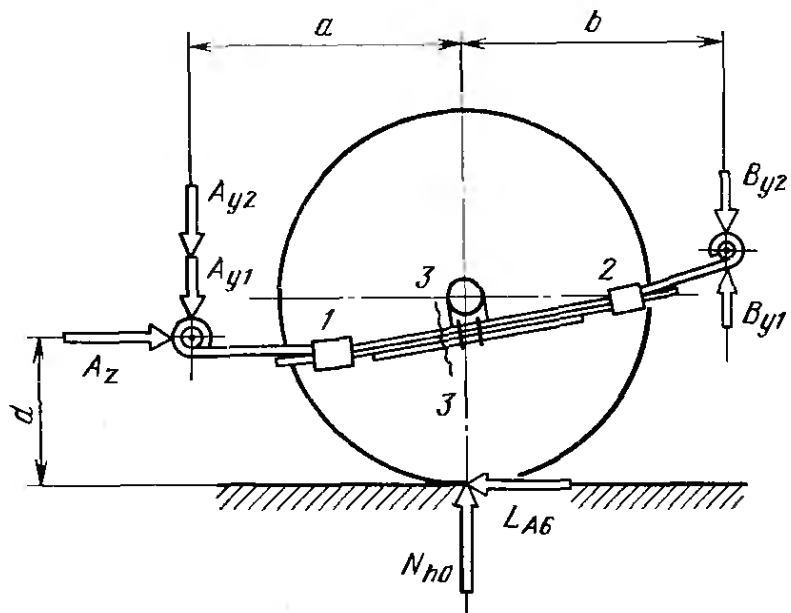
$$A_{y1} = B_{y1} = L_{A6} d / (a + b),$$

при этом $A_x = L_{A6}$.

Вертикальная сила N_{ho} нагружает соответствующие детали подвески

$$A_{y2} = N_{ho} b / (a + b); \quad B_{y2} = N_{ho} - A_{y2}.$$

Рис. 1.51. Если в качестве направляющих элементов для неразрезной оси используются только листовые рессоры, то при трогании с места и торможении в них возле мест крепления к балке возникают наиболее высокие напряжения изгиба. Чтобы разгрузить коренной лист рессоры и при этом ограничить в определенных пределах угол закручивания балки, часть момента передается на другие листы рессоры с помощью хомутов 1 и 2



Дополнительные реакции опоры A_{y1} и A_{y2} создают в коренном листе рессоры высокие напряжения изгиба. Чтобы передать часть нагрузки на другие листы рессоры, их следует объединить с коренным листом хомутом 2.

Нагруженность листов рессоры может быть уменьшена, если ось имеет один или два расположенных над ней продольных рычага (рис. 1.52, см. также [21, рис. 3.2/8а и 3.2/8в]), при этом, однако, не уменьшаются рассмотренные в предыдущем параграфе нагрузки, действующие на центральную часть балки, если в ней расположен дифференциал.

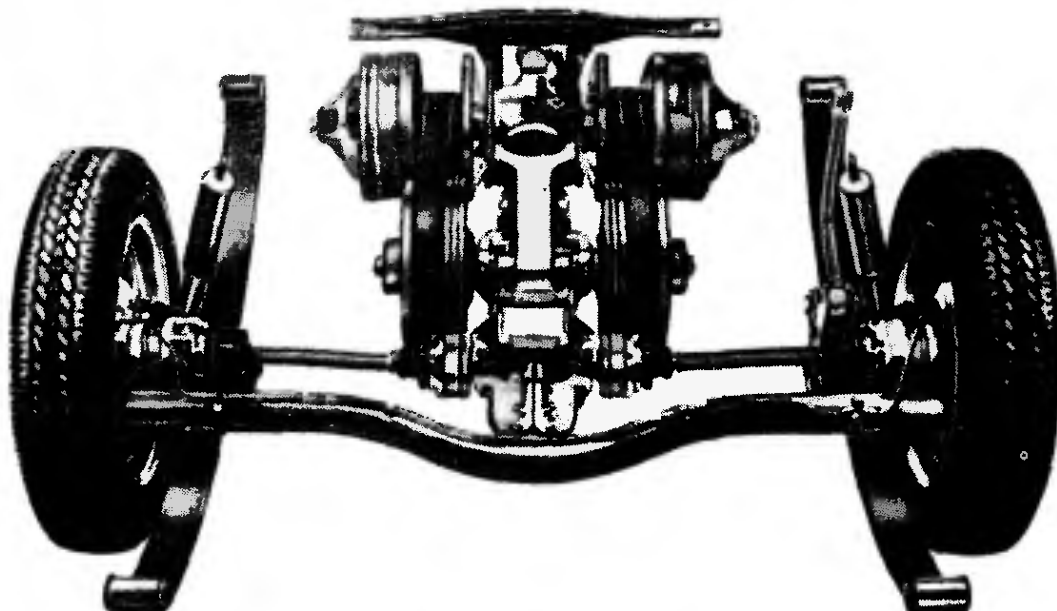


Рис. 1.52. Ось типа Де-Дюн автомобиля модели DAF-66, выпускаемой с 1972 г. Вертикальные, боковые и продольные силы воспринимаются однолистовыми рессорами, а тормозной момент — продольной тягой, расположенной справа сверху. При трогании с места реактивный момент воспринимают кронштейны крепления главной передачи

1.5.3. Силы и моменты в направляющих рычагах

В качестве направляющего устройства для ведущих задних мостов большинства легковых автомобилей применяются четыре продольных рычага (тяги) и один поперечный. Функцией последнего, называемого тягой Панара, является восприятие боковых сил. Продольные рычаги воспринимают тормозной момент и силы, действующие в продольном направлении. Если спиральные пружины опираются на продольные рычаги, то последние воспринимают и вертикальные нагрузки. Подвеска оси этого типа приведена на рис. 3.2/10 [21]. На рис. 1.44 показана подобная конструкция, но без тяги Панара.

При определении статической нагрузки F , передаваемой через пружину, достаточно рассмотреть только нижнюю пару рычагов (рис. 1.53):

$$F = (N_h - U_h/2) i_y,$$

где $i_y = b/a$.

Как видно из рисунка, при определении силы F следует вычесть половину веса оси $(N_h - U_h/2)$ из нагрузки на колесо [см. формулу (1.1.5)]. Уравнение, приведенное для расчета F , справедливо лишь для пружины, расположенной вертикально. Если пружина наклонена в поперечной плоскости под углом ξ (рис. 1.54), а в продольной плоскости соответственно на угол α к плоскости дороги, то следует учитывать пространственный угол ν (см. рис. 2.30) в передаточном отношении

$$i_y = b/(a \cos \nu),$$

при этом

$$\operatorname{tg} \nu = \sqrt{\operatorname{tg}^2 \xi + \operatorname{tg}^2 \alpha}.$$

При небольших углах ξ и α (до 15°) уравнение можно упростить:

$$i_y = b/(a \cos \xi \cdot \cos \alpha).$$

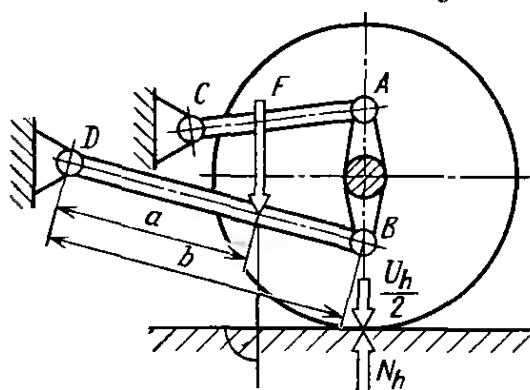


Рис. 1.53. Если винтовая пружина F расположена перпендикулярно к поверхности дороги и опирается на нижний рычаг, то нагрузка на пружину зависит только от длины плеч a и b

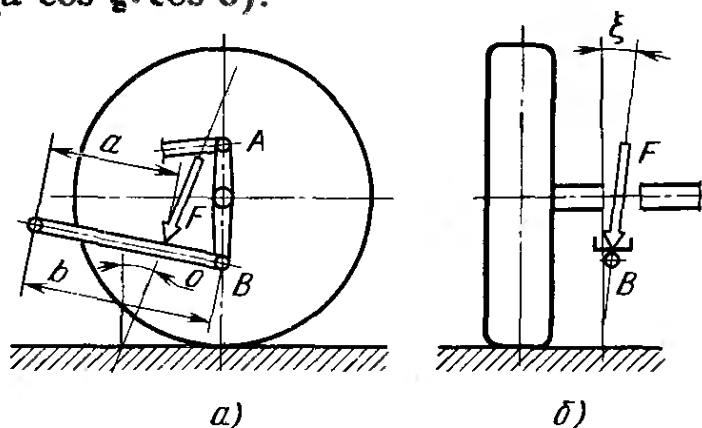


Рис. 1.54. Если винтовая пружина имеет пространственный наклон, то для определения нагрузки на нее должны быть учтены углы α и ξ наклона оси пружины относительно перпендикуляра к поверхности дороги:

a — вид сбоку; b — вид сзади

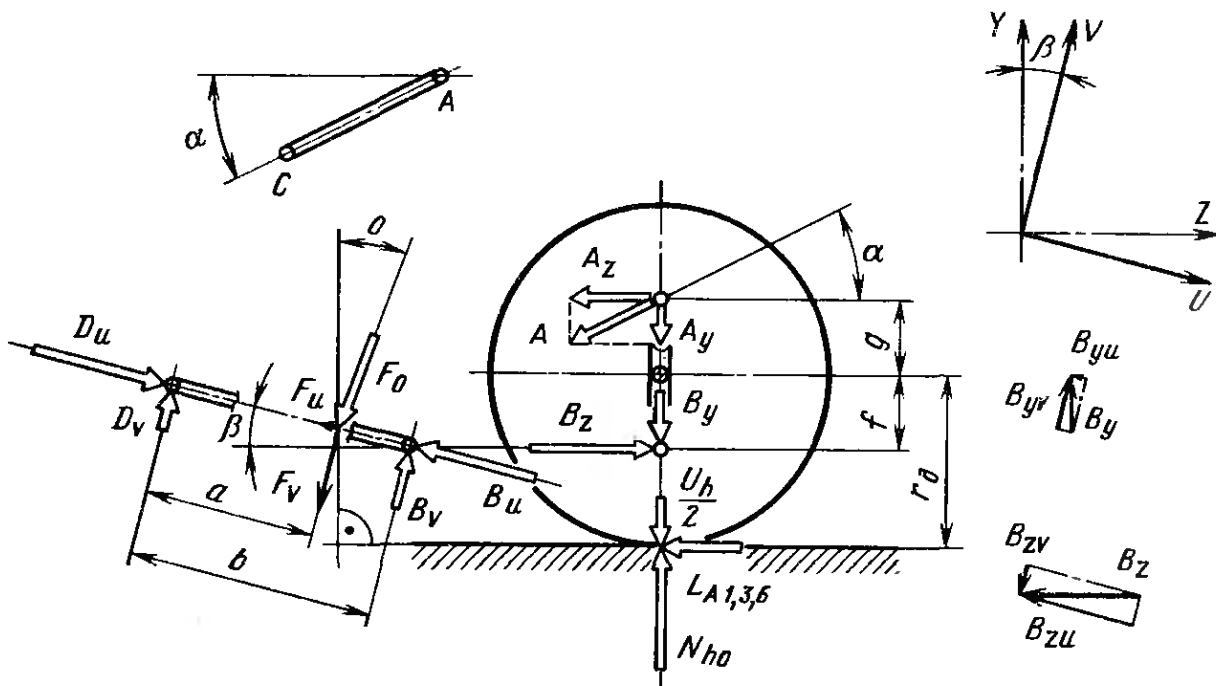


Рис. 1.55. Для определения сил в шарнирах рычагов последние следует отделить от балки оси. Вертикальные и продольные силы рассматриваются совместно

Погрешность при этом не превысит 1 %.

Для определения сил продолжительного действия в местах соединения продольных рычагов с кузовом и балок моста следует (помимо других методов расчета) использовать вертикальную и продольную силы, действующие в пятне контакта колеса с дорогой:

$$N'_{ho} = k_1 N_h - U_h/2;$$

$$L_{a1} = M_d \max i_z i_D \eta / (2r_d).$$

В связи с тем, что верхний рычаг расположен под углом, для решения требуются следующие уравнения (рис. 1.55):

$$\sum M_{отн B} = 0; \quad A_{zo} = L_{A1} (r_d - f) / (g + f);$$

$$A_{yo} = A_{zo} \operatorname{tg} \alpha; \quad \sum F_y = 0;$$

$$B_{yo} = N_{ho} - A_{yo}; \quad \sum F_z = 0;$$

$$B_{zo} = L_{A1} + A_{zo}.$$

Так как вертикальная и продольная силы являются знакопостоянными нагрузками, достаточно определить верхнее значение действующих сил.

Нижний рычаг расположен под углом β к продольной плоскости. Чтобы иметь возможность рассчитать его на прочность и, кроме того, определить силы D_u и D_v в расположенных впереди опорах рычага, следует полученные на первом этапе расчета значения B_y и B_z разложить на составляющие, действующие

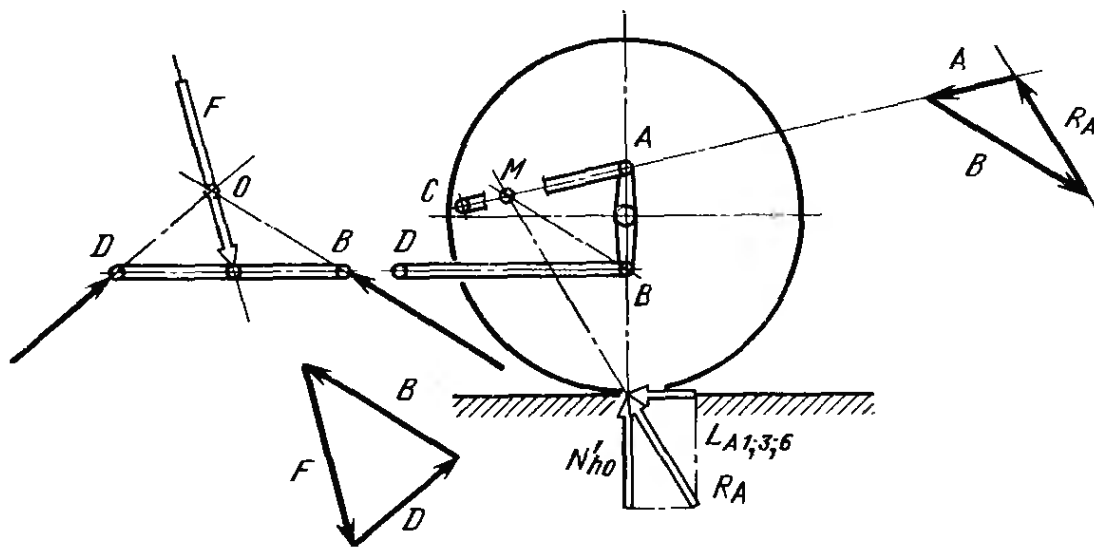


Рис. 1.56. Графическое определение сил, действующих в шарнирах рычагов, и силы F пружины

в связанных с рычагом направлениях U и V . Это разложение представлено на рис. 1.55, справа, где

$$B_{yv} = B_y \cos \beta; \quad B_{yu} = B_y \sin \beta;$$

$$B_{zv} = B_z \sin \beta; \quad B_{zu} = B_z \cos \beta.$$

Отсюда $B_u = B_{yu} + B_{zu}$ и $B_v = B_{yv} - B_{zv}$.

С помощью B_v находят нагрузки продолжительного действия в пружине, которые используются при расчетах на прочность:

$$F_v = B_v b/a; \quad F_u = F_v \operatorname{tg}(\alpha - \beta).$$

В случае, если пружина наклонена и в поперечной плоскости (см. рис. 1.54, справа), то

$$F_x = F_v \operatorname{tg} \xi.$$

Следовательно,

$$D_v = F_v - B_v; \quad D_u = F_u + B_u;$$

$$D = \sqrt{D_v^2 + D_u^2}.$$

Если имеется сила F_x , то она нагружает шарниры рычагов вдоль оси качания рычагов и поэтому ее нельзя рассматривать вместе с радиально действующими силами F_u и F_v . Аналогичным образом рассчитывают минимальные нагрузки, возникающие при трогании с места и используемые при поперечном расчете на кратковременную прочность. В расчете следует вместо L_{A1} использовать $L_{A6} = \mu_L N_h$, где $N_h = M_{ts}/r_d$. Подробный расчет описан в п. 1.5.1.

Решение может быть найдено не только счетным, но также и графическим методом (рис. 1.56). При этом ось и колеса рассматривают как единую деталь, нагруженную внешними силами и связанную с рычагами. Исходя из этого, на схеме результирующую равнодействующую силу R_A , представляющую собой гео-

метрическую сумму вертикальной силы $N_{ho} = k_1 N_h - U_h/2$ и продольной силы L_{A1} или L_{A0} , строят в точке контакта колеса с дорогой, а не в центре колеса, как это делалось при расчете балки моста. Линию действия результирующей силы следует продолжить до пересечения с линией AC силы, действующей вдоль верхнего рычага. Точку пересечения M надо соединить с точкой B , чтобы таким образом получить направление действия силы через шарнир B . По приведенному рядом справа треугольнику сил можно определить величину действующих сил. В основе этого решения лежит выполнение схемы подвески при достаточно крупном масштабе для изображения сил, например $1 \text{ см} \cong 200 \text{ Н}$. Слева на рис. 1.56 показано определение нагрузки F на пружину и силы D в шарнире по известной силе B . Эта задача решается также графически, определением положения точки O по известным линиям действия сил F и B . К рычагу следует приложить направленную в противоположную сторону реакцию опоры B . В соответствии с законами статики сумма сил, приложенных в одной точке, должна быть равна нулю. Если смотреть сверху на верхние рычаги подвески, приведенной на рис. 3.2/10 [21], то они расположены параллельно. Силы в этих рычагах можно найти с помощью предварительно определенной силы A_{z0}

$$A_0 = A_{z0} / \cos \alpha.$$

Боковые силы, возникающие на обоих колесах, воспринимаются тягой Панара, которая работает на растяжение, сжатие и продольный изгиб [21, рис. 3.2/18]. Не составляет труда определить передаваемую через тягу силу, имеющую длительно действующий характер,

$$\pm T_1 = \mu_{F1} G_h = \mu_{F1} G_h / \cos \nu.$$

Эта формула справедлива при пространственном наклоне тяги [21, рис. 4.4/30]. Для расчета максимальных сил, возникающих при движении по разбитой дороге (случай 3), в уравнение вместо μ_{F1} вводят коэффициент μ_{F2} . В предшествующем примере все рычаги при виде сбоку расположены наклонно, в то время как их проекции на горизонтальную плоскость почти параллельны продольной оси автомобиля. Фирма «Опель» на моделях «Рекорд» и «Коммодор II» сдвинула к продольной оси автомобиля передние концы нижних рычагов (рис. 1.57). Это было сделано для получения дополнительного эффекта недостаточной поворачиваемости за счет действующих на повороте боковых сил, а также для обеспечения возможности их передачи дальше на ось. Вид сверху на подвеску заднего моста, получившую название «Три-Штабиль», а также ее расположение в автомобиле приведены на рис. 1.58. В противоположность этой конструкции фирма «Форд» на модели «Таунус» и фирма «Фиат» на модели 132 расположили верхние рычаги под таким острым углом один к другому [21, рис. 3.2/13 и 4.4/32, вверху] так, что они воспринимают боковые силы и

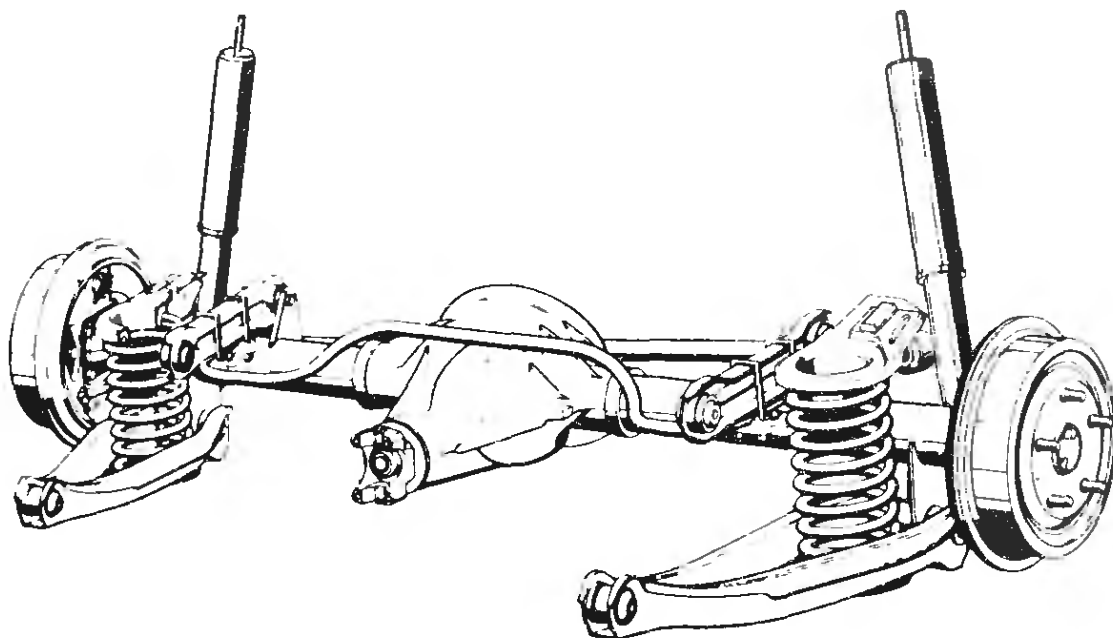


Рис. 1.57. Пятирычажная зависимая подвеска заднего моста автомобилей моделей «Рекорд» и «Коммодор II» фирмы «Опель» с расположенными под углом нижними продольными рычагами и установленными вертикально амортизаторами

отсутствует необходимость в применении тяги Панара. На рис. 1.59 приведены силы, действующие при прямолинейном движении. Чтобы определить растягивающую рычаг силу A , следует полученную для вида сбоку составляющую A_z (см. рис. 1.55) разложить не только на $A_y = A_z \operatorname{tg} \alpha$, но и на $A_x = A_z \operatorname{tg} \omega$. Сила A_y сжимает основание кронштейна шарнира, тогда как A вызывает его боковой изгиб (рис. 1.60). Действующая в рычаге сила

$$A = \sqrt{A_x^2 + A_y^2 + A_z^2} \approx A_z / (\cos \alpha \cdot \cos \omega).$$

Если при движении на повороте или на дороге с разбитым покрытием в контакте обоих колес с дорогой (рис. 1.61, вид сверху) возникнут боковые силы, направленные в одну сторону, то эти силы будут восприняты обоими рычагами. Они вызовут в местах крепления 1 и 2 со стороны оси примерно равные по

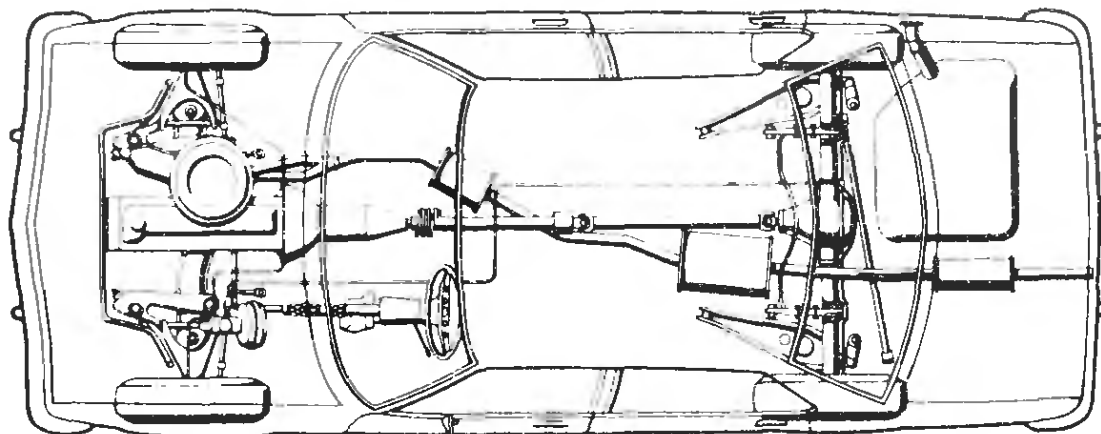


Рис. 1.58. Расположение заднего моста в автомобиле модели «Коммодор II» фирмы «Опель». Хорошо видно диагональное расположение нижних рычагов и почти прямой угол между тягой Панара и правым рычагом

Рис. 1.59. Верхние рычаги (вид сверху), расположенные под углом к продольной оси, при возникновении в точках контакта колес с дорогой продольных сил L_A создают направленные под углом силы как на кронштейнах крепления рычагов к кузову, так и на деталях их крепления к мосту

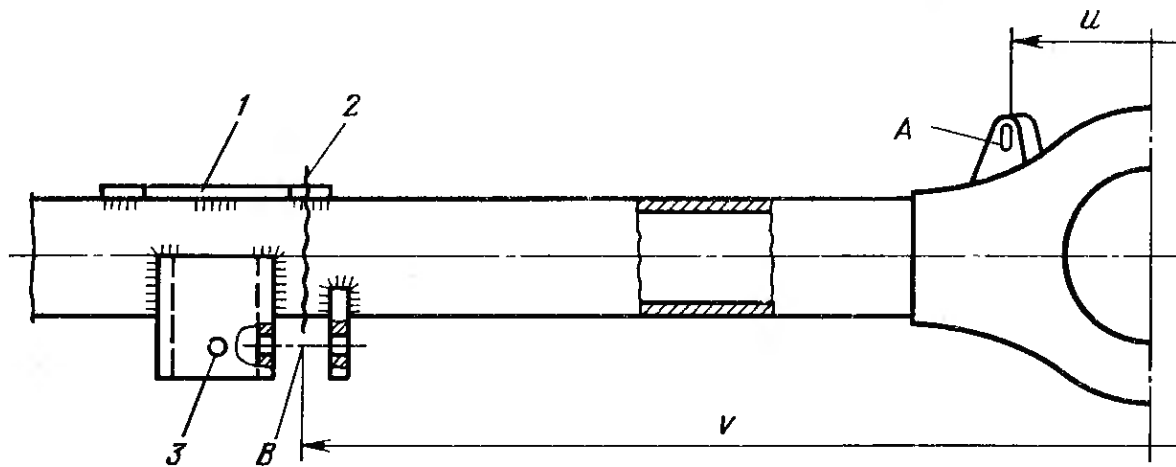
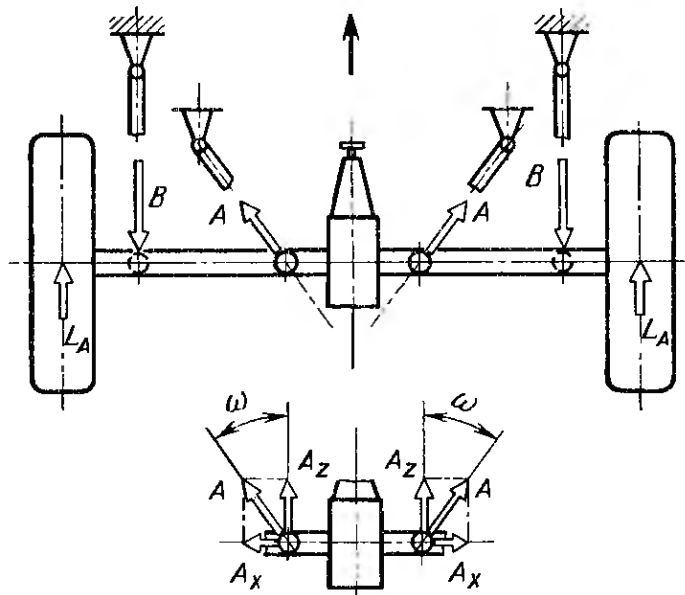
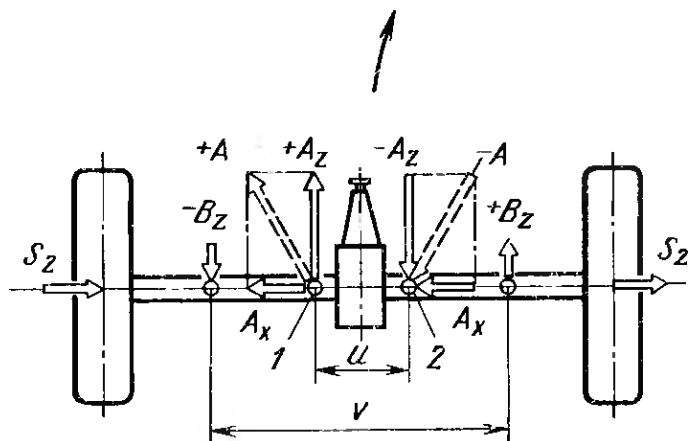


Рис. 1.60. Балка заднего моста автомобиля модели «Фورد Тауниус». Диагонально расположенный верхний рычаг крепится к точке A , а нижний рычаг, несущий пружину, — к точке B . Над последней находится опасное сечение (расчет см. в п. 1.5.4):

1 — пластинка для крепления ограничителя хода подвески; 2 — опасное сечение; 3 — место крепления амортизатора

величине, но направленные в противоположные стороны силы $\pm A_z$. В связи с наличием плеча u , которое следует выполнять как можно меньшим, создается момент, воспринимаемый нижними рычагами (силы $\pm B_z$). Для обеспечения необходимой прочности верхние и нижние рычаги должны воспринимать боковые

Рис. 1.61. В связи с тем, что силы S_2 направлены в одну сторону, в местах крепления верхних рычагов возникает пара сил $\pm A_z$, которую должны воспринимать нижние рычаги (силы $\pm B_z$)



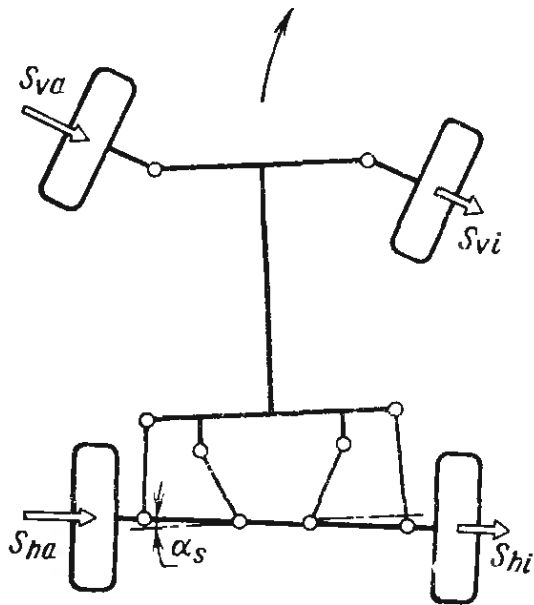


Рис. 1.62. В связи с диагональным расположением рычагов при движении по кривой мост поворачивается в сторону поворота автомобиля, уменьшая тенденцию последнего к избыточной поворачиваемости

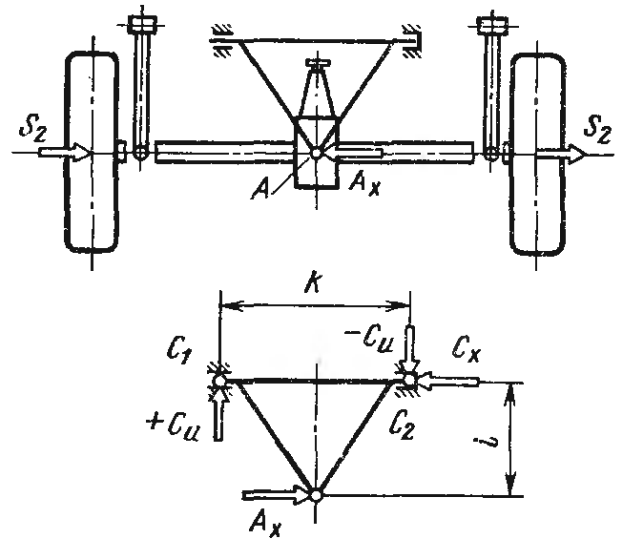


Рис. 1.63. Силы, действующие в верхнем треугольном рычаге, который также воспринимает и боковые силы, передаваемые неразрезным мостом

силы. При этом следует учитывать податливость шарниров рычагов. Необходимая эластичность обеспечит на горизонтальном участке дороги недостаточную поворачиваемость, зависящую от боковых сил (рис. 1.62, см. также [21, рис. 3.2/2 и 4.6/16]). Недостатком такой подвески является ее нежелательное влияние на устойчивость автомобиля при движении по плохому дорожному покрытию.

Поэтому более предпочтительным является использование в качестве направляющего расположенного сверху треугольного рычага (рис. 1.63, см. также [21, рис. 3.2/12а и в, 4.4./31]). В этом случае боковые силы сходятся в расположенной в центре точки A . В результате в шарнирах c_1 и c_2 рычага возникает пара сил

$$\pm c_u = A_x i/k = 2\mu_{F_2} N_{hi}/k = \mu_{F_2} G_{hi}/k.$$

Величину c_u можно снизить до определенных пределов, уменьшая длину рычага (короткое плечо) и увеличивая основание (величина k).

1.5.4. Расположение рычагов и изгибающие моменты в балке оси

Силы, возникающие при трогании автомобиля с места и торможении, передаются снизу в двух разнесенных в стороны точках и в одной точке сверху в центре (рис. 1.64). Эти силы нагружают балку моста в направлении продольной оси автомобиля в меньшей степени, чем листовые рессоры, являющиеся одновременно направляющим устройством. Изгибающий момент M_{bx} является максимальным в местах B крепления рычагов. По мере прибли-

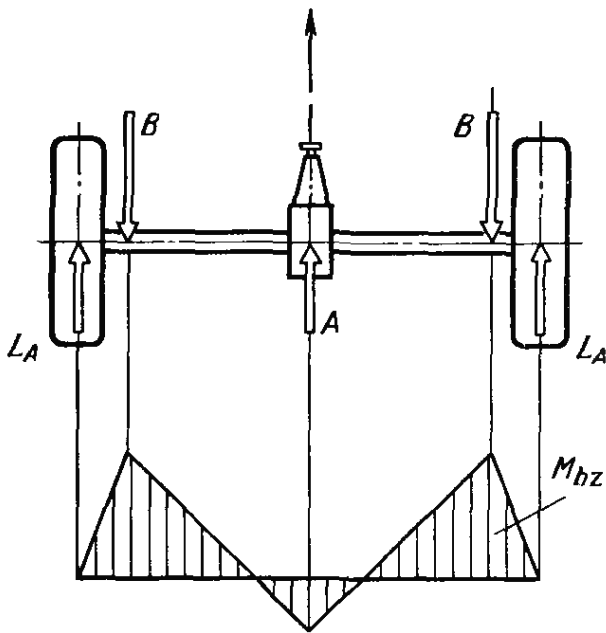


Рис. 1.64. Эпюра изгибающих моментов в балке неразрезного моста (вид сверху) при верхнем треугольном рычаге

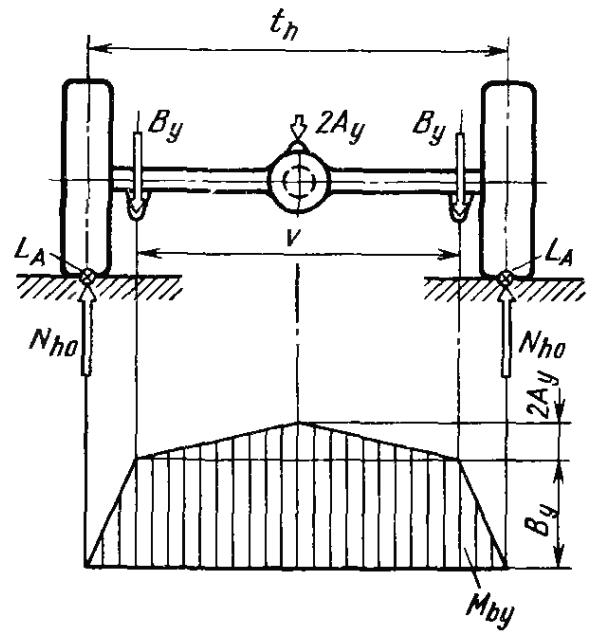


Рис. 1.65. Эпюра изгибающих моментов в балке неразрезного моста (вид сзади) при верхнем треугольном рычаге

жения к центру моста момент уменьшается, что хорошо видно на эпюре моментов, приведенной в нижней части рисунка. Возникающие при этом напряжения изгиба следует рассматривать вместе с напряжениями, создаваемыми вертикальной силой (рис. 1.65). В связи с наклонным расположением верхнего рычага возникает большая или меньшая по величине вертикальная составляющая (см. рис. 1.55)

$$A_y = A_z \operatorname{tg} \alpha,$$

где $A_z = 2L_A(r_d - f)/(f + g)$.

Точка приложения силы A_y расположена неблагоприятно (в центре балки). Однако при этом разгружаются нижние рычаги. Принимая условие $\sum F_v = 0$, получаем заданную исходную силу

$$B_y = N'_{ho} - A_y/2,$$

где $N'_{ho} = k_1 N_h - U_h/2$.

Аналогичным образом происходит уменьшение изгибающего момента M_{bz} в горизонтальной плоскости, если вместо закрепленного посередине треугольного рычага в направляющем устройстве будут применены два верхних продольных рычага (рис. 1.66). Если эти рычаги расположены параллельно дороге и параллельны между собой, то составление

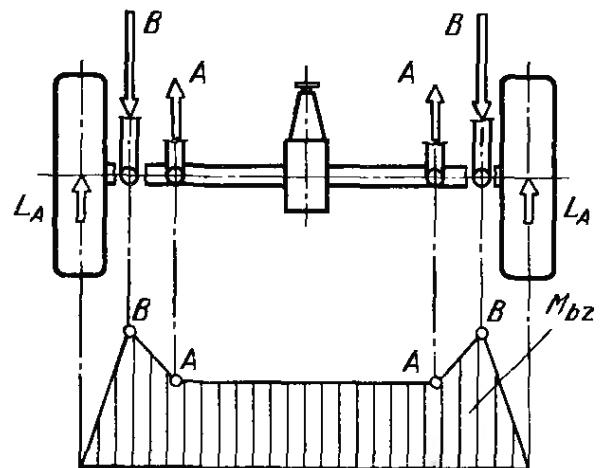


Рис. 1.66. Эпюра изгибающих моментов (вид сверху) в неразрезной балке моста, направляющими элементами которого являются четыре параллельные тяги (и тяга Панара) при действии продольных сил

эпюры моментов не составляет труда. При любом наклоне рычага возникают дополнительные составляющие A_y (см. рис. 1.55) или A_x (см. рис. 1.59). Однако эти составляющие будут уменьшать изгибающий момент M_{b1} или $M_{b5,6}$ в направлении X, Y (см. п. 1.5.1).

1.5.5. Перераспределение сил, действующих на колеса при поворотах

Недостатком подвески всех ведущих неразрезных осей (кроме подвески типа «Де-Дион») является разница ΔN в силах, действующих на правое и левое колеса. Эта разница объясняется тем, что крутящий момент двигателя и крутящий момент на колесах действуют во взаимно перпендикулярных плоскостях (см. рис. 1.48). На рис. 1.67 (вид сзади) показан ведущий мост с передаваемым через карданный вал моментом. Двигатель в этом случае вращается по часовой стрелке (если смотреть со стороны радиатора). Момент определяется передаточным числом i_G включенной передачи, а также КПД коробки передач (см. п. 1.2):

$$M_{tN} = M_{\alpha \max} i_G \eta \text{ при } \eta_{G1 \dots 3} = 0,92 \text{ и } \eta_{G4} = 0,98.$$

Этот момент вызывает увеличение силы, действующей на правое колесо, $+\Delta N_h = M_{tN}/t_h$ и соответствующее уменьшение силы, действующей на левое колесо. При повороте направо нагрузка на внутреннее (правое) колесо благодаря центробежной силе C_w будет уменьшаться. При этом в случае применения неразрезной оси следует учитывать и момент на карданном валу. Совместное действие двух факторов, уменьшающих нагрузку на колесо, может вызвать преждевременное проскальзывание на повороте внутреннего колеса при правом повороте. При левом повороте «держание» дороги будет лучшим. Однако перераспределение нагрузки, вызванное моментом на карданном валу, является относительно небольшим. По характеристикам автомобиля модели «Опель Коммодор», момент

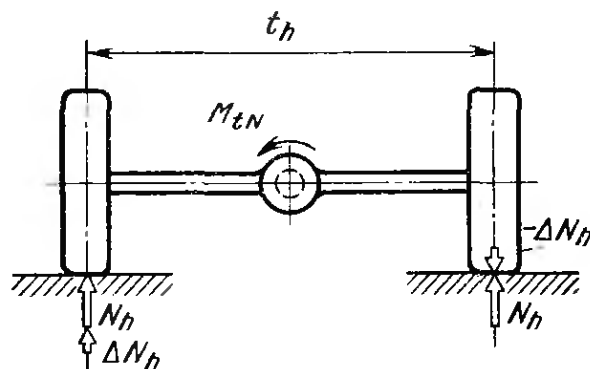


Рис. 1.67. Крутящий момент M_{tN} , передаваемый карданным валом на балку моста, приводит к некоторому перераспределению сил, действующих на колеса

деления нагрузки, вызванное моментом на карданном валу, является относительно небольшим. По характеристикам автомобиля модели «Опель Коммодор», момент

$$M_{d \max} = 177 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

а диапазон колебаний нагрузки

$$\pm \Delta N_h \approx 400 \text{ Н},$$

что составляет около 10% нагрузки на колесо.

1.5.6. Расчет неразрезной оси

В качестве примера рассмотрим задний мост автомобиля модели «Форд Таунус», приведенный на рис. 3.2/13е [21]. Оба верхних рычага подвески этого моста воспринимают боковые силы. Проведем расчет моментов, действующих в балке моста, и сил, действующих в рычагах при движении по разбитой дороге (случай 3) и при трогании с места (случай 6).

1.5.6.1. Исходные данные при нормальном положении подвески. Нагрузка на задний мост $G_n = 7900$ Н, вес моста $U_n \approx 1100$ Н, колея $t_n = 1422$ мм. Шины типа 175SR13 в соответствии с работой [2] имеют следующие параметры: $D = 608$ мм; $r_{ст} = 276$ мм; $r_д = 296$ мм; $N_R = 4500$ Н; $p_1 = 0,2$ МПа.

Согласно рис. 1.68 и 1.69 значения отрезков и углов следующие:

Длина верхнего рычага при виде сбоку $l = 241$ мм
 Расстояние от шарнира A до центра моста $g = 83$ мм
 Расстояние от шарнира B до центра моста $f = 71$ мм
 Длина нижнего рычага $b = 450$ мм
 Расстояние от шарнира до пружины (отрезок DF) $a = 310$ мм
 Углы наклона верхнего рычага: $\alpha = 11^\circ 30'$; $\omega = 49^\circ 40'$
 Угол наклона нижнего рычага $\beta = 5^\circ 36'$

Кроме того, дано: $k = 666$ мм;
 $u = 111$ мм; $v = 890$ мм; $i = 236$ мм.
 Спиральная пружина расположена на нижнем рычаге вертикально, т. е. углы θ и ξ равны нулю. Использован двигатель рабочим объемом 2,3 л. Коробка передач и главная передача имеют следующие характеристики: $M_{d \max} = 180$ Н·м; $i_1 = 3,65$; $i_2 = 1,97$; $i_3 = 1,97$; $i_D = 3,44$ и $\eta = 0,85$.

Балка моста представляет собой трубу со следующими размерами

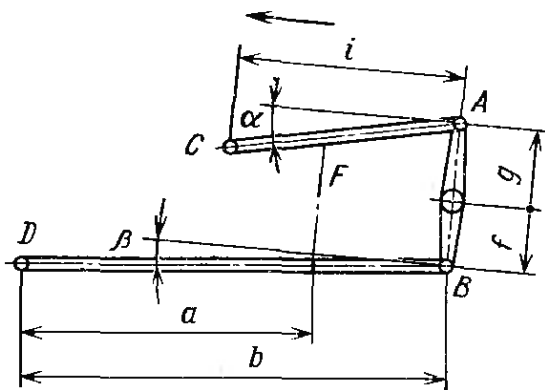


Рис. 1.68. Длина рычагов и их расположение (вид сбоку) в использованной для расчета оси автомобиля модели «Форд-Таунус» при углах ξ и θ , равных нулю

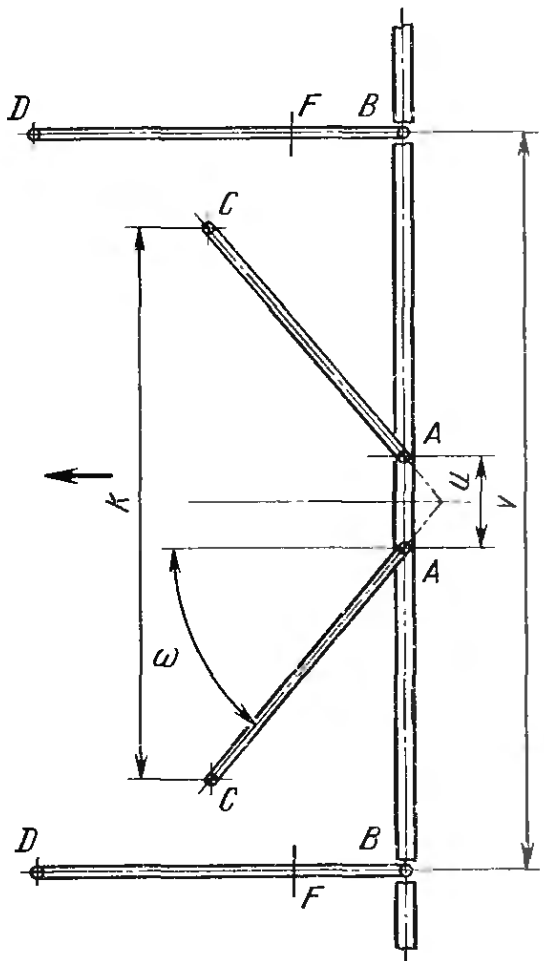


Рис. 1.69. Длина рычагов и их расположение на оси автомобиля модели «Форд Таунус» (вид сверху)

(произведение наружного диаметра на толщину стенки $58,1 \times 4$ мм и, следовательно, момент сопротивления $W_0 = 8,52 \text{ см}^3$). Балка изготовлена из свариваемой улучшенной стали С22V группы прочности III со следующими характеристиками (см. табл. 1.2):

$$\sigma_b = 700 \dots 850 \text{ МПа}, \sigma_s \geq 520 \text{ МПа} \text{ и } \delta_s \geq 14\%.$$

1.5.6.2. Силы в пятне контакта колеса с дорогой. Шина может выдержать нагрузку $N_R = 4500 \text{ Н}$ при $p_R = 0,2 \text{ МПа}$. Рекомендуемое давление воздуха и давление воздуха при экономически целесообразной грузоподъемности равны. В результате получаем:

$$f_s = D/2 - r_{ст} = 304 - 276 = 28 \text{ мм};$$

$$c_R = N_R/f_s = c_1 = 4500/28 = 161 \text{ Н/мм};$$

$$c_1/N_h = 161/3950 = 0,0407.$$

В зависимости от отношения c_1/N по рис. 1.2 определяем коэффициенты динамичности

$$k_1 = 1,41; k_2 = 2,41.$$

Принимая $N_h = G_h/2 = 3950 \text{ Н}$, получим верхнее значение вертикальной силы

$$N_{ho} = N_h k_1 = 3950 \cdot 1,41 = 5570 \text{ Н};$$

$$N'_{ho} = N_{ho} - U_h/2 = 5570 - 550 = 5020 \text{ Н}.$$

Максимальная сила

$$N_{h2} = N_h k_2 = 3950 \cdot 2,41 = 9510 \text{ Н}.$$

Коэффициенты боковых сил (см. рис. 1.4), являющиеся функцией нагрузки на колесо,

$$\mu_{F1} = 0,34; \mu_{F2} = 0,85.$$

Действующие при этом боковые силы соответственно длительные и ограниченные по времени

$$S_1 = \mu_{F1} N_h = 0,34 \cdot 3950 = 1340 \text{ Н};$$

$$S_2 = \mu_{F2} N_h = 0,85 \cdot 3950 = 3360 \text{ Н}.$$

При движении по разбитой дороге на второй передаче будет действовать продольная сила

$$\begin{aligned} L_{дв} &= M_{тв}/r_{д} = M_{д \max} i_2 i_D \eta / 2r_{д} = \\ &= 180 \cdot 1,97 \cdot 3,44 \cdot 0,85 / (2 \cdot 0,296) = 1750 \text{ Н}. \end{aligned}$$

При включении первой передачи с учетом коэффициента ударного характера включения сцепления $k_K = 2$ продольная сила

$$L_{дв} = M_{д \max} i_1 i_D \eta k_K / 2r_{ст} = 180 \cdot 3,65 \cdot 3,44 \cdot 0,85 \cdot 2 / (2 \cdot 0,276) = 6960 \text{ Н}.$$

С учетом максимально возможного на бетонном покрытии коэффициента сцепления $\mu_k = 1,1$ может быть передана следующая максимальная продольная сила:

$$L_{A3} = \mu_k N_k = 11 \cdot 3950 = 4350 \text{ Н.}$$

Расчет должен быть проведен с использованием меньшей силы L_{A3} .

1.5.6.3. Длительные нагрузки, действующие на балку моста. На рис. 1.43 показано действие на мост вертикальных и боковых сил, а на рис. 1.50 учтено действие продольной силы L_{A1} . Эквивалентные напряжения $\sigma_{\sigma 1}$ при длительном нагружении рассчитываем с помощью уравнений (1.5.3) и (1.5.6):

$$\begin{aligned} M_{b1} &= [N_{ho}(t_h - v)/2] + S_1 r_d = \\ &= 5570 \cdot 0,266 + 1340 \cdot 0,296 = 18,77 \text{ Н}\cdot\text{м}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} L_{A1} &= M_{t1}/r_d = M_d \max i_3 i_D \eta / 2 r_d = \\ &= 18 \cdot 1,37 \cdot 3,44 \cdot 0,85 / (2 \cdot 0,296) = 1215, \end{aligned}$$

и, следовательно,

$$M_{bz} = L_{A1}(t_h - v)/2 = 1215 \cdot 0,266 = 323 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

Используя значения M_{b1} и M_{bz} , получаем

$$M_{bR1} = \sqrt{M_{b1}^2 + M_{bz}^2} = \sqrt{187,7^2 + 32,3^2} = 1910 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

Действующие при этом эквивалентные напряжения

$$\sigma_{\sigma 1} = \sqrt{M_{bR1}^2 + 1,07 M_{t1}^2} / W_b,$$

где $M_{t1} = L_{A1} r_d = 1215 \cdot 0,296 = 360 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Следовательно,

$$\sigma_{\sigma 1} = \sqrt{19100^2 + 1,07 \cdot 3600^2} = 227 \text{ МПа.}$$

Эквивалентные напряжения при длительном нагружении не должны превышать допустимых $\sigma_{\sigma 1} \leq \sigma_{\text{доп } D}$, где $\sigma_{\text{доп } D} = \sigma_{b \text{ sch}} / (\beta_{kb} v)$ согласно уравнению (1.5.2а).

Используя имеющиеся значения $\sigma_s = 520 \text{ МПа}$ и $\sigma_{b \text{ sch}} = 1,2 \sigma_s$ (см. табл. 1.1 и 1.2), а также $\beta_{kb} = 2,5$, получим запас прочности

$$v \geq 1,2 \sigma_s / (\beta_{kb} \sigma_{\sigma 1}) = 1,2 \cdot 52000 / (2,5 \cdot 22700) \geq 1,1.$$

Применяя термообработку балки после сварки, можно уменьшить остаточные напряжения и тем самым повысить запас прочности.

1.5.6.4. Кратковременное нагружение балки моста при трогании с места. Как показано на рис. 1.66, продольные силы создают в балке моста наибольшие изгибающие моменты в зонах В мест крепления нижних рычагов. Применяя уравнения (1.5.10)

и (1.5.11), получим следующие значения суммарного изгибающего момента:

$$M_{b6} = [(t_h - v)/2] \sqrt{N_{ho}^2 + L_{A3}^2} = \\ = [(1,422 - 0,89)/2] \sqrt{5570^2 + 4350^2} = 1880 \text{ Н}\cdot\text{м},$$

а учитывая $M_{t3} = L_{A3} r_{\text{сг}} = 4350 \cdot 0,276 = 1200 \text{ Н}\cdot\text{м}$, в соответствии с уравнением (1.5.12) можно определить эквивалентные напряжения

$$\sigma_{\text{сб}} = (1/W_b) \sqrt{M_{b6}^2 + 1,07 \cdot M_{t3}^2} = \\ = (1/8,52) \sqrt{1880^2 + 1,07 \cdot 1200^2} = 264 \text{ МПа}.$$

1.5.6.5. Нагрузка на балку моста при движении по разбитой дороге. Расчет аналогичен приведенному выше, за исключением того, что вместо первой передачи используется вторая (без k_K). Кроме того, дополнительно учитывается боковая сила S_2 , направленная наружу от продольной оси автомобиля (см. рис. 1.43). В соответствии с измененным уравнением (1.5.3) определяем изгибающий момент

$$M_{b3} = [N_{ho} (t_h - v)/2] + S_2 r_{\text{д}} = \\ = 5570 \cdot 0,266 + 3360 \cdot 0,296 = 2475 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Крутящий момент при включенной второй передаче

$$M_{t4} = M_{d \text{ max}} i_2 i_D \eta / 2 = 180 \cdot 1,97 \cdot 3,44 \cdot 0,85 / 2 = 518 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Под действием момента M_{b3} и создаваемой крутящим моментом M_{t4} продольной силы $L_{\sigma 4} = M_{t4} / r_{\text{д}}$ суммарный изгибающий момент

$$M_{bR3} = \sqrt{M_{b3}^2 + [(t_h - v)/2 (M_{t4} / r_{\text{д}})]^2} = \\ = \sqrt{2475^2 + (0,266 \cdot 518 / 0,296)^2} = 2520 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Эквивалентные напряжения рассчитываем по видоизмененной формуле (1.5.12):

$$\sigma_{\text{сб}} = (1/W_b) \sqrt{M_{bR3}^2 + 1,07 \cdot M_{t4}^2} = \\ = (1/8,52) \sqrt{2520^2 + 1,07 \cdot 517,5^2} = 303 \text{ МПа}.$$

1.5.6.6. Нагрузки в балке моста при движении через железнодорожный переезд (случай 2). Принимаем, что максимальный удар снизу имеет место при движении на третьей передаче. Суммарный изгибающий момент создается под действием трех сил:

$$N_{h2} = 9510 \text{ Н}; \quad S_1 = 1340 \text{ Н};$$

$$L_{A1} = M_{t1} / r_{\text{д}}.$$

Действующий на балку крутящий момент $M_{t1} = 360$ Н·м получен в процессе расчета на усталостную прочность. Изгибающий момент M_{b2} , создаваемый вертикальной и боковой силами, в соответствии с рис. 1.47

$$\begin{aligned} M_{b2} &= [N_{h2} (t_h - v)/2] + S_1 r_d = \\ &= 9510 \cdot 0,266 + 1340 \cdot 0,296 = 2927 \text{ Н·м.} \end{aligned}$$

С учетом этого суммарный момент

$$\begin{aligned} M_{bR2} &= \sqrt{M_{b2}^2 + \{[(t_h - v)/2] M_{t1}/r_d\}^2} = \\ &= \sqrt{2927^2 + (0,266 \cdot 360/0,296)^2} = 2950 \text{ Н·м.} \end{aligned}$$

Для расчета эквивалентных напряжений, заменив индексы используем формулу (1.5.12):

$$\begin{aligned} \sigma_{\sigma 2} &= (1/W_b) \sqrt{M_{bR2}^2 + 1,07 M_{t2}^2} = \\ &= (1/8,52) \sqrt{2950,0^2 + 1,07 \cdot 3600^2} = 349 \text{ МПа.} \end{aligned}$$

1.5.6.7. Определение коэффициента запаса прочности для исключения разрушения или изгиба балки моста. Используя большее из трех расчетных эквивалентных напряжений, т. е. $\sigma_{\sigma 2}$, и исходя из того, что $\sigma_{\sigma 2} \leq \sigma_{b \text{ доп } 2}$ и $\sigma_{b \text{ доп } 2} = \sigma_{bs}/v = 1,2\sigma_s/v$, определяем запас прочности, который должен быть не менее 1,5:

$$v = 1,2\sigma_s/\sigma_{\sigma 2} = 1,2 \cdot 520,0/349,0 \approx 1,8.$$

Полученный запас прочности $v = 1,8$ является достаточным.

1.5.6.8. Силы, возникающие в рычагах при трогании с места (случай 6). В соответствии с рис. 1.55 в шарнире А верхнего рычага при приложении в точке контакта колеса с дорогой меньшей из сил L_{A3} или L_{A6} возникает составляющая A_{x6} . С учетом $L_{A3} = 4350$ Н получаем

$$A_{x6} = L_{A3} (r_{ст} - f)/(g + f) = 4350 (276 - 71)/(83 + 71) = 5790 \text{ Н.}$$

Отсюда можно рассчитать две другие составляющие

$$A_{y6} = A_{x6} \operatorname{tg} \alpha = 5790 \cdot 0,2035 = 1180 \text{ Н;}$$

$$A_{z6} = A_{x6} \operatorname{tg} \omega = 5790 \cdot 1,178 = 6810 \text{ Н;}$$

$$\begin{aligned} A_6 &= \sqrt{A_{x6}^2 + A_{y6}^2 + A_{z6}^2} = \\ &= \sqrt{46\,376\,100 + 1\,392\,400 + 33\,524\,100} = 9020 \text{ Н.} \end{aligned}$$

Сила $A_{y6} = 1180$ Н через рычаг передается на кузов и действует в продольной плоскости как сила тяги в точке С, препятствуя «приседанию» автомобиля при трогании с места. Верхние диагонально расположенные рычаги должны воспринимать на-

грузку 9020 Н. На шарнир B нижнего рычага, несущего пружины, действует следующая вертикальная составляющая:

$$B_{y6} = N'_{ho} - A_{y6} = 5020 - 1180 = 3840 \text{ Н.}$$

В продольном направлении на этот шарнир действуют силы

$$B_{z6} = L_{A3} + A_{z6} = 4350 + 5790 = 10\,140 \text{ Н.}$$

Суммарная сила, действующая на опору,

$$B_6 = \sqrt{B_{y6}^2 + B_{z6}^2} = \sqrt{3840^2 + 10\,140^2} = 10\,800 \text{ Н.}$$

Как показано на рис. 1.68, пружина расположена перпендикулярно к поверхности дороги, поэтому в соответствии с п. 1.5.3 и исходя из соотношения плеч b/a сила может быть определена

$$F = B_{y6}b/a = 3840 \cdot 450/310 = 5570 \text{ Н.}$$

1.5.6.9. Силы, действующие на направляющие рычаги при движении по разбитой дороге. Как показано на рис. 1.61, при расчете неразрезной балки моста принимаем, что боковые силы имеют наибольшие значения и направлены в одну сторону. В направлении оси X действует только сила S_2 , поэтому $A_x = S_2 = 3360 \text{ Н}$. Учитывая углы, приведенные на рис. 1.68 и 1.69, получаем составляющие

$$A_z = A_x \operatorname{ctg} \omega = 3360 \cdot 0,8485 = 2850 \text{ Н;}$$

$$A_y = A_z \operatorname{tg} \alpha = 2850 \cdot 0,2035 = 580 \text{ Н.}$$

Продольная сила $L_{A4} = 1750 \text{ Н}$ увеличивает в левом направляющем рычаге силу A_z на величину

$$\Delta A_z = L_{A4}(r_d - f)/(g + f) = 1750(296 - 71)/(83 + 71) = 2560 \text{ Н}$$

и уменьшает ее в правом рычаге.

Используя ΔA_z , рассчитываем

$$\Delta A_x = \Delta A_z \operatorname{tg} \omega = 2560 \cdot 1,178 = 3010 \text{ Н;}$$

$$\Delta A_y = \Delta A_z \operatorname{tg} \alpha = 2560 \cdot 0,2035 = 520 \text{ Н.}$$

Используя рассчитанные заранее составляющие, а также увеличение нагрузки благодаря продольной силе L_{A4} , получаем силу, действующую на один из двух направляющих рычагов:

$$\begin{aligned} A &= \sqrt{(A_x + \Delta A_x)^2 + (A_y + \Delta A_y)^2 + (A_z + \Delta A_z)^2} = \\ &= \sqrt{(3360 + 3010)^2 + (580 + 520)^2 + (2850 + 2560)^2} = 8430 \text{ Н.} \end{aligned}$$

При движении по дороге с выбоинами силы, действующие в верхних и нижних рычагах, будут ниже, чем при трогании с места.

1.6. СИЛЫ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ В ПОДВЕСКЕ НА ДВОЙНЫХ ПОПЕРЕЧНЫХ РЫЧАГАХ

1.6.1. Статические нагрузки на пружину и шарниры

Если определены размеры подвески на двойных поперечных рычагах, а также заданы нагрузки на ось, размер шин, жесткость пружин и масса оси, то конструктор должен в первую очередь рассчитать силу, действующую на пружину при нормальном положении автомобиля. Затем, используя эту силу, передаточное отношение i_v от колеса к пружине, а также заданные величины деформации f_1 и f_2 пружины, можно определить размеры самой пружины. Поскольку при перемещении колеса положение рычага меняется, величина i_v не является постоянной, так же как и деформации f_{1F} и f_{2F} пружины по сравнению с перемещениями f_1 и f_2 точки контакта колеса с дорогой. Более подробно эта взаимосвязь рассмотрена в п. 2.1.7. Силу F пружины определяют для неподвижного автомобиля, рассчитывая ее по законам статики. При этом могут быть использованы два способа: расчетный и графический. Графический метод является более быстрым и при выборе крупного масштаба сил (например, в 1 см не менее 200 Н достаточно точным. Основой такого решения является раздельное построение схемы подвески и треугольников сил. Первая выполняется на основе сборочного чертежа с использованием приведенных на нем размеров и величин углов и по возможности в масштабе 1 : 1. Следует учитывать, что (как показано в [21, рис. 4.10/2]) ось поворотного кулака проходит через центры шаровых шарниров. В приведенном примере цилиндрическая винтовая пружина должна опираться на нижний рычаг (см. рис. 1.41; [21, рис. 3.4/4 и 3.4/6]), упираясь верхним концом в подрамник. При этом будет известна линия действия нормальной силы N_1 , а также линия действия силы, передаваемой через верхний рычаг, которую получают, соединяя точки A и C (рис. 1.70). Закономерно условие, в соответствии с которым линии действия всех сил должны сходиться в одной точке. Оно позволяет определить линию действия силы B , нагружающей нижнюю шаровую опору. В треугольнике сил (см. рис. 1.70, б) можно с помощью N'_0 графически определить значение силы B . Сила N'_0 , которую в данном случае следует учитывать, образуется из половины допустимой нагрузки G_0 на переднюю ось за вычетом веса половины оси, т. е.

$$N'_0 = N_0 - U_0/2,$$

где $N_0 = G_0/2$.

Сила B в поворотной опоре направлена вниз, т. е. имеет направление, обозначенное знаком минус. Рычаг, будучи шарнирно соединенным с поворотной опорой, должен рассматриваться отдельно. В соответствии с условием, что в каждой точке $\sum F = 0$, сила B , действуя под тем же углом, направлена вверх (в про-

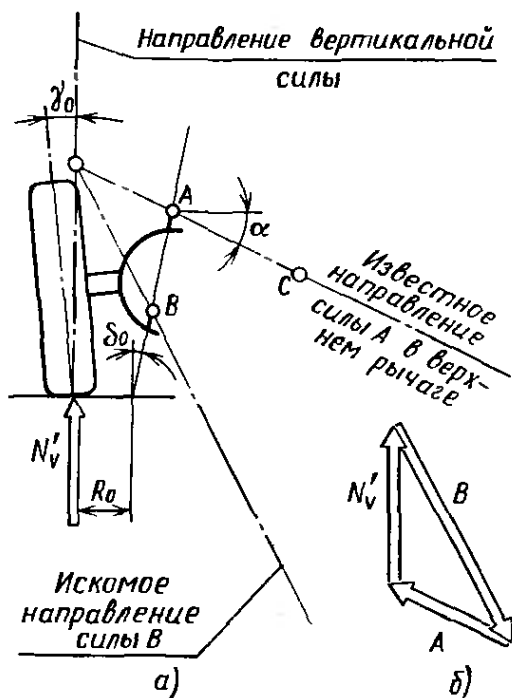


Рис. 1.70. Графическое определение сил, действующих в шаровых опорах А и В:
а — схема подвески; б — треугольник сил

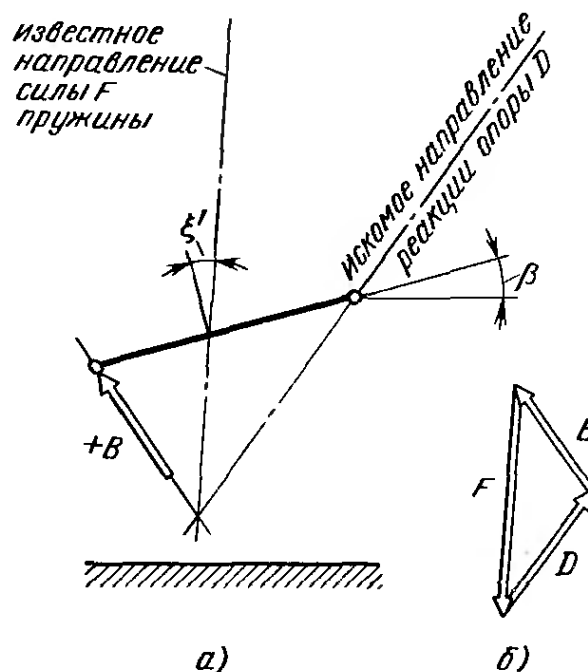


Рис. 1.71. Графическое определение силы F пружины и реакции D в опоре нижнего рычага с использованием уменьшенного масштаба сил:
а — схема рычага; б — треугольник сил

тивоположном направлении) и поэтому является положительной (рис. 1.71). С помощью силы $+B$ можно без труда найти силу пружины, а также силу D , которые совместно действуют на оба внутренних шарнира D_1 и D_2 рычага (см. рис. 1.73 и 1.74). Это может быть выполнено графически построением схемы механизма и силового треугольника. Как видно на рис. 1.70 и 1.71, сила пружины зависит от плеча обкатки R_0 ; угла поперечного наклона шкворня δ_0 ; углов наклона верхнего α и нижнего β рычагов; положения пружины, т. е. от угла ξ [см. (2.1.27)—(2.1.30), откуда $F = i_v N'_v$].

При изменении в подвеске одного из этих элементов сила F также изменяется. Чтобы теперь определить нагрузки D_1 и D_2

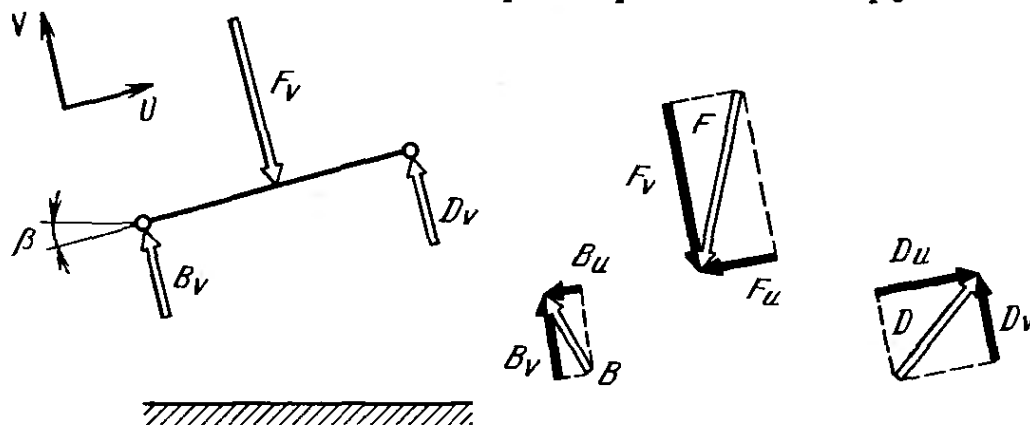


Рис. 1.72. Разложение сил, определенных графическим способом, на составляющие по направлениям U и V . Оно необходимо для определения пространственного расположения сил, действующих в точках D_1 и D_2 , находящихся на некотором расстоянии одна от другой

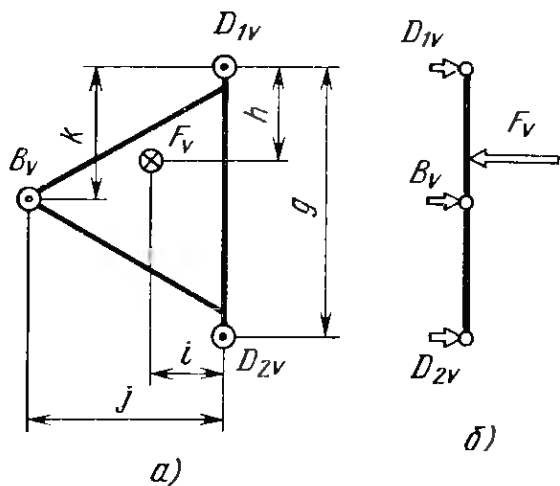


Рис. 1.73. Силы, действующие на нижний рычаг в направлении оси V :
 а — вид сверху; б — вид сбоку

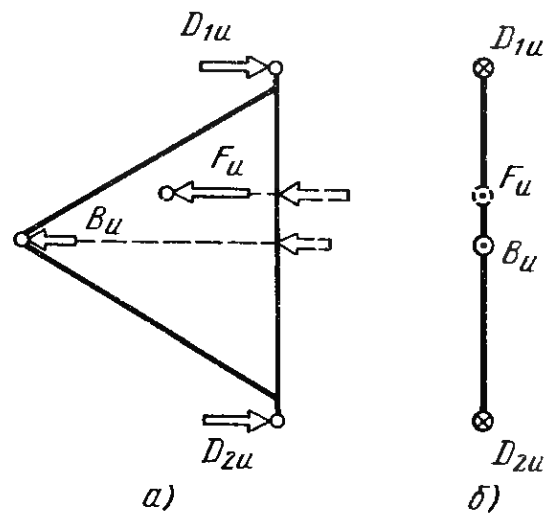


Рис. 1.74. Силы, действующие на нижний рычаг в направлении оси U :
 а — вид сверху; б — вид сбоку

на обе опоры, следует, как показано на рис. 1.72, разложить три силы B , F и D , действующие на рычаг, на составляющие, параллельные и перпендикулярные линии, которая соединяет шаровой шарнир B с центром шарнира D . Это необходимо, поскольку D_1 и D_2 являются пространственными силами и их определение расчетным путем возможно только при раздельном рассмотрении составляющих в направлении осей U и V .

На рис. 1.73, а приведен вид сверху на нижний рычаг, повернутый в плоскости чертежа, с действующими на него проекциями сил на ось V , которые обозначены точками и крестом. На виде сбоку б силы показаны в масштабе. Поскольку силы B_v и F_v известны, необходимо решение лишь двух уравнений:

$$\sum M_{\text{отн } D_1} = 0, \quad D_{2v} = (F_v h - B_v k)/g;$$

$$\sum F_v = 0, \quad D_{1v} = F_v - B_v - D_{2v} = D_v - D_{2v}.$$

Аналогичным образом с использованием плана и вида сбоку определяем проекции сил на ось U (рис. 1.74):

$$\sum M_{\text{отн } D_1} = 0; \quad D_{2u} = (F_u h + B_u k)/g;$$

$$\sum F_u = 0; \quad D_{1u} = F_u + B_u - D_{2u} = D_u - D_{2u}.$$

Нагрузки в шаровых опорах A и B и силу сжатия пружины можно определить и расчетным путем. На рис. 1.75 показана освобожденная поворотная опора с соответствующими известными и неизвестными силами и плечами их действия. Плечи могут быть взяты по чертежам или рассчитаны. Силы сразу наносят в виде составляющих в направлении осей X и Y для получения уравнений для расчета:

$$\sum F_x = 0; \quad B_x = A_x;$$

$$\sum F_y = 0; \quad B_y = A_y + N.$$

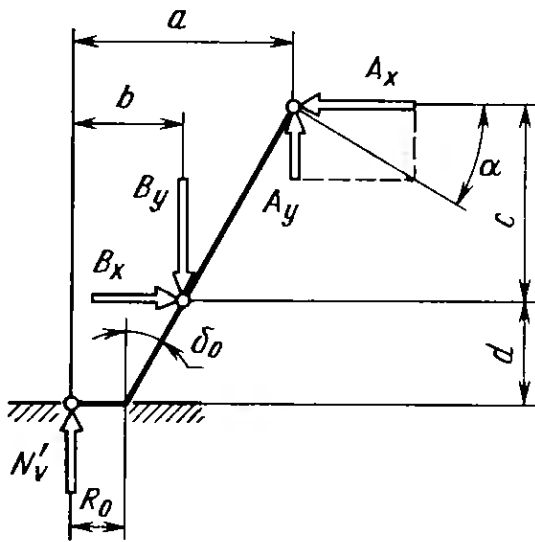


Рис. 1.75. Схема поворотной стойки с разложением известных и неизвестных сил по направлениям осей X и Y :

$$a = (c + d) \operatorname{tg} \delta_0 + R_0; \quad b = d \operatorname{tg} \delta_0 + R_0$$

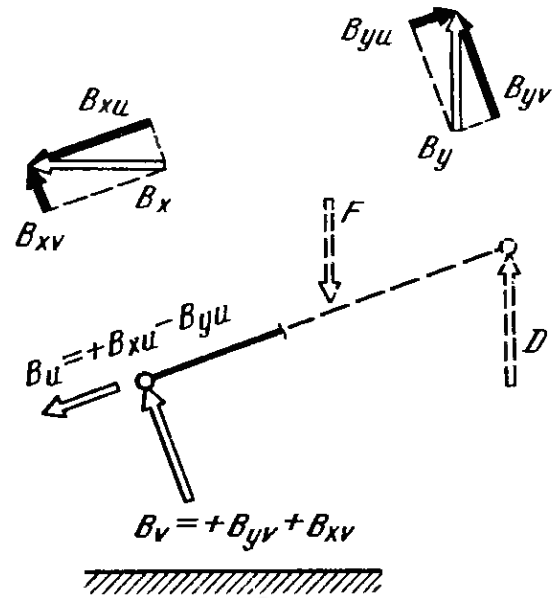


Рис. 1.76. Чтобы рассчитать все силы, действующие на нижний рычаг, необходимо разложить составляющие реакций B_x и B_y на связанные с рычагом направления осей U и V :

$$B_{xu} = B_x \cos \beta; \quad B_{xv} = B_x \sin \beta; \quad B_{yu} = B_y \sin \beta; \quad B_{yv} = B_y \cos \beta$$

Уравнение моментов относительно точки B со вспомогательными уравнениями $A_x = A \cos \alpha$ и $A_y = A \sin \alpha$ имеет вид

$$\sum M_b = 0; \quad Nb = A_x c + A_y (a - b) = A [\cos \alpha c + \sin \alpha (a - b)].$$

При этом $a - b = c \operatorname{tg} \delta_0$. С учетом изложенного сила B , действующая на шаровую опору,

$$B = \sqrt{B_x^2 + B_y^2}.$$

Чтобы избежать ошибок и неточностей при расчете, целесообразно определить не силу B , действующую через рычаг, а ее составляющие B_x и B_y . Как показано на рис. 1.76, для этого реакции B_x и B_y опоры следует разложить на связанные с рычагом направления осей U и V и отдельно определить составляющие B_u и B_v . При этом следует учитывать, что при суммировании составляющих, разложенных на направления X и Y , перед составляющими сил в направлении осей U и V должны быть три положительных знака и один отрицательный. Вслед за этим с помощью одного уравнения моментов и одного вспомогательного уравнения осуществляется расчет силы F (рис. 1.77):

$$\sum M_{\text{отн } D} = 0; \quad F_v = B_v j / i;$$

$$F = F_v / \cos \xi'.$$

С помощью определенных таким образом сил B_u , B_v , F_v и $F_u = F_v \operatorname{tg} \xi'$ получим реакции D_1 и D_2 опор, как это показано на рис. 1.73 и 1.74. В отличие от п. 2.1.7, в котором угол ξ обо-

значает угол наклона пружины к вертикали, угол ξ' относится к плоскости рычага. Если для передачи усилия пружины используется верхний рычаг (рис. 1.78), то действующие на нижний рычаг составляющие B_x и B_y определяем через функции угла β : $B_x = B \cos \beta$ и $B_y = B \sin \beta$. Уравнение моментов относительно точки A с учетом подстановки $a - b = c \operatorname{tg} \delta_0$ имеет вид

$$N'_v a = B_x c - B_y (a - b) = B \times (\cos \beta c - \sin \beta c \operatorname{tg} \delta_0).$$

При ином наклоне нижнего рычага, таком, например, какой показан на рис. 4.4/6 [21], сила B_y положительная. Для определения величины предварительного сжатия пружины следует составляющие A_x и A_y , в свою очередь, разложить на составляющие в направлении осей U и V (см. рис. 1.42). Тогда получим

$$A_v = A_y \cos \alpha - A_x \sin \alpha;$$

$$A_u = A_x \cos \alpha + A_y \sin \alpha.$$

Чтобы обеспечить антиклевокый эффект (рис. 1.79), рычаги, как это видно на рис. 1.38, дополнительно могут иметь наклон оси, определяемый на виде сбоку [21, п. 4.12]. В таких случаях силы, определенные через их составляющие в направлении осей X и Y , следует расположить в пространстве с помощью пространственного угла η :

$$\operatorname{tg} \eta = \sqrt{\operatorname{tg}^2 \beta + \operatorname{tg}^2 \theta}.$$

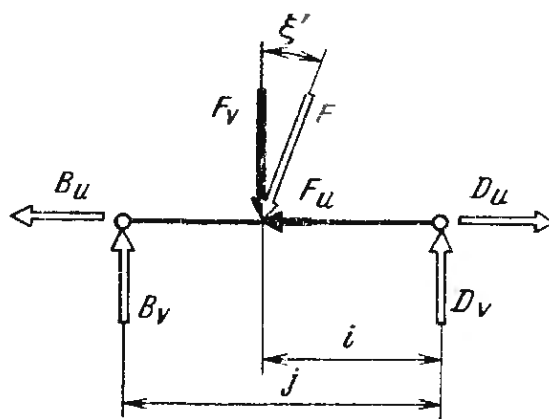
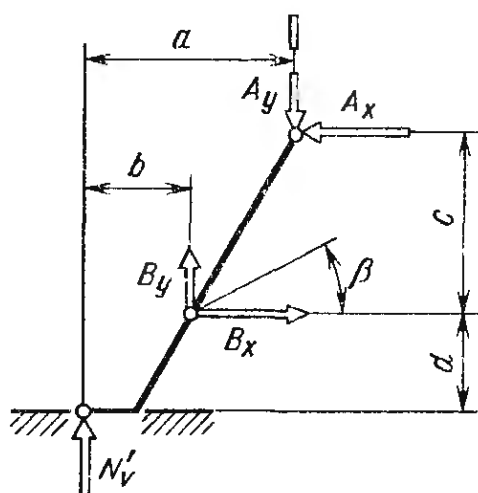


Рис. 1.77. Определение действующих на рычаг сил пружины и реакций в опорах по составляющим B_u и B_v

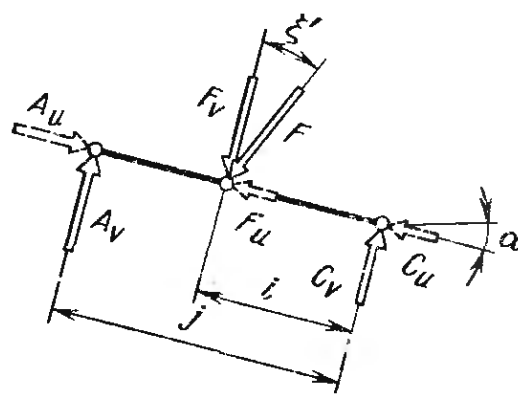


Рис. 1.78. Для определения силы F пружины, опирающейся на верхний рычаг, составляющие A_x и A_y необходимо разложить на новые составляющие по направлениям осей U и V :

$$A_v = A_y \cos \alpha + A_x \sin \alpha; \quad A_u = A_x \cos \alpha - A_y \sin \alpha$$

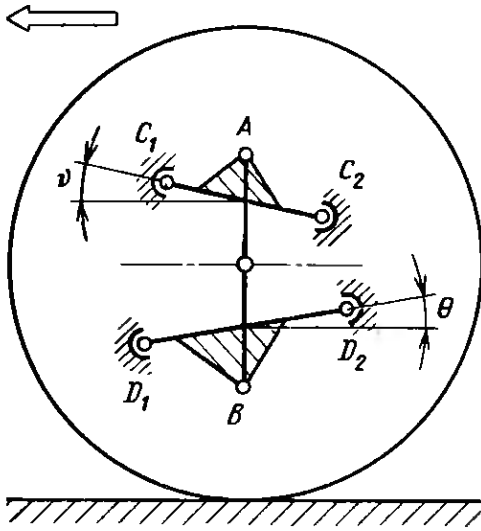


Рис. 1.79. Для получения противоклевкового эффекта рычаги могут быть расположены под углом и на виде сбоку, при этом потребуется пространственное разложение сил B_x, y

Если пружина опирается на нижний рычаг, то вначале следует разложить силу B_x , приведенную на рис. 1.75 и направленную в сторону рычага, на составляющие

$$B_{xu} = B_x \cos \eta; \quad B_{xv} = B_x \sin \eta.$$

Разложение силы B_y приведено на рис. 1.80. Показанные справа оси координат дают третье направление, ось W которого наклонена к плоскости дороги. Дополнительная ось V перпендикулярна к рычагу и, следовательно, наклонена под углом к плоскости чертежа. Составляющая B_w , действующая в направлении оси качания рычага, может быть непосредственно определена с помощью B_y по формуле

$$B_w = B_y \sin \theta.$$

С помощью произведения $B_y \cos \theta$ можно рассчитать повернутую на угол β и перпендикулярную к рычагу силу B_{yv} , а также направленную на нее сбоку силу B_{yu} (см. рис. 1.38):

$$B_y \cos \theta \cos \beta = B_{yv};$$

$$B_y \cos \theta \sin \beta = B_{yu}.$$

Реакции опор D_1 и D_2 по величине зависят от трех составляющих силы B : $B_u = B_{yu} - B_{xu}$, $B_v = B_{yv} + B_{xv}$ и B_w . При этом, как показано на рис. 1.81, для получения сил D_{1u} и D_{2u} составляющие B_u и B_w должны рассматриваться совместно.

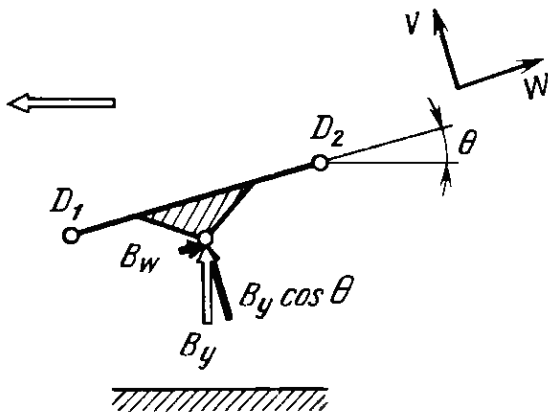


Рис. 1.80. Разложение силы B_y на составляющие при угле наклона оси нижнего рычага θ : $B_w = B_y \sin \theta$

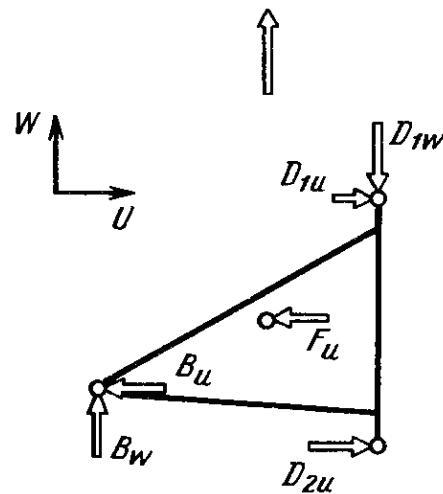


Рис. 1.81. Действие сил B_u и B_w , расположенных под углом в плоскости рычага и при дальнейших расчетах рассматриваемых совместно

С учетом обозначений плеч, приведенных на рис. 1.73, можно составить следующее уравнение моментов (вновь относительно точки D_1):

$$D_{2u} = (B_w j - B_w k - F_u h) / g.$$

Кроме того, должны быть выполнены условия:

$$\sum F_u = 0, D_{1u} = + B_w + F_w - D_{2u};$$

$$\sum F_w = 0, D_{1w} = B_w.$$

Наиболее распространенные в качестве шарниров «сайлент-блоки» с упорным буртом [21, рис. 3.1/21а, 3.1/21 и 3.1/23] требуют отдельного определения осевых и радиальных сил, т. е. выделения составляющих в направлении W из подлежащих суммированию составляющих в направлениях U и V :

$$D_{1u, v} = \sqrt{D_{1u}^2 + D_{1v}^2};$$

$$D_{2u, v} = \sqrt{D_{2u}^2 + D_{2v}^2}.$$

Определение сил, действующих в направлении V , приведено на рис. 1.73. Если винтовая пружина и на виде сбоку расположена наклонно, то необходимо построение силы в пространстве в соответствии с п. 1.10, «Диагонально-рычажная подвеска».

Все приведенные выше положения основаны на том, что шаровая опора A на боковой проекции расположена на вертикали, проходящей через центр колеса, непосредственно над ним, а точка B на этой же вертикали под ним, т. е. отсутствует продольный наклон оси поворота вперед. Если в связи с необходимостью получения определенных характеристик имеет место наклон оси поворота колеса на угол ϵ (случай 1, [21, рис. 4.8/3]) или вынос этой оси вперед (случай 2, [21, рис. 4.8/3]), то возникает пара сил в направлении Z (рис. 1.82). С учетом известных уже плеч и сил A_y и B_y , которые должны быть определены заранее, можно рассчитать равные по величине составляющие

$$B_z = (B_y f - N e) / c = A_z.$$

При наклонных осях качания рычагов (рис. 1.83) вначале также следует определить составляющие A_z и B_z , направленные параллельно поверхности дороги. Затем их следует разложить на составляющие в направлении осей S , T и, соответственно, V , W , т. е. перпендикулярно

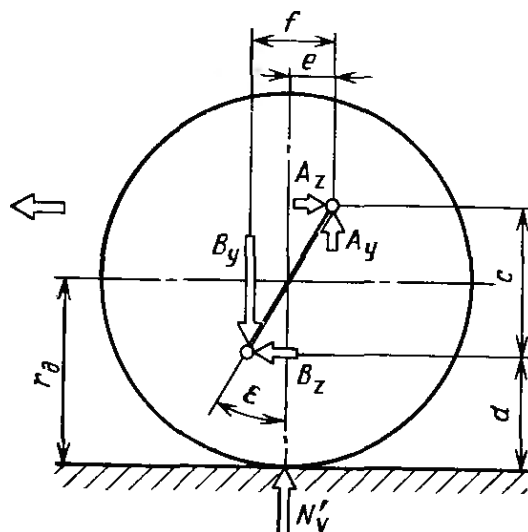


Рис. 1.82. При продольном наклоне оси поворота колеса под углом θ возникает пара сил $A_z - B_z$

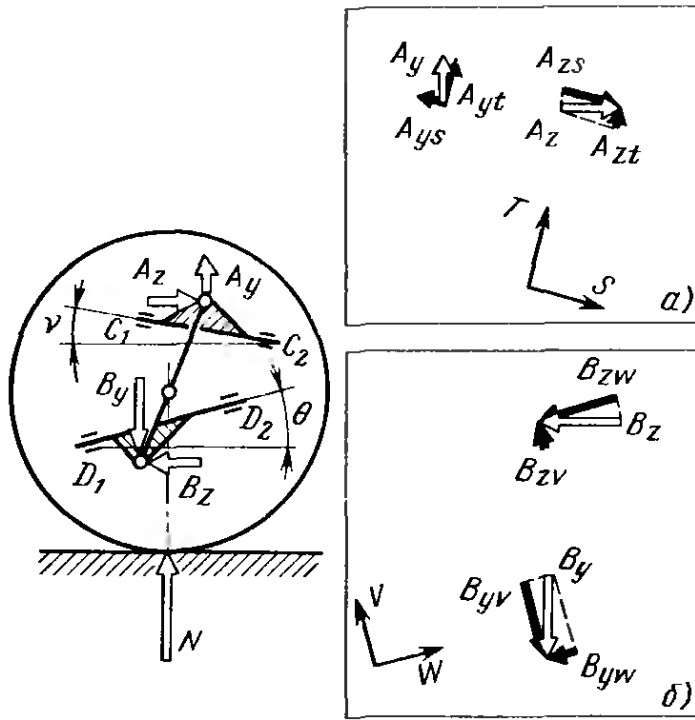


Рис. 1.83. Пространственное расположение рычагов требует разложения сил, действующих в направлении осей Y и Z , на составляющие, направленные вдоль осей качания рычагов и перпендикулярно к ним:
 а и б — разложение сил соответственно в верхнем и нижнем рычагах

рычагу, также расположенному наклонно на виде сбоку (см. рис. 1.76—1.80). Точное описание пространственного расположения сил приведено в п. 1.7.2 (см. рис. 1.114—1.117).

1.6.2. Расчет на сопротивление усталости

Для определения нагрузки на шарниры в точках A , B , C_1 , C_2 , D_1 и D_2 при прямолинейном движении следует в соответствии с рекомендациями, приведенными в п. 1.1, использовать как верхнее значение вертикальной силы N'_{v0} в сочетании с боковой силой S_1 , усили-

вающей момент (рис. 1.84), так и нижнее значение N'_v совместно с силой, уменьшающей момент (рис. 1.85). В обоих случаях пренебрегаем величиной сопротивления качению W_R , т. е. фактически имеющейся (малой) продольной силой. Вначале рассчитаем верхнее значение вертикальной силы для шаровой опоры, не нагруженной силой пружины. В приведенном примере это точка A .

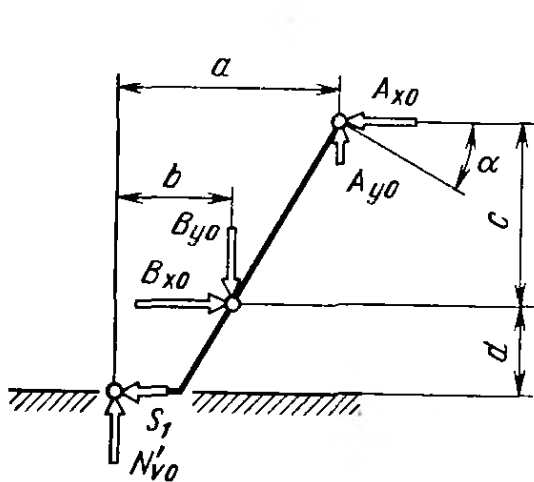


Рис. 1.84. Схема поворотной стойки для расчетного определения верхнего значения длительно действующих сил в шаровых опорах A и B :

$$N'_{v0} = N_0 k_1 - U_0/2; S_1 = \mu_{F1} N_0$$

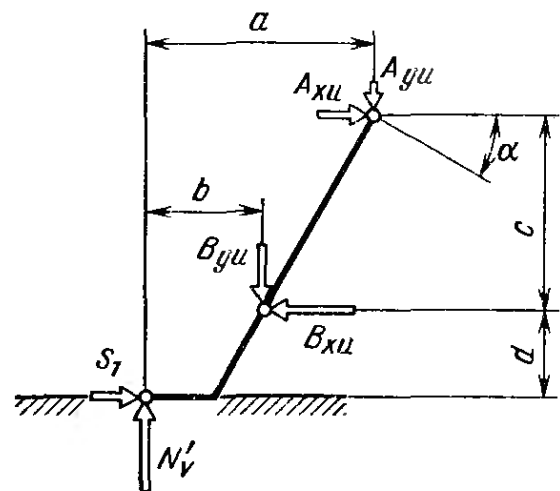


Рис. 1.85. Схема поворотной стойки для расчетного определения нижнего значения длительно действующих сил в шаровых шарнирах A и B :

$$N'_v = N_0 - U_0/2; S_1 = \mu_{F1} N_0$$

Силу можно определить графическим (рис. 1.86) или расчетным

$$\sum M_{отн\ B} = 0; \quad A_{x0}c + A_{y0} \times \\ \times (a - b) = N'_{v0}b + S_1d.$$

методами. Подставляя $A_{x0} = A_0 \cos \alpha$ и $A_{y0} = A_0 \sin \alpha$ в это уравнение, можно непосредственно определить A_0 .

Если $S_1d < N'_{v0}b$, то верхний шарнир нагружен знакопостоянной силой A_0 . В этом случае нет необходимости в определении нижнего значения A_0 . Если $S_1d > N'_{v0}b$, то нагрузка является знакопеременной и сила A_u должна быть определена графически или расчетным путем. Затем, используя A_u , определяем среднюю нагрузку A_m и амплитуду колебаний A_a . По рисунку 1.85 можно вывести

$$A_{xu}c + A_{yu}(a - b) = S_1d - N'_{v0}b;$$

$$A_u = (S_1d - N'_{v0}b) / [\cos \alpha c + \sin \alpha (a - b)],$$

с использованием A_0 также

$$A_m = (A_0 - A_u) / 2; \quad A_a = A_0 - A_m.$$

Следует обратить внимание на правильность определения знака при A_u .

После того, как определены силы, действующие в одной из шаровых опор, без труда можно определить силы (верхние и нижние), которыми нагружена вторая опора:

$$\sum F_{x0} = 0, \quad B_{x0} = S_1 + A_{x0};$$

$$\sum F_{y0} = 0, \quad B_{y0} = N'_{v0} + A_{y0};$$

$$\sum F_{xu} = 0, \quad B_{xu} = S_1 + A_{xu};$$

$$\sum F_{yu} = 0, \quad B_{yu} = N'_{v0} - A_{yu}.$$

Шарнир нижнего рычага должен воспринимать вертикальные и боковые нагрузки. Первые действуют в направлении оси Y , т. е. перпендикулярно поверхности дороги, а боковые силы — в направлении оси X , т. е. параллельно ей.

Для определения размеров шарниров, воспринимающих усилия (см. [21, рис. 3.1/25а и 3.1/25в]), необходимо разделить составляющие в направлении оси поворота (направление Y) и перпендикулярно к ней. Кроме того, в связи с действием

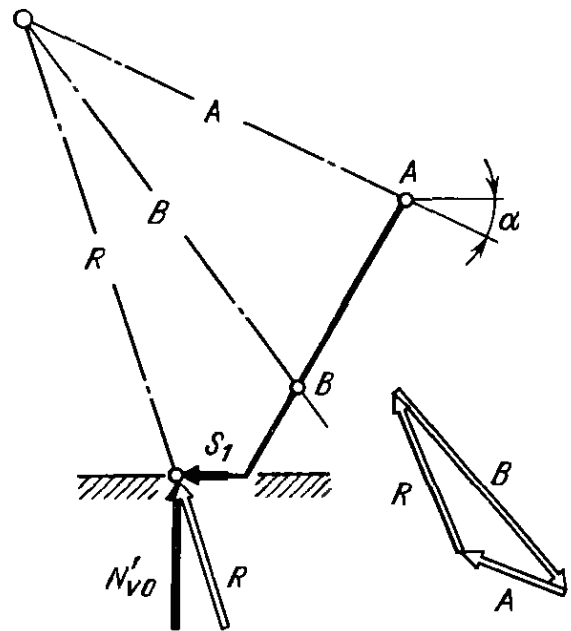


Рис. 1.86. Графическое определение верхних значений длительно действующих сил

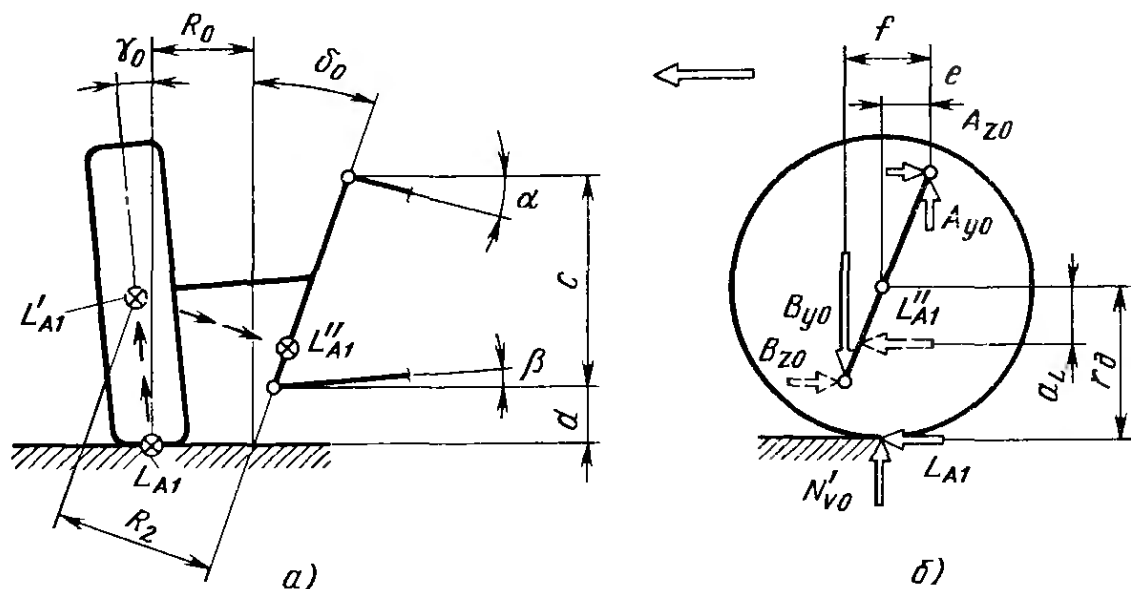


Рис. 1.87. При переднем приводе реакции A_{z0} и B_{z0} зависят как от силы тяги L_A , так и от продольного наклона оси поворота колеса, или ее продольного смещения. В приведенном примере пружина опирается на нижний рычаг. Направление составляющей B_{z0} определяется величиной силы L_A :

а — вид сзади; б — вид сбоку

пружины сила B_y всегда направлена вниз независимо от того, идет речь о B_{y0} (см. рис. 1.84) или B_{yu} (см. рис. 1.85). Сила B_y всегда знакопостоянна. Под углом к оси действует знакопеременная нагрузка, вызванная противоположно направленными силами B_{x0} и B_{xu} . Эта нагрузка создает в шаровых пальцах напряжения изгиба. Поэтому средние и амплитудные значения нагрузки определяем только в направлении оси X :

$$B_{xм} = (B_{x0} - B_{xu})/2;$$

$$B_{xa} = B_{x0} - B_{xм}.$$

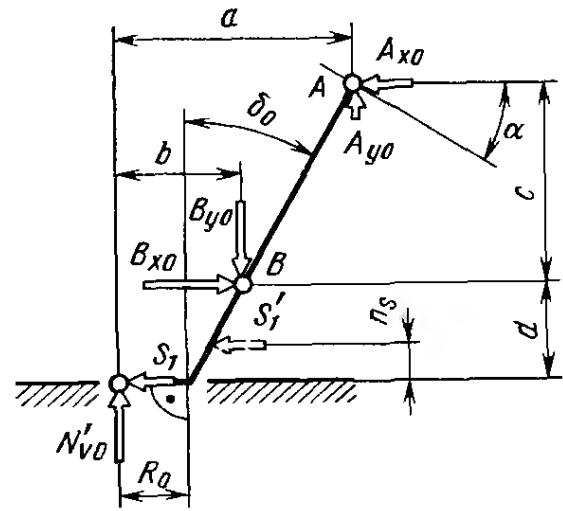
Как показано на рис. 1.82, для неподвижного автомобиля продольный наклон оси поворота или вынос ее вперед создают в верхней и нижней шаровых опорах реакции A_z и B_z . При движении автомобиля эти реакции, естественно, возрастают. Если при этом рассматривается передняя подвеска переднеприводного автомобиля, то кроме двух названных сил возникает тяговая сила, которая также действует в направлении оси Z .

Как было изложено в [21, п. 4.9], силу L_{A1} , действующую на катящееся колесо, следует вначале перенести в центр колеса, обозначив ее L'_{A1} , а затем как L''_{A1} перенести ее на ось поворота под прямым углом к последней (рис. 1.87). Сила L''_{A1} смещена от оси колеса вниз на расстояние a_L определяемое по формуле

$$a_L = R_2 \sin \delta_0 = \\ = R_0 \sin \delta_0 \sqrt{(1 + \operatorname{tg}^2 \varepsilon)/(1 + \operatorname{tg}^2 \varepsilon + \operatorname{tg}^2 \delta)} + r_{\text{д}} \sin (\delta_0 + \gamma_0) \sin \delta_0.$$

Для расчета B_{z0} требуется найти B_{y0} . При определении этой составляющей следует учитывать смещение боковой силы S_1 ,

Рис. 1.88. При продольном наклоне или смещении оси поворота колеса боковую силу S_1 , действующую в пятне контакта колеса с дорогой, следует перенести по вертикали на ось поворота колеса, при этом сила S_1 окажется над плоскостью дороги на расстоянии $n_s = r_d \sin^2 e$ (подробнее см. рис. 1.90)



показанное на виде сбоку (см. рис. 1.90, б). Это смещение объясняется расположением оси поворота.

Расстояние, на которое сила S_1 смещена от поверхности дороги,

$$n_s = n'_a \sin e = r_d \sin^2 e.$$

Расстояние n'_a приведено на рис. 4.8/3 [21].

Уравнение моментов относительно точки B , выведенное на основе рис. 1.88, имеет вид

$$A_o = [N'_{vo}b + S_1(d - n)] / [c \cos \alpha + (a - b) \sin \alpha];$$

$$A_{yo} = A_o \sin \alpha; \quad B_{yo} = N'_{vo} + A_{yo}.$$

Используя B_{yo} , N'_{vo} и $L_{A1} = M_{t1}/r_d$, можно затем определить составляющие B_{zo} и A_{zo} [M_{t1} см. уравнения (1.2.5) и (1.2.7)]. Приняв A за центр вращения (см. рис. 1.87), получаем

$$B_{zo} = \{N'_{vo}e + L_{A1}[c + d - (r_d - a_L)] - B_{yo}f\} / c;$$

$$A_{zo} = L_{A1} - B_{zo}.$$

Нижние значения сил A_{zu} и B_{zu} , рассчитанных при уменьшенной силе тяги и нагрузке N'_v на колесо, меньше верхних значений и имеют то же направление, поэтому в их определении нет необходимости.

В шарнире B под углом к оси пальца действуют три силы. Две из них (B_{xo} и B_{xu}) имеют знакопеременный характер и одна (B_{zo}) — знакопостоянный (рис. 1.89, слева). Для расчета на прочность с целью предварительного определения размеров можно (как показано на рисунке справа) сложить три силы, считая их все знакопостоянными. При этом ошибка будет незначительной для поперечной силы

$$B_{quer} = \sqrt{(B_{xo} + B_{xu})^2 + B_{zo}^2}.$$

При переднем приводе, включающем полуоси с шарнирами равных угловых скоростей, которые соединяют колеса с дифференциалом, трудно разместить пружину между нижним рычагом подвески и кузовом (см. [21, рис. 3.4/15]). Поэтому в качестве упругого элемента используется торсион [21, рис. 3.4/10 и 2.16]

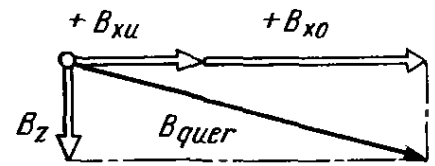
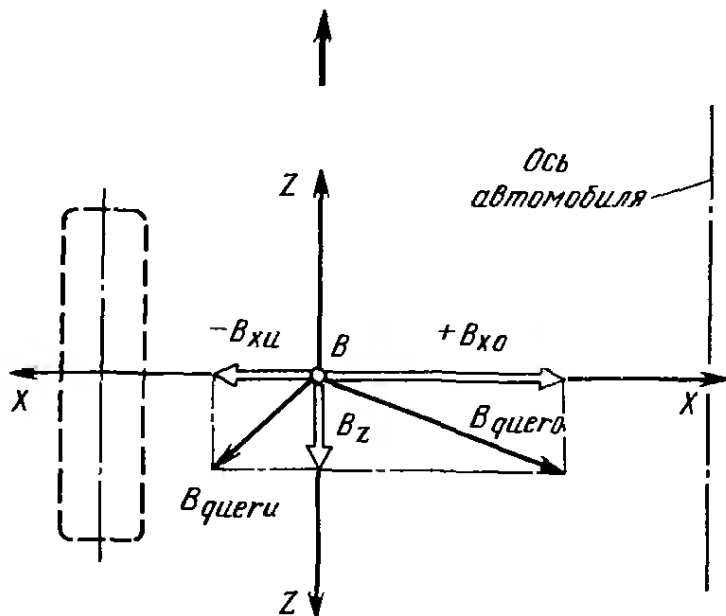


Рис. 1.89. Если какая-либо сила (например, B_z) имеет пульсирующий характер, а действующая перпендикулярно к ней B_{xu} или B_{xo} — знакопеременной, то эти силы с незначительной погрешностью можно суммировать и равнодействующую рассматривать как знакопостоянную силу

или винтовая пружина, опирающаяся на верхний рычаг. В первом случае статическое распределение сил в подвеске соответствует описанному выше. Определение этих сил необходимо для того, чтобы с использованием силы B_y , а также длины рычагов j или l найти крутящий момент, которым нагружен торсион. Более подробно этот расчет приведен в п. 2.4.6.

На рис. 3.4/7а [21] приведена подвеска на двух поперечных рычагах с верхним расположением пружины (модель «Рено-12»). Распределение сил в этом случае имеет несколько иной вид (рис. 1.90). На виде сзади (рис. 1.90, а) сила A_{yo} являющаяся

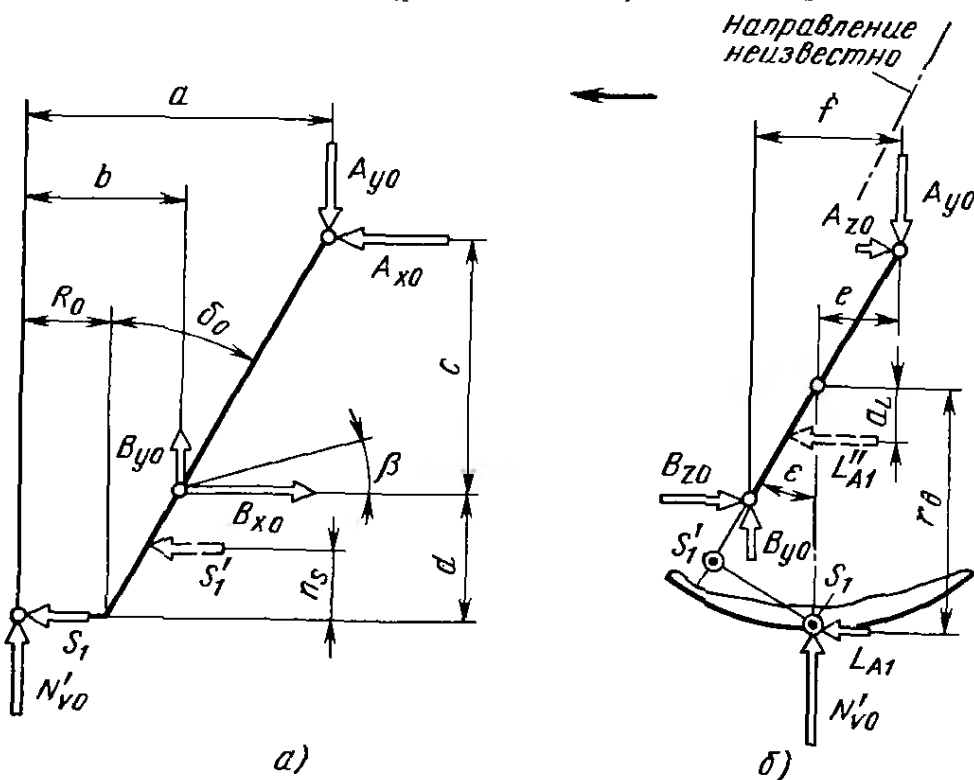


Рис. 1.90. Силы, действующие в случае, когда пружина опирается на верхний рычаг. Переднеприводной автомобиль с продольным наклоном оси поворота:

а — вид сзади; б — вид сбоку

силой упругости пружины, направлена вниз, а сила $B_{y0} = B_{x0} \operatorname{tg} \beta$, величина которой зависит от B_{x0} и угла β направлена вверх. Боковая сила S'_1 , находится над дорогой на расстоянии n_s . Направление силы A_{z0} может быть заранее определено лишь ориентировочно. Величина этой силы зависит от соотношения плеч, входящих в уравнение моментов. Поэтому целесообразно составлять уравнение моментов относительно точки A . В этом случае однозначно определяем направление силы

$$B_{z0} = \{N'_{v0}e + L_{A1}[c + d - (r_d - a_L)] + B_{y0}f\}/c.$$

Отсюда находим $A_{z0} = L_{A1} - B_{z0}$. Если полученное значение силы A_{z0} положительное, то ее направление будет соответствовать приведенному на рисунке. Если отрицательное, то ее направление будет противоположным. Определение нижних значений сил соответствует схеме, приведенной на рис. 1.85. Следует учитывать зависимости $B_{yu} = B_{xu} \operatorname{tg} \beta$ и $A_{yu} = N'_v - B_{yu}$. Подробности можно видеть в приведенном ниже примере расчета.

1.6.3. Пример расчета сил продолжительного действия в направляющих рычагах оси

В качестве примера рассмотрен ведущий передний мост с пружиной, опирающейся на верхний рычаг, приведенный на рис. 3.4/7а [21]. При расчете долговечности следует исходить из допустимой нагрузки на мост. Ниже приведены допустимые нагрузки, силы и веса деталей, а также плечи действия сил и углы:

Нагрузка на передний мост	$G_D = 6000 \text{ Н}$
Нагрузка на колесо	$N'_v = 3000 \text{ Н}$
Половина веса неподрессоренных частей	$U'_v/2 = 280 \text{ Н}$
Сила тяги на третьей передаче	$L_{A1} = 800 \text{ Н}$
Плечо обкатки	$R_0 = 28 \text{ мм}$
Угол наклона оси поворота в поперечной плоскости	$\delta = 7^\circ$
Угол продольного наклона оси поворота колеса	$\varepsilon = 3^\circ 40'$
Схождение колес	$\gamma_0 = +1^\circ 30'$
Расстояние между точками A и B в направлении оси	$c = 215 \text{ мм}$
Высота точки над поверхностью дороги	$d = 179 \text{ мм}$
Угол наклона верхнего рычага	$\alpha = 5^\circ$
Угол наклона нижнего рычага	$\beta = 8^\circ$
Шины:	145SR13
наружный диаметр	$D = 570 \text{ мм}$
статический радиус	$r_{ст} = 258 \text{ мм}$
динамический радиус	$r_d = 275 \text{ мм}$
давление воздуха	$p_1 = 0,15 \text{ МПа}$

1.6.3.1. Силы в пятне контакта колеса с дорогой. Для определения коэффициента динамичности k_1 необходимо знать жесткость шины c_1 (см. [21, п. [2.5]). Допустимая нагрузка на шину типа 145SR13 составляет $N_R = 3350 \text{ Н}$ при давлении в ней $p_R =$

$= 0,18$ МПа. По этим двум значениям получаем для рекомендуемого давления $p_1 = 0,15$ МПа:

$$f_3 = D/2 - r_{ст} = 285 - 258 = 27 \text{ мм};$$

$$c_R = N_R/f_3 = 3350/27 = 124 \text{ Н/мм};$$

$$c_1 = c_R p_1/p_R = 124 \cdot 0,15/0,18 = 103 \text{ Н/мм};$$

$$c_1/N_v = 103/3000 = 0,0343.$$

С использованием коэффициента $k_1 = 1,36$ по рис. 1.2 получаем верхнее значение вертикальной силы

$$N'_{v0} = N_v k_1 - U_v/2 = 3000 \cdot 1,36 - 280 = 3800 \text{ Н}.$$

Коэффициент боковых сил μ_{F1} для определения боковой силы S_1 , имеющей знакопеременный характер, находим по рис. 1.4 как функцию нагрузки на колесо $N_v = 3000$ Н:

$$\mu_{F1} = 0,35;$$

$$S_1 = N_v \mu_{F1} = 3000 \cdot 0,35 = 1050 \text{ Н}.$$

1.6.3.2. Верхние значения сил в шарнирах подвески. Вначале проведем расчет верхнего значения силы B_0 , которой нагружена нижняя шаровая опора B , расположенная в нижнем рычаге, при этом рычаг, определяющий направление действия силы B_0 , расположен наклонно под углом $\beta = 8^\circ$:

$$B_{x0} = B_0 \cos \beta; \quad B_{y0} = B_0 \sin \beta.$$

В соответствии с рис. 1.90 уравнение моментов относительно расположенной на верхнем рычаге точки A будет иметь следующий вид:

$$B_0 = [N'_{v0} a + S_1 (d - n_s + c)] / [c \cos \beta - (a - b) \sin \beta].$$

Учитывая длину плеч

$$n_s = r_d \sin^2 \epsilon = 275 \cdot 0,064^2 = 1,1 \text{ мм};$$

$$a = (c + d) \operatorname{tg} \delta_0 + R_0 = 394 \cdot 0,123 + 28 = 76,5 \text{ мм};$$

$$a - b = c \operatorname{tg} \delta_0 = 215 \cdot 0,123 = 26,4 \text{ мм},$$

получаем

$$B_0 = (380 \cdot 76,5 + 105 \cdot 395) / 209 = 3360 \text{ Н}.$$

Следовательно,

$$B_{x0} = 3330 \text{ Н}; \quad B_{y0} = 470 \text{ Н};$$

$$A_{x0} = B_{x0} - S_1 = 2280 \text{ Н};$$

$$A_{y0} = N'_{v0} + B_{y0} = 4270 \text{ Н}.$$

1.6.3.3. Нижние значения сил в шарнирах подвески. Далее будут определены нижние значения сил. Целью этого расчета является определение возможности появления знакопеременной

нагрузки. Приняв за центр вращения точку A , на основе рисунка 1.85 получаем

$$N'_v = N_v - U_v/2 = 3000 - 280 = 2720 \text{ Н};$$

$$B_u = [S_1(d - n_s + c) - N'_v a] / [c \cos \beta - (a - b) \sin \beta] =$$

$$= [105(179 - 1,1 + 215) - 272 \cdot 76,5] / 209 = 990 \text{ Н};$$

$$B_{xu} = B_u \cos \beta = 980 \text{ Н}; \quad B_{yu} = B_u \sin \beta = 1400 \text{ Н}.$$

Отсюда получаем

$$A_{xu} = B_{xu} - S_1 = 980 - 1050 = -70 \text{ Н}.$$

Отрицательная величина A_{xu} указывает на то, что эта составляющая направлена иначе, чем показано на рис. 1.85. Таким образом, нагрузка носит не знакопеременный, а знакопостоянный характер, что справедливо и для A_{yu} . В связи с тем, что на этот рычаг опирается пружина, при дальнейших расчетах следует учитывать только верхнее значение составляющей A_{yu} .

1.6.3.4. Силы, создаваемые крутящим моментом двигателя. Чтобы определить поперечную силу B_{quer} , которая изгибает поворотную цапфу, следует дополнительно определить составляющие, действующие в направлении оси Z . При этом речь идет о силе тяги L_{A1} и реакциях опоры, вызываемых продольным наклоном оси поворота. Вначале проводим расчет плеча, на которое смещена вниз относительно центра колеса сила L_{A1} , действующая на поворотную цапфу, а также плечи e и f :

$$a_L = R_0 \sin \delta_0 \sqrt{(1 + \operatorname{tg}^2 \epsilon) / (1 + \operatorname{tg}^2 \epsilon + \operatorname{tg}^2 \delta_0)} +$$

$$+ r_d \sin \delta_0 \sin (\delta_0 + \gamma_0) = 28 \cdot 0,1219 \sqrt{(1 + 0,004) / (1 + 0,004 + 0,015)} +$$

$$+ 275 \cdot 0,1219 \cdot 0,1478 = 8,4 \text{ мм};$$

$$e = (c + d - r_d) \operatorname{tg} \epsilon = 7,6 \text{ мм}; \quad f = c \operatorname{tg} \epsilon = 13,8 \text{ мм}.$$

Из уравнения моментов относительно точки A получаем

$$B_{zo} = [N'_v e + L_{A1}(d + c + a_L - r_d) - B_{yo} f] / c = [3800 \cdot 7,6 +$$

$$+ 800(179 + 215 + 8,4 - 275) - 380 \cdot 13,8] / 215 = 590 \text{ Н},$$

откуда

$$A_{zo} = L_{A1} - B_{zo} = 800 - 59,0 = 210 \text{ Н}.$$

1.6.3.5. Силы, действующие на верхний шарнир A . Знакопостоянная сила, создающая в верхнем шарнире напряжения сжатия,

$$A_{yo} = 4270 \text{ Н}.$$

Напряжения изгиба в шаровом пальце вызываются действующими на шарнир радиальными силами A_{xo} и A_{zo} , которые в соответствии с п. 1.6.2 следует просуммировать:

$$A_{quer} = \sqrt{A_{xo}^2 + A_{zo}^2} = \sqrt{228^2 + 21^2} = 2290 \text{ Н}.$$

1.6.3.6. Силы, действующие на нижний шарнир В. Сложим также три силы B_{x0} , B_{xu} и B_{z0} , действующие в радиальном направлении на нижний шарнир В, и отделим от растягивающих и сжимающих шарнир составляющих B_{y0} и B_{yu} . По рис. 3.1.26а и 3.1/26b [21] видно, почему это необходимо. Поперечные и растягивающие силы воспринимаются пластмассовым вкладышем. Силы сжатия нагружают винтовую пружину, используемую для устранения люфта:

$$B_{quer} = \sqrt{(B_{x0} + B_{xu})^2 + B_{z0}^2} = \sqrt{(3330 + 980)^2 + 590^2} = 4350 \text{ Н.}$$

К этим силам следует добавить $B_{y0} = 470 \text{ Н}$ (растяжение) и $B_{yu} = 140 \text{ Н}$ (сжатие).

Значения всех сил приведены в табл. 1.5, представленной в конце п. 1.6.8.

1.6.4. Силы, возникающие при движении по дороге с выбоинами (случай 3)

В отличие от расчета шарниров поворотной цапфы, кратковременную прочность которых мы определяли по большему из моментов M_{b2} и M_{b3} [см. уравнения (1.1.8) и (1.1.9)], при расчете подвески оба момента рассматриваются действующими отдельно. Причиной этого являются различные перемещения рычагов и, следовательно, их разное положение. При расчетном случае нагружения 2, т. е. при преодолении железнодорожного переезда, подвеска анализируется в крайнем верхнем положении. В представленном в этом параграфе случае нагружения 3, т. е. при движении по дороге с выбоинами, подвеска вновь рассматривается в нормальном положении. По-прежнему используя вертикальную силу $N'_{v0} = k_1 N_v - (U_0/2)$, следует лишь вместо S_1 использовать максимальное значение боковой силы $S_2 = \mu_{F2} N_v$, а вместо продольной силы L_{A1} силу

$$L_{A4} = M_{14}/r_D = M_d \max i_2 i_D \eta / 2r_D.$$

В остальном расчет проводится так, как показано на рис. 1.84, 1.87 и 1.90. Коэффициент боковых сил μ_{F2} следует определить по рис. 1.4.

1.6.5. Силы, действующие при движении через железнодорожный переезд (случай 2)

Как уже описано в п. 1.4 и показано на рис. 1.40, при расчете максимальных вертикальных нагрузок следует установить колесо в крайнее верхнее положение, сместив его на величину хода f_1 . Это необходимо для определения изменившихся углов (с индексом 2) α_2 , β_2 , γ_2 и δ_2 , а также изменившегося плеча обкатки

R_{02} (рис. 1.91). Если из конструктивных соображений ограничитель хода подвески установлен не на том рычаге, на который опирается пружина, то, как уже описано в п. 1.4, следует при крайнем верхнем положении подвески разделить силы, действующие на ограничитель хода уже в точке контакта колеса с дорогой. Если же и пружина, и ограничитель расположены на одном и том же рычаге, то разделение сил упрощается.

Для этого следует по чертежу определить следующие изменения между «нормальным» положением колеса и его крайним верхним положением: перемещение ушка Δf листовой рессоры; угол закручивания $\Delta\phi$ торсиона; уменьшение длины Δf_F пружины (динамический прогиб пружины).

Нормальное положение при рассмотрении кинематики предполагает наличие в автомобиле двух человек массой 65 кг каждый. При расчетах на прочность можно использовать положение автомобиля при допустимой полной загрузке.

Если в качестве упругого элемента используется винтовая пружина, то разница между ее длиной при незагруженном автомобиле L_w и при крайнем верхнем положении колеса L_n представляет собой динамический прогиб (рис. 1.92)

$$\Delta f_F = L_w - L_n.$$

Увеличение силы сжатия пружины составит

$$\Delta F = c_F \Delta f_F.$$

Прибавляя ΔF к силе F пружины при нормальном положении подвески, мы получим максимальную нагрузку, которая может быть воспринята пружиной при крайнем верхнем положении подвески $F_{\max} = F + \Delta F$. П. 2.4.7 содержит описание длин L_w и L_n , а

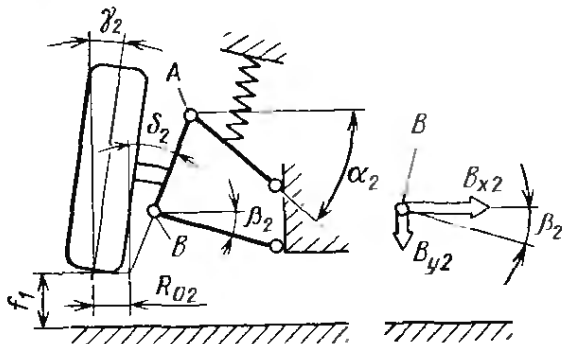


Рис. 1.91. Определяя нагрузки, возникающие при преодолении железнодорожного переезда, подвеску следует рассматривать в крайнем верхнем положении, при этом направление нижнего рычага будет иным, чем в рассмотренных выше случаях

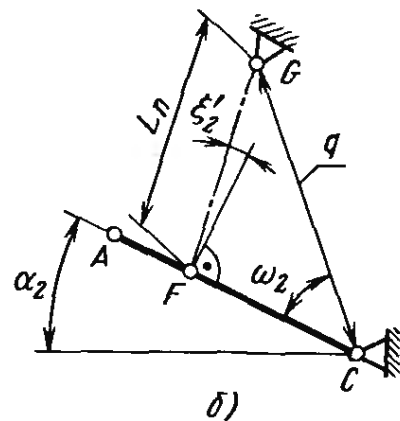
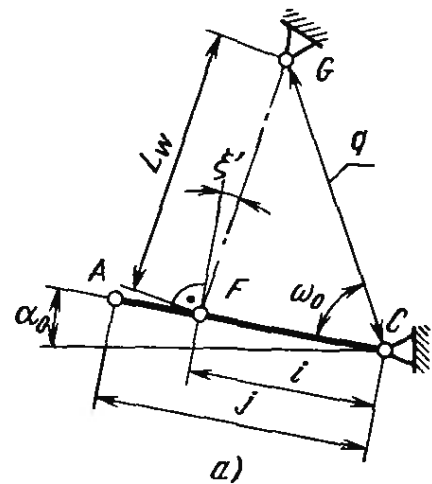


Рис. 1.92. Расстояния и углы, необходимые для расчета длины винтовой пружины L_n под максимальной нагрузкой:

а — нормальное положение; б — крайнее верхнее положение

также определение жесткости c_F пружины с учетом передаточных отношений i_x и i_y . Последние приведены в п. 2.1.7 и учитывают ξ как угол отклонения оси от вертикали. Однако при рассмотрении статических нагрузок центр координат должен быть перенесен в основание рычага, в результате чего на рис. 1.92 появляется угол

$$\xi' = \xi - \alpha.$$

Передаточное отношение для приближенного определения жесткости c_F может быть получено с учетом плеч i и j

$$i_x = j/[i \cos(\xi' + \alpha)]$$

или в виде

$$i_x = b/(a \cos \xi),$$

в соответствии с уравнением (2.1.26). Подробности расчета, а также расчет i_y приведены в следующем примере.

При отсутствии чертежа динамический прогиб пружины Δf_F может быть рассчитан по отрезкам и углам, показанным на рис. 1.92. Вначале следует определить q , т. е. расстояние от верхней опоры G до центра шарнира рычага C , а также угол ω_0 между рычагом и линией q в нормальном положении, при этом должны быть известны расстояния i и j , величина предварительного сжатия L_ω пружины, а также угол ξ между осью пружины и перпендикуляром к рычагу (т. е. отклонение от 90°):

$$q = \sqrt{L_\omega^2 + i^2 - 2L_\omega i \sin \xi'};$$

$$\sin \omega_0 = (L_\omega/q \cos \xi').$$

По углу поворота рычага $\Delta\alpha = \alpha_2 - \alpha_0$ можно рассчитать длину пружины под динамической нагрузкой

$$L_n = \sqrt{q^2 + i^2 - 2qi \cos \omega_2},$$

а затем Δf_F и F_{\max} , при этом $\omega_2 = \omega_0 - \Delta\alpha$.

Перпендикулярная к рычагу составляющая силы сжатия пружины в этом случае (рис. 1.93)

$$F_{c2} = F_{\max} \cos \xi'_2,$$

где $\cos \xi'_2 = (q/L_n) \sin \omega_2$.

Если пружина опирается на верхний рычаг, то расчет силы E , действующей на ограничитель хода, проводится в такой последовательности. Сначала с помощью приведенных на рис. 1.76 и 1.90 схем и примера разложения сил, а также имеющихся значений сил A_{x2} и A_{y2} следует определить силы A_{u2} и A_{v2} , действующие в плоскости рычага. Расчет осуществляем, определяя соответственно максимальную вертикальную силу в контакте колеса с дорогой и боковую силу

$$N'_{c2} = k_2 N_c - U_c/2;$$

$$S_1 = \mu_{F1} N_c.$$

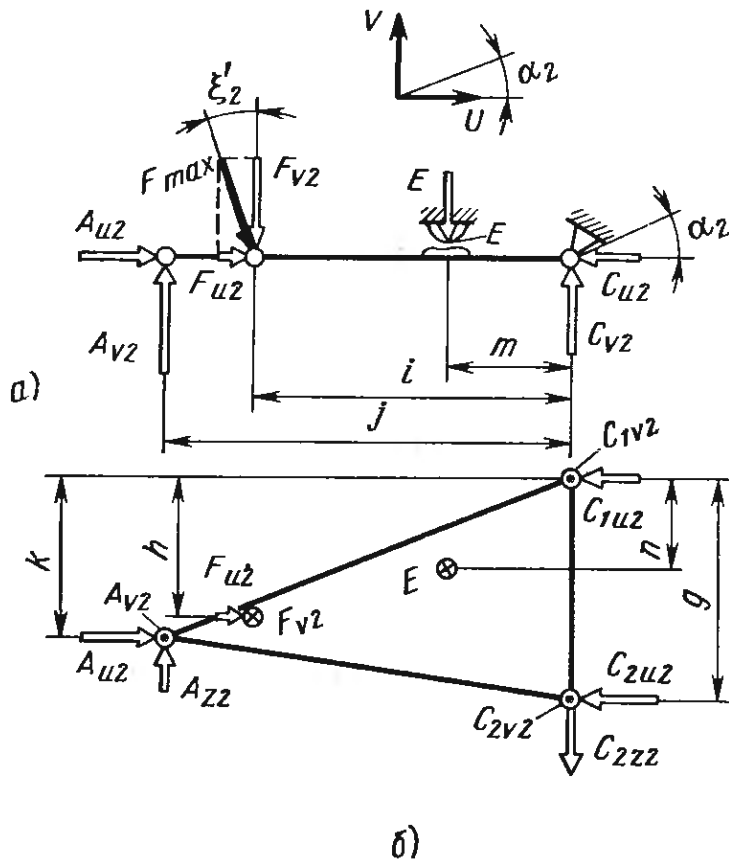


Рис. 1.93. Силы, действующие на верхний рычаг (учтены сила пружины и воздействие ограничителя хода):
 а — вид сбоку; б — вид сверху

При расчете задней подвески вместо N_v и U_v следует использовать силы N_h и U_h . Если ось ведущая, то в расчет дополнительно следует включить продольную силу $L_{A1} = M_{11}/r_d$ в соответствии с уравнениями (1.2.5) и (1.2.7).

Используя составляющую A_{v2} и известную составляющую F_{v2} силы пружины, можно по приведенному на рис. 1.93, а виду сбоку рассчитать силу, действующую на ограничитель хода (см. также рис. 1.73):

$$E = (A_{v2}j - F_{v2}i)/m.$$

После этого, используя вид сверху, можно определить силы, действующие в шарнирах:

$$C_{2v2} = (F_{v2}h + En - A_{v2}k)/g;$$

$$C_{1v2} = F_{v2} + E - A_{v2} - C_{2v2}.$$

В последнем уравнении появляются составляющие силы, действующие в шарнирах в направлении оси U . Эти составляющие вызываются как силами A_{u2} и $F_{u2} = F_{max} \sin \xi'_2$, так и составляющей A_{z2} , которая возникает при передаче сил тяги и при движении накатом (см. рис. 1.82). Направление составляющей C_{2u2} не очевидно, в то время как C_{1u2} определяется без труда. Поэтому составляем уравнение моментов относительно точки C_2

$$C_{1u2} = [A_{u2}(g - k) + A_{z2}j + F_{u2}(g - h)]/g,$$

откуда

$$C_{2u2} = A_{u2} + F_{u2} - C_{1u2}.$$

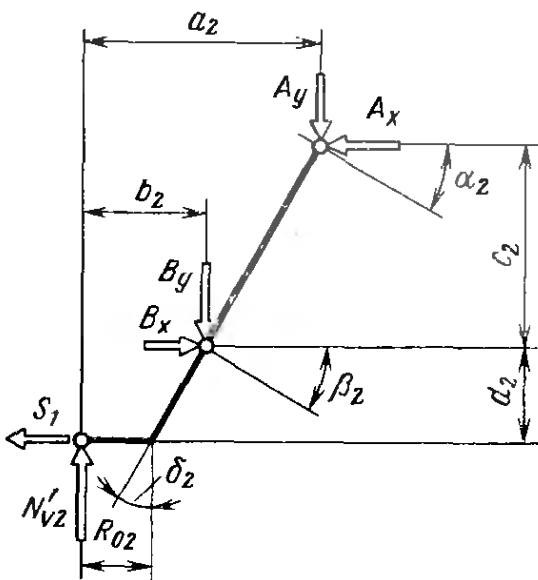


Рис. 1.94. Если ограничитель хода расположен над верхним рычагом, а пружина опирается на нижний рычаг, то наибольшая вертикальная сила N'_{v2} , действующая в пятне контакта колеса с дорогой, должна быть разложена на составляющие:

$$N'_{v2} = k_2 N_v - U_v/2; \quad S_1 = \mu_{F_1} N_v; \quad N_F = N_v - (U_v/2) + f_1 c_{2v} = B_y; \quad N_E = N_{v2} - N_v - f_1 c_{2v} = A_y$$

Знак перед C_{2u2} указывает на соответствие этой составляющей фактическому направлению, выбранному ранее. Силы, совместно действующие в направлениях осей

U и V , являются теми силами, которые нагружают опоры подшипников в радиальном (т. е. поперечном) направлении:

$$C_{1\text{ quer}} = \sqrt{C_{1u2}^2 + C_{1v2}^2};$$

$$C_{2\text{ quer}} = \sqrt{C_{2u2}^2 + C_{2v2}^2}.$$

Дополнительные подробности и расчетное разложение сил можно найти в примере, приведенном в следующем параграфе. Если и пружина, и ограничитель хода укреплены на нижнем рычаге, то действие сил соответствует схемам, приведенным на рис. 1.84 и 1.87. Предшествующий случай, когда пружина опирается на нижний рычаг, а ограничитель укреплен над верхним рычагом, представлен на рис. 1.94. В этом случае, чтобы получить требующиеся при дальнейшем расчете вертикальные составляющие $A_y = N_E$ и $B_y = N_F$, разделение сил следует выполнить в точке контакта колеса с дорогой.

Неизвестные составляющие в направлении оси X можно получить из следующих уравнений:

$$B_x = N'_{v2} a_2 + S_1 (c_2 + d_2) - B_y (a_2 - b_2) / c_2;$$

$$A_x = B_x - S_1.$$

Расстояния, изменившиеся при переходе подвески от «нормального» положения до крайнего верхнего, отмечены индексом 2. Между двумя составляющими сил, действующими в верхней (A_x и A_y) и нижней (B_x и B_y) опорах, в данном случае нет функциональной зависимости. Составляющие следует разложить с учетом углов α_2 или β_2 (т. е. в плоскости рычага и перпендикулярно к ней), чтобы получить силу E , действующую на ограничитель хода, а также возможность расчета сил, действующих в шарнирах C_1 , C_2 , D_1 и D_2 .

Чтобы получить возможность предварительного определения размеров деталей подвески, расчет должен быть достаточно точ-

ным. Так как нижний конец винтовой пружины центрируется кольцевой отбортовкой, динамический прогиб ΔF будет несколько превышать теоретически рассчитанную величину, а сила E , действующая на ограничитель хода, будет соответственно несколько меньше.

1.6.6. Пример расчета (случай 2)

В соответствии с рис. 1.91 для крайнего верхнего положения подвески в продолжение примера расчета, приведенного в п. 1.6.3, будут справедливы следующие параметры с индексом 2

Угол наклона верхнего рычага	$\alpha_2 = 15^\circ 30'$
Угол наклона нижнего рычага	$\beta_2 = 14^\circ$
Изменившийся угол наклона оси поворота	$\delta_2 = 7^\circ 10'$
Изменившееся плечо обкатки	$R_{0z} = 27,8 \text{ мм}$
Динамический ход подвески до крайнего верхнего положения	$f_1 = 43 \text{ мм}$
Жесткость пружины	$c_{2v} = 11 \text{ Н/мм}$

Замеренное для автомобиля изменение угла наклона оси поворота колеса $\Delta\delta = \delta_2 - \delta_0 = 7^\circ 10' - 7^\circ = 10'$ является исключительно малым. В связи с этим расстояния a , b , c и d могут считаться неизменными. Для верхнего рычага в соответствии с рис. 1.92 и 1.93 справедливы следующие величины:

$$\begin{array}{lll} g = 210 \text{ мм}; & j = 230 \text{ мм}; & n = 90 \text{ мм}; \\ h = 100 \text{ мм}; & k = 130 \text{ мм}; & L_{\omega} = 250 \text{ мм}; \\ i = 170 \text{ мм}; & m = 120 \text{ мм}; & \xi' = 3^\circ. \end{array}$$

По рис. 1.2 определяем коэффициент динамичности $k_2 = 2,34$.

1.6.6.1. Силы в пятне контакта колеса с дорогой. Из п. 1.6.3 известно:

$$N'_v = 2720 \text{ Н}; \quad S_1 = 1050 \text{ Н}; \quad L_{A1} = 800 \text{ Н}.$$

В этом случае максимальная вертикальная сила N'_{v2} , которую следует учитывать,

$$N_{v2} = k_2 N_v = 2,34 \cdot 3000 = 7020 \text{ Н};$$

$$N'_{v2} = N_{v2} - U_c/2 = 7020 - 560/2 = 6740 \text{ Н}.$$

1.6.6.2. Силы в нижнем рычаге направляющего устройства подвески. Сила упругости пружины и сила, действующая на ограничитель хода, передается на верхний рычаг. Поэтому сначала рассмотрим нижний шарнир, который служит лишь одним из звеньев направляющего устройства. Составляющие B_{x2} и B_{y2} определяются направлением рычага и связаны между собой

углом β_2 : $B_{y2} = B_{x2} \operatorname{tg} \beta_2$. Составляя уравнение моментов относительно точки A в соответствии с рис. 1.90, получаем

$$\begin{aligned} N'_{v2}a + S_1(c + d - n_s) - B_{x2}c - B_{y2}(a - b) &= 0; \\ B_{x2} &= [N'_{v2}a + S_1(c + d - n_s)]/[c + (a - b) \operatorname{tg} \beta_2] = \\ &= [674 \cdot 76,5 + 105 \cdot 393]/[215 + 26,4 \cdot 0,2493] = 4020 \text{ Н}; \\ B_{y2} &= 4020 \operatorname{tg} 14^\circ = 1010 \text{ Н}. \end{aligned}$$

В связи с тем, что вертикальная нагрузка на колесо N_{v2} увеличилась, составляющая по оси Z должна быть пересчитана:

$$\begin{aligned} B_{z2} &= \{N'_{v2}e - B_{y2}f + L_A[c + d - (r_d - a_1)]\}/c = \\ &= \{6740 \cdot 7,6 - 1010 \cdot 13,8 + 800[215 + 179 - (275 - 8,4)]\}/215 = 650 \text{ Н}. \end{aligned}$$

Чтобы определить максимальную силу, действующую в поперечном направлении, следует сложить составляющие в направлениях осей X и Z , как показано на рис. 1.89:

$$B_{2 \text{ quer}} = \sqrt{B_{x2}^2 + B_{z2}^2} = \sqrt{4020^2 + 650^2} = 4070 \text{ Н}.$$

Составляющая $B_{y2} = 1010$ Н создает в нижнем направляющем рычаге напряжения сжатия.

1.6.6.3. Силы, действующие на верхний несущий рычаг. Как видно на рис. 1.91, нижний рычаг наклонен в направлении, противоположном номинальному положению. В результате наклона рычага возникает направленная вниз сила B_{y2} (см. рис. 1.91 справа). Составляющие силы в шарнире A :

$$\begin{aligned} A_{x2} &= B_{x2} - S_1 = 4020 - 1050 = 2970 \text{ Н}; \\ A_{y2} &= N'_{v2} - B_{y2} = 6740 - 1010 = 5730 \text{ Н}; \\ A_{z2} &= L_{A1} - B_{z2} = 800 - 650 = 150 \text{ Н}. \end{aligned}$$

Из сил, действующих на верхний рычаг, $A_{y2} = 5730$ Н является самой большой сжимающей силой.

Поперечная сила

$$A_{2 \text{ quer}} = \sqrt{A_{x2}^2 + A_{z2}^2} = \sqrt{2970^2 + 150^2} = 2980 \text{ Н}.$$

1.6.6.4. Разложение сил на составляющие в направлениях U и V . Чтобы определить нагрузки, действующие на пружину и на ограничитель хода сжатия, следует разложить составляющие A_{x2} и A_{y2} (рис. 1.95):

$$\begin{aligned} A_{xu} &= A_{x2} \cos \alpha_2 = 2970 \cdot 0,9636 = 2860 \text{ Н}; \\ A_{xv} &= A_{x2} \sin \alpha_2 = 2970 \cdot 0,2672 = 790 \text{ Н}; \\ A_{yu} &= A_{y2} \sin \alpha_2 = 5710 \cdot 0,2672 = 1530 \text{ Н}; \\ A_{yv} &= A_{y2} \cos \alpha_2 = 5710 \cdot 0,9636 = 5500 \text{ Н}; \\ A_{u2} &= A_{xu} - A_{yu} = 2860 - 1530 = 1330 \text{ Н}; \\ A_{v2} &= A_{xv} + A_{yv} = 790 + 5500 = 6290 \text{ Н}. \end{aligned}$$

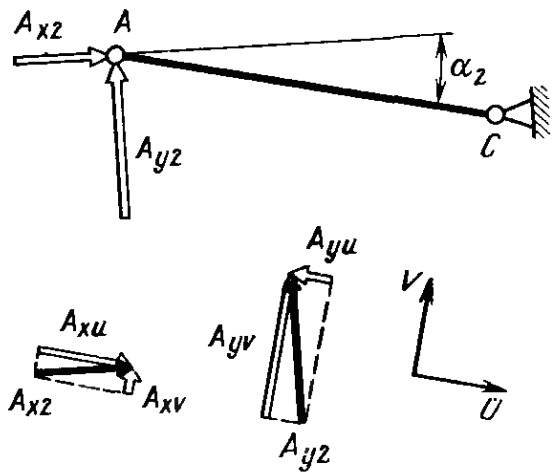


Рис. 1.95. Разложение сил, приложенных к верхнему рычагу в точке A и действующих вдоль осей X и Y , на составляющие в направлениях U и V :

$$A_{xu} = A_{x2} \cos \alpha_2; A_{xv} = A_{x2} \sin \alpha_2; A_{yu} = A_{y2} \sin \alpha_2; A_{yv} = A_{y2} \cos \alpha_2; A_{u2} = A_{xu} - A_{yv}; A_{v2} = A_{xv} + A_{yu}$$

1.6.6.5. Определение сил, действующих на пружину и ограничитель хода сжатия. Как описано ниже в п. 2.1.7, статическую нагрузку на пружину при номинальном положении подвески можно определить через нагрузку N'_v на колесо и передаточное отношение по силе i_y :

$$F_w = N'_v i_y,$$

где $N'_v = N_v - (U_v/2)$.

В соответствии с уравнением (2.1.30) и рис. 2:15, а также учитывая формулы, использованные в примерах расчетов, такие, как $\xi - \alpha = \xi'$, получаем

$$i_y = \frac{j \cos \alpha [R_0 + \operatorname{tg} \delta_0 (c + d)]}{i \cos \xi' c} \left[\frac{c}{R_0 + \operatorname{tg} \delta_0 (c + d)} + \frac{1}{\operatorname{ctg} \beta - \operatorname{tg} \delta_0} + \frac{\operatorname{tg} \alpha}{1 - \operatorname{tg} \delta_0 \operatorname{tg} \beta} \right] = \frac{230 \cdot 0,9962 \cdot (28 + 0,1228 \cdot 394)}{170 \cdot 0,9986 \cdot 215} \cdot \left[\frac{215}{28 + 0,1228 \cdot 394} + \frac{1}{7,115 - 0,1228} + \frac{0,0875}{1 - 0,1228 \cdot 0,1405} \right] = 1,44$$

и, следовательно,

$$F_w = 2720 \cdot 1,44 = 3910 \text{ Н.}$$

Длину L_n и динамический прогиб Δf_F пружины определяем в соответствии с формулами, приведенными в п. 1.6.5, используя известные размеры рычага i и j , длину пружины L_w и динамический прогиб пружины Δf_F . Необходимая расчетная длина

$$q = \sqrt{L_w^2 + i^2 - 2L_w i \sin \xi'} = \sqrt{250^2 + 170^2 - 2 \cdot 250 \cdot 170 \cdot 0,0523} = 295 \text{ мм}$$

и, следовательно,

$$\sin \omega_0 = L_w \cos \xi' / q = 0,845.$$

Угол между рычагом и отрезком q при номинальной нагрузке составляет $\omega_0 = 56^\circ 40'$, а в крайнем верхнем положении рычага

$$\omega_2 = \omega_0 - \Delta \alpha = 47^\circ 10'.$$

Используя ω_2 , определяем длину пружины L_n при динамической нагрузке

$$L_n = \sqrt{q^2 + i^2 - 2qi \cos \omega_2} = 218 \text{ мм.}$$

Динамический прогиб пружины

$$\Delta f_F = L_w - L_n = 32 \text{ мм.}$$

Приведенная к колесу жесткость пружины составляет $c_{2v} = 11 \text{ Н/мм}$ и, следовательно, жесткость пружины в соответствии с уравнением (2.1.23)

$$c_F = c_{2v} i_x i_y.$$

Передаточное отношение в соответствии с уравнением (2.1.26)

$$i_x = b/(a \cos \xi),$$

а с учетом приведенных в этом примере обозначений

$$i_x = j/[i \cos (\xi' + \alpha_0)].$$

Подставляя числовые значения, получаем

$$i_x = 230/[170 \cos (3^\circ + 5^\circ)] = 1,36;$$

$$c_F = 11 \cdot 1,36 \cdot 1,44 = 21,5 \text{ Н/мм.}$$

В соответствии с этим расчетом сила, действующая на пружину,

$$F_{\max} = F_w + \Delta F = F_w + \Delta f_F c_F = 3910 + 32 \cdot 21,5 = 4600 \text{ Н.}$$

Для продолжения расчета необходима составляющая силы пружины $F_{v2} = F_{\max} \cos \xi'_2$. С учетом угла ξ'_2 в крайнем верхнем положении, вычисляемого как $\cos \xi'_2 = q \sin \omega_2 / L_n = 295 \times 0,733/218$, $\xi' = 7^\circ 15'$, эта составляющая

$$F_{v2} = 4600 \cdot 0,992 = 4560 \text{ Н.}$$

В соответствии с рис. 1.93 силу E , действующую на ограничитель хода, можно определить, используя следующее уравнение:

$$\begin{aligned} E &= (A_{v2} j - F_{v2} i) / m = \\ &= 629 \cdot 230 - 456 \cdot 170 / 120 = 5570 \text{ Н.} \end{aligned}$$

В связи с тем, что ограничитель хода смещен внутрь по отношению к пружине, действующая на него сила $E = 5570 \text{ Н}$ превышает максимальную силу сжатия пружины, которая составляет $F_{\max} = 4600 \text{ Н}$ *.

* Соотношение этих нагрузок зависит также от величины динамического хода подвески и ее жесткости. — Прим. ред.

1.6.7. Силы, возникающие при торможении (случай 5)

Если тормозные механизмы передних колес расположены в колесе, то при коэффициенте сцепления шины с дорогой $\mu_K = 1,25$ в подвеске могут возникнуть большие перегрузки, чем при движении по дороге с разбитым покрытием. Для расчета сил в рычагах A и B подвески автомобиля в положении, соответствующем номинальной нагрузке, вычисляем продольную силу $L_b = \mu_K N_o$ и верхнее значение вертикальной силы $N'_{oo} = k_1 N_o - U_o/2$. Боковые силы невелики и ими можно пренебречь. Реакции в элементах подвески (которые для отличия от предшествующих расчетов имеют индекс 5) снова следует определять во взаимно перпендикулярных плоскостях.

Сначала на виде сзади рассчитываем величины A_{x5} , A_{y5} , B_{x5} и B_{y5} как функции N'_{oo} . Если пружина опирается на нижний рычаг, то статическое распределение сил соответствует рис. 1.75. Для случая, когда пружина опирается на верхний рычаг, может быть использован рис. 1.90, но без S_1 . Все предшествующие расчеты касались движущегося автомобиля, т. е. при расчете длины отрезка d учитывался динамический радиус r_d шины. Это видно на тех рисунках, где показано положение нижней шаровой опоры B над поверхностью дороги. Расчет сил, возникающих при торможении, предусматривает скорость, близкую к нулю. К этому следует добавить уменьшение радиуса шины в результате увеличения нагрузки. Поэтому необходимо в расчете учитывать статический радиус $r_{ст}$ при соответствующем вертикальном отрезке d_b (расстояние от поверхности дороги до шарнира B). Уменьшение высоты приводит к незначительному увеличению плеча обкатки, в результате чего оба горизонтальных отрезка a и b (несмотря на то, что d_b меньше d) не изменяются по величине.

Следующим шагом является использование боковой проекции для определения сил A_{z5} и B_{z5} , являющихся функцией тормозной силы L_B и уже известных сил, действующих вдоль оси Y . При этом, как показано на рис. 4.9/1 [21], тормозную силу L_B следует считать действующей на расстоянии

$$a_B = R_0 \cos \delta_0 \sin \delta_0$$

под поверхностью дороги при $R_0 > 0$ и над ней — при отрицательном плече обкатки. Используя рис. 1.96, составляем уравнение моментов относительно точки A и получаем в результате силу

$$B_{z5} = [L_B (c + d_5 + a_B) - N'_{oo} e + B_{y5} f] / c.$$

Откуда

$$A_{z5} = B_{z5} - L_B.$$

Если автомобиль не имеет продольного наклона оси поворота колеса, то в числителе уравнения для определения B_{z5} выпадают два последних члена. Поперечная сила, вызывающая в пальцах

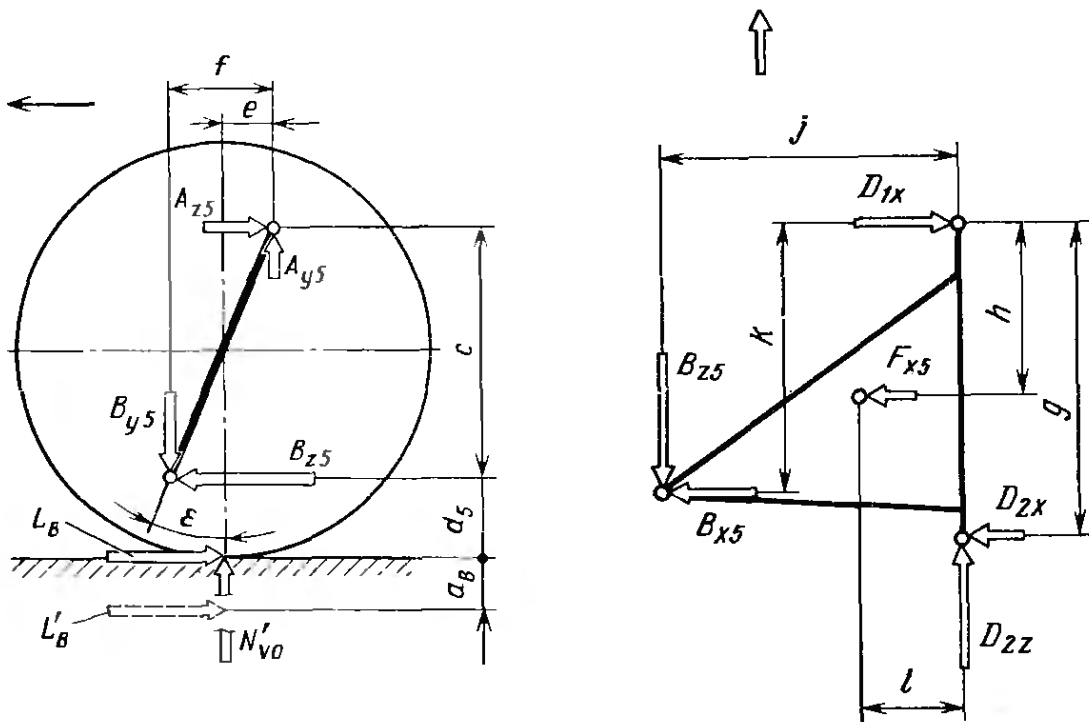


Рис. 1.96. Силы, возникающие в подвеске при расположении тормозного механизма в колесе. Силу L_B следует рассматривать как приложенную на расстоянии $a_B = R_0 \cos \delta_0 \cdot \sin \delta_0$ под поверхностью дороги (при положительном плече обкатки) или на том же расстоянии над ней (при отрицательном плече обкатки). При малых скоростях происходит уменьшение динамического радиуса качения шины, в результате чего точки A и B несколько опускаются, что учтено длиной отрезка d_5

Рис. 1.97. Для расчета сил в опорах D_1 и D_2 следует составляющие B_x и B_z рассматривать совместно

шаровых опор напряжения изгиба, образуется под действием составляющих по осям X и Z :

$$A_{5\text{ quer}} = \sqrt{A_{x5}^2 + A_{z5}^2}, \quad B_{5\text{ quer}} = \sqrt{B_{x5}^2 + B_{z5}^2}$$

Подробнее этот вопрос рассмотрен в примере расчета, приведенном в следующем параграфе.

Если тормоза расположены внутри, у дифференциала, то сила B_{z5} значительно меньше. Как описано в [21, п. 4.9] и показано на рис. 1.87 и 1.90, для определения L_A в этом случае продольную силу следует рассматривать действующей на расстоянии $a_L = R_2 \sin \delta_0$ ниже оси колеса. Таким образом, статическое распределение сил соответствует тому, что показано на этих рисунках. Единственными отличиями является то, что сила L_B действует в направлении, противоположном показанному на этих рисунках для силы L_A , а вместо расстояний a , b и d следует использовать a_5 , b_5 и d_5 . Как и для случая, когда тормозной механизм расположен в колесе, вначале должны быть определены составляющие сил в направлении осей X и Y в точках A и B .

Исходя из известных сил в шаровых опорах направляющего устройства, расположенных рядом с колесом, необходимо проверить силы, действующие в шарнирах рычагов (т. е. в точках C_1 , C_2 , D_1 и D_2), чтобы получить возможность судить как об их прочности, так и податливости. Чрезмерная эластичность может вызвать нежелательные изменения схождения колес и оказать влияние на управляемость автомобиля.

Если тормозной механизм расположен в колесе, то нижний рычаг подвержен значительной нагрузке со стороны силы B_{x5} , которую следует рассматривать совместно с составляющей B_{y5} (рис. 1.97). Как показано на рис. 1.76 и 1.95, определенные в начале расчета составляющие в направлении осей X и Y для продолжения расчета следует разложить на связанные с рычагом направления U и V . Определение нагрузок D_1 и D_2 в опорах нижнего рычага, расположенного на виде сбоку под углом, показано на рис. 1.80 и 1.81. Определение нагрузки на опоры C_1 и C_2 верхнего рычага приведено на рис. 1.93. Однако этот рычаг на виде сбоку будет расположен горизонтально.

1.6.8. Пример расчета (случай 5)

Пример расчета представляет собой продолжение п. 1.6.3 и 1.6.6. Поскольку автомобиль вновь рассматривается в нормальном положении, можно воспользоваться уже имеющимися цифровыми данными и, кроме того, уже рассчитанными параметрами, приведенными в п. 1.6.3: верхнее значение вертикальной силы $N'_{v0} = 3800$ Н; длина плеч: $a = 76,5$ мм, $a - b = 26,4$ мм, $e = 7,4$ мм и $f = 13,8$ мм.

Установленные на автомобиле радиальные шины с брекерным поясом имеют радиусы: $r_{\text{д}} = 275$ мм и $r_{\text{ст}} = 258$ мм. Разница между радиусами составляет $\Delta r = 17$ мм. Для получения d_5 эту разницу следует вычесть из входившей ранее в расчетное уравнение величины $d = 179$ мм:

$$d_5 = d - \Delta r = 162 \text{ мм.}$$

Составленное в соответствии с рис. 1.90 (без S_1) уравнение моментов относительно точки A позволяет через зависимость $B_{y5} = B_{x5} \operatorname{tg} \beta$ определить силу B_{x5} . В связи с тем, что мы не принимаем во внимание боковую силу, эта сила равна A_{x5} :

$$\begin{aligned} B_{x5} &= N'_{v0} a / [c - (a - b) \operatorname{tg} \beta] = 3800 \cdot 76,5 / (215 - 26,4 \cdot 0,14) = \\ &= A_{x5} = 13\,800 \text{ Н;} \end{aligned}$$

$$B_{y5} = 13\,800 \cdot 0,14 = 19 \text{ Н;}$$

$$A_{y5} = N'_{v0} + B_{y5} = 3990 \text{ Н.}$$

Таблица 1.5

Нагрузка	Сила, Н, в шарнирах			
	А		В	
Длительного действия	С 4270	П 2290	Р +470 С -140	П 4250
Случай 2	С 5730	П 2980	С 1010	П 4070
Случай 5	С 3990	П 3080	Р 190	П 6650

Используя имеющиеся величины B_{y5} и $L_B = 1,25N_0 = 3750$ Н, проводим расчет сил в направлении оси Z (см. рис. 1.96). Неизвестная длина плеча, на котором действует тормозная сила,

$$a_B = R_0 \cos \delta_0 \sin \delta_0 = 3,4 \text{ мм};$$

$$B_{z5} = [L_B(c + d_5 + a_B) - N'_{00}e + B_{y5}f]/c = [375(215 + 162 + 3,4) - 380 \cdot 7,6 + 19 \cdot 13,8]/215 = 6500 \text{ Н};$$

$$A_{z5} = B_{z5} - L_B = 6500 - 3750 = 2750 \text{ Н}.$$

Верхний рычаг A , воспринимающий нагрузку от пружины, при торможении нагружается следующими силами:

$$\text{поперечная сила } A_{5 \text{ quer}} = \sqrt{A_{x5}^2 + A_{z5}^2} = \sqrt{1380^2 + 2750^2} = 3080 \text{ Н};$$

$$\text{сила сжатия } A_{y5} = 3990 \text{ Н}.$$

$$\text{Силы в нижнем направляющем рычаге: } B_{5 \text{ quer}} = \sqrt{B_{x5}^2 + B_{z5}^2} = \sqrt{1380^2 + 6500^2} = 6650 \text{ Н}.$$

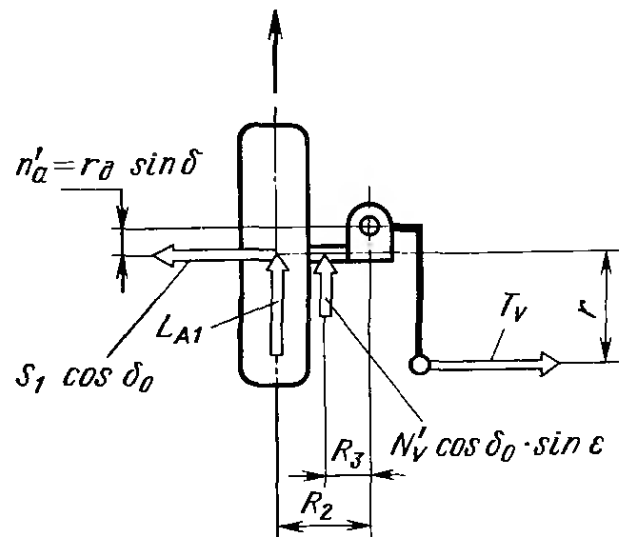
$$\text{растягивающая сила } B_{y5} = 190 \text{ Н}.$$

В табл. 1.5 обобщены силы, возникающие в шаровых шарнирах верхнего A и нижнего B рычагов при различных видах нагружения (П — поперечная сила; Р — растяжение; С — сжатие). В расчетном случае 5 (торможение) предполагается, что боковая сила отсутствует, поэтому в шарнире A присутствует небольшая сила сжатия, а в шарнире B — небольшая сила растяжения. Нижний рычаг в случае 2 (железнодорожный переезд) имеет другой угол наклона, следствием которого является меньшая сила B .

1.6.9. Влияние сил, действующих в рулевых тягах

Если автомобиль имеет продольный наклон оси поворота колеса, то при равномерном прямолинейном движении вертикальные и боковые силы вызывают соответствующие реакции в поперечной рулевой тяге, что хорошо видно на рис. 4.8/2, 4.8/3, 4.11/17—4.11/20 [21] и подробно описано в п. 8.2.1 [22]. Продольные силы, независимо от того, вызываются они сопротивле-

Рис. 1.98. Моменты относительно оси поворота колеса, создаваемые вертикальной, боковой и продольной силами, могут суммироваться. Все моменты воспринимаются поперечной тягой и вызывают в ней составляющую T_v , которая, в свою очередь, оказывает влияние на реакции в рычагах



нием качению W_R или силой тяги L_A , передаются с учетом длины плеча R_2 (см. рис. 1.87) также на рулевую тягу. На рис. 1.98 показаны все моменты, которые могут иметь место при переднем приводе и которые создают в поперечной рулевой тяге силы, направленные перпендикулярно к оси шкворня:

$$T_v = (N_v \cos \delta_0 \sin \epsilon R_3 + L_{A1} R_2 + S_1 \cos \delta_0 r_d \operatorname{tg} \epsilon) / r.$$

Сила T_v будет тем меньше, чем больше длина рычага рулевой трапеции r [22, п. 8.3]. Она также уменьшается с уменьшением продольного угла наклона ϵ оси поворота колеса и при уменьшении величин R_2 и R_3 .

На рис. 1.98 приведен редкий случай, когда все силы, действующие в пятне контакта колеса с дорогой, создают одинаково направленные моменты. При этом боковая сила S_1 действует знакопеременно и вполне может иметь противоположное направление. Если ведущими являются задние колеса, то сила сопротивления качению $W_R = f_R N_v$ направлена назад и также создает момент, направленный в противоположную сторону.

Это краткое рассмотрение показывает, что сумма моментов относительно оси поворота колеса постоянно меняется и часто равна нулю. Измерения, кроме того, показали, что силы, действующие в поперечной рулевой тяге при равномерном прямолинейном движении по дорожному покрытию, используемому при расчетах на выносливость, относительно невелики. Таким образом, по этим двум причинам ими можно пренебречь, чтобы получить более простые уравнения. При расчете на прочность при кратковременных нагрузках картина несколько иная. При резкой манере езды в контакте колес с дорогой возникают значительно большие силы и при относительно больших R_2 , R_3 и n'_a моменты могут быть значительными, а силы в поперечной тяге могут превышать 3000 Н. Величина сил вновь зависит от длины рычага рулевой трапеции r и, кроме того, от угла, образуемого поперечной рулевой тягой в рассматриваемом положении. На рис. 1.99 показано крайнее верхнее положение подвески со всеми действующими силами, для которого в предыдущих разделах выполнен расчет. Эти силы частично разложены на составляющие

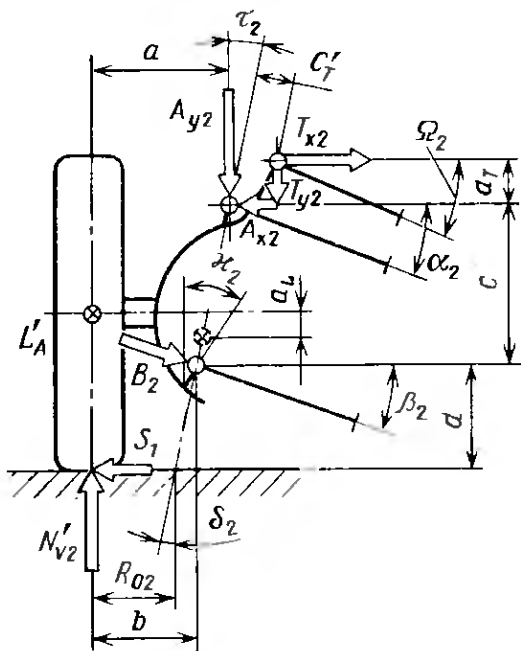


Рис. 1.99. Подвеска (вид сзади) в крайнем верхнем положении. Указаны силы, создаваемые поперечной тягой рулевой трапеции. Пружина опирается на верхний рычаг

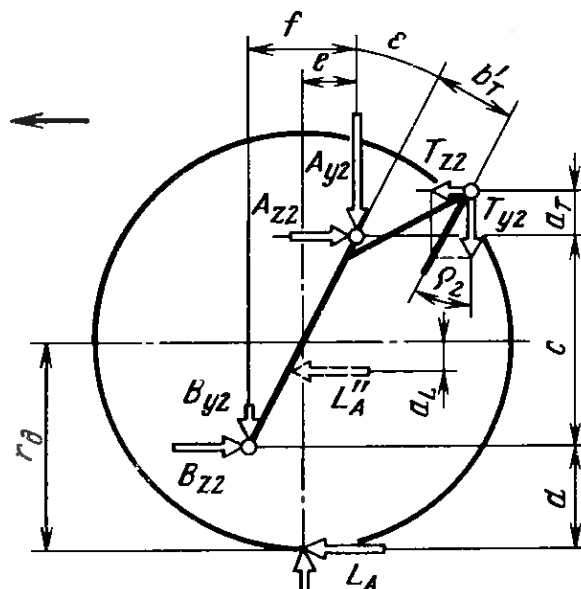
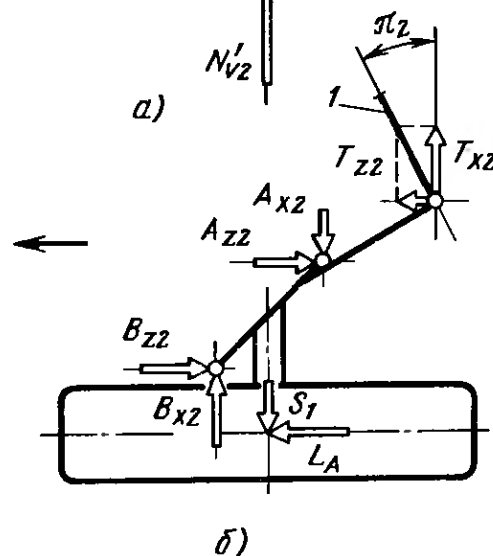


Рис. 1.100. Виды подвески сбоку (а) и сверху (б), представленной на рис. 1.99 в крайнем верхнем положении. Все силы, включая силу в рулевой тяге T_b , нанесены и разложены на составляющие в направлении осей X и Z :

а — вид сбоку; б — вид сверху; 1 — рулевая тяга



вдоль осей X и Y . На рис. 1.100 приведены виды подвески сверху и сбоку. По этим рисункам можно оценить дополнительные усилия, которые возникают в том случае, когда поперечная рулевая тяга имеет пространственный наклон. Проверка, проведенная с использованием данных из приведенного выше примера расчета, показала изменения сил в точках A и B в пределах 2 % в сочетании с высокой вероятностью ошибки. Величина этих изменений зависит от расположения поперечной тяги по высоте. Если тяга расположена относительно низко, то она в основном оказывает влияние на силы, действующие в нижнем шарнире B . Если же тяга смещена вверх (как показано на рис. 1.90), то возрастет ее влияние на верхний шарнир A .

1.7. СИЛЫ В ПОДВЕСКЕ «МАКФЕРСОН»

1.7.1. Определение статических нагрузок в пружине и шарнирах

Колесо 1, поворотная цапфа 2 колеса, наружная труба 3 амортизатора и шток 4 поршня (рис. 1.101) при анализе статического равновесия образуют единое целое по отношению к точке A креп-

ления на брызговике и нижнему рычагу, закрепленному в точке B . На рис. 1.102 показана освобожденная система, в которой опоры заменены реакциями, разложенными в направлении осей X и Y . В качестве оси Y выбрана ось амортизатора, а ось X перпендикулярна к ней, т. е. система координат повернута на угол δ_0 поперечного наклона оси поворота колеса (см. [21], п. 4.1). Уравнение моментов относительно точки B с учетом нагрузки N'_v на колесо и обозначения расстояний, приведенных на рис. 1.101, имеет вид

$$A_x(c + o) = N'_v b = N'_v b / (c + o),$$

при этом $b = R_0 + d \operatorname{tg} \delta_0$ и $N'_v = N_v - (U_v/2)$, т. е. статическая нагрузка на переднее колесо за вычетом половины веса неподдресоренных частей.

Уравнение показывает, что чем меньше плечо обкатки и чем выше в надколесной нише может быть расположена точка A (величина $c + o$), тем меньше будет сила A_x , нагружающая на изгиб шток амортизатора. Что касается других условий, то, поскольку сумма всех сил в направлении оси Y равна нулю, статическая нагрузка на пружину

$$A_y = N_y + B_y = F,$$

где $N_y = N'_v \cos \delta_0$; $B_y = B_x \operatorname{tg} (\beta + \delta_0)$ [см. также уравнение $F = i_y N'_v$ (2.1.32)].

Принимая $\sum F_x = 0$, определяем неизвестную пока силу

$$B_x = A_x + N_x,$$

где $N_x = N'_v \sin \delta_0$.

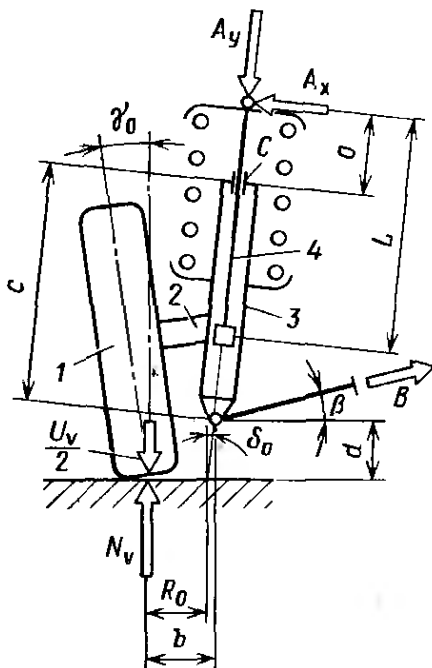


Рис. 1.101. Силы, действующие в подвеске Макферсон на неподвижном автомобиле. Указаны необходимые для расчетов расстояния и углы

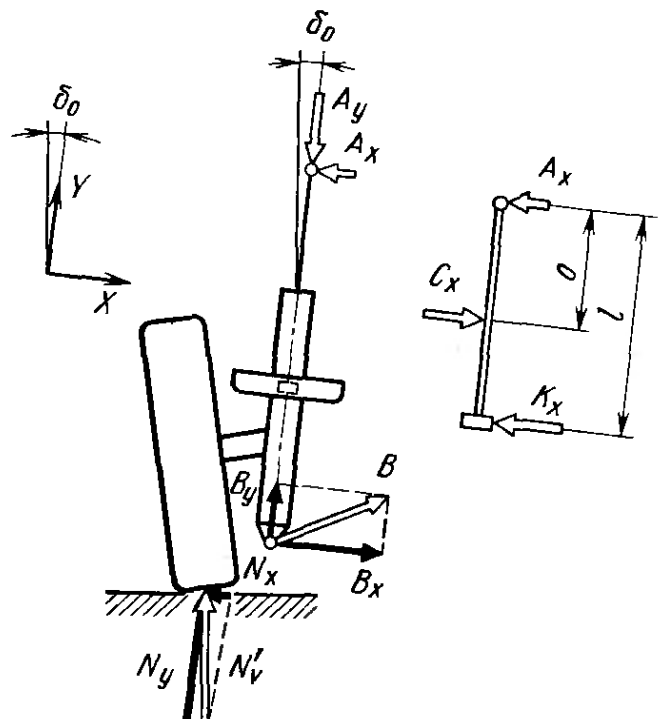


Рис. 1.102. Силы, действующие в подвеске «Макферсон», следует разложить на составляющие по осям X и Y , которые повернуты на угол наклона оси поворота колеса δ'_0

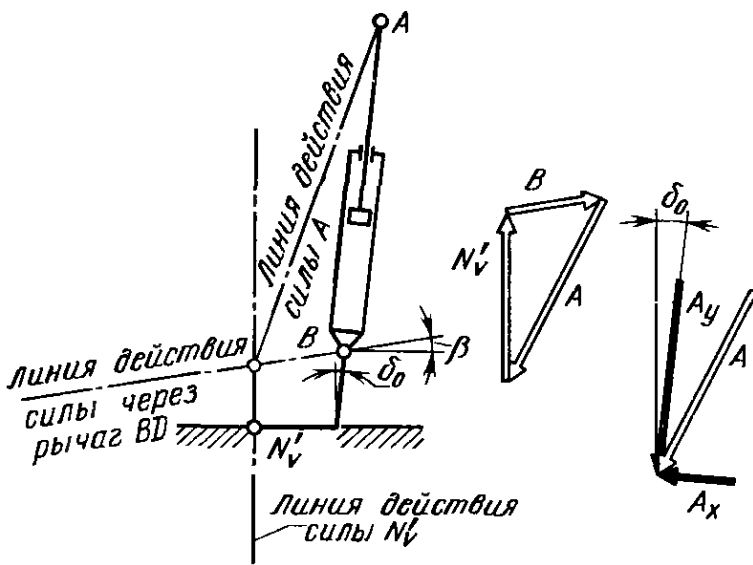


Рис. 1.103. Графическое определение силы A , действующей в верхней точке A крепления стойки на крыле автомобиля, с учетом направления действия вертикальной силы N'_0 и усилия в рычаге. Последнее действует в направлении линии, проходящей через центры шарниров B и D

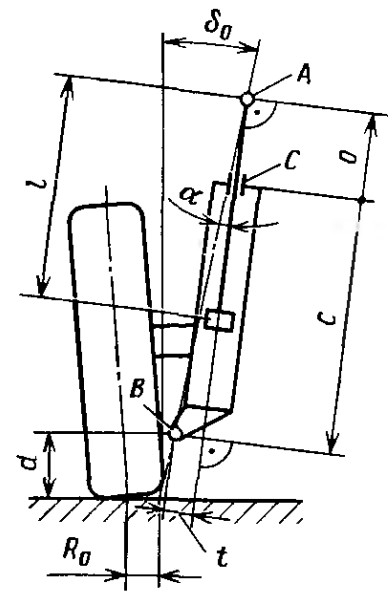


Рис. 1.104. Для уменьшения плеча R_0 обкатки можно сместить нижний шарнир B от оси амортизатора к колесу на величину t . При этом между осью поворота колеса AB и осью амортизатора A образуется угол α

В соответствии с правой частью рис. 1.102 изгибающий момент в штоке амортизатора

$$M_k = A_x o.$$

Сила в направляющей втулке штока амортизаторной стойки

$$C_x = A_x l / (l - o).$$

Сила, действующая на поршень,

$$K_x = C_x - A_x.$$

Чем короче отрезок o , тем меньшими будут C_x и K_x и соответственно меньшим будет трение в направляющей втулке и на поршне. Как описано в п. 2.2, на основе замеров характеристик упругости подвески с петлей гистерезиса сила трения, в данном случае равная $C_x \mu_1 + K_x \mu_2$, является одной из демпфирующих сил и способствует повышению жесткости подвески.

Графическое определение сил часто является более простым, чем расчетное. Как показано на рис. 1.103, справа, используя известное направление действия силы N'_0 и силы, создаваемой рычагом BD , можно получить силу A и разложить ее на составляющие в направлении оси амортизатора и перпендикулярно к ней, чтобы таким образом определить реакцию опоры и силу, действующую на пружину.

В соответствии с описанием, приведенным в п. 3.5 [21], и согласно рис. 4.4/12 [21] с целью уменьшения плеча обкатки R_0 на переднеприводных автомобилях шаровую опору B часто смещают от оси амортизатора к колесу на величину t (рис. 1.104).

При этом между осью поворота колеса и осью амортизатора образуется угол α , который можно выразить через известные длины отрезков:

$$\operatorname{tg} \alpha = t / (c + o).$$

На рис. 1.105 показано разложение сил N'_v , B и A в направлении оси амортизатора, т. е. развернутых на угол $\delta_0 - \alpha$. Уравнение моментов (в данном случае относительно точки A) имеет вид

$$N'_v b + B_y t - B_x (c + o) = 0.$$

Применяя

$$b = R_0 + d \operatorname{tg} \delta_0 + t \cos (\delta_0 - \alpha) + (c + o) \cdot \sin (\delta_0 - \alpha);$$

$$B_y = B_x \operatorname{tg} (\beta + \delta_0 - \alpha),$$

можно рассчитать B_x . Нагрузку на колесо $N'_v = N_v - (U_v/2)$ затем разлагаем на составляющие $N_x = N'_v \sin (\delta_0 - \alpha)$ и $N_y = N'_v \cos (\delta_0 - \alpha)$ для определения силы сжатия пружины A_y и нагрузки A_x в шарнире [см. также уравнение (2.1.34)]. Как указывалось выше, сила A_x при нагрузке на колесо, соответствующей двум человекам в салоне автомобиля, должна быть по возможности малой и, если это конструктивно возможно, то даже равной нулю. Как приведено в подписи к рис. 1.106, условие $A_x = 0$ (а следовательно, и $C_x = 0$ и $K_x = 0$) выполняется в случае, если пружина смещена к колесу или наклонена так, что продолжение ее оси попадает в точку M пересечения линий действия сил N'_v и B . При выполнении этого условия силы B и F легко рассчитываются. Как показывает приведенная на рисунке справа схема, известны все углы силового треугольника, который следует построить. Расчет производим по формулам для силы сжатия пружины

$$F = A_y = N'_v \cos \beta / \cos (\beta + \delta_0 - \alpha)$$

и для силы, действующей на рычаг,

$$B = N'_v \sin (\delta_0 - \alpha) / \cos (\beta + \delta_0 - \alpha).$$

Отрезок s , на который следует сместить пружину в сторону колеса, следует определять по чертежу. При

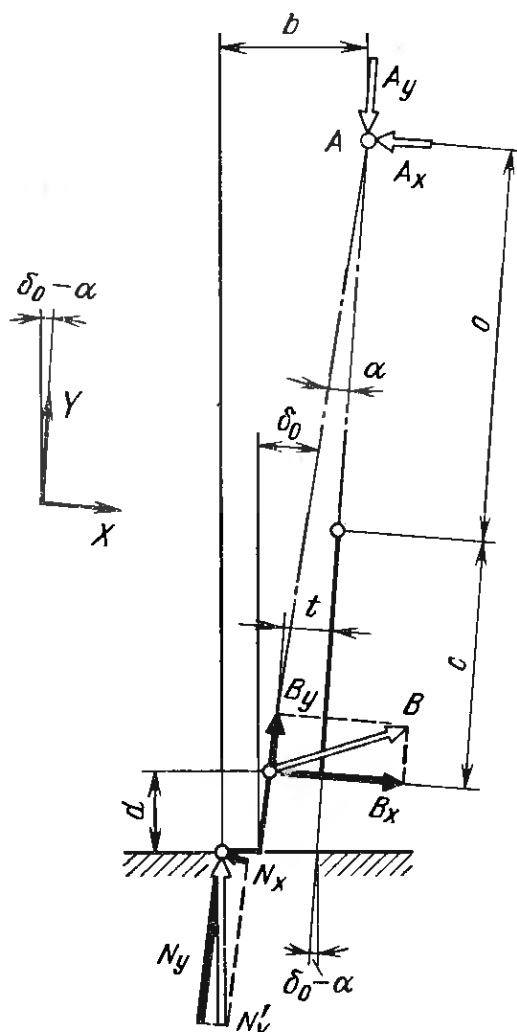


Рис. 1.105. В случае смещения нижнего шарнира B к колесу на величину t все силы следует разложить с учетом угла $\delta_0 - \alpha$

отсутствии чертежа величина s может быть определена расчетным путем, для чего используют специально подготовленный эскиз (рис. 1.107):

$$s = t + (R_0 + d \operatorname{tg} \delta_0) \cos (\beta + \delta_0 - \alpha) / \cos \beta.$$

Если величины t и R_0 выдерживаются небольшими, то и необходимое смещение пружины может быть выполнено в ограниченных пределах.

В некоторых легковых автомобилях в качестве упругого элемента используют торсионы [21, рис. 3.5/9 и 3.5/10]. Тогда силы упругости должны восприниматься нижним рычагом, при этом статические нагрузки и система уравнений соответствуют рис. 1.70 и 1.75. Единственным отличием является то, что сила A_x теперь должна быть приложена к верхней опоре перпендикулярно к оси амортизатора. Таким образом, угол отклонения линии действия силы от горизонтали равен уже не α , а δ_0 или $\delta_0 - \alpha$. На рис. 1.108 приведено направление силы A_x и графическое определение и последующее разложение силы B для определения момента, который воспринимает торсион,

$$M_F = B_0 g.$$

Момент M_F необходим для расчета торсиона (см. п. 2.4.6).

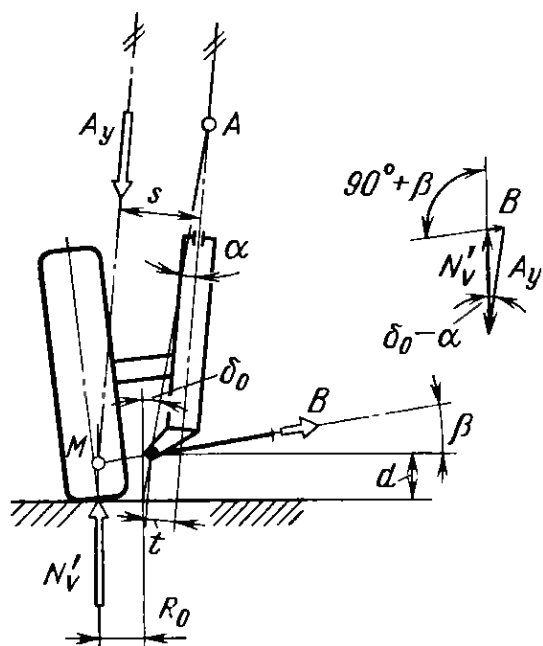


Рис. 1.106. Силу A_x , направленную перпендикулярно к штоку поршня и создающую в нем напряжения изгиба, можно устранить. Для этого пружину, которая на рисунке представлена силой, действующей вдоль ее оси, следует сместить в сторону колеса на величину s , чтобы линия ее действия прошла через точку M пересечения линий действия сил N'_v и B

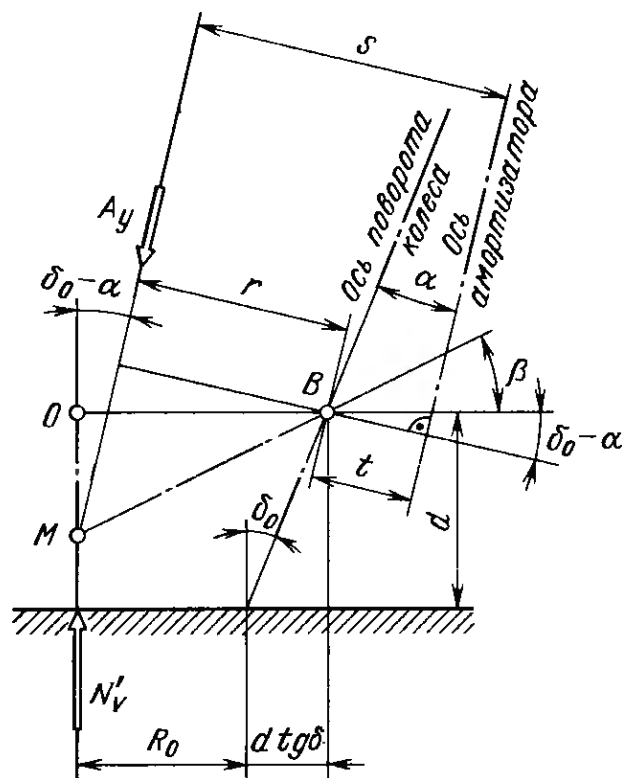


Рис. 1.107. Схема для расчета величины смещения пружины s , чтобы ее линия действия прошла через точку M :

$$\begin{aligned} r + t = s &= (R_0 + d \operatorname{tg} \delta_0) \cos (\beta + \\ &+ \alpha_0 - \alpha) / \cos \beta = \overline{BM} \cos (\beta + \delta_0 - \alpha); \\ \overline{BM} &= \overline{BO} \cdot 1 / \cos \beta; \\ \overline{BO} &= R_0 + d \operatorname{tg} \delta_0 \end{aligned}$$

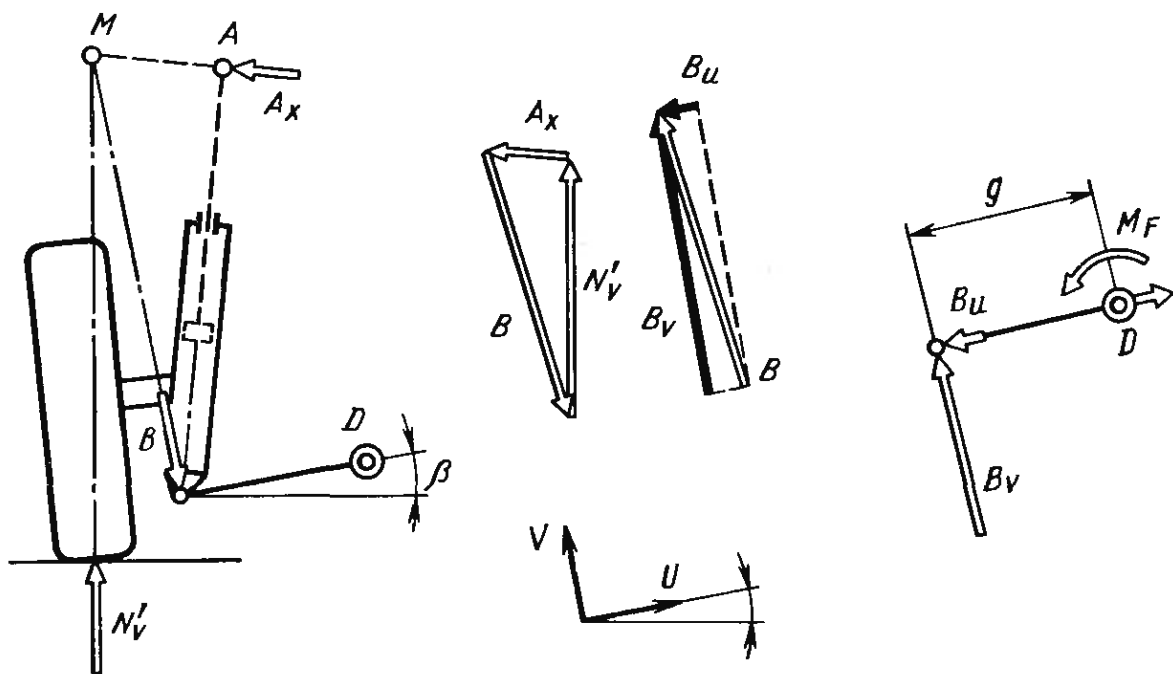


Рис. 1.108. Схема для расчета сил A_x и B при использовании в качестве упругого элемента торсиона, закрепленного в точке D

1.7.2. Длительно действующие нагрузки

На рис. 1.109 приведена схема подвески и силовые треугольники для графического определения верхних значений сил в шаровой опоре B и точке A крепления стойки по результирующей силе $R_{\text{сш}}$, полученной с использованием

$$N'_o = k_1 N_o - U_v/2; \quad S_1 = \mu_{F1} N_o.$$

На рис. 1.110 приведена аналогичная схема для определения нижних значений сил. Результирующую $R_{\text{сш}}$ получим с помощью $N'_o = N_o - U_v/2$. Для построения силовых треугольников рекомендуется масштаб $1 \text{ см} \cong 200 \text{ Н}$. Для определения расстояний рекомендуется использовать чертеж общего вида, на котором передний мост изображен в масштабе $1 : 1$ или в крайнем случае с уменьшением $1 : 2,5$. На обоих рисунках показан наиболее сложный случай, когда шаровой шарнир смещен на расстояние t и, кроме того, ось пружи-

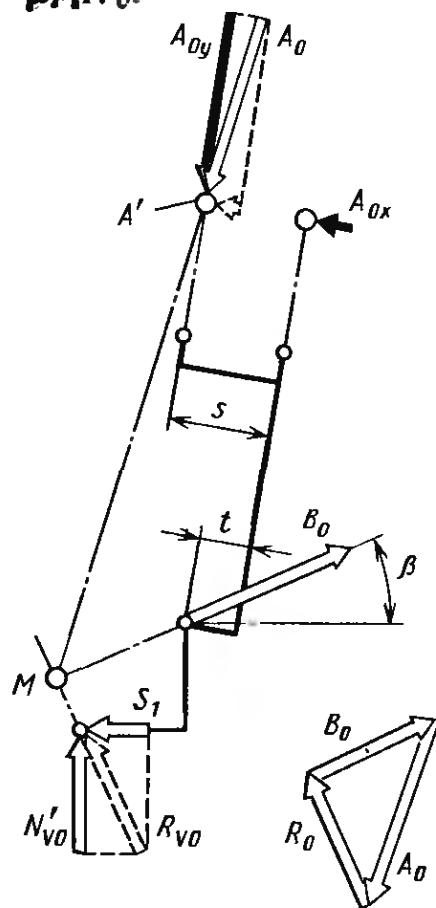
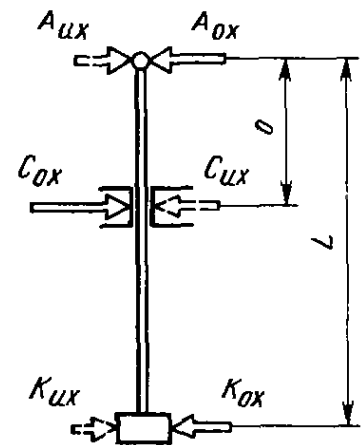


Рис. 1.109. Графическое определение верхних значений сил длительно действующие. Следует построить равнодействующую $R_{\text{сш}}$ сил $N'_{\text{сш}}$ и S_1 . При этом будут учтены смещения шаровой опоры на величину t и пружины на величину s

Рис. 1.112. Если силы A_{rx} и A_{ux} в точке A крепления стойки на кузове направлены в противоположные стороны, то шток поршня подвержен знакопеременным напряжениям изгиба



ков, расположенных перпендикулярно к линиям действия сил. Поэтому, учитывая, что размеры c, d, s, t и R_0 известны, предпочтительнее составлять уравнение моментов относительно точки B :

$$\sum M_{отн B} = 0, \quad +N'_o(R_0 + d \operatorname{tg} \delta_0) + S_1 d - A_{ox}(c + o) - A_{oy}s = 0.$$

Деля одно уравнение на другое, исключаем одну из неизвестных сил (A_{ox} или A_{oy}):

$$B_{ox}/B_{oy} = \operatorname{tg} \xi = (S_{1y} + A_{oy} - N_{oy}) / (S_{1x} - A_{ox} + N_{ox});$$

$$A_{oy} = A_{ox} \operatorname{tg} \xi + S_{1x} \operatorname{tg} \xi - S_{1y} + N_{ox} \operatorname{tg} \xi + N_{oy},$$

где $S_{1x} = S_1 \cos(\delta_0 - \alpha)$; $S_{1y} = S_1 \sin(\delta_0 - \alpha)$; $N_{ox} = N'_o \sin(\delta_0 - \alpha)$ и $N_{oy} = N'_o \cos(\delta_0 - \alpha)$.

Аналогично выполняем расчет B_u и A_{ux} . Следует, однако, учитывать, что поскольку мы осуществляем подстановку одного из трех уравнений в другое, все силы должны быть внесены с учетом их действительного направления действия. Используя известные теперь силы A_{ox} и A_{ux} , можно рассчитать длительно действующий на штоке амортизатора изгибающий момент. Если обе силы имеют одинаковое направление, то имеет место знакопостоянная нагрузка и расчет следует проводить, используя только A_{xo} , т. е.

$$M_k = A_{ox} o.$$

В приведенном примере силы B_o и B_u , а также A_{ox} и A_{ux} направлены в противоположные стороны (рис. 1.112), т. е. нижняя шаровая опора и шток амортизатора подвержена знакопеременным нагрузкам. Чтобы определить напряжения изгиба, следует преобразовать максимальное и минимальное значения силы, а также преобразовать в знакопеременную нагрузку, которая после умножения длины отрезка на o даст изгибающий момент (см. п. 1.3.4)

$$M_{kw} = (0,58A_{ox} + 0,42A_{ux}) o.$$

Так как сила A_{ux} имеет противоположное по сравнению с силой A_{ox} направление, перед A_{ux} , т. е. перед коэффициентом 0,42, ставится знак минус.

В завершение следует убедиться, что имеющиеся напряжения не превышают допустимых (см. п. 1.3.1):

$$\sigma_{bf} = M_{kw} / W_b \leq \sigma_b = 0,6 \sigma_{B1} b_2 / (\beta_{kb} v).$$

Коэффициент $\beta_{\text{нб}}$, связанный с концентрацией напряжения вследствие напрессовки ступицы на вал, исключен. Коэффициент 0,6 справедлив для поверхностного упрочнения и вводится при использовании твердого хромирования штока амортизатора, чтобы обеспечить его герметичность в течение более длительного периода времени (см. табл. 1.1).

Аналогичным образом определяем силу B , длительно действующую в нижней шаровой опоре и имеющую пульсирующий или знакопеременный характер. На основе полученных результатов определяем размеры шарнирных соединений. Становится возможным расчет нижнего рычага и шарниров D_1 и D_2 , которыми он соединяется с кузовом.

Если рассматриваемый автомобиль имеет продольный наклон оси поворота колеса или в случае переднеприводного автомобиля, в направляющем устройстве подвески возникают дополнительные силы, действующие в продольном направлении. В соответствии с п. 1.6.2 и рис. 1.87 и 1.90, следует действующую в пятне контакта катящегося колеса силу тяги L_{A1} вначале перенести в центр колеса, а затем на ось поворота колеса перпендикулярно к последней. Это необходимо для расчета составляющих сил в направлении оси Z в точках A и B . Таким образом, сила тяги, обозначаемая L_{A1} , оказывается смещенной от центра колеса вниз на величину

$$a_L = R_2 \sin \delta_0,$$

где R_2 — см. п. 1.6.2 и [21, п. 4.9].

Дополнительно следует перенести боковую силу S_1 , которую следует рассматривать действующей на ось поворота колеса над дорогой на высоте (рис. 1.113)

$$n_s = n'_a \sin \varepsilon = r_d \sin^2 \varepsilon.$$

где n'_a см. [21, рис. 4.8/3].

Вертикальные составляющие сил, которые необходимы для определения B_{z0} , можно получить, используя приведенный на рисунке вид сзади, по зависимости $B_{ox} = B_{oy} \operatorname{ctg} \beta$ и с помощью уравнения моментов относительно точки A :

$$B_{yo} = \frac{N'_{vo} [R_0 + d \operatorname{tg} \delta_0 + (c + o) \sin \delta_0] + S_1 [(d - n_s) + (c + o) \cos \delta_0]}{(c + o) \operatorname{ctg} \beta \cos \delta_0 - \sin \delta_0}.$$

Направление действия силы A_{z0} , приведенной на виде сбоку, не очевидно. Поэтому, составляя уравнение моментов относительно точки A , вначале определяем

$$B_{z0} = \frac{B_{yo} f + L_{A1} [(c + o) \cos \delta_0 + d - (r_d - a_L)] + N'_{vo} e}{(c + o) \cos \delta_0},$$

где $e = [(c + o) \cos \delta_0 + d] \operatorname{tg} \varepsilon$;

$$f = (c + o) \cos \delta_0 \operatorname{tg} \varepsilon.$$

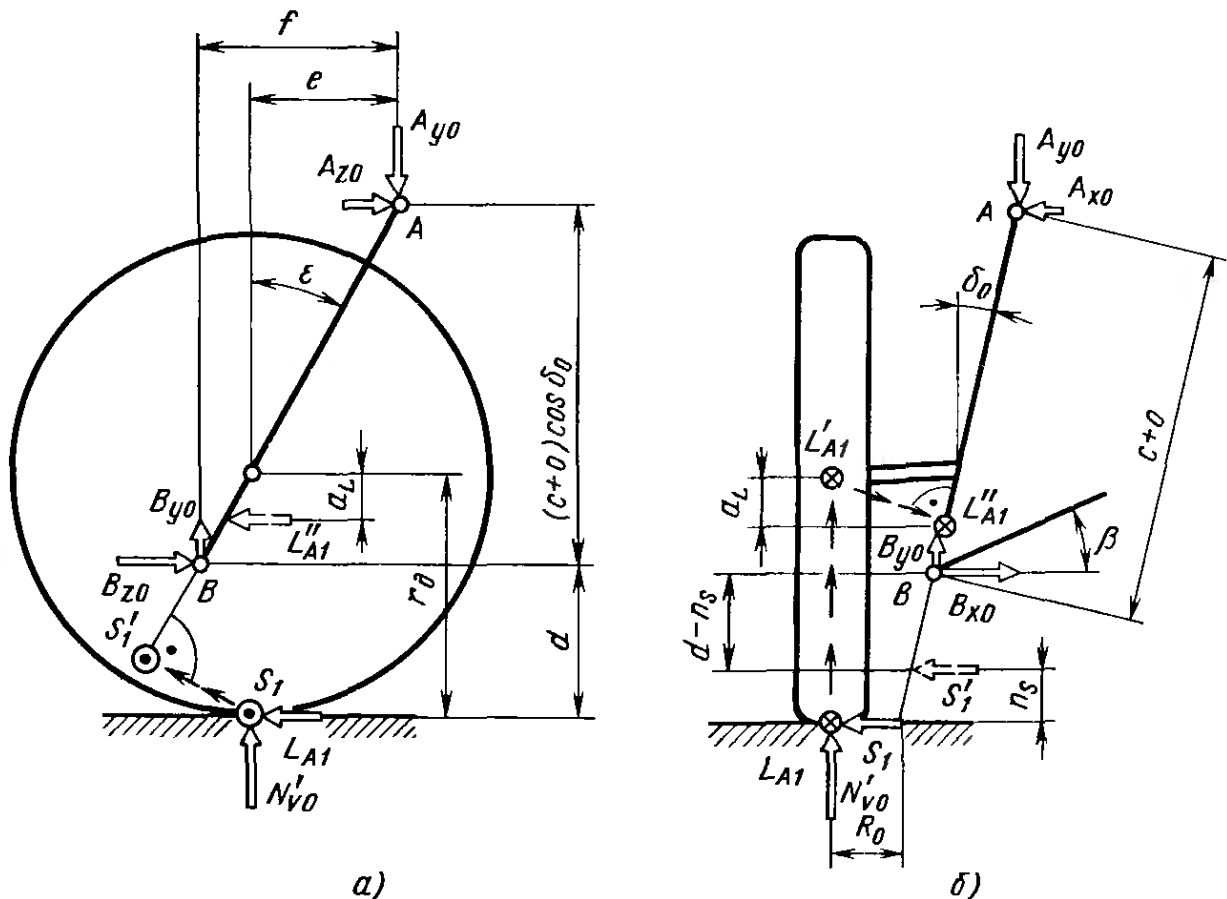


Рис. 1.113. Виды подвески сбоку (а) и сзади (б), необходимые для определения сил, действующих в направлении оси Z. Эти силы имеют место в тех случаях, когда стойка на виде сбоку наклонена на угол ϵ для обеспечения продольного наклона оси поворота или когда необходимо учитывать силу тяги L_A (или, как показано на рисунке, когда действуют оба фактора). Боковую силу S_1 следует считать действующей на расстоянии $n_s = r_d \sin^2 \epsilon$ над поверхностью дороги

В точке A действуют взаимно перпендикулярные силы (рис. 1.114):

$$A_{x0} = B_{x0} - S_1; \quad A_{y0} = B_{y0} + N'_0; \quad A_{z0} = L_{A1} - B_{z0}.$$

Если нижняя шаровая опора на виде сзади (см. рис. 1.104) или на виде сбоку (см. [21], рис. 4.11/28) смещена с оси амортизатора, то эти силы следует разложить на составляющие в направлении линии, соединяющей точки A и B, и перпендикулярно к ней, т. е. в трех направлениях, определяемых осью амортизатора.

Вертикальную силу A_{y0} поэтому следует рассматривать отдельно и с учетом пространственного угла ν , разложить на составляющие в направлении осей U и V (рис. 1.115). С учетом

$$\operatorname{tg} \nu = \sqrt{\operatorname{tg}^2 \delta_0 + \operatorname{tg}^2 \epsilon},$$

получаем

$$A_{yu} = A_{y0} \sin \nu; \quad A_{yv} = A_{y0} \cos \nu.$$

Силы A_{x0} и A_{z0} следует сложить и, учитывая угол κ на виде сверху схемы сил, приведенной на рис. 1.114, разложить на со-

ставляющие в направлении сил S и T . Поскольку $\operatorname{tg} \kappa = \operatorname{tg} \delta_0 / \operatorname{tg} \epsilon$, в соответствии с рис. 1.116 получаем

$$A_{xs} = A_{xo} \sin \kappa; \quad A_{xt} = A_{xo} \cos \kappa;$$

$$A_{zs} = A_{zo} \cos \kappa; \quad A_{zt} = A_{zo} \sin \kappa,$$

откуда $A_s = A_{zs} - A_{xs}$ и $A_t = A_{zt} + A_{xt}$. Силу A_s следует далее разложить на составляющие в направлениях U и V (рис. 1.117):

$$A_{su} = A_s \cos \nu; \quad A_{sv} = A_s \sin \nu.$$

Силы A_{sv} и A_{yv} совместно определяют нагрузку на пружину

$$F_1 = A_{yv} - A_{sv}.$$

Вторая составляющая A_{su} , также перпендикулярная к прямой AB , как и A_{yu} , приложена к штоку поршня. Чтобы иметь возможность определить напряжения изгиба, на основе этих двух сил с учетом силы A_t , действующей под углом 90° к ним, следует найти поперечную составляющую

$$A_{quer} = \sqrt{(A_{su} + A_{yu})^2 + A_t^2}.$$

Все три силы, стоящие под знаком корня, определяем на основе максимальных значений сил. Как изложено в п. 1.6.2, следует дополнительно провести расчет с использованием нижних значений сил. Целью этого этапа является определение характера нагрузки (знакопеременный или знакопостоянный), а также

создание предпосылок для сложения всех сил, действующих в одной точке (см. рис. 1.89).

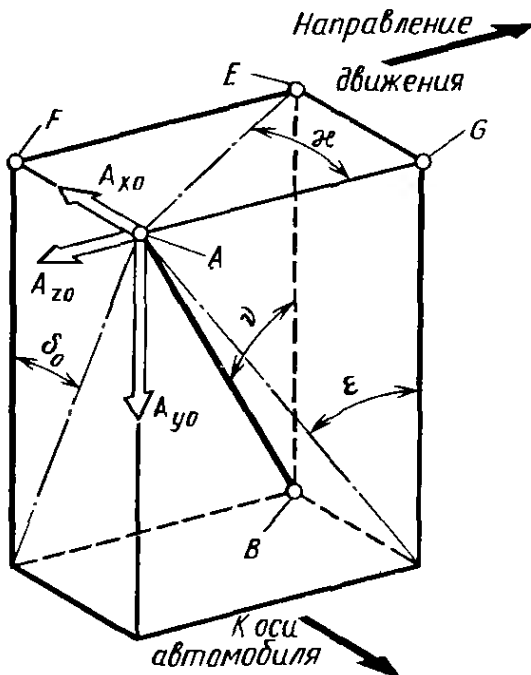


Рис. 1.114. При наличии продольного смещения, наклона оси поворота колеса или силы тяги в верхней точке A крепления стойки будут иметь место три взаимно перпендикулярные составляющие A_{xo} , A_{yo} , и A_{zo}

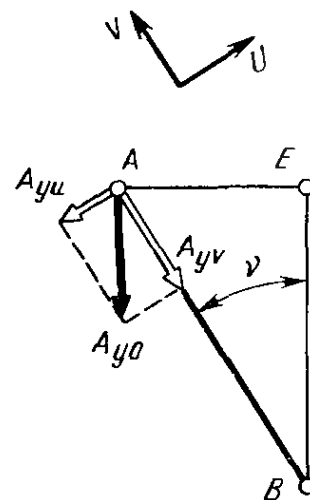


Рис. 1.115. Силу A_{yo} следует разложить с учетом пространственного угла ν на составляющие, направленные вдоль оси поворота колеса AB и перпендикулярно к ней

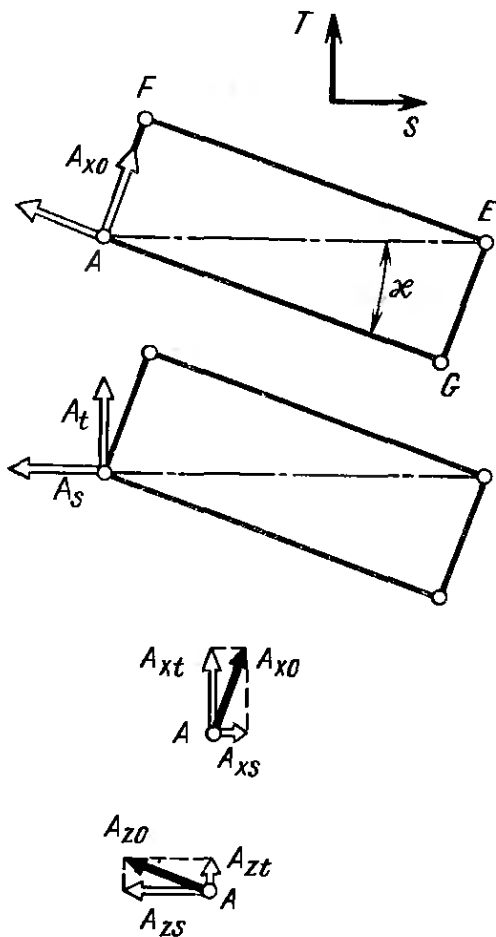


Рис. 1.116. Взаимно перпендикулярные силы A_{x0} и A_{z0} следует сложить, а результирующую разложить на составляющие в направлении осей S и T , связанных с отрезком AE и повернутых относительно осей X и Y на

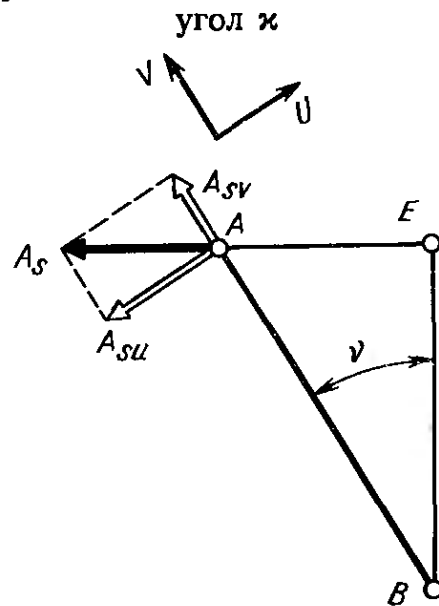


Рис. 1.117. Силу A_s следует вновь разложить на составляющие, направленные параллельно оси AB поворота колеса и перпендикулярно к ней

1.7.3. Кратковременно действующие силы

Для определения наибольших значений сил, действующих в подвеске «Макферсон», вновь следует рассмотреть три случая: движение по дороге с выбоинами (случай 3); преодоление железнодорожного переезда (случай 2); торможение с блокировкой колес с начальной скорости $V < 10$ км/ч (случай 5).

Чтобы учесть все напряжения изгиба в штоке амортизатора, следует рассматривать действие боковых сил от поперечных составляющих неровностей дороги при крайнем нижнем положении колеса (рис. 1.118). При этом ограничитель хода отбоя, закрепленный на штоке амортизатора, упирается в направляющую втулку штока в зоне точки C (см. рис. 2.55). Если пружина смещена к колесу, то при этом возникает пара сил $+A_y$ и $-F_{\min}$, создающая дополнительный изгибающий момент. Однако эти силы не равны, что легко заметить при рассмотрении только корпуса амортизатора с колесом (но без штока поршня) и учете условия $\sum F_y = 0$:

$$F_{\min} = A_y + B_y + S_{1y}.$$

Минимальную силу сжатия пружины F_{\min} получаем вычитанием из силы упругости пружины в среднем (номинальном) положении $F_w = i_y N'_v$ величины изменения этой силы при ходе отбоя (см. п. 2.2), т. е.

$$F_{\min} = F_w - f_{2FCF} = F_w - i_y f_{2c_{2v}},$$

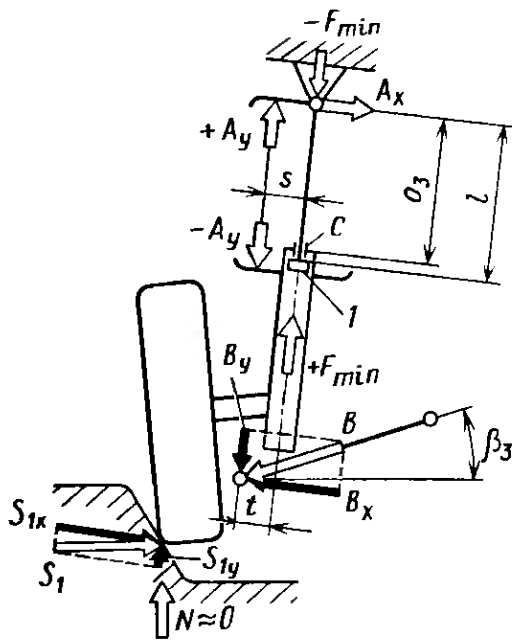


Рис. 1.118. В крайнем нижнем положении колеса ограничитель хода отбоя, установленный на штоке амортизатора, упирается в направляющую *C*. Если пружина смещена наружу к колесу, то при этом возникает дополнительный момент, который усиливает момент, создаваемый боковой силой s_1 :

l — ограничитель хода отбоя

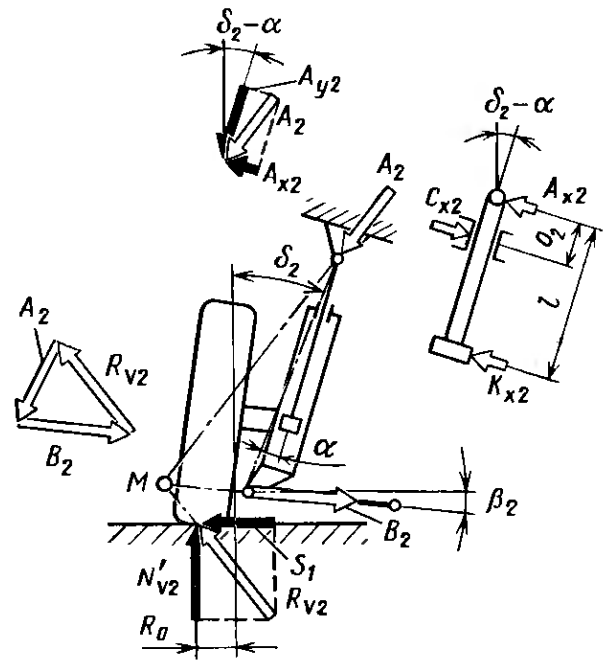


Рис. 1.119. Графическое определение сил, возникающих при преодолении железнодорожного переезда в подвеске, которая показана в крайнем верхнем положении. При смещении пружины на величину S силу A_2 следует рассматривать смещенной влево на эту же величину

где f_2 — возможная длина хода отбоя колеса; c_{2v} — жесткость пружины, приведенная к колесу; i_y и i_x — передаточные отношения, которые подробнее рассмотрены в п. 2.1.7 [см. уравнения (2.1.31)—(2.1.35)].

Изгибающий момент M_{k4} с учетом

$$o_3 = 0 + f_2 i_x = 0 + f_2 \cos \delta_0$$

и в случае закрепления на штоке амортизатора верхней опорной чашки пружины

$$M_{k4} = A_x o_3 + A_y s.$$

Поверочный расчет, однако, показывает, что несмотря на то, что сила A_x теперь действует на большем плече o_3 , изгибающий момент M_{k4} остается меньшим по величине, чем моменты при трех обычно применяемых условиях.

При расчете сил A_{x3} , A_{y3} и B_3 для случая нагружения 3 подвеска находится в нормальном среднем положении. Решение соответствует приведенному на рис. 1.109 и 1.111 с единственным исключением: вместо $S_1 = \mu_{F1} N_\theta$ следует использовать $S_2 = \mu_{F2} N_\theta$. Кроме того, для переднеприводных автомобилей вместо M_{t1} используем M_{t4} . Более подробно этот вопрос изложен в п. 1.6.3 и 1.6.5.

При случае нагруженная 2 ось (колесо) должна рассматриваться смещенной на заданную длину хода f_1 в крайнее верхнее

положение. Это положение приведено на рис. 1.40 и 1.91 для подвески на двух поперечных рычагах. Используя действующие в пятне контакта силы $N'_{v2} = N_{v2} - (U_2/2)$ и $S_1 = \mu_{F1} N_v$ и учитывая изменившиеся углы β_2 и δ_2 , а также плечо обкатки R_{o2} , определяем графически (рис. 1.119) или расчетным путем силы B_2 , A_{x2} и A_{y2} . Как показано на рис. 2.53, 2.54 и в [21], на рис. 3.5/8, ограничитель хода сжатия устанавливается на штоке или на наружной трубе амортизатора. В этом случае отпадает необходимость в разложении максимальной силы N'_{v2} на силу пружины N_F и силу ограничителя хода N_E . Если в качестве упругого элемента используется торсион [21, рис. 3.5/9 и 3.5/10], то нижним рычагом воспринимается упругий момент, действующий на торсион, а трубой амортизатора — нагрузка от ограничителя хода. В этом случае силы N_F и N_E следует рассматривать отдельно. При ходе сжатия подвески обычно существующее расстояние o (между направляющей C и точкой A в крыле) уменьшается до $o_2 = o - f_1 \cos \delta_0$. Поэтому, несмотря на то, что действующие силы увеличиваются, изгибающий момент $M_{k2} = A_{x2} o_2$ не превышает моменты, создаваемые длительно действующими силами.

При торможении с малых скоростей (случай нагружения 5) и тормозе, расположенном в колесе, нагрузка на шток амортизатора приблизительно равна нагрузке, возникающей в расчетном случае нагружения 3. Как описано в [21, 4.9 и п. 1.6.7], тормозная сила $L_B = \mu_L N_o = 1,25 N_o$ при положительном плече обкатки должна рассматриваться как сила, действующая ниже поверхности дороги на расстоянии $a_B = R_o \cos \delta \sin \delta$ (рис. 1.120). При отрицательном плече обкатки сила L'_B действует на том же расстоянии над поверхностью дороги. Изгибающий момент M_{k5} , возникающий в штоке амортизатора в сечении C , создается результирующей сил A_{z5} и A_{x5} . Для расчета последней следует ис-

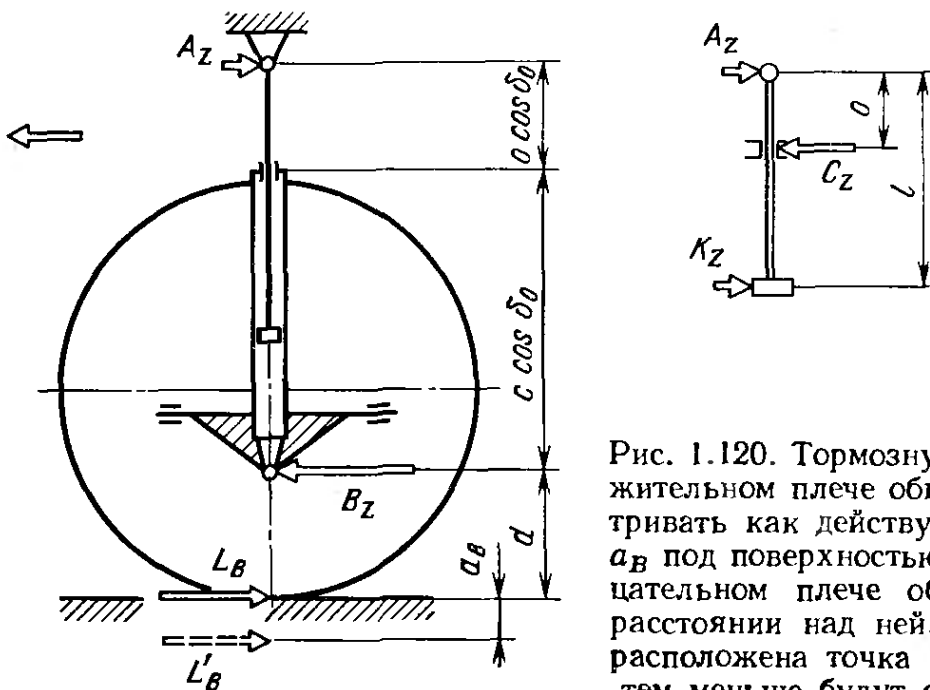


Рис. 1.120. Тормозную силу L_B при положительном плече обкатки следует рассматривать как действующую на расстоянии a_B под поверхностью дороги, а при отрицательном плече обкатки — на том же расстоянии над ней. Чем выше в крыле расположена точка A крепления стойки, тем меньше будут обе реакции A_z и B_z

пользовать максимальное значение вертикальной силы N'_{vo} .
В результате получаем

$$A_{z5} = L_B (d + R_0 \cos \delta_0 \sin \delta_0) / [(c + o) \cos \delta_0];$$

$$A_{x5} = N'_{vo} (R_0 + d \operatorname{tg} \delta_0) / (c + o);$$

$$M_{k5} = \sqrt{A_{z5}^2 + A_{x5}^2} o.$$

При расположении тормоза у главной передачи величина силы A_{x5} остается неизменной. В случае отсутствия продольного наклона или выноса оси поворота колеса следует обратиться к рис. 1.113 для определения

$$A_{z5} = L_B (r_d - a_L - d) / [(c + o) \cos \delta_0].$$

На рис. 1.113 приведена противоположно направленная сила тяги L_{A1} , которую следует смещать аналогичным образом, и дополнительно показанная на виде сбоку под углом ось поворота колеса, которая необходима для расчета ее продольного наклона или сноса. При наличии продольного наклона или сноса оси поворота колеса методика расчета (с учетом другого направления действия силы L_B) соответствует методике, приведенной на рис. 1.114 и 1.115. Однако для расчета A_{z5} потребуются составить новое уравнение моментов.

1.8. СИЛЫ В ОДНОРЫЧАЖНЫХ ПОДВЕСКАХ НА ПОПЕРЕЧНЫХ РЫЧАГАХ

В этом параграфе рассмотрено поведение однорычажной подвески на поперечных рычагах только на повороте и при торможении. Определение сил длительного и кратковременного действия осуществляется в соответствии с изложенным в п. 1.10. Сила сжатия пружины в статическом положении определяется с помощью уравнений (2.1.37) и (2.1.38).

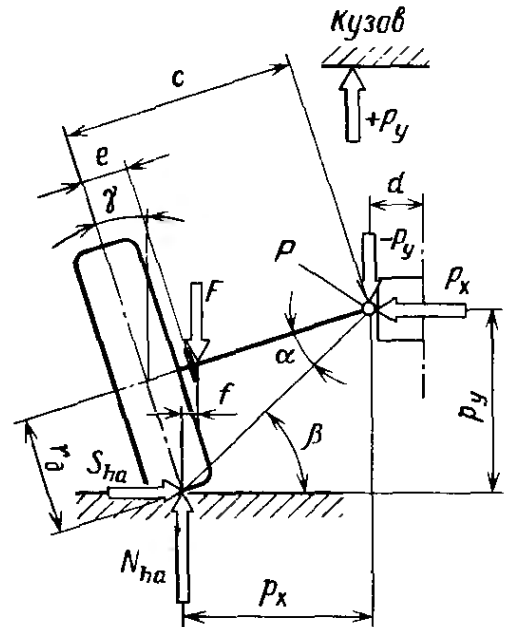
1.8.1. Движение на повороте

У модели «Фольксваген-1200/1300» (см. [21, рис. 3.8/2 и 3.8/4]) поперечный рычаг, который правильней было бы назвать диагональным, шарнирно закреплен в точке P у дифференциала, а вертикальная нагрузка от колеса передается на кузов через продольный рычаг. Закрепленный в этом рычаге торсион расположен горизонтально и поэтому воспринимает упругую силу только в вертикальном направлении. Эта сила F приведена на рис. 1.121.

Чем больше при движении автомобиля плоскость колеса наклоняется к поверхности дороги, тем больше линия действия силы F приближается к линии действия вертикальной силы N_{ha} . Рассмотрение двух пар противоположно направленных сил S_{ha}

Рис. 1.121. При движении на повороте боковая сила S_{ha} стремится увеличить развал наружного колеса. Величина f уменьшается, в результате чего увеличивается отжатие кузова вверх силой $+P_y$:

$$N_{ha} = N_h + \Delta N_h; S_{ha} = \mu_s N_{ha}$$



и P_x , а также N_{ha} и F показывает, что чем меньше последняя пара (т. е. расстояние f), тем больше величина направленной вниз составляющей $-P_y$. Эта сила по величине равна вертикальной нагрузке, действующей на кузов (через противоположно направленную силу $+P_y$). При увеличении боковой силы увеличивается

положительный угол развала колес. При недостаточном давлении в шинах и крене автомобиля существует опасность касания поверхности дороги краем диска колеса. Силы, показанные на рис. 1.121, легко рассчитать:

$$\begin{aligned} \sum F_x &= 0, & P_x &= S_{ha}; \\ \sum F_y &= 0, & P_y &= N_{ha} - F \end{aligned}$$

Силу упругости F определяем с помощью уравнения моментов относительно точки P . Расчет расстояний частично приведен на рис. 4.4/23 [21]:

$$F = (N_{ha}P_x - S_{ha}P_y)/(P_x - f),$$

где $P_y = c \sin \beta / \cos \alpha$ и $P_x = c \cos \beta / \cos \alpha$.

Оба угла

$$\operatorname{tg} \alpha = r_d/c; \quad \beta = \alpha \pm \gamma.$$

Знак плюс ставится при положительном развале колес, а знак минус — при отрицательном.

Уравнение для определения отрезка f имеет вид

$$f = e \cos \gamma \pm r_d \sin \gamma,$$

где знак плюс ставится при отрицательном развале и знак минус — при положительном.

При опускании задней части кузова оба колеса получают отрицательный развал, что повышает способность шин к передаче боковых сил. Однако основным достоинством является увеличение расстояния f . Благодаря этому уменьшается составляющая $+P_y$, поднимающая кузов вверх. Она может даже изменить направление и опускать кузов вниз. Графическое решение позволяет видеть взаимосвязи еще четче. На рис. 1.122 показано, что при положительном развале точка O пересечения линий действия сил R_h и F находится ниже оси. В результате сила P направлена

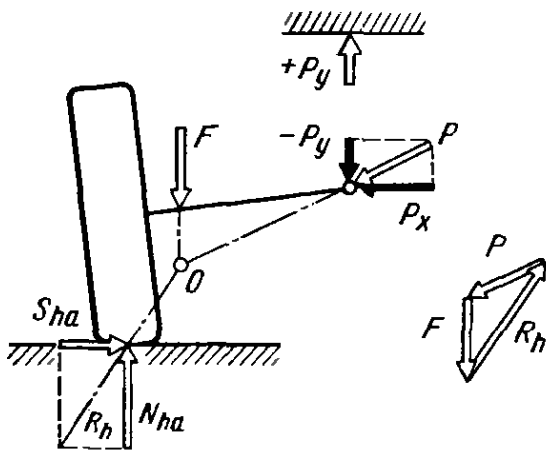


Рис. 1.122. Если точка O пересечения линий действия силы F пружины и результирующей R_h оказывается ниже оси колеса, то возникает сила $+P_y$, отжимающая кузов вверх

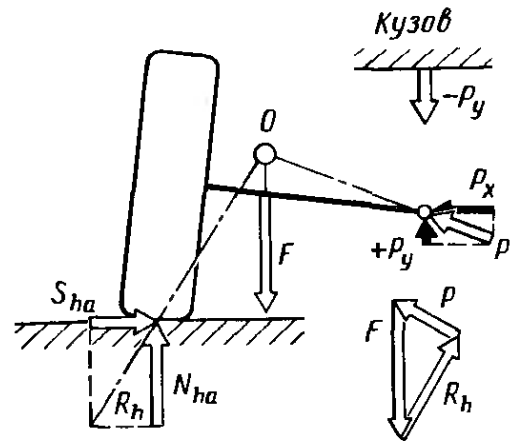


Рис. 1.123. При отрицательном развале точка O пересечения линий действия сил R_h и F может оказаться над осью колеса. В этом случае сила P_y имеет противоположное направление и подтягивает кузов вниз

под углом вниз. При отрицательном развале (рис. 1.123) точка O лежит над осью, составляющая P_y является положительной и силы, действующие на внешнее по отношению к центру поворота колесо, не стремятся повернуть его в направлении «положительного развала»,

Аналогичное достоинство обеспечивает также смещение пружины внутрь, к оси автомобиля. Эта мера была использована фирмой «Рено» на автомобилях моделей 8 и 10 (см. [21], рис., 3.8/3), теперь уже снятых с производства. На рис. 1.124 показан случай, когда, несмотря на положительный развал колес, точка O находится над осью и поэтому составляющая P_y направ-

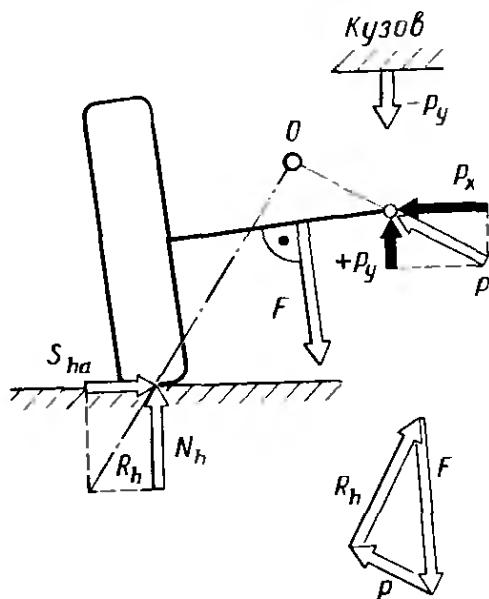


Рис. 1.124. На моделях «Рено-8/10» винтовая пружина опирается приблизительно на середину балки качающейся полуоси. В этом случае точка O находится также над балкой и кузов на повороте подтягивается вниз

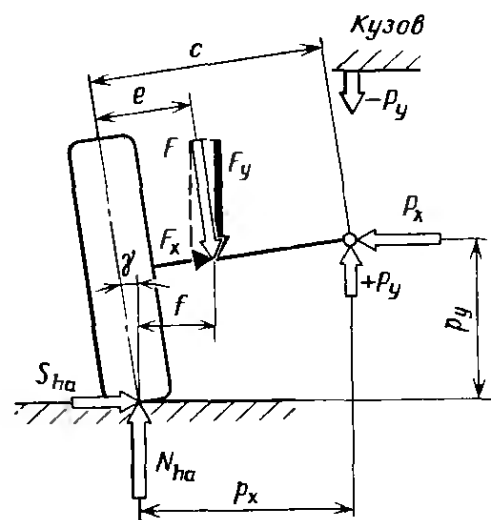


Рис. 1.125. Расстояния и углы, необходимые для расчета сил P_x и P_y . Силу пружины F , направленную перпендикулярно к балке полуоси, следует разложить на составляющую вдоль осей X и Y

лена вверх. Используемая в качестве упругого элемента винтовая пружина передает усилие перпендикулярно к месту ее крепления (к балке оси). Это направление показано на рис. 1.124 прямым углом между вектором силы F и осью колеса.

На рис. 1.125 показано статическое положение с необходимыми для расчетов отрезками, а также с одновременным разложением сил на составляющие в направлении X и Y . Процесс определения нагрузок лишь незначительно отличается от предложенного на рис. 1.121 для оси автомобиля «Фольксваген»:

$$F = (N_{ha}P_x - S_{ha}P_y)/(c - e);$$

$$P_x = S_{ha} + F_x; \quad P_y = F_y - N_{ha},$$

где $F_x = F \sin \gamma$; $F_y = F \cos \gamma$.

1.8.2. Трогание с места и торможение

Статический расчет отличается от динамического при действии в пятне контакта продольных сил. При трогании с места момент воспринимается подв.ской двигателя, а приведенную к одному колесу силу тяги L_A при трогании с места (как показано на рис. 4.9/5 [21]) следует рассматривать приложенной в центре колеса как L'_A . На рис. 1.126 приведены реакции, вызываемые силой L_A в задней подвеске автомобиля «Фольксваген»,

$$A_z = L_A c / (c - e); \quad P_z = A_z - L_A.$$

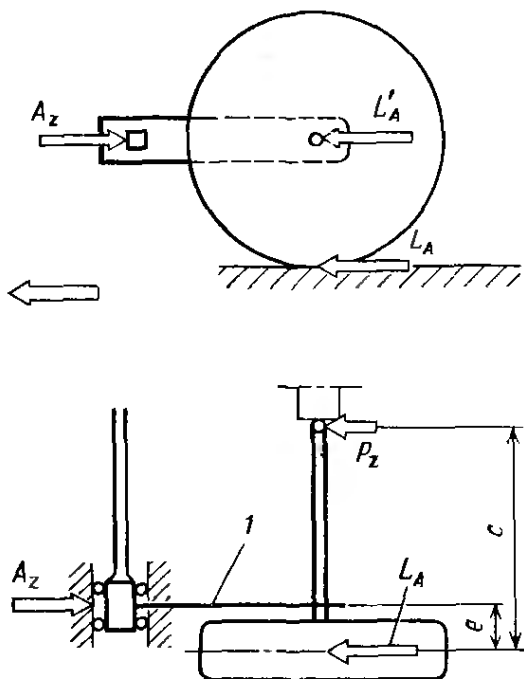


Рис. 1.126. При однорычажной подвеске с качающимися полуосями силу тяги L_A следует рассматривать как силу L'_A , приложенную к центру колеса. На модели «Фольксваген-1200» эта сила вызывает реакции: A_z в шарнире продольного рычага I и P_z в точке качения на картере главной передачи

В подвеске автомобиля «Фольксваген» сила P_z относительно невелика, тогда как в задней подвеске модели «Рено» (рис. 1.127) она $P_z = L_A$. Это объясняется тем, что продольные силы может

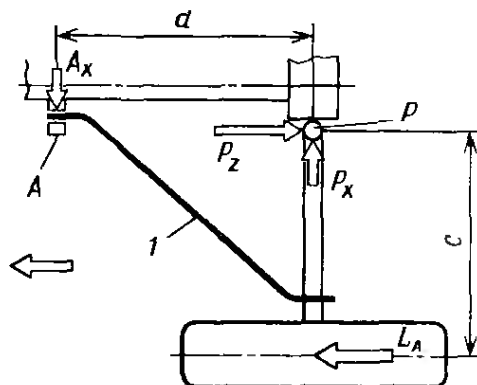


Рис. 1.127. В задней подвеске моделей «Рено-8/10» создаваемый силой тяги L_A момент воспринимается диагональной тягой I , в результате чего силы P_z и P_x в шарнире P увеличиваются

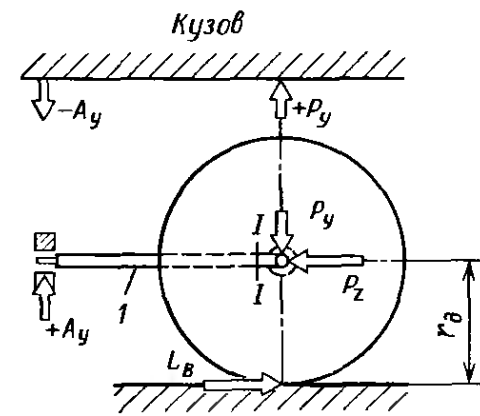
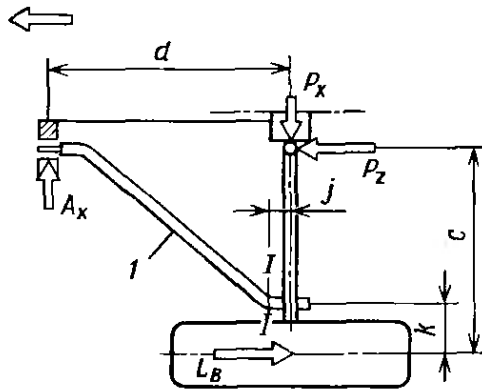


Рис. 1.128. При расположении тормозного механизма в колесе тормозную силу L_B следует рассматривать приложенной в пятне контакта колеса с дорогой. На моделях «Рено-8/10» эта сила оказывает влияние на три силы — P_x , P_z и P_y в шарнире P , а в опоре A — на составляющие A_x , а также $\pm A_y$. Воздействующая при этом на кузов пара сил $-A_y$ и $+P_y$ не уменьшает, а увеличивает клевоч автомобиля при торможении. При этом дополнительно к L_B может действовать усиливающая момент сила (см. рис. 6.152)



воспринимать только шарнир P рычага. В наружной части поперечного рычага у колеса закреплена тяга I , второй конец которой крепится в точке A . Эта тяга не позволяет поперечному рычагу перемещаться вперед или назад под действием продольной силы. В результате в точках A и P возникает пара сил

$$A_x = P_x = L_B c / d.$$

В отличие от трогания с места при торможении силу L_B следует рассматривать приложенной в пятне контакта. На модели «Рено» под действием тормозного момента $M_b = L_B r_d$ возникает еще одна пара сил (рис. 1.128)

$$A_y = P_y = L_B r_d / d.$$

Составляющие в направлении сил X и Y увеличивают нагрузку не только на шарнир P , но также и на тягу I . Обе реакции $A_y = P_y$ и $A_x = L_B c / d$ нагружают тягу в опасном сечении $I-I$ (перед местом крепления к балке) изгибающим и крутящим моментами:

$$M_b = A_x (d - j); \quad M_t = A_y (c - k).$$

В подвеске автомобиля «Фольксваген» продольный рычаг I (рис. 1.129, а) воспринимает и тормозной момент, и значительную часть тормозной силы L_B . По виду сверху (рис. 1.129, в) ясно, что эта последняя приводит к появлению следующих составляющих:

$$A_z = L_B c / (c - e); \quad P_z = A_z - L_B.$$

Точка приложения силы A_z к кузову расположена на расстоянии над поверхностью дороги (см. рис. 1.129, а). Полюс P расположен на коробке передач выше оси колеса при положительном развале колес и ниже оси при отрицательном (отрезок p_y , рис. 1.129, б; см. также рис. 1.121). Из-за различного положения этих точек по отношению к действующей в пятне контакта силе L_B возникают две составляющие:

$$A_y = (A_z g - P_z p_y) / d;$$

$$P_y = A_y - \Delta N_{из}.$$

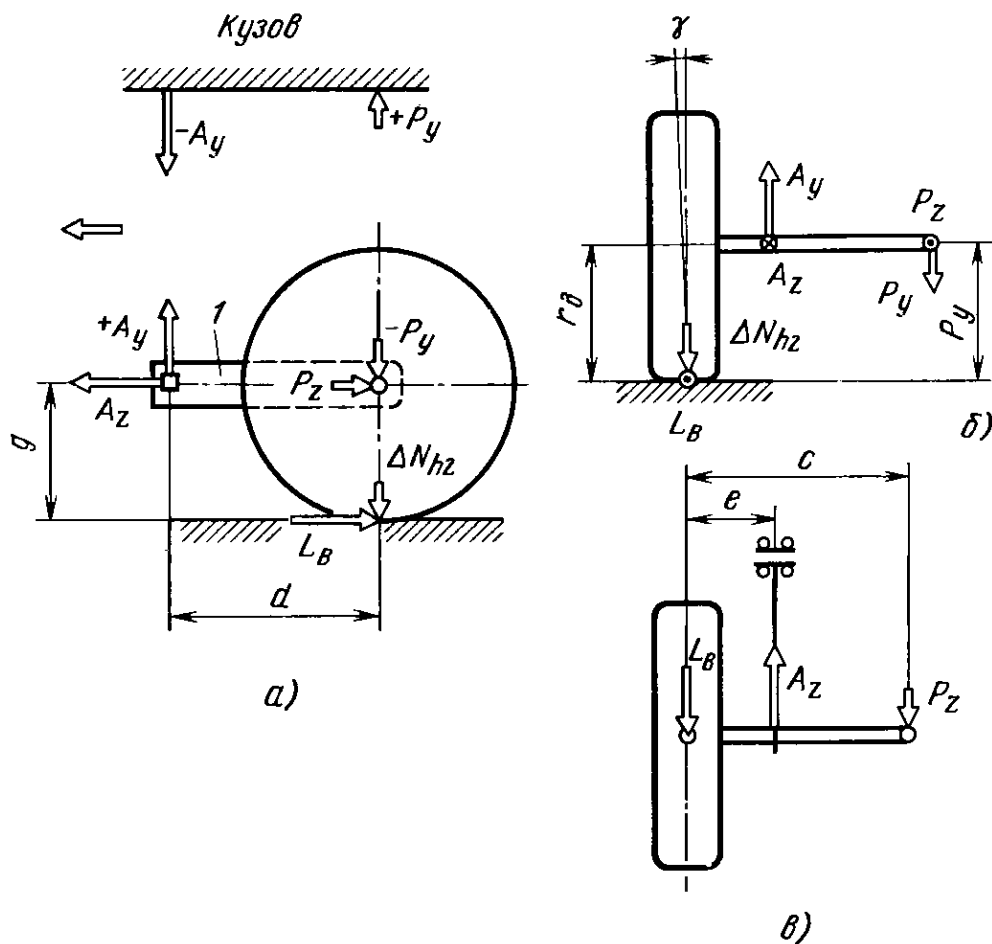


Рис. 1.129. Для определения сил, возникающих при торможении в точках P и A однорычажной подвески на поперечных рычагах модели «Фольксваген», следует рассмотреть три проекции: вид сбоку (a), вид сзади ($б$) и вид сверху ($в$). Сила $-A_y$, превосходящая по величине силу $+P_y$, подтягивает кузов в точке A вниз и тем самым уменьшает клевок при торможении. В этом случае также дополнительное воздействие может оказать боковая сила S_1 (см. рис. 1.152)

Величина изменения нагрузки на ось может быть рассчитана с использованием вида сзади:

$$\Delta N_{h2} = A_z (c - e)/c.$$

Как показано на рисунке, сверху, составляющая $+P_y$ действует на кузов над осью в направлении вверх. Смещенная несколько вперед и большая по величине сила $-A_y$ прижимает кузов, уменьшая «клевок» автомобиля при торможении.

1.8.3. Пример расчета

В качестве примера проведем расчет сил, действующих на задний мост дешевой модели «Фольксваген-Шпаркефер» (Жук) на повороте и при торможении. В качестве исходных используем следующие данные, полученные при замерах и взвешивании

автомобиля, в салоне которого находятся пассажир и водитель (см. рис. 1.129):

Длина поперечного рычага	$c = 520$ мм
Длина продольного рычага	$d = 410$ мм
Расстояние между точками N и F	$e = 120$ мм
Расположение по высоте точки A	$g = 304$ мм
Развал колес	$\gamma_0 = +30$
Нагрузка на задний мост	$G_h = 6000$ Н
Нагрузка на колесо	$N_h = 3600$ Н
Вес оси	$U_h = 500$ Н
Шины типа 5,60-15/4PR	$r_d = 309$ мм

1.8.3.1. Расчет неизвестных углов и расстояний:

$$\begin{aligned} \operatorname{tg} \alpha &= r_d/c = 309/520 = 0,594, \quad \alpha = 30^\circ 40'; \\ \beta &= \alpha + \gamma_0 = 30^\circ 40' + 30' = 31^\circ 10'; \\ p_y &= c \sin \beta / \cos \alpha = 520 \cdot 0,5175 / 0,8601 = 313 \text{ мм}; \\ p_x &= c \cos \beta / \cos \alpha = 520 \cdot 0,8577 / 0,8601 = 517 \text{ мм}. \end{aligned}$$

В связи с тем, что развал колес $\gamma_0 = +30'$, полюс расположен несколько выше оси колеса, т. е. отрезок p_y несколько больше, чем r_d :

$$f = e \cos \gamma_0 - r_d \sin \gamma_0 = 120 \cdot 1 - 309 \cdot 0,0087 = 117 \text{ мм}.$$

Так как развал колес положительный, перед произведением $r_d \sin \gamma_0$ стоит знак минус.

1.8.3.2. Расчет сил при движении на повороте. В соответствии с примером расчета, приведенным в [21, п. 5.4.4], коэффициент сцепления в поперечном направлении $\mu_s = 0,5$. Перераспределение нагрузки на колесах составляет $\Sigma \Delta N_h = \pm 180$ кгс = ± 180 Н и, следовательно,

$$\begin{aligned} N_{ha} &= N_h + \Sigma \Delta N_h = 4800 \text{ Н}; \\ S_{ha} &= \mu_s N_{ha} = 2400 \text{ Н}. \end{aligned}$$

Сила упругости

$$\begin{aligned} F &= (N_{ha} p_x - S_{ha} p_y) / (p_x - f) = \\ &= (4800 \cdot 517 - 2400 \cdot 313) / (517 - 117) = 4320 \text{ Н}. \end{aligned}$$

Силы в полюсе:

$$\begin{aligned} P_x &= S_{ha} = 2400 \text{ Н}; \\ P_y &= N_{ha} - F = 4800 - 4320 = 480 \text{ Н}; \\ P &= \sqrt{2400^2 - 480^2} = 2440 \text{ Н}. \end{aligned}$$

Как показано на рис. 1.121, составляющая P_y направлена вверх, т. е. при рассматриваемом движении на повороте заднюю часть автомобиля приподнимает сила 480 Н.

1.8.3.3. Силы, возникающие при торможении. При коэффициенте сцепления задних колес с дорогой $\mu_K = 0,8$ получаем тормозную силу

$$L_B = \mu_K N_h = 0,8 \cdot 3600 = 2400 \text{ Н.}$$

В соответствии с рис. 1.129 определяем силы, возникающие в опоре A и полюсе P :

$$A_z = L_B c / (c - e) = 2400 \cdot 520 / (520 - 120) = 3120 \text{ Н;}$$

$$P_z = A_z - L_B = 3120 - 2400 = 720 \text{ Н;}$$

$$A_y = (A_z g - P_z p_y) / d = (3120 \cdot 304 - 720 \cdot 313) / 410 = 1760 \text{ Н;}$$

$$\Delta N_{h2} = A_y (c - e) / c = 1760 (520 - 120) / 520 = \\ = 1360 \text{ Н;}$$

$$P_y = A_y - \Delta N_{h2} = 1760 - 1360 = 400 \text{ Н.}$$

При торможении на кузов действует направленная вниз и приложенная в точке A сила

$$A_y - P_y = 1360 \text{ Н} = \Delta N_{h2}.$$

1.9. СИЛЫ И МОМЕНТЫ В ПОДВЕСКЕ НА ПРОДОЛЬНЫХ РЫЧАГАХ

Если в подвеске на продольных рычагах в качестве упругого элемента используется торсион (см. [21, рис. 3.9/1], модель «Рено-16»), то на неподвижном автомобиле и при горизонтально расположенных рычагах момент в торсионе в соответствии с рис. 1.130

$$M_F = (N_h - U_h/2) r.$$

Рычаг I шарнирно закреплен в точках A и B кузова. Возникающие в этих точках вертикальные силы можно определить на виде сзади (рис. 1.131):

$$A_y = (N_h - U_h/2) (f + g) / g;$$

$$B_y = A_y - (N_h - U_h/2).$$

Большая база на автомобиле «Рено-16» обеспечивает незначительную нагрузку опор A и B , в отличие от автомобиля «Пежо-204» [21], рис. 3.9/2 и 3.9/3], места крепления продольных рычагов которого расположены ближе один к другому. В качестве упругого элемента использована амортизаторная стойка с винтовой пружиной, закрепленная высоко в кузове. На рис. 1.132 показаны статические нагрузки при условии, что рычаг в номинальном положении повернут на небольшой угол φ_0 . В этом случае следует все силы в точках, где они приложены, разложить в направлениях новой системы координат, повернутой на угол φ_0 по отношению к осям U и W .

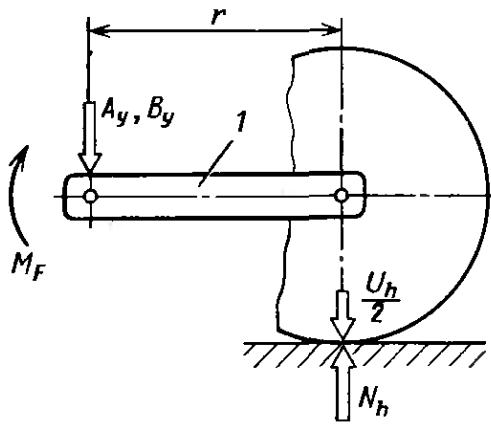


Рис. 1.130. В торсионной подвеске на продольных рычагах вертикальная сила передается через шарниры A и B рычага 1 . Торсион нагружен моментом $M_F = N'_h r$, при этом $N'_h = N_h - U_h/2$

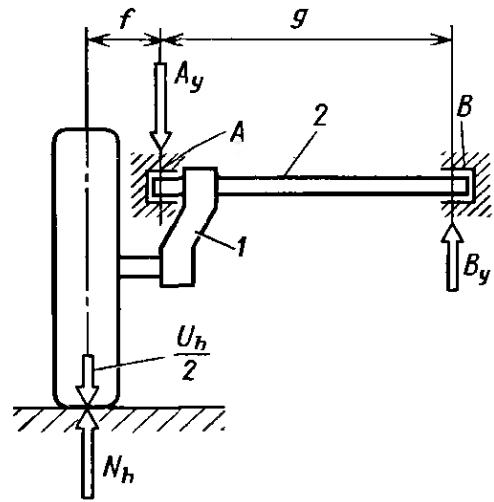


Рис. 1.131. Вид подвески сзади для определения сил A_y и B_y в опорах. Указаны необходимые расстояния: 1 — продольный рычаг; 2 — ось рычага

С учетом $N_w = (N_h - U_h/2) \cos \varphi_0$ получаем следующее уравнение моментов относительно оси AB :

$$N_w r + F_u e - F_w d = 0,$$

а так как $F_u = F_w \operatorname{tg} \xi_0$, получаем

$$F_w = N_w r / (d - \operatorname{tg} \xi_0 e);$$

$$F = F_w / \cos \xi_0.$$

Силы в разнесенных в пространстве точках A и B определяем по видам сзади (рис. 1.133) и сверху (рис. 1.134) подвески:

$$B_w = [F_w (j - f) + N_w f] / g;$$

$$A_w = N_w + B_w - F_w.$$

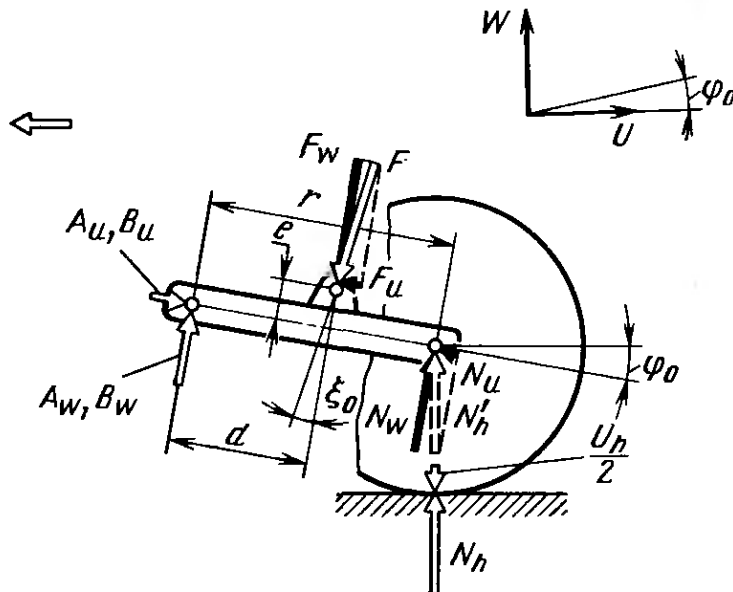


Рис. 1.132. Вид подвески сбоку. Нанесены углы и расстояния. Действующие силы разложены на составляющие, действующие в направлении повернутых на угол φ_0 осей координат U и W :

$$N'_h = N_h - U_h/2;$$

$$N_w = N'_h \cos \varphi_0;$$

$$N_u = N'_h \sin \varphi_0$$

Добавляем силы, действующие в направлении оси U :

$$A_u = [N_u (f + g) + F_u (f + g - j)]/g;$$

$$B_u = A_u - N_u - F_u.$$

Направления силы B_w в точке B и A_u в точке A определяются без труда. Уравнения моментов составляем вначале относительно точки A , а затем относительно точки B . Возникающие в опорах радиальные статические нагрузки

$$A = \sqrt{A_u^2 + A_w^2}; \quad B = \sqrt{B_u^2 + B_w^2}.$$

Для определения в точках A и B длительно действующих сил следует, как описано в п. 1.1, учесть возникающую в пятне контакта колеса знакопеременную боковую силу $S_1 = \mu_{F1} N_h$. Эта сила увеличивает момент, действуя совместно с силой

$$N'_o = k_1 N_h - (U_h/2),$$

и уменьшает момент при действии вместе с силой

$$N'_h = N_h - (U_h/2).$$

На рис. 1.135, слева, показано действие верхних значений сил при использовании торсиона в качестве упругого элемента:

$$B_{yo} = (N'_o f + S_1 k)/g; \quad A_{yu} = B_{yu} - N'_h; \quad A_{xu} = S_1.$$

На этом же рисунке, справа, приведено действие нижних значений сил

$$B_{yu} = (S_1 k - N'_h f)g; \quad A_{yu} = B_{yu} - N'_h; \quad A_{xu} = S_1.$$

В зависимости от наклона рычага отрезок может быть больше или меньше, чем r_d . В этом случае знакопеременные радиальные силы в опорах

$$\pm A_y = (A_{yo} + A_{yu})/2;$$

$$\pm B_y = (B_{yo} + B_{yu})/2.$$

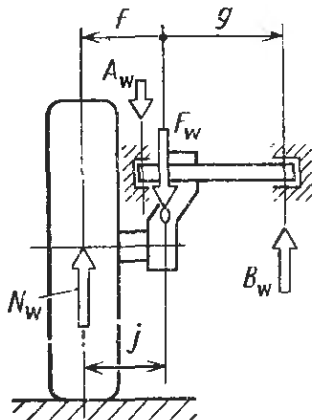


Рис. 1.133. Составляющие сил в направлении оси W , возникающие в точках A и B , следует определять по виду сзади

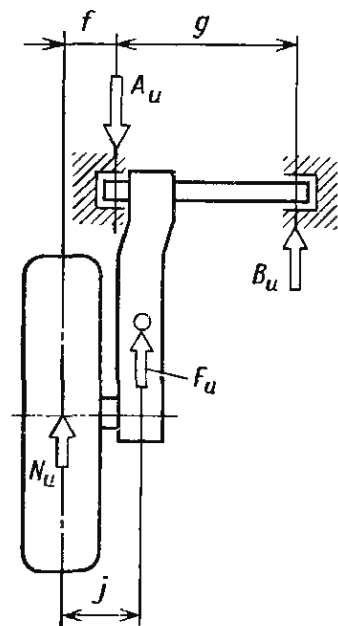


Рис. 1.134. Возникающие в шарнирах составляющие сил в направлении оси U следует определять по виду сверху

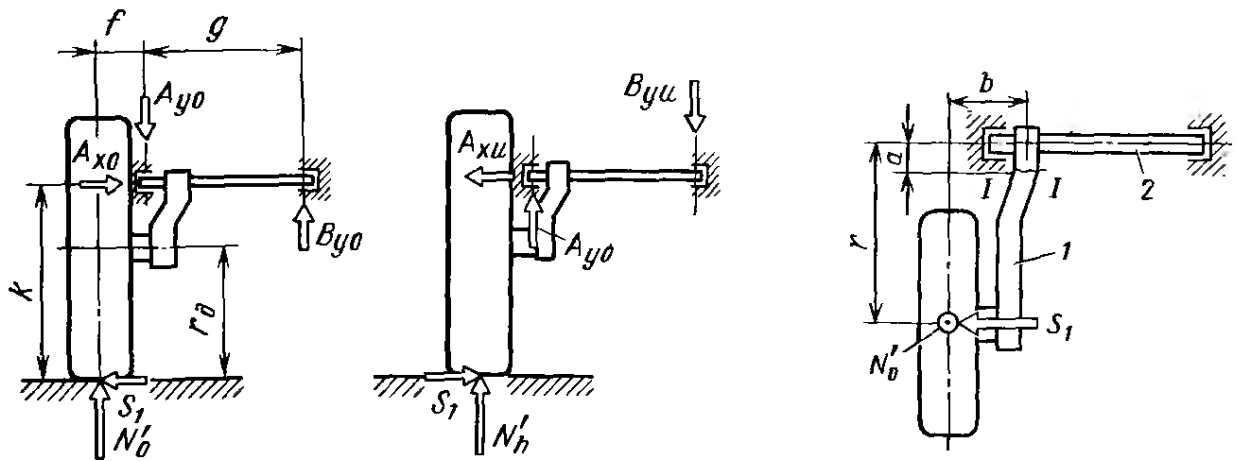


Рис. 1.135. Вид подвески сзади. Слева нанесены верхние, а справа — нижние значения длительно действующих сил

Рис. 1.136. Если продольный рычаг сварной и имеет коробчатое сечение, то опасное сечение *l—l* расположено у сварного шва, т. е. на расстоянии *a* от поперечной трубы

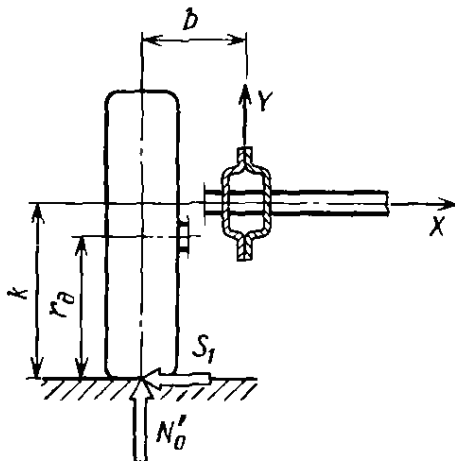
Осевые силы $\pm A_x = S_1$. Если A_{yu} отрицательна, то имеет место пульсирующая нагрузка и размеры опоры вычисляем с использованием только составляющей A_{yo} . Для расчета рычага с учетом допущения, что он также подвержен знакопостоянной нагрузке, следует использовать вертикальную силу N'_o вместе с усиливающей момент боковой силой S_1 (рис. 1.135, слева). Силы N'_o или N' в любом случае являются знакопостоянными и дополнение их знакопеременной боковой силой без необходимости усложняет и без того громоздкий расчет. При торсионной подвеске в наиболее нагруженном месте — в сечении *l—l* рычага *1* перед соединением с поперечной трубой *2* направляющего устройства (рис. 1.136) действуют изгибающий момент относительно осей *X* и *Y*

$$M_{bx1} = N'_o(r - a);$$

$$M_{by1} = S_1(r - a)$$

и скручивающий момент (рис. 1.137)

$$M_{t1} = N'_o b + S_1 k.$$



Для определения эквивалентных напряжений σ_{o1} следовало бы в случае, если профиль рычага имеет острые кромки, дополнительно проанализиро-

Рис. 1.137. Коробчатый профиль рычага нагружен на кручение обеими силами, действующими в пятне контакта. Кроме того, вертикальная сила N'_o изгибает его относительно оси *X*, а сила S_1 — относительно оси *Y*

вать напряжения изгиба относительно осей X и Y . Если же кромки скруглены, то напряжения изгиба будут примерно на 10 % ниже, и уравнение примет вид

$$\sigma_{01} = \sqrt{0,9(\sigma_{bx}^2 + \sigma_{by}^2) + a_A^2 \tau_t^2}.$$

Для решения необходимо знать моменты сопротивления изгибу относительно осей X и Y , а также полярный момент сопротивления, который проще всего определить по формуле Бредт-шена

$$W_t \approx 2A_m s,$$

где A_m — площадь, ограничиваемая средней линией профиля; s — толщина листа.

В этом случае напряжения определяем по формулам

$$\sigma_{bx} = M_{bx}/W_{bx}; \quad \sigma_{by} = M_{by}/W_{by}; \quad \tau_t = M_t/W_t.$$

При знакопостоянной нагрузке и условии использования конструкционной стали или нелегированной улучшаемой стали соотношение напряжений может определяться коэффициентом

$$a_A = \sigma_{b \text{ sch}}/\tau_{t \text{ sch}} = 1,2\sigma_s/(0,58\sigma_s) = 2,07;$$

$$a_A^2 = 4,3.$$

В заключение следует убедиться, что полученные в результате расчета эквивалентные напряжения не превышают допустимых напряжений, которые может выдержать материал:

$$\sigma_{01} \leq \sigma_{b \text{ доп } D}, \quad \sigma_{b \text{ доп } D} = 1,2\sigma_s/(\beta_{hb}v).$$

Запас прочности принимаем $v = 1,5$, а коэффициент концентрации напряжений $\beta_{hb} = 2,5$ в результате ослабления материала в связи с тем, что сварной шов находится рядом с опасным сечением $I-I$ [см. уравнение (1.5.2a)].

Статическую прочность для случая нагружения 3 (движение по дороге с выбоинами) определяем по аналогичным формулам. Следует лишь вместо S_1 использовать $S_2 = \mu_{F2}N_h$. При этом скручивающий момент и изгибающий момент относительно оси Y будут иметь более высокие значения. При определении допустимых напряжений $\sigma_{b \text{ доп } D}$ выпадает β_{hb} , т. е.

$$\sigma_{\text{доп } 2} = 1,2\sigma_s/v.$$

При расчете случая нагружения 2 (движение через железнодорожный переезд) плечи действия сил следует определять при крайнем верхнем положении рычагов подвески (рис. 1.138). Силы, передаваемые через пружину и ограничитель хода сжатия, должны быть разделены, как показано на рис. 3.9/1 [21], у автомобиля «Рено-16» ограничитель хода сжатия установлен в нижней части трубы амортизатора. Для определения воспринимаемой пружиной силы $N_p = N_h + \Delta h_h - U_h/2$ следует при определении увеличения нагрузки на колесо ΔN учесть угол ϕ_1 рычага в его

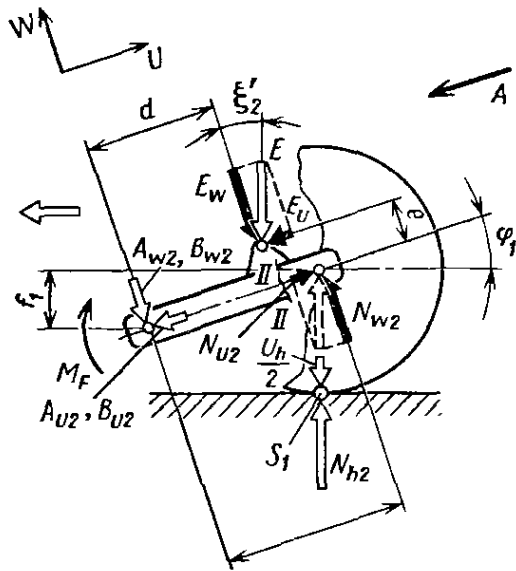


Рис. 1.138. Для определения кратковременной прочности при расчетном случае 2 (движение через железнодорожный переезд) подвеску на продольных рычагах следует рассматривать в крайнем верхнем положении, а силы раскладывать в соответствии с углом наклона рычага φ_1

верхнем положении (см. п. 2.4.6) $\Delta N = c_{2h} r \varphi_1$. Подставляя $\sin \varphi = f_1/r$, получаем

$$\Delta N = c_{2h} f_1 \varphi_1 / \sin \varphi_1.$$

В соответствии с п. 1.4. воспринимаемая ограничителем хода сжатия нагрузка, приведенная к колесу,

$$N_E = N_{h2} - (N_h + \Delta N_h) = k_2 N_h - (N_h + \Delta N_h).$$

В соответствии с рис. 1.138 можно составить уравнение моментов относительно оси AB . При этом сила, действующая на ограничитель хода,

$$E = E_w / \cos \xi_2,$$

где $E_w = N_E \cos \varphi_1 \cdot r / (d - \operatorname{tg} \xi'_2 \cdot e)$.

Второй член в знаменателе — составляющая $E_u = E_w \operatorname{tg} \xi'_2$ — будет положительным при другом наклоне ограничителя (в этом случае сила E_u направлена назад) и равным нулю, если точка приложения силы к ограничителю находится на линии, соединяющей ось качания рычага с центром колеса (отрезок $e = 0$). Поперечная труба, которая является для рычага направляющим элементом, должна воспринимать крутящий момент

$$M_F = [(N_h + \Delta N_h - U_h/2) \cos \varphi_1] r.$$

На опоры трубы в поперечном направлении по отношению к оси качания рычага действуют силы A_{w2} и B_{w2} . Используя $N_{w2} = (N_F + N_E) \cos \varphi_1$ в соответствии с рис. 1.139 получаем

$$B_{w2} = [N_{w2} f + S_1 r_{\text{д}} \cos \varphi_1 + E_w (j - f)] / g;$$

$$A_{w2} = B_{w2} + N_{w2} - E_w,$$

а так как направление действия силы B_{w2} определяется легко, то составляем уравнение моментов относительно точки A . Незвестную составляющую по оси U определяем в соответствии с рис. 1.140:

$$B_{u2} = N_{u2} f + E_u (j - f) / g;$$

$$A_{u2} = B_{u2} + N_{u2} - E_u.$$

Таким образом, силы, нагружающие элементы опор в радиальном направлении,

$$B_2 = \sqrt{B_{w2}^2 + B_{u2}^2};$$

$$A_2 = \sqrt{A_{w2}^2 + A_{u2}^2}.$$

Статическую прочность самого рычага при кратковременных нагрузках следует проверить в двух поперечных сечениях: в сечении $I-I$ перед местом соединения с трубой 2 (см. рис. 1.136) и в точке II под ограничителем хода E (см. рис. 1.138). Если расстояние между плоскостью, проходящей через центр колеса, и осью рычага равно b (см. рис. 1.136), а расстояние от средней плоскости колеса до ограничителя хода — j (см. рис. 1.139), то при условии, что $j < b$, в сечении $I-I$ будут действовать моменты кручения

$$M_{t2} = N_{u2}b - E_w(b - j) + S_1 r_{\pi} \cos \varphi_1$$

и изгиба соответственно относительно осей X и Y

$$M_{bx2} = N_{w2}(r - a) + E_u e - E_w(d - a);$$

$$M_{by2} = S_1 [(r - a) - r_{\pi} \sin \varphi_1] - N_{u2}b.$$

При составлении уравнения изгибающих моментов относительно оси Y следует вектор боковой силы S_1 перенести на рычаг вдоль перпендикуляра к его продольной оси для вычитания отрезка $r_{\pi} \sin \varphi_1$ из соответствующей длины рычага $r - a$.

На автомобиле «Рено-16» в поперечном сечении $II-II$ рычага под ограничителем хода боковая сила вызывает изгибающий момент лишь

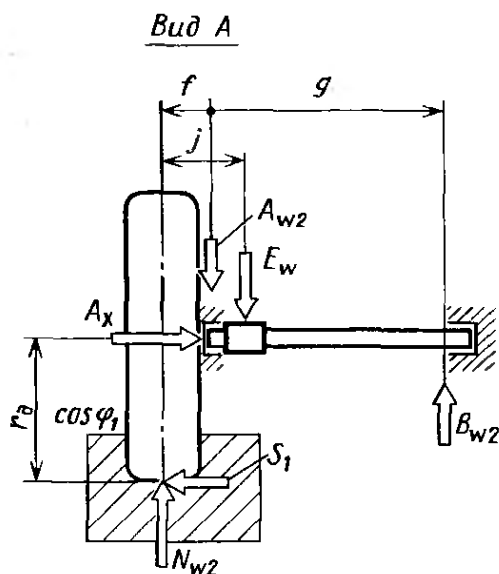


Рис. 1.139. Вид сзади под углом вдоль рычага на подвеску в крайнем верхнем положении, необходимый для определения действительной величины проекций сил на ось W

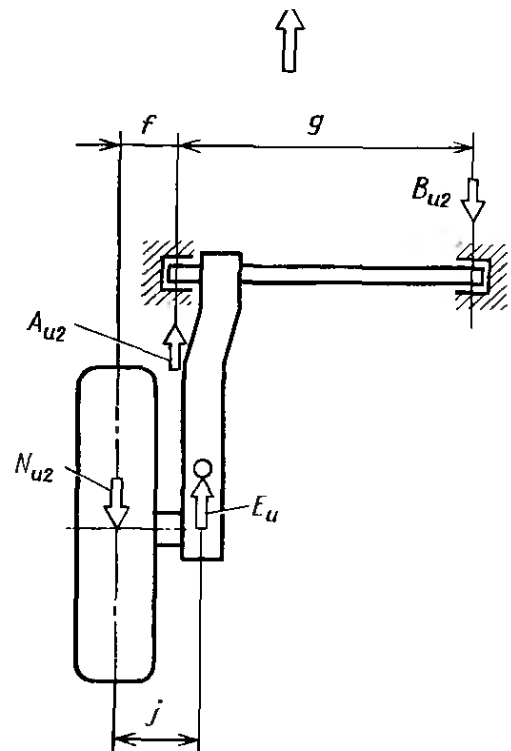


Рис. 1.140. Вид подвески под углом сверху для определения проекций сил на ось U

в том случае, когда $r_d \sin \varphi_0 < r - d$. В этом сечении действуют моменты (с индексом кручения 8)

$$M_{t8} = N_{w2}b + S_1 r_d \cos \varphi_1$$

и изгиба

$$M_{bx8} = N_{w2} (r - d);$$

$$M_{by8} = S_1 (r - d - r_d \sin \varphi_1) - N_{w2}b.$$

В этом поперечном сечении при меньших напряжениях изгиба возникают более высокие касательные напряжения. Напряжениями растяжения и сжатия, создаваемыми силами N_{u2} и E_u в сечения $II-II$ и $I-I$, можно пренебречь. Расчеты на прочность элементов подвески винтовой пружины, применяемой фирмой «Пежо» (см. [21, рис. 3.9/2 и 3.9/3]), проводятся аналогично расчету диагонально-рычажной подвески при $\alpha = 0$. Такой расчет приведен в следующем параграфе. Он применим и для расчета сил, возникающих при торможении.

1.10. СИЛЫ И МОМЕНТЫ В ДИАГОНАЛЬНО-РЫЧАЖНОЙ ПОДВЕСКЕ

1.10.1. Определение статических сил

У большинства автомобилей оси качания рычагов повернуты в плане на угол α [21], рис. 3.10, 3 и 4.4/24] и лишь у небольшого числа моделей легковых автомобилей рычаги располагаются под небольшим углом β и на виде сзади. В связи с этим силы и моменты рассматриваются с учетом только угла α . На рис. 1.141 приведен вид сверху на подвеску левого колеса с

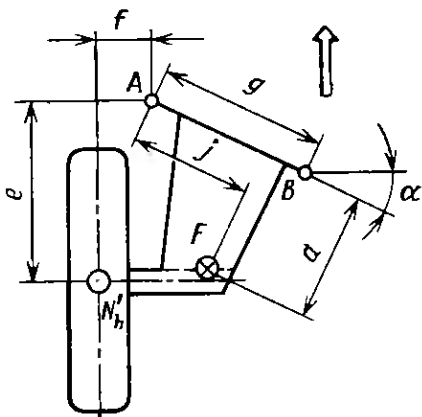


Рис. 1.141. Вид сверху на подвеску на диагональных (косых) рычагах. Размеры указаны те, которые могут быть определены по чертежам узлов или деталей

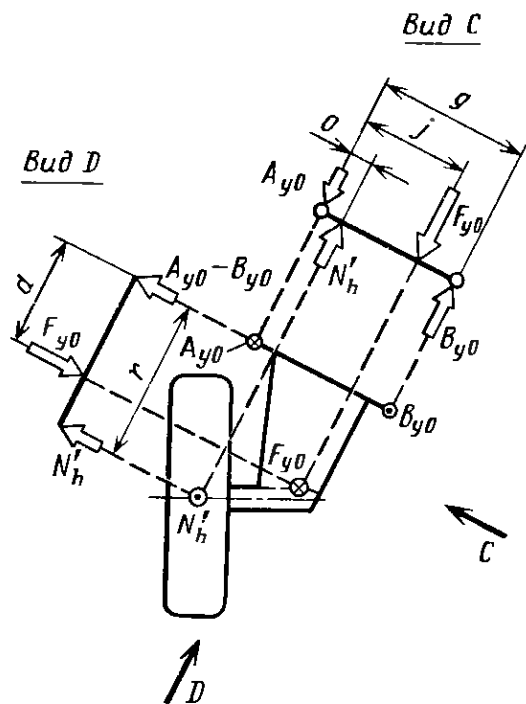


Рис. 1.142. Силы, действующие в вертикальном направлении, следует определять в двух взаимно перпендикулярных плоскостях

указанием тех размеров, которые могут быть определены по чертежам деталей или узлов. Определение вертикальной составляющей F_{y0} и нагрузок A_{y0} , B_{y0} на шарниры показано на рис. 1.142. После разложения сил на составляющие, параллельные оси AB качания рычага и перпендикулярные к ней, используя два уравнения моментов и условие равенства нулю суммы всех сил, можно определить при неизвестных:

$$\begin{aligned} F_{y0} &= N'_h r / d && \text{(вид C);} \\ B_{y0} &= (F_{y0} j - N'_h o) / g && \text{(вид D);} \\ A_{y0} &= B_{y0} + N'_h - F_{y0}, \end{aligned}$$

где $N'_h = N_h - U_h / 2$. Направление силы устанавливается однозначно, поэтому она и определяется в первую очередь. Расстояния r и o не могут быть установлены по рис. 1.141. Их следует определять по чертежу или рассчитывать на основе исходных данных:

$$\begin{aligned} r &= (e + f \operatorname{tg} \alpha) \cos \alpha; \\ o &= (e + f \operatorname{tg} \alpha) \sin \alpha - f \cos \alpha. \end{aligned}$$

Соотношение плеч r/d соответствует передаточному отношению $i_{x,y}$ силы сжатия пружины к вертикальной нагрузке в пятне контакта колеса с дорогой (см. п. 2.1.7). Несмотря на то, что пружина находится примерно над центром оси, из приведенного примера следует $i_{x,y} > 1$. Чтобы получить $i_{x,y} = 1$, пружина должна (на рис. 2.25 пружина расположена на оси) располагаться позади оси (см. рис. 2.25), на большинстве моделей используемая в качестве упругого элемента винтовая пружина расположена не вертикально, а имеет пространственный угол наклона. Обозначим через ξ' угол наклона оси пружины к вертикали на виде сбоку (рис. 1.143) и через κ угол ее наклона к вертикали на виде сзади. В таких случаях через составляющую F_y определяем две другие составляющие, лежащие в плоскости рычага:

$$\begin{aligned} F_{x0} &= F_{y0} \operatorname{tg} \kappa; \\ F_{z0} &= F_{y0} \operatorname{tg} \xi'. \end{aligned}$$

Затем определяем нагрузку на пружину

$$F_0 = \sqrt{F_{x0}^2 + F_{y0}^2 + F_{z0}^2} = F_{y0} \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \kappa + \operatorname{tg}^2 \xi'}.$$

Обе составляющие F_{x0} и F_{z0} дополнительно нагружают опоры рычага, создавая в них силы A_{u0} , A_{w0} и B_{w0} (рис. 1.144). Для определения этих последних сил F_{x0} и F_{z0} следует разложить на составляющие в направлении осей U и W :

$$\begin{aligned} F_{xu} &= F_{x0} \cos \alpha, & F_{xw} &= F_{x0} \sin \alpha; \\ F_{zu} &= F_{z0} \sin \alpha, & F_{zw} &= F_{z0} \cos \alpha; \\ F_{u0} &= F_{xu} - F_{zu}, & F_{w0} &= F_{xw} + F_{zw}. \end{aligned}$$

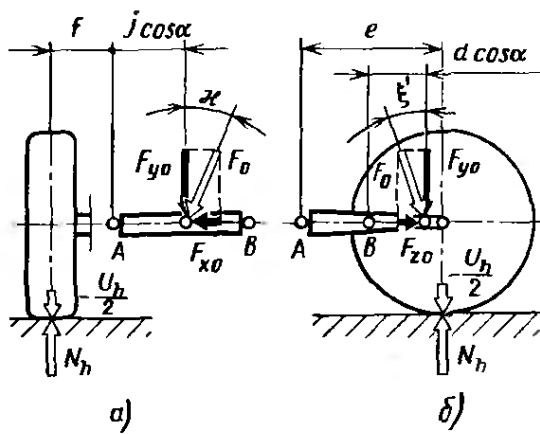


Рис. 1.143. Наклонное расположение винтовой пружины в пространстве приводит к появлению составляющих F_{x0} и F_{z0} в месте ее приложения к рычагу:
 а — вид сзади; б — вид сбоку

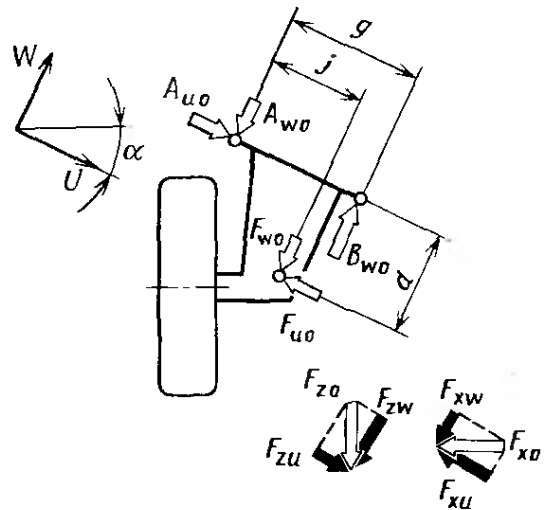


Рис. 1.144. Составляющие силы пружины F_{x0} и F_{z0} следует разложить на составляющие в направлениях U и W , связанных с осью качания рычага. Силы F_{u0} и F_{w0} вызывают реакции в шарнирах A и B

Направление силы B_{w0} определяется однозначно, поэтому составляем уравнение моментов относительно точки A :

$$B_{w0} = (F_{u0}d + F_{w0}j)/g;$$

$$A_w = B_w - F_w; \quad A_{u0} = F_{u0}.$$

Определяем нагрузку, которую опоры рычага должны воспринимать в радиальном направлении:

$$A_o = \sqrt{A_{y0}^2 + A_{w0}^2}; \quad B_o = \sqrt{B_{y0}^2 + B_{w0}^2}.$$

Сила A_u нагружает опору A в осевом направлении.

1.10.2. Расчет на сопротивление усталости

Для определения долговечности рычага и его опор используют верхнее значение вертикальной силы $N'_o = N_h k_1 - (U_h/2)$ в сочетании с боковой силой $S_1 = \mu_{F1} N_h$, устанавливающей момент, при этом предполагается знакопостоянный характер нагрузки. Направленная внутрь (т. е. по ослаблению момента) боковая сила практически не может или может лишь в очень малой степени изменить направления реакций, т. е. создать знакопеременную нагрузку. Если статические силы (индекс 0) предварительно определяются с помощью N'_h , то пять из них могут быть получены умножением на коэффициент динамичности для длительно действующей нагрузки:

$$v_1 = N'_o/N'_h = (k_1 N_h - U_h/2)/(N_h - U_h/2).$$

Их расчет не составляет труда:

$$\begin{aligned} A_{y1} &= v_1 A_{y0}; & B_{y1} &= v_1 B_{y0}; \\ F_{y1} &= v_1 F_{y0}; & F_{u1} &= v_1 F_{u0}; \\ F_{w1} &= v_1 F_{w0}. \end{aligned}$$

Боковая сила, которую следует рассматривать отдельно от N'_0 , вызывает в опорах A и B рычага реакции, действующие как в плоскости рычага (в направлении осей U и W), так и в направлении оси Y за счет различного положения по высоте. Силу S_1 следует разложить на $S_{u1} = s_1 \cos \alpha$ и $S_{w1} = s_1 \sin \alpha$ (рис. 1.145), чтобы совместно с составляющими силы сжатия пружины F_{u1} , F_{w1} (если таковые имеются) рассчитать силы A_{u1} , A_{w1} и B_{w1} . В качестве точки, относительно которой составляется уравнение моментов, вновь выбираем точку A , поскольку направление силы B_{w1} определено:

$$\begin{aligned} B_{w1} &= (F_{u1}d + F_{w1}j + S_{u1}r - S_{w1}o)/g; \\ A_{w1} &= B_{w1} - F_{w1} - S_{w1}; \\ A_{u1} &= F_{u1} + S_{u1}. \end{aligned}$$

Сила S_1 приложена в пятне контакта колеса, т. е. на расстоянии k от оси качания рычага AB . Для определения возникающих при этом вертикальных составляющих (в направлении оси Y) следует раздельно рассмотреть действие сил S_{u1} и S_{w1} с учетом приведенных на рис. 1.145 направлений C и D . Составляющая сил S_{u1} вызывает равные по величине реакции (вид сзади по стрелке D , рис. 1.146):

$$A_{y2} = B_{y2} = S_{u1}k/g.$$

Если ось качания рычага расположена выше или ниже оси колеса ($k \geq r_d$), то составляющая F_{u1} силы сжатия пружины вызывает увеличение или уменьшение сил A_{yz} и B_{yz} , что хорошо видно на рисунке. Это справедливо и в том случае, когда место крепления пружины находится не на высоте плоскости рычага (см. [21], рис. 3.10/4, модель БМВ-1602). На рис. 147 показан вид под углом сбоку (по стрелке C) на составляющую S_{w1} . Эта сила вызывает увеличение вертикальной нагрузки на колесо

$$\Delta N_s = S_{w1}k/r.$$

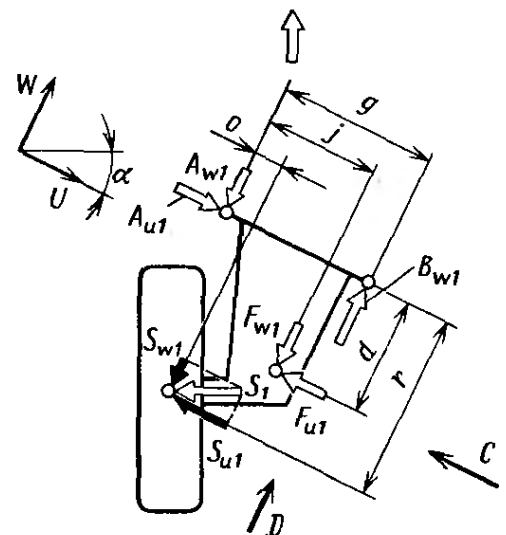


Рис. 1.145. Боковую силу S_1 , приложенную в пятне контакта, следует разложить на составляющие в направлении осей координат U и W . Составляющие силы S_1 при расчете нагрузки в шарнирах рычага будут рассмотрены совместно с составляющими силы сжатия пружины

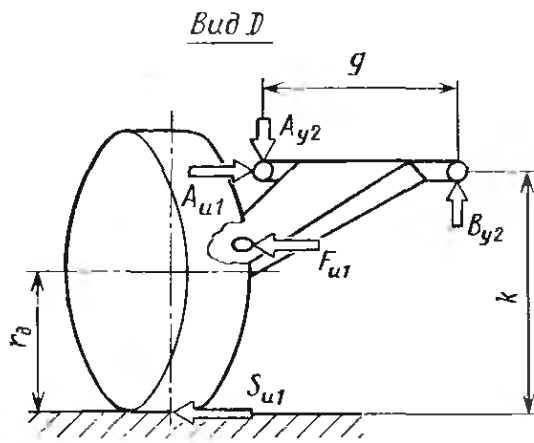


Рис. 1.146. На виде подвески под углом сзади следует определять реакции в опорах A и B , вызываемые составляющей S_{u1} боковой силы. Если рычаг наклонен или если точка приложения силы пружины находится вне плоскости рычага, то составляющая F_{u1} силы пружины увеличивает (или соответственно уменьшает) нагрузку на шарниры рычага

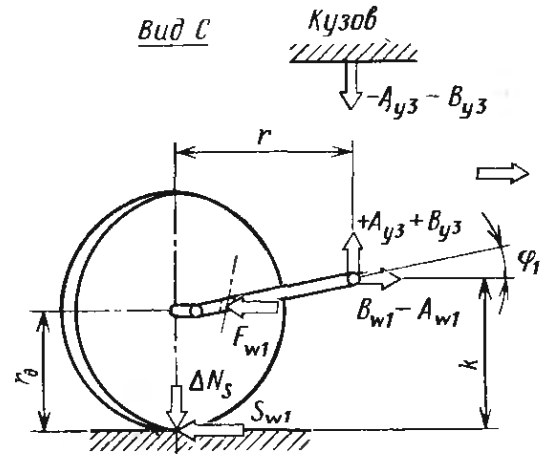


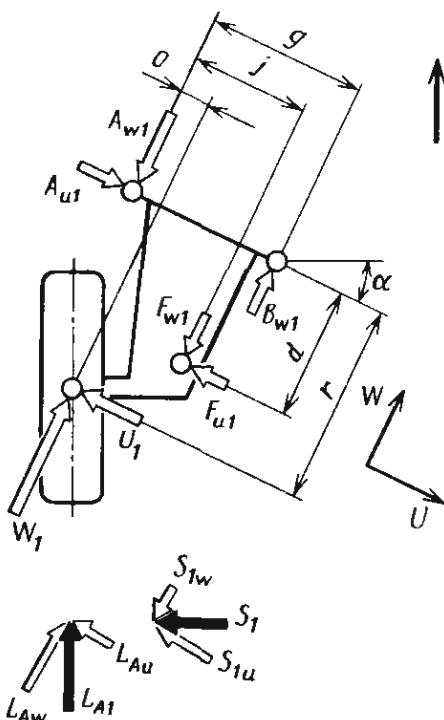
Рис. 1.147. Реакции в шарнирах A и B , вызываемые боковой силой S_{w1} , следует определять на виде подвески под углом сбоку

Если рычаг наклонен (как приведено) под углом φ_1 , то на величину ΔN_s дополнительно может оказывать влияние сила F_w . Составляющие реакций опор в направлении оси Y делятся в соответствии с длиной отрезков o и g между рассматриваемыми точками A , N и B (см. рис. 1.145):

$$B_{y3} = \Delta N_s \cdot o/g; \quad A_{y3} = \Delta N_s - B_{y3}.$$

Если ведущими являются задние колеса, то при расчетах на сопротивление усталости учитывают и силу тяги

$$L_{A1} = M_{t1}/r_{\Pi} = M_{d \max} i_{3D} \eta / (2r_{\Pi}).$$



Величина M_{t1} определяется в соответствии с уравнениями (1.2.5) и (1.2.7). L_{A1} следует перенести в центр колеса. Она создает в опорах рычага только силы, направленные вдоль оси W . Как показано на рис. 1.148, L_{A1} целесообразно рассматривать вместе с силой S_1 . Обе силы разлагаем на составляющие, направленные под уг-

Рис. 1.148. Силу тяги L_{A1} следует, как и в однорычажной подвеске с качающимися рычагами (см. рис. 1.126), перенести в центр колеса, но на виде сверху эту силу и боковую силу S_1 следует сложить и рассматривать совместно с составляющими F_{u1} и F_{w1} силы пружины:

$$L_{Au} = L_{A1} \sin \alpha; \quad L_{Aw} = L_{A1} \cos \alpha; \quad S_{1u} = S_1 \cos \alpha; \\ S_{1w} = S_1 \sin \alpha; \quad U_1 = L_{Au} + S_{1u}; \quad W_1 = L_{Aw} - S_{1w}$$

лом α , определяем действующие в направлении осей силы U_1 и W_1 , после чего составляем уравнение моментов относительно точки B (что вызвано легкостью определения направления силы A_w)

$$A_{w1} = [U_1 r + W_1 (g - o) + F_{u1} d - F_{w1} (g - j)] / g;$$

$$B_{w1} = A_{w1} + F_{u1} + W_1.$$

Независимо от того, является ось ведущей или нет, следует последовательно рассчитать и просуммировать составляющие сил N'_o , S_{u1} и S_{w1} в направлении оси Y . Таким образом, мы определим длительно действующие радиальные силы, нагружающие опоры. Предпосылкой для проведения этого расчета служат правильно определенные направления отдельных составляющих (рис. 1.149):

$$\sum A_y = A_{y1} + A_{y2} - A_{y3};$$

$$\sum B_y = B_{y1} + B_{y2} + B_{y3}.$$

Совместно с составляющими по оси W , определяемыми как функции S_{u1} и S_{w1} или U_1 и W_1 , получаем

$$A_1 = \sqrt{(\sum A_y)^2 + A_{w1}^2};$$

$$B_1 = \sqrt{(\sum B_y)^2 + B_{w1}^2}.$$

Осевая сила A_{u1} действует на буртик применяемого резино-металлического шарнира (см. [21, рис. 3.1/23 и 3.1/21a]) и в зависимости от направления нагружает опоры A или B .

Для определения долговечности рычага в зависимости от положения рассматриваемого поперечного сечения следует использовать действующие в пятне контакта силы N'_o , S_1 и L_{A1} или реакции A_{u1} (или B_{u1}), A_{w1} , $\sum A_y$, B_{w1} и $\sum B_y$.

Выбор сечений для проверки при расчетах на прочность зависит от формы рычага.

1.10.3. Кратковременно действующие нагрузки

Проверка проводится с учетом возможного действия продольной силы и сил N'_o и S_2 , а также N'_2 и S_1 .

При случае нагружения 3 (движение по дороге с выбоинами) расчет соответствует методике, описанной на основе рис. 1.145—1.148. Вместо S_1 используем силу

$$S_2 = \mu_{F2} N_h.$$

где μ_{F2} — см. рис. 1.4.

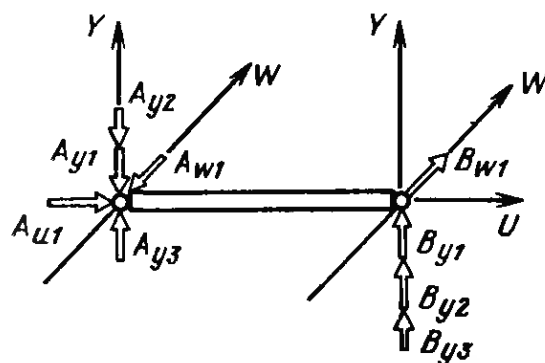


Рис. 1.149. В точках A и B рычага следует сложить составляющие сил, нагружающие шарниры в радиальном направлении (направления Y и W)

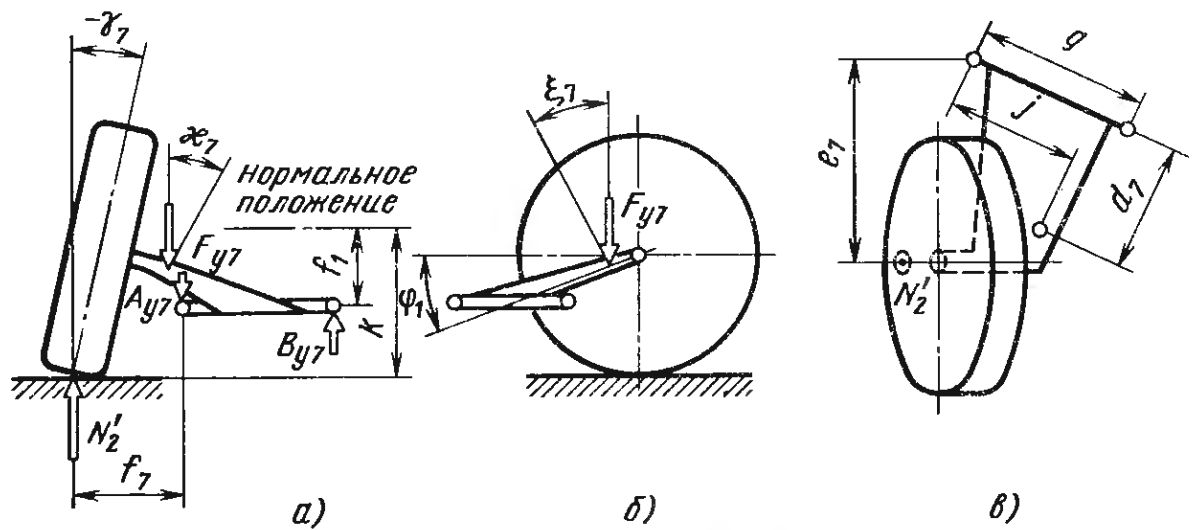


Рис. 1.150. Для определения максимальных нагрузок при расчетном случае нагружения 2 (движение через железнодорожный переезд) подвеску следует рассматривать в крайнем верхнем положении:
 а — вид сзади; б — вид сбоку; в — вид сверху

В уравнение для определения L_A подставляем передаточное отношение второй передачи (см. рис. 1.31) вместо третьей.

При следующем условии (случай нагружения 2, движение через железнодорожный переезд) необходимо рассматривать подвеску с колесом, смещенным на величину f_1 в крайнее верхнее положение. При необходимости разделяем нагрузку, которая приходится на пружину и ограничитель хода, при этом для всех диагонально-рычажных подвесок следует учитывать изменение развала колес и колеи (см. [21, рис. 4.5/8 и 4.3/13]). Изменение колеи приводит к смещению наружу пятна контакта, в котором действует вертикальная силы (рис. 1.150). К этому добавляется изменение пространственного положения винтовой пружины, высота которой стала меньше. Чтобы отличить все изменившиеся в этом положении расстояния и углы, они обозначены индексом 7. Удлиненный отрезок f_7 следует определять конструктивно или по увеличению колеи. Уменьшившиеся размеры d_7 и e_7 можно считать по углу поворота рычага подвески φ_1 :

$$d_7 = d \cos \varphi_1; \quad e_7 = e \cos \varphi_1,$$

при этом если рычаг в нормальном положении располагается горизонтально, то $\sin \varphi_1 = f_1/r$. Углы наклона пружины κ_7 и ξ_7 следует определять по чертежу. Расчет сил F_7 , A_7 и B_7 может быть выполнен по приведенным выше методам с учетом изменившихся размеров. Вместо силы N'_0 следует использовать

$$N'_2 = k_2 N_h - U_h/2,$$

где k_2 — см. рис. 1.2.

Если колеса являются ведущими, то при расчете вновь учитываем силу L_{A1} . Разложение сил на составляющие в направлении осей U и W проводим в соответствии с описанием, приведенным на рис. 1.148. Разделение сил, действующих на ограничи-

тель хода и пружину, необходимое при использовании в качестве упругого элемента торсиона (см. [3]), изложено в предыдущем параграфе.

Для расчета нагрузок при трогании с места следует использовать меньшую из двух продольных сил, т. е. $L_{A3} = M_{t3}/r_{ст}$ или $L_{A6} = \mu_L N_h = 1,1 N_h$ вместе с $N'_0 = k_1 N_h - U_h/2$. В среднем положении рычага силы L_{A3} или L_{A6} следует рассматривать приложенными в центре колеса как L_A (определение M_{t3} , см. рис. 1.33). При независимой подвеске в отличие от неразрезной оси момент воспринимается закрепленными на кузове опорами главной передачи.

Продольную силу L_{A3} или L_{A6} следует разложить с учетом поворота на угол α (рис. 1.151) на составляющие

$$L_u = L_{A3,6} \sin \alpha;$$

$$L_w = L_{A3,6} \cos \alpha.$$

Направление действия силы A_{w6} ясно, поэтому с учетом составляющих F_{u1} и F_{w1} силы сжатия пружины уравнение моментов примет вид

$$A_{w6} = [L_w (g - o) + L_u r + F_{u1} d - F_{w1} (g - j)]/g;$$

$$B_{w6} = L_w - A_{w6} - F_{w1}.$$

Дополнительно опоры должны воспринимать действующие в радиальном направлении силы A_{y1} и B_{y1} , создаваемые силой N'_0 и обозначенные на рисунке крестом или точкой. Таким образом,

$$A_6 = \sqrt{A_{w6}^2 + A_{y1}^2};$$

$$B_6 = \sqrt{B_{w6}^2 + B_{y1}^2}.$$

Осевую силу $A_{u6} = L_u + F_{u1}$ вновь следует отделить от других сил. Если тормозной механизм расположен в колесе, то возникающая при торможении продольная сила $L_B = \mu_K N_h$ рассматривается в пятне контакта. Она имеет направление, противоположное направлению L_A и меньшее по величине. В соответствии с п. 1.1 вряд ли возможны более высокие коэффициенты сцепления, чем $\mu_K = 0,8$. При расчетах следует учитывать, что в случае блокировки задних колес автомобиль может подвергнуться

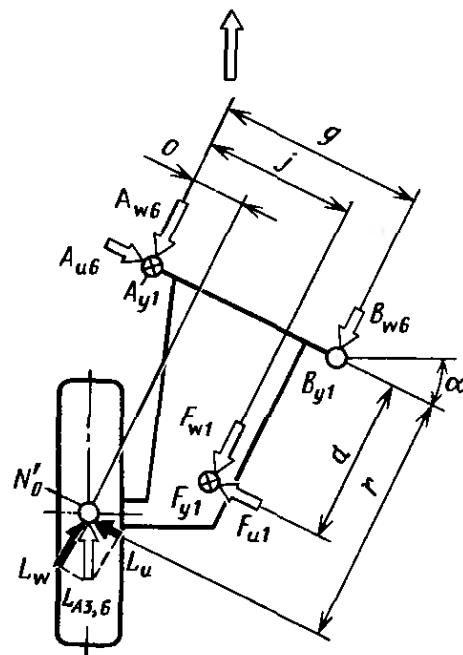


Рис. 1.151. Силу тяги L_{A6} , возникающую при трогании с места на первой передаче, следует рассматривать приложенной к центру колеса и раскладывать в направлении координатных осей U и W

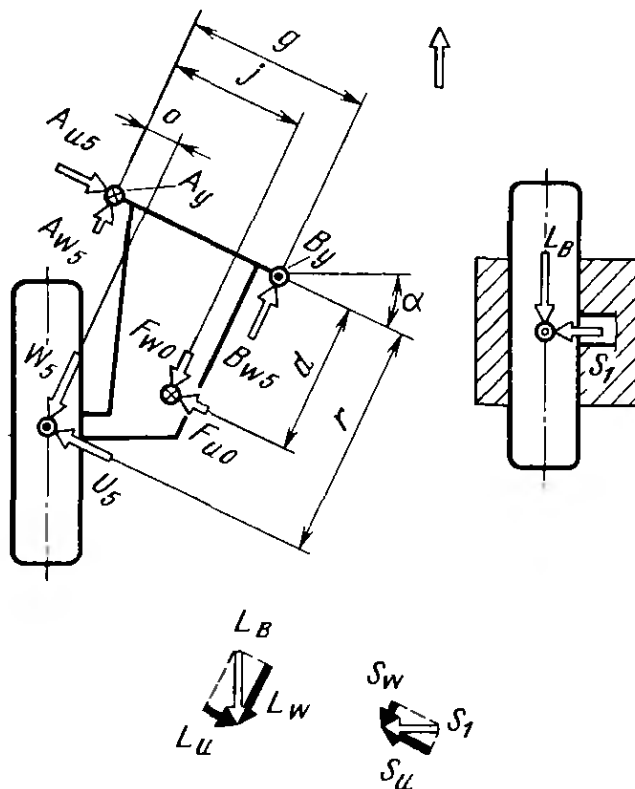


Рис. 1.152. При рассмотрении торможения следует учитывать возможность заноса задней оси автомобиля. Это означает, что, как приведено на рисунке, боковую силу следует учитывать в направлении, усиливающем момент. Как показано под рисунком, в этом случае силы S_1 и L_B следует суммировать и раскладывать в направлении осей U и W непосредственно в точке контакта колеса с дорогой. В рассматриваемом случае тормозной механизм расположен в колесе:

$$U = S_u - L_u; \quad W = S_w + L_w; \quad L_u = -L_B \sin \alpha; \quad L_w = L_B \cos \alpha; \quad S_u = S_1 \cos \alpha; \quad S_w = S_1 \sin \alpha$$

заносу, т.е. в отличие от передней оси здесь может одновременно с продольной действовать боковая сила. Поэтому в расчет войдут следующие силы:

вертикальная $N' = N_h - (U_h/2)$ (в связи с перераспределением нагрузки при торможении k_1 не учитывается);

боковая $S_1 = \mu_{F1} N_h$;

продольная $L_B = 0,8 N_h$.

Две последние силы действуют в одной плоскости и (как показано ниже на рис. 1.52), их следует вновь разложить на составляющие в направлении осей U и W , чтобы сложением составляющих получить силы U_5 и W_5 . По этим силам рассчитываем нагрузку на опоры, причем в связи с известным направлением действия вначале определяем B_{w5} . Уравнение моментов с учетом сил F_{u0} и F_{w0} имеет вид

$$B_{w5} = (-W_5 o + U_5 r + F_{w0} j + F_{u0} d) / g;$$

$$A_{w5} = W_5 + F_{w0} - B_{w5}.$$

Следует добавить вызываемые силой U_5 составляющие в вертикальном направлении (см. рис. 1.146)

$$A_{y5} = U_5 k / g;$$

Силы, зависящие от W_5 (см. рис. 1.147),

$$\Delta N_B = W_5 k / r,$$

а также с индексом 6:

$$A_{y6} = \Delta N_B o / g; \quad B_{y6} = \Delta N_B - A_{y6}.$$

Силы A_{y6} и B_{y6} при торможении подтягивают кузов вниз (на рис. 1.147 эти силы представлены как $-A_{y6}$ и $-B_{y6}$), т. е.

эти силы противодействуют «клевку» автомобиля при торможении. В заключение следует сложить все вертикальные составляющие сил с учетом A_{y0} и B_{y0} (из первоначального расчета со статической нагрузкой N'_h на колесо, см. рис. 1.142), что позволяет получить радиальные нагрузки A_5 и B_5 в опорах. Отдельные силы имеют направления, приведенные на рис. 1.149. Таким образом, получаем

$$\begin{aligned} \sum A_y &= A_{y0} + A_{y5} - A_{y6}, & \sum B_y &= B_{y0} + B_{y5} + B_{y6}; \\ A_5 &= \sqrt{(\sum A_y)^2 + A_{\omega 5}^2}; & B_5 &= \sqrt{(\sum B_y)^2 + B_{\omega 5}^2}. \end{aligned}$$

При расположении тормозного механизма у главной передачи не создается реакций, которые препятствовали бы клевку автомобиля. Такой вариант в сочетании с расположенными под углом рычагами не применяется ни на одной модели легкового автомобиля, поэтому рассматривать его нецелесообразно.

2. СИСТЕМА ПОДРЕССОРИВАНИЯ АВТОМОБИЛЯ

2.1. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ

На примере приведенных в п. 2.1 уравнений колебаний можно в сочетании с новой системой единиц СИ особенно наглядно показать встречающиеся проблемы. При сопоставлении применявшиеся до настоящего времени технические единицы приведены в квадратных скобках, а новые единицы — в круглых.

2.1.1. Требования к системе поддресоривания

Подвеска автомобиля и демпфирование в ней должны обеспечить комфортабельность движения (плавность хода); безопасность движения и устойчивость на поворотах.

Свойства самой подвески зависят от различных параметров и взаимодействия отдельных деталей, т. е. от типа и жесткости упругих элементов, стабилизаторов, шарниров рычагов, амортизаторов и их соединения, массы осей, типа подвески двигателя, колесной базы, колеи и особенно от шин.

2.1.1.1. Тип и жесткость упругих элементов. Мягкие пружины и большие хода подвески являются предпосылкой высокой плавности хода автомобиля, достаточной свободы продольных угловых колебаний кузова и хорошего держания дороги шинами. Последнее условие необходимо также и для обеспечения безопасности движения.

Если, например, колесо, нагруженное $N_{v,h} = 3000$ Н, попадает в выбоину глубиной 80 мм (рис. 2.1), то при мягкой подвеске с жесткостью упругого элемента $c_2 = 10$ Н/мм в момент касания колесом дна выбоины остаточная сила

$$N' = N_{v,h} - c_2 f_2 = 3000 - 10 \cdot 80 = 2200 \text{ Н.}$$

При жесткой («спортивной») подвеске с $c_2 = 20$ Н/мм эта сила составила бы лишь 1400 Н. Более высокое значение остаточной силы означает лучшее сцепление с дорогой. Аналогичным образом можно рассмотреть переезд дорожной неровности высотой 40 мм (рис. 2.2). При более жесткой подвеске увеличение силы, передаваемой подвеской на кузов в виде удара, составит без учета демпфирования $\Delta N = 800$ Н. При мягкой подвеске это увеличение составит лишь 400 Н и, таким образом, изменение нагрузки на колесо будет меньшим. Недостатком мягкой под-

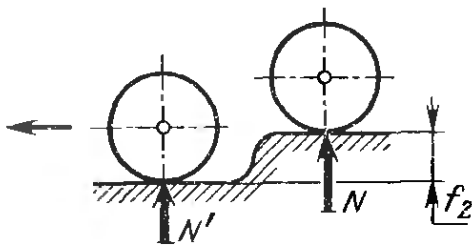


Рис. 2.1. При перемещении колеса вниз относительно кузова на глубину f_2 нагрузка на колесо уменьшается на величину ΔN . Величина остаточной силы $N' = N - \Delta N$, обеспечивающей сцепление с дорогой, зависит главным образом от жесткости пружины, т. е. от c_2

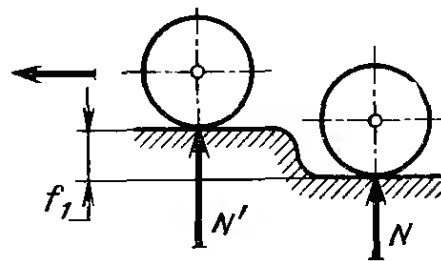


Рис. 2.2. При перемещении колеса вверх на высоту f_1 нагрузка на колесо возрастает на величину ΔN . Увеличение силы $N' = N + \Delta N$, действующей на кузов, зависит главным образом от жесткости пружины c_2

вески будет больший крен кузова на поворотах и связанное с этим уменьшение способности шин воспринимать боковые силы. Как показано на рис. 3.3/1 [21], при независимой подвеске колеса наклоняются вместе с кузовом. Наружное по отношению к центру поворота колесо воспринимает основную часть боковых сил и приобретает положительный угол развала. В результате этого наклон шины увеличивается.

2.1.1.2. Стабилизаторы. Стремление автомобиля к крену может быть ослаблено благодаря применению стабилизаторов на обеих осях или только на передней. Недостатком в этом случае является большая жесткость подвески при воздействии неровностей с одной стороны автомобиля, когда уменьшается способность подвески к гашению ударов, создаваемых булыжной мостовой и неровностями дорожного покрытия (см. п. 2.5.1).

2.1.1.3. Шарниры рычагов. К повышению жесткости подвески могут приводить также слишком жесткие шарниры рычагов направляющего устройства. Если речь идет о подшипниках скольжения, то в точках изменения направления колебаний необходимо учитывать появление силы сопротивления, которую следует рассматривать одновременно с повышением демпфирующего эффекта [22, рис. 7.6/21] и [21, рис. 3.1/23—3.1/26в]. Если же в качестве шарниров использованы резиновые элементы, запрессованные между внутренней и наружной втулками [21, рис. 3.1/19а—3.1/21с], то при повороте рычага в предварительно напряженной резине возникают напряжения сдвига, что приводит к увеличению общей жесткости подвески.

2.1.1.4. Амортизаторы и их соединения. Демпфирование оказывает на свойства подвески автомобиля аналогичное воздействие. «Жесткие» амортизаторы способствуют хорошему контакту колес с дорогой, но ухудшают плавность хода. Более «мягкие» амортизаторы делают движение более комфортабельным, но не способствуют повышению безопасности. Аналогичным образом слишком мягкие элементы соединения амортизаторов, хотя и способствуют изоляции от дорожного шума и обеспечивают необходимую сво-

боду углового перемещения, но они приводят к запаздыванию срабатывания амортизатора и тем самым уменьшают его эффективность.

2.1.1.5. Масса осей. Для демпфирования колебаний легкой оси (т. е. для уменьшения колебаний колеса) в большинстве случаев достаточно той регулировки амортизатора, которая предусмотрена для демпфирования колебаний кузова. Для тяжелого ведущего неразрезного моста, напротив, требуются более высокие силы демпфирования, которые в свою очередь снижают плавность хода (см. пример расчета в п. 2.1.6).

2.1.1.6. Подвеска двигателя. Мягкая и по частоте собственных колебаний неправильно выбранная подвеска двигателя может привести к тому, что установленный без демпфирующих элементов силовой агрегат при определенных частотах вращения коленчатого вала будет колебаться с частотой собственных колебаний и вызовет неприятные вибрации кузова и рулевого управления. В таких случаях рекомендуется использовать гаситель колебаний двигателя (см. п. 2.8).

2.1.1.7. Колесная база. Как описано в [21, п. 4.2], автомобиль с большой (по сравнению с общей длиной E) колесной базой L имеет меньшую склонность к продольным угловым колебаниям, чем автомобиль с малой базой (см. рис. 2.10 и [21, рис. 1.2/3]).

2.1.1.8. Колея. Чем больше колея автомобиля, тем меньше крен кузова на поворотах и опасность опрокидывания при заносе [21, п. 4.3 и 5.4.1, а также рис. 1.2/3].

2.1.1.9. Шины. Мягкие шины лучше поглощают толчки от коротких неровностей дороги. Однако недостатком таких шин является меньший коэффициент бокового сцепления на поворотах, а также замедленная реакция на резкий поворот рулевого колеса (см. [21, рис. 2.8/11 — 2.8/13]).

2.1.2. Работа подвески

По отношению к кузову существуют вертикальное, поперечно-угловое или одностороннее подрессоривания колес одной оси. Плавность хода определяется жесткостью подвески при вертикальном подрессоривании. Эту жесткость выбирают с учетом колебаний кузова, происходящих параллельно поверхности дороги (рис. 2.3). Поперечно-угловое подрессоривание имеет место в том случае, когда кузов остается горизонтальным, но при этом одно колесо перемещается на величину f_1 вверх, а второе на величину f_2 вниз (рис. 2.4). Вторым случаем поперечно-углового подрессоривания является наклон кузова на повороте (рис. 2.5). Определяющими для угла крена ψ под действием боковой силы являются как жесткость упругих элементов передней и задней подвесок, так и наличие стабилизаторов поперечной устойчивости.

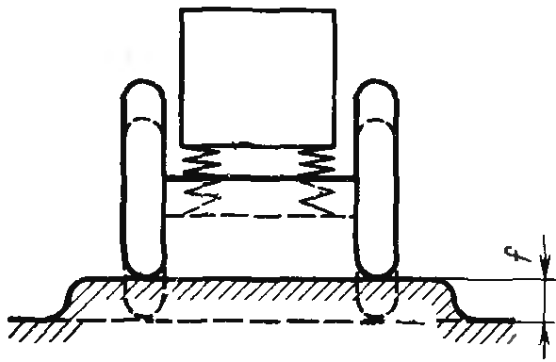


Рис. 2.3. Вертикальное поддрессирование: оба колеса перемещаются на одну и ту же величину вверх или вниз

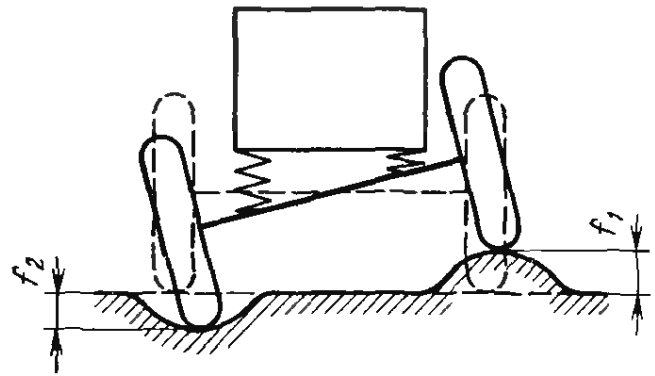


Рис. 2.4. Поперечно-угловое поддрессирование на дороге с выбоинами: одно колесо перемещается на расстояние f_1 вверх, второе — на расстояние f_2 вниз

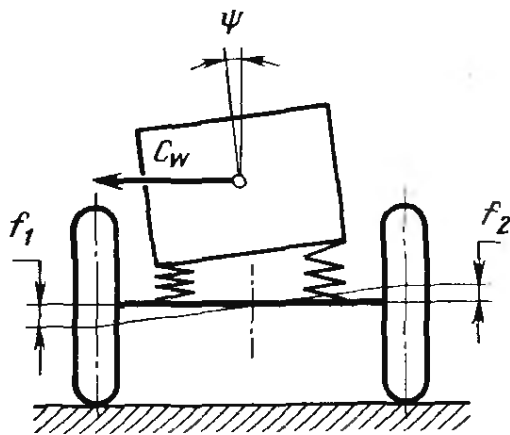


Рис. 2.5. Поддрессирование при движении на повороте: подвеска наружного по отношению к центру поворота, колеса сжимается на величину f_1 , а внутреннего на величину f_2 растягивается: C_w — центробежная сила

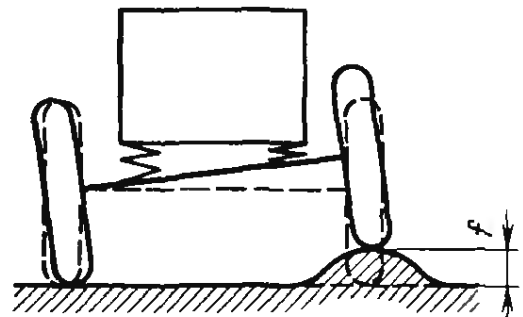


Рис. 2.6. Одностороннее поддрессирование: только одно колесо перемещается на величину f вверх или вниз

При одностороннем поддрессировании (рис. 2.6) вверх или вниз перемещается только одно колесо. На вертикальную жесткость подвески при этом виде поддрессирования оказывает влияние и стабилизатор (см. п. 2.5.1).

2.1.3. Поддрессоренные и неподдрессоренные массы

Эти массы должны быть известны или определены через нагрузки G_v и G_h соответственно на переднюю и заднюю оси. С помощью поддрессоренных масс, а также с учетом неподдрессоренных масс U_v и U_h определяем распределение масс m_{2v} и m_{2h} кузова, которые приходятся на одно колесо передней или задней оси. Используя применявшуюся ранее систему единицы и учитывая, что $g = 9,81 \text{ м/с}^2$, получаем следующие уравнения [в кгс·с²/м]:

$$m_{2v} = (G_v - U_v)/(2g); \quad m_{2h} = (G_h - U_h)/(2g).$$

При использовании системы СИ (в кг) уравнения упрощаются:

$$m_{2v} = (G_v - U_v)/2; \quad m_{2h} = (G_h - U_h)/2.$$

Масса оси $U_{v,h}$, или точнее неподрессоренная масса, образуется за счет сложения масс колеса и несущей его конструкции. Последняя может включать оба поворотных шарнира или шкворень, а в случае неразрезного моста — балку моста с главной передачей и дифференциалом. К сумме масс добавляем половину массы деталей, которые соединяют собственно ось с кузовом или рамой. В число этих деталей входят рычаги подвески, тяга Панара (поперечная штанга), карданный вал, рычаги направляющего устройства, полуоси, листовые рессоры или винтовые пружины, амортизаторы и т. п. Вторую половину массы этих деталей добавляем к кузову. Торсионные стержни размещаются в кузове, поэтому их масса полностью относится к поддрессоренным массам.

При подвеске колес, а также при неразрезных балках ведомых осей в зависимости от размеров легкового автомобиля $U_{v,h} = 50 \dots 90$ кг.

Ведущий мост с неразрезной балкой содержит главную передачу с дифференциалом, и поэтому его масса выше: $U_h = 100 \dots 140$ кг.

Подвеска типа «Де-Дион» [21, рис. 3.2/24—3.2/26], несмотря на крепление дифференциала к кузову, может иметь массу около 100 кг. Величину неподрессоренных масс, приведенную к одному колесу, определяем в обеих системах по следующим уравнениям: в прежней системе [в $\text{кг} \cdot \text{с}^2/\text{м}$]

$$m_{1v} = U_v/(2g), \quad m_{1h} = U_h/(2g);$$

в системе СИ (в кг)

$$m_{1v} = U_v/2, \quad m_{1h} = U_h/2.$$

2.1.4. Вертикальные колебания

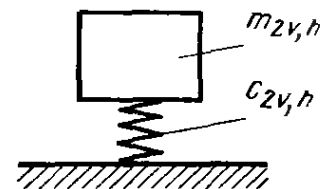
Жесткость упругих элементов, входящую во все расчеты, также приводим только к одному колесу. Жесткости c_{2v} и c_{2h} пружин подвески кузова имеют следующую размерность: в прежней системе [в $\text{кгс}/\text{см}$] или [$\text{кгс}/\text{м}$]; в системе СИ (в $\text{Н}/\text{мм}$) или (в $\text{Н}/\text{м}$).

В качестве примера для пересчета рассмотрим жесткость передней подвески

$$c_{2v} = 10 \text{ кгс}/\text{см} \cong 1000 \text{ кгс}/\text{м} \cong 9810 \text{ Н}/\text{м} \cong 9,81 \text{ Н}/\text{мм}.$$

На чертежах и в качестве единицы измерения следует использовать $\text{Н}/\text{мм}$, а при всех расчетах $\text{Н}/\text{м}$. При несоблюдении этого правила возникает опасность появления ошибки в размерности. При использовании прежней системы единиц формула для круговой частоты $\omega = \sqrt{c_2/m_2}$ будет иметь вид (рис. 2.7) [$\sqrt{\text{кгс} \cdot \text{м}/(\text{м} \cdot \text{кгс} \cdot \text{с}^2)} = \text{с}^{-1}$], а в системе СИ ($\sqrt{\text{Н}/(\text{м} \cdot \text{кг})}$). После подстановки $1 \text{ Н} \cong 1 \text{ кг} \cdot \text{м}/\text{с}^2$ получаем $\sqrt{\text{кг} \cdot \text{м}/(\text{с}^2 \cdot \text{м} \cdot \text{кг})} = \text{с}^{-1}$.

Рис. 2.7. В простой колебательной системе собственная частота $n_{IIv,h}$ зависит только от подрессоренной массы кузова над передней или задней осью $m_{2v,h}$ и жесткости $c_{2v,h}$ подвески



Чтобы получить частоту колебаний n_{II} в минуту, следует круговую частоту умножить на $[(1/2\pi)] \cdot 60 = 9,55$. Для кузова автомобиля уравнение частоты колебаний [в мин⁻¹] без учета демпфирования, а также влияния оси и шин примет вид

$$n_{IIv,h} = 9,55 \sqrt{c_{2v,h}/m_{2v,h}}, \quad (2.11)$$

а для колебаний неподрессоренных масс [в мин⁻¹], связанных с одним колесом (рис. 2.8),

$$n_{Iv,h} = 9,55 \sqrt{k_{FC1v,h} + c_{2v,h}/m_{1v,h}}, \quad (2.1.2)$$

где $c_{1v,h}$ — жесткость шины, подробнее рассмотренная в [21, п. 2.5]; k_F — коэффициент повышения жесткости, который учитывает ее рост с увеличением скорости (см. [21, рис. 2.5/3]). После подстановки массы m_1 оси и жесткости c_1 шины уравнение (2.1.1) частоты колебаний [в мин⁻¹] примет следующий вид (рис. 2.9):

$$n_{II} = 9,55 \sqrt{c_2 / \left[m_2 + \frac{c_2}{k_{FC1}} (m_1 + m_2) \right]}. \quad (2.1.3)$$

Из уравнения (в котором для упрощения опущены индексы v, h соответственно для передней или задней осей) можно заметить, что частота колебаний по сравнению с рассчитанной с помощью уравнения (2.1.1) будет тем меньше, чем больше отношение c_2/c_1 . Это будет иметь место при жесткой подвеске кузова (большая величина c_2) и мягких шинах (малая величина c_1). Как приведено

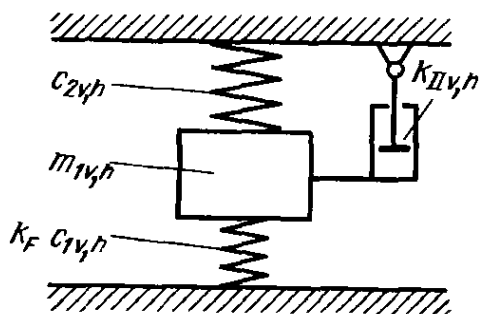


Рис. 2.8. Собственная частота колебаний колеса $n_{Iv,h}$ является функцией массы оси $m_{1v,h}$, жесткости подвески $c_{2v,h}$, жесткости шины $c_{1v,h}$ и приведенного к колесу коэффициента сопротивления амортизатора $k_{IIv,h}$. Дополнительно влияние оказывает скорость движения, которая учитывается с помощью коэффициента k_F [21, рис. 2.5/3]

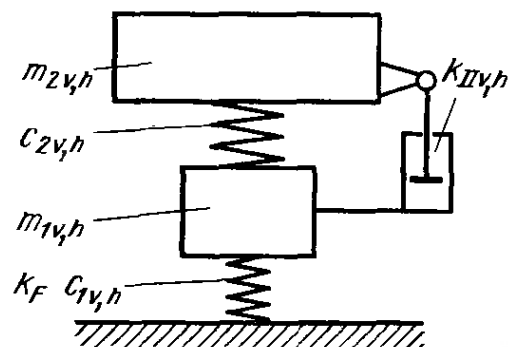


Рис. 2.9. Частота колебаний кузова $n_{IIv,h}$ зависит не только от подрессоренной массы $m_{2v,h}$ и жесткости подвески $c_{2v,h}$, но также от массы оси $m_{1v,h}$, жесткости шины $c_{1v,h}$, коэффициента k_F и коэффициента сопротивления амортизатора $k_{II, v, h}$

на рисунках в п. 2.2.1 и 2.2.2, частота колебаний поддрессоренных масс у легковых автомобилей со стальными упругими элементами составляет для передней оси $n_{IIv} = 55 \dots 80 \text{ мин}^{-1}$ и для задней оси $n_{IIh} = 68 \dots 100 \text{ мин}^{-1}$.

Для обеспечения комфортабельности следует стремиться к $n_{II} \approx \approx 60 \text{ мин}^{-1}$, что достижимо даже для передних подвесок относительно легких автомобилей («Рено-4» и «Рено-6»). Однако для задней подвески это возможно только в том случае, если автомобиль оборудован системой регулирования уровня кузова. Разница в нагрузке между положениями «один человек» и «полная нагрузка» (см. [21, рис. 1.7/3] и табл. 2.3) усложняет обеспечение мягкости подвески. По заданной частоте колебаний $n_{IIv, h}$ можно рассчитать жесткость пружины (в Н/мм) с помощью несколько измененного уравнения (2.1.1):

$$c_{2v, h} = 5,59 \cdot 10^{-6} \cdot n_{IIv, h}^2 (G_{v, h} - U_{v, h}). \quad (2.1.4)$$

При использовании прежней системы единиц следует применять n_{II} (мин^{-1}), а веса как силы тяжести (в кгс). Все остальные коэффициенты пересчета входят в общий коэффициент $5,59 \cdot 10^{-6}$. В качестве примера рассчитаем жесткость передней подвески автомобиля модели «Ауди-100», используя следующие данные: $G_v = 710 \text{ кгс}$, $U_v = 50 \text{ кгс}$, $n_{IIv} = 57 \text{ мин}^{-1}$;

$$c_{2v} = 5,59 \cdot 10^{-6} \cdot 57^2 (710 - 50) = 11,97 \approx 12 \text{ кгс/см.}$$

При использовании системы СИ следует учесть коэффициент $5,48 \cdot 10^{-3}$. Для частоты колебаний n_{II} (в мин^{-1}) и массы (в кг) жесткость (в Н/м)

$$c_{2v, h} = 5,48 \cdot 10^{-3} \cdot n_{IIv, h}^2 (G_{v, h} - U_v). \quad (2.1.5)$$

С учетом коэффициентов получаем следующую жесткость пружины:

$$c_{2v} = 5,48 \cdot 10^{-3} \cdot 57^2 (710 - 50) = 11750 \text{ Н/м.}$$

В чертежах следовало бы указать $e_{2v} = 11,75 \text{ Н/мм}$. Разделив эту величину на 9,81, получаем первоначальное значение

$$e_{2v} = 1,197 \text{ кгс/мм} \hat{=} 11,97 \text{ Н/мм.}$$

2.1.5. Продольные угловые колебания

Теоретически продольные угловые колебания автомобиля не зависят или слабо зависят от его вертикальных колебаний в том случае, когда частота продольных колебаний [в мин^{-1}]

$$n_n = 9,55 \sqrt{(c_{2vA} a_w^2 + c_{2hA} b_w^2) / J_\theta} \quad (2.1.6)$$

ниже частоты вертикальных колебаний в результате одновременной работы подвески передних и задних колес:

$$n_h = 9,55 \sqrt{(c_{2vA} + c_{2hA})/m_w}. \quad (2.1.7)$$

Для момента инерции I_q широко используется формула, дающая лишь его приближенное значение в [кгс·м·с²] или (кг·м²):

$$I_q \approx m_w a_w b_w. \quad (2.1.8)$$

Подставляя это выражение в уравнение (2.1.6) и сопоставляя оба уравнения, получаем условия зависимости жесткости c_{2h} задней подвески от жесткости передней подвески c_{2v} в [кгс/см] или (Н/м):

$$c_{2h} < c_{2v} \frac{1 - (W_h/W_w)}{(W_v/W_h) - 1}. \quad (2.1.9)$$

Вместо расстояний от центра тяжести a_w и b_w используем отношение весов передней W_v и задней W_h частей кузова

$$W_h/W_v = a_w/b_w.$$

У легкового автомобиля классической компоновки с водителем и одним пассажиром в салоне около 54 % массы кузова приходится на переднюю ось и 46 % на заднюю [21, табл. 1.7/1]. Подставляем в уравнение числовые значения:

$$c_{2h}^* < c_{2v} (1 - 0,85)/(1,17 - 1); \quad c_{2h} < 0,88c_{2v}.$$

Это означает, что для устранения продольных угловых колебаний задняя подвеска должна быть мягче передней. При полностью загруженном автомобиле на переднюю ось приходится 43 % массы, а на заднюю 57 %. В результате получаем зависимость

$$c_{2h} < 1,34c_{2v}.$$

Соблюсти оба этих условия можно только на автомобилях, оснащенных системой регулирования уровня пола кузова. Чтобы на автомобилях с классической компоновкой и передним приводом иметь при полной нагрузке не слишком большую осадку кузова, необходимо использовать подвеску большой жесткости, как, например, на автомобилях с задним расположением двигателя, что подтверждают почти все модели фирмы «Фольксваген» и автомобиль «Симка-1000». Модель «Фольксваген 411ЛЕ» с водителем и пассажиром на переднем сиденье имеет следующее распределение массы: на переднюю ось 45 % и на заднюю ось 55 %. Следовательно, в качестве условия будет $c_{2h} < 1,22c_{2v}$ (см. табл. 2.1—2.3).

Теоретически это условие выполнялось бы с замеренной на автомобиле жесткостью передней подвески $c_{2v} = 17,5$ Н/мм и задней $c_{2h} = 18,0$ Н/мм. Однако ни о модели 411, ни о моделях «Жук» и «Симка» нельзя сказать, что они не имеют продольных угловых колебаний. В них, вероятно, решающими являются опре-

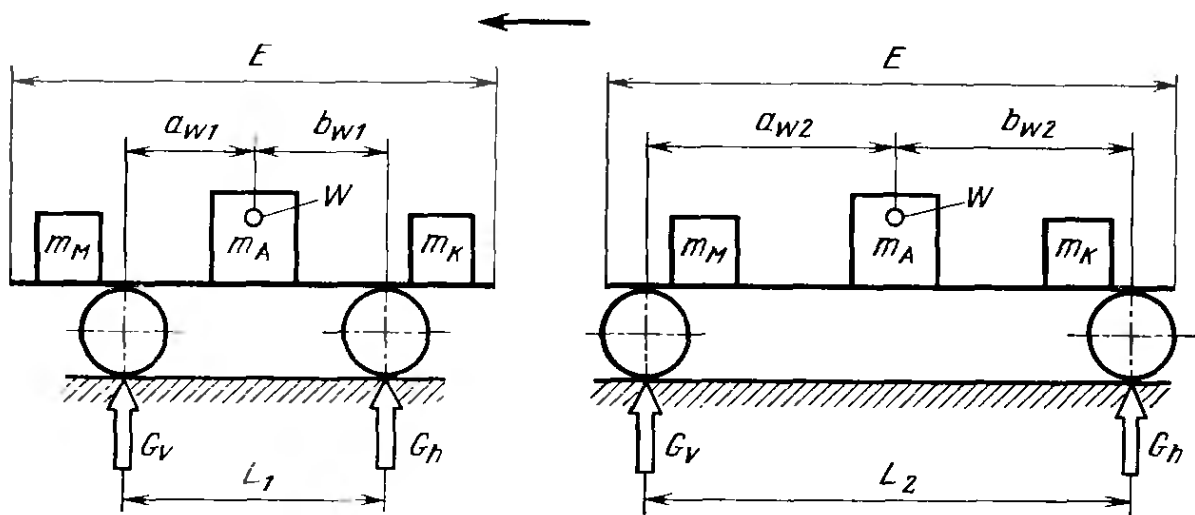


Рис. 2.10. Колесная база $L_{1,2}$ оказывает влияние на склонность автомобиля к галопированию, но при этом не влияет на момент инерции кузова относительно поперечной оси, проходящей через центр подрессоренных масс: $a_{w1}b_{w1} < a_{w2}b_{w2}$

деленные конструкционные особенности, совместное действие которых приводит к связи колебаний передних и задних подрессоренных масс. Первоочередное влияние оказывает взаимосвязь распределения масс и колесной базы.

Пусть в двух автомобилях одинаковой длины E масса силового агрегата m_M , кузова m_A и груза в багажнике m_K имеют одинаковое расположение (рис. 2.10). В этом случае независимо от колесной базы распределение нагрузки между передней и задней осью будет одинаковым. Приведенный слева автомобиль имеет короткую по сравнению с габаритной длиной колесную базу L_1 и, как следствие этого, большие передний и задний свесы [21, табл. 1.2/3]. Автомобиль справа, напротив, имеет относительно длинную базу L_2 . Общая масса $m_g = m_M + m_A + m_K$ и момент инерции I_q относительно поперечной оси в обоих случаях равны. Однако различными являются расстояния a_w и b_w между центром тяжести W кузова и осями. Поэтому, хотя и справедливы равенства $I_{q1} = I_{q2}$ и $m_{g1} = m_{g2}$, но зато различаются входящие в уравнение (2.1.8) приближенные значения

$$I_q^* \approx m_g a_w b_w,$$

поскольку $m_{g2} a_{w2} b_{w2} > m_{g1} a_{w1} b_{w1}$. Поэтому при точном расчете склонности автомобиля к продольным угловым колебаниям следует в порядке оценки включать определенное значение момента инерции. Чем больше колесная база L при данной длине E кузова, тем меньше склонен автомобиль к продольным колебаниям. Это положение уже в течение многих лет используется на автомобилях с передними ведущими колесами (модели «Рено-4,5/6» и «Рено-16»; «Фольксваген-К70», «Симка-1100», «Фиат 127/128», «Ситроен» и др.). В последнее время им пользуются и при проектировании автомобилей с классической компоновкой («Даймлер-Бенц», «Форд-Капри», Крайслер-160/180» и др.). Кроме того,

практика показала целесообразность такого выбора жесткости передней и задней подвесок, чтобы частоты их собственных колебаний различались по крайней мере на 20 %. Это в значительной мере исключает синхронную работу передней и задней подвесок. Изучение подвесок на более чем 40 новых моделях легковых автомобилей показало, что большинство изготовителей следует таким путем. Поэтому для автомобилей с классической компоновкой и передним приводом справедливо выражение

$$n_{IIH} \geq 1,2n_{II\sigma} \quad (2.1.10)$$

Для автомобилей с задним расположением двигателя должно быть

$$n_{IIH} \leq 1,2n_{II\sigma} \quad (2.1.11)$$

2.1.6. Расчет демпфирования

На колебания автомобиля оказывает влияние амортизатор. Определяющим фактором является создаваемая при определенной скорости v_2 поршня сила сопротивления F_2 , приведенная к колесу и выраженная через коэффициент сопротивления в [кгс·с/м] или (Н·с/м = кг/с):

$$k_{II} = F_2/v_2 \quad (2.1.12)$$

Коэффициент относительного демпфирования колебаний кузова рассчитываем с использованием коэффициента k_{II} , жесткости пружины c_2 и доли массы кузова над одним колесом m_2 :

$$D_2 = k_{II}/(2\sqrt{c_2 m_2}) \quad (2.1.13)$$

Демпфирование D_1 колеса определяем также с помощью k_{II} , но с добавлением половины массы оси m_1 , жесткости шины c_1 и подвески c_2 и коэффициента увеличения жесткости шины k_F [21], рис. 2.5/3]:

$$D_1 = k_{II}/[2\sqrt{(k_F c_1 + c_2) m_1}] \quad (2.1.14)$$

При определении безразмерных величин демпфирования в качестве единицы длины следует использовать метр. В этом случае уравнение размерности будет иметь вид для прежней системы

$$[(\text{кгс} \cdot \text{с}/\text{м})/\sqrt{(\text{кгс}/\text{м}) (\text{кгс} \cdot \text{с}^2/\text{м})}]$$

и для системы СИ

$$(\text{Н} \cdot \text{с}/\text{м})/\sqrt{(\text{Н}/\text{м}) \text{кг}} = (\text{кг}/\text{с})/\sqrt{(\text{кг} \cdot \text{м} \cdot \text{кг})/(\text{с}^2 \cdot \text{м})}$$

Коэффициент k_{II} относительного демпфирования приводится к колесу. Сам амортизатор при независимой подвеске колес, как правило, смещен внутрь и поэтому должен при меньших скоростях v_D создавать большую силу F_D . В расчете следует дополни-

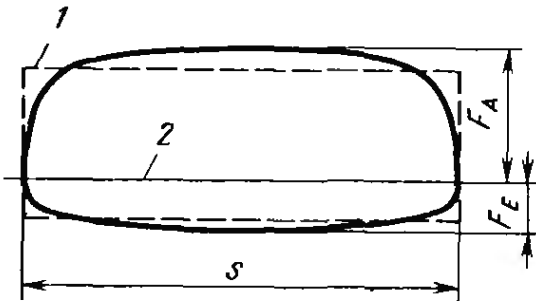


Рис. 2.11. При определении коэффициента сопротивления амортизатора используются максимальные значения сил сопротивления на ходе отбоя F_A и сжатия F_E . Собственно форма диаграммы не учитывается. Следовало бы осуществить планиметрирование диаграммы и использовать при расчете среднее значение силы сопротивления. В среднем эта величина составляет 80 % максимального значения:

1 — средняя сила демпфирования; 2 — нулевая линия; s — ход

тельно учесть соотношение i_x плеч между пятном контакта и местом закрепления амортизатора (см. п. 2.1.7). Вводя индекс 2 для колеса и D для амортизатора, получаем следующую зависимость соответственно для силы (в [кгс] или (Н)) и для скорости [в м/с]:

$$F_2 = F_D / i_x; \quad v_2 = v_D i_x,$$

и теперь на основе рабочей диаграммы амортизатора (рис. 2.11) определяем коэффициент сопротивления, приведенный к колесу:

$$k_{II} = F_2 / v_2 = F_D / (i_x v_D i_x) = (F_D / v_D i_x^2); \quad (2.1.15)$$

(это уравнение не может быть использовано для расчета кривой, см. [22, рис. 7.6/17]). Должна быть известна скорость поршня v_D , которая может быть получена на основе частоты вращения n_D испытательного стенда (в мин^{-1}) и хода s поршня (в м). При этом может идти речь о максимальной $v_{D \max}$ и средней $v_{D \text{cp}}$ скорости. Для упрощения сопоставляем $v_{D \max}$ с легко получаемыми по рабочей диаграмме амортизатора наибольшими значениями сил демпфирования. Входящую в k_{II} силу F_D получаем как среднее между силой растяжений F_A , создаваемой амортизатором при ходе отбоя и силой сжатия F_E , возникающей при ходе сжатия. Среднее значение достаточно для расчетов. При этом не учитываются ни соотношения сил растяжения и сжатия, ни диаметр поршня и нагрев масла [22, п. 7.6.6], а применяемые при расчетах уравнения будут иметь вид

$$v_{D \max} = \pi s n \text{ [м/с];} \quad n = n_D / 60 \text{ [мин}^{-1} / 60] \quad (2.1.16)$$

и, следовательно,

$$v_{D \max} = \pi s n_D / 60 \text{ [м/с];} \quad (2.1.17)$$

$$F_D \approx (F_A + F_E) / 2 \text{ ([кгс] или (Н)).} \quad (2.1.18)$$

В качестве примера рассмотрим коэффициент относительного демпфирования D_2 для заднего неразрезного ведущего моста легкового автомобиля. В прежней системе единиц даны следующие параметры:

Нагрузка на мост, кгс	$G_h = 500$ (5 кН)
Вес оси, кгс	$U_h = 100$ (1 кН)
Жесткость подвески, кгс/см	$c_{2h} = 18$ (18 Н/мм)
Передаточное число	$i_x = 1,2$

Шины:

тип	6,00-13/4PR
давление, кгс/см ²	$p_1 = 1,8$ (0,18 МПа)
Скорость движения, км/ч	$V = 140$
Параметры амортизатора при $s = 100$ мм/ход, $n_D =$ $= 100$ мин ⁻¹ (на стенде):	
F_A , кгс	120 (1200 Н)
F_E , кгс	40 (400 Н)

Используя эти данные в соответствии с уравнениями (2.1.17), (2.1.18), (2.1.15), получаем:

$$v_{D \max} = \pi s n / 60 = \pi \cdot 0,1 \cdot 100 / 60 = 0,524 \text{ м/с};$$

$$F_D = (F_A + F_E) / 2 = (120 + 40) / 2 = 80 \text{ кгс (800 Н)};$$

$$k_{II} = F_D / (v_D i_2^2) = 80 / (0,524 \cdot 1,2^2) = 106 \text{ (кгс} \cdot \text{с) / м};$$

$$m_{2h} = (G_h - U_h) / (2g) = (500 - 100) / (2 \cdot 9,81) = 20,4 \text{ кгс} \cdot \text{с}^2 / \text{м};$$

$$c_{2h} = 1800 \text{ Н/мм};$$

$$D_2 = k_{II} / (2 \sqrt{c_2 m_2}) = 106 / 2 \sqrt{1800 \cdot 20,4} = 0,275.$$

Таким образом, величина относительного демпфирования в подвеске должна быть в пределах $D = 0,25 \dots 0,3$.

При использовании системы СИ три из входящих в уравнение величин увеличиваются в 9,81 раз, но результат остается прежним:

$$D_2 = 1,04 \cdot 10^3 / 2 \sqrt{1,766 \cdot 10^4 \cdot 2 \cdot 10^3} = 0,275.$$

Для обеспечения безопасности движения амортизатор должен обеспечить величину относительного демпфирования колебаний D_1 колеса. Объединяя уравнения (2.1.13) и (2.1.14), можно получить безразмерную величину зависимости между D_1 и величиной относительного демпфирования колебаний D_2 кузова:

$$D_1 = D_2 \sqrt{c_2 / (k_F c_1 + c_2)} \sqrt{(G_{v,h} - U_{v,h}) / U_{v,h}} \quad (2.1.19)$$

Используя приведенные на рис. 2.5/2 [21] постоянные жесткости шин $c_{1h} = 174$ кгс/см = 174 Н/мм, а также $k_F = 1,27$ на рис. 2.5/3 [21] для диагональных шин при скорости 140 км/ч, получаем

$$D_1 = 0,275 \sqrt{18 / (1,27 \cdot 174 + 18)} \sqrt{(500 - 100) / 100} =$$

$$= 0,275 \cdot 0,544 = 0,15.$$

Такое демпфирование недостаточно для тяжелого ведущего моста и можно было бы ожидать его отрыва от опорной поверхности при движении по неровной дороге. При более легких неподрессоренных частях независимой подвески ($U_h = 500$ Н) значение $D_1 = 0,2$ вполне приемлемо, хотя все еще недостаточно. Расчет D_2 и D_1 относится только к определенной скорости поршня (100 мин⁻¹) и ходе 100 мм. В зависимости от характеристики амортизатора силы сопротивления перемещению поршня в точках до расчетных

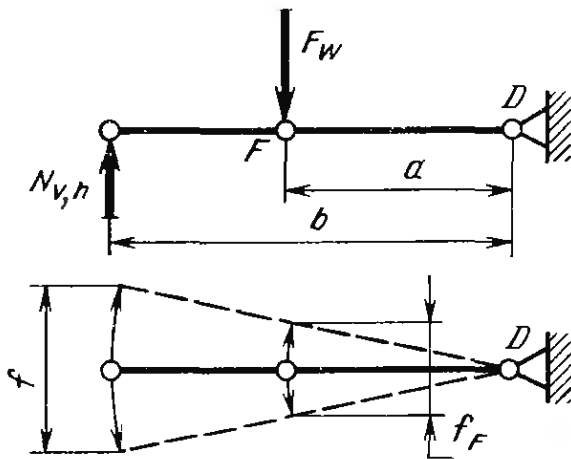


Рис. 2.12. В случае простого рычага передаточное отношение по ходу i_x соответствует передаточному отношению по силе i_y

$= 3$. D_1 и D_2 несколько уменьшают значения величин n_{IID} и n_I , полученные ранее без учета демпфирования. Эти частоты колебаний соответственно для кузова и колеса будут:

$$n_{IID} = n_{II} \sqrt{1 - D_2^2}; \quad (2.1.21)$$

$$n_{ID} = n_I \sqrt{1 - D_1^2}. \quad (2.1.22)$$

При $D_2 = 0,25$ получаем $n_{IID} = 0,968n_{II}$, а при $D_2 = 0,3$ $n_{IID} = 0,954n_{II}$. В большинстве случаев уменьшением частоты примерно на 4 % можно пренебречь.

2.1.7. Передаточное отношение от колеса к упругому элементу и амортизатору

Жесткости подвески кузова c_2 и стабилизаторов c_3 имеют размерность [кгс/см] или (Н/мм), т. е. сила, деленная на перемещение, а приведенный к колесу коэффициент сопротивления k_{II} размерность [кгс·с/м] или (Н·с/м).

Передаточное отношение i_{xy} между пятном контакта колеса и местом присоединения детали должно отражать как различные плечи, так и различные по величине силы, действующие в обоих местах. На рис. 2.12 приведен простой рычаг, у которого соотношения сил и плеч соответственно

$$i_y = F_w/N_{v,h} = b/a;$$

$$i_x = f/f_F = b/a.$$

Эта схема имеет место в независимых подвесках, в которых направляющим элементом для колеса является лишь один рычаг; но она не подходит при использовании двухрычажного направля-

или за ними будут больше или меньше [22, рис. 7.6/15]. Возможен и обратный случай, когда известна величина относительного демпфирования колебаний (например, $D_2 = 0,3$), по которой определяют параметры амортизатора. В этом случае вначале следует определить отношение сопротивлений на ходах сжатия и отбоя

$$d = F_A/F_E. \quad (2.1.20)$$

Затем полученное из этого уравнения $F_A = dF_E$ подставляем в уравнение (2.1.18). В приведенном примере $d = 1200 \text{ Н}/400 \text{ Н} =$

ющего устройства. Предварительную нагрузку F_w на пружину определяем из выражения для i_y :

$$F_w = N'_{v,h} i_y. \quad (2.1.23)$$

Из полученных взвешиванием нагрузок $N_{v,h}$ на колеса для определения $N'_{v,h}$ вычитаем половину веса неподрессоренных частей оси (см. п. 1.1):

$$N'_v = N_v - U_v/2;$$

$$N'_h = N_h - U_h/2.$$

Используя i_x , определяем жесткость c_F винтовой пружины или листовой рессоры, закрепленной в точке F :

$$c_F = F_w/f_F = N'_{v,h} i_y i_x / f.$$

Дробь $N'_{v,h}/f$ представляет собой жесткость $c_{2v,h}$ пружины, приведенную к пятну контакта (см. п. 2.1.4). В результате получаем зависимость

$$c_F = c_{2v,h} i_y i_x \quad (2.1.24)$$

или в упрощенном виде

$$c_F = c_{2v,h} i_x^2. \quad (2.1.25)$$

Последнее уравнение справедливо в том случае, если (как для рычага) $i_y = i_x$.

Нагружающая пружину вертикальная сила $N_{v,h}$ действует в пятне контакта и направлена перпендикулярно опорной поверхности. Амортизатор в основном рабочем направлении (растяжении) нагружен расположенной рядом с ним пружиной. Поэтому при определении коэффициента сопротивления k_{II} следует использовать только передаточное отношение по ходу i_x и притом в квадрате (см. п. 2.1.6). Точно также рассчитывают и стабилизаторы (см. п. 2.5.2).

Передаточные отношения i_x и i_y лишь в очень редких случаях остаются постоянными во всем диапазоне хода подвески. Они зависят как от изменения углов наклона деталей подвески (винтовой пружины, амортизатора и др.), так и при двухрычажном направляющем устройстве от изменения этих углов в процессе работы подвески, т. е. углов α и β . При расчете следует принимать во внимание передаточное отношение, которое имеет место в исходном (нормальном) положении (водитель и один пассажир). В независимой передней подвеске точки A и B (рис. 2.13) или B и C (см. рис. 2.17) при небольших перемещениях колеса смещаются назад практически в той же мере, что и пятно N контакта колеса с дорогой. Однако изменение поперечного угла наклона δ оси поворота колес, выражаемое измеримым изменением развала $\Delta\gamma$ [21, рис. 4.5/9 и 4.5/11], окажет влияние на величину i_x . Поскольку величина $\Delta\gamma$ остается небольшой, а в формулу входит

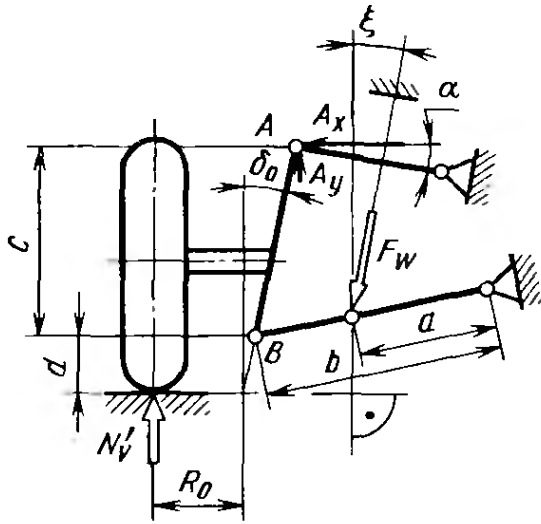


Рис. 2.13. Если в подвеске на двойных поперечных рычагах пружина опирается на нижний рычаг, то как в соотношении плеч i_x , так и в соотношении сил i_y следует учитывать наклон пружины на угол ξ к вертикали. На величину i_y , кроме того, влияет наклон верхнего рычага. Расчет i_x проводится по уравнению (2.1.26), а i_y — по уравнению (2.1.27)

косинус этого угла, ею можно пренебречь. В результате формула для передаточного отношения по перемещениям будет иметь вид

$$i_x = b/(a \cos \xi). \quad (2.1.26)$$

Угол ξ выражает отклонение оси пружины от вертикали, т. е. в направлении действия силы $N'_{v,h}$. Если в двухрычажной подвеске с двумя наклонными поперечными рычагами пружина опирается на нижний рычаг, то в передаточное отношение i_y по силе дополнительно входит реакция A_y верхнего рычага (см. рис. 2.13). Используя данные рис. 1.75, можно составить следующее уравнение моментов относительно точки B:

$$N'_v b = A_y (a - b) + A_x c.$$

Подставляя $b = R_0 + d \operatorname{tg} \delta_0$, $(a - b) = c \operatorname{tg} \delta_0$ и $A_x = A_y \operatorname{ctg} \alpha$, получим в приводимых ниже уравнениях составляющие силы

$$A_x = N'_v (R_0 + d \operatorname{tg} \delta_0) / [c (1 + \operatorname{tg} \alpha \operatorname{tg} \delta_0)];$$

$$A_y = N'_v (R_0 + d \operatorname{tg} \delta_0) / [c (\operatorname{tg} \delta_0 + \operatorname{ctg} \alpha)].$$

Используя условие $\sum F = 0$, в соответствии с рис. 1.75, получаем

$$B_x = A_x; \quad B_y = N'_v + A_y.$$

В точке B рычага действуют противоположно направленные реакции, после разложения которых на составляющие в плоскости рычага в соответствии с рис. 1.76 определяем силу, влияющую на статическую нагрузку F_w пружины:

$$B_v = B_y \cos \beta + B_x \sin \beta.$$

На рис. 2.14 показана методика определения передаточного отношения по силе i_y , т. е. составление уравнения

$$i_y = \frac{b (R_0 + d \operatorname{tg} \delta_0) \cos \beta}{a \cos (\xi + \beta) c} \left[\frac{1}{\operatorname{tg} \delta_0 + \operatorname{ctg} \alpha} + \frac{c}{R_0 + d \operatorname{tg} \delta_0} + \frac{\operatorname{tg} \beta}{1 + \operatorname{tg} \alpha \operatorname{tg} \delta_0} \right], \quad (2.1.27)$$

по данным, которые могут быть получены на представленном нижнем рычаге:

$$F_v = B_v b/a; \quad F_w = F_v / \cos (\xi + \beta).$$

Верхний рычаг, наклоненный, как показано на рис. 4.4/7 [21], в противоположную сторону, дает знак минус перед $\operatorname{ctg} \alpha$ и $\operatorname{tg} \alpha \operatorname{tg} \delta_0$. Если же иной наклон имеет нижний рычаг (см. [21, рис. 4.4/6]), то знак минус появляется перед последней дробью в скобках (см. рис. 2.14). Величина i_y незначительно превосходит величину передаточного отношения по ходу i_x . Если пружина опирается на верхний рычаг, то для определения i_x вновь справедливо уравнение (2.1.26). При определении i_y следует учесть силы B_x и B_y , возникающие за счет наклона нижнего рычага (рис. 2.15, см. также рис. 1.78):

$$i_y = \frac{b \cos \alpha [R_0 + \operatorname{tg} \delta_0 (c + d)]}{a \cos (\xi - \alpha) c} \left[\frac{c}{R_0 + \operatorname{tg} \delta_0 (c + d)} + \frac{1}{\operatorname{ctg} \beta - \operatorname{tg} \delta_0} + \frac{\operatorname{tg} \alpha}{1 - \operatorname{tg} \delta_0 \operatorname{tg} \beta} \right]. \quad (2.1.28)$$

Если нижний рычаг расположен с наклоном в другую сторону, как показано на рис. 4.4/6 [21], что объясняется стремлением удержать центр крена как можно ниже, то в этом случае сила B_y будет направлена вниз. Таким образом, она поддерживает силу F_w

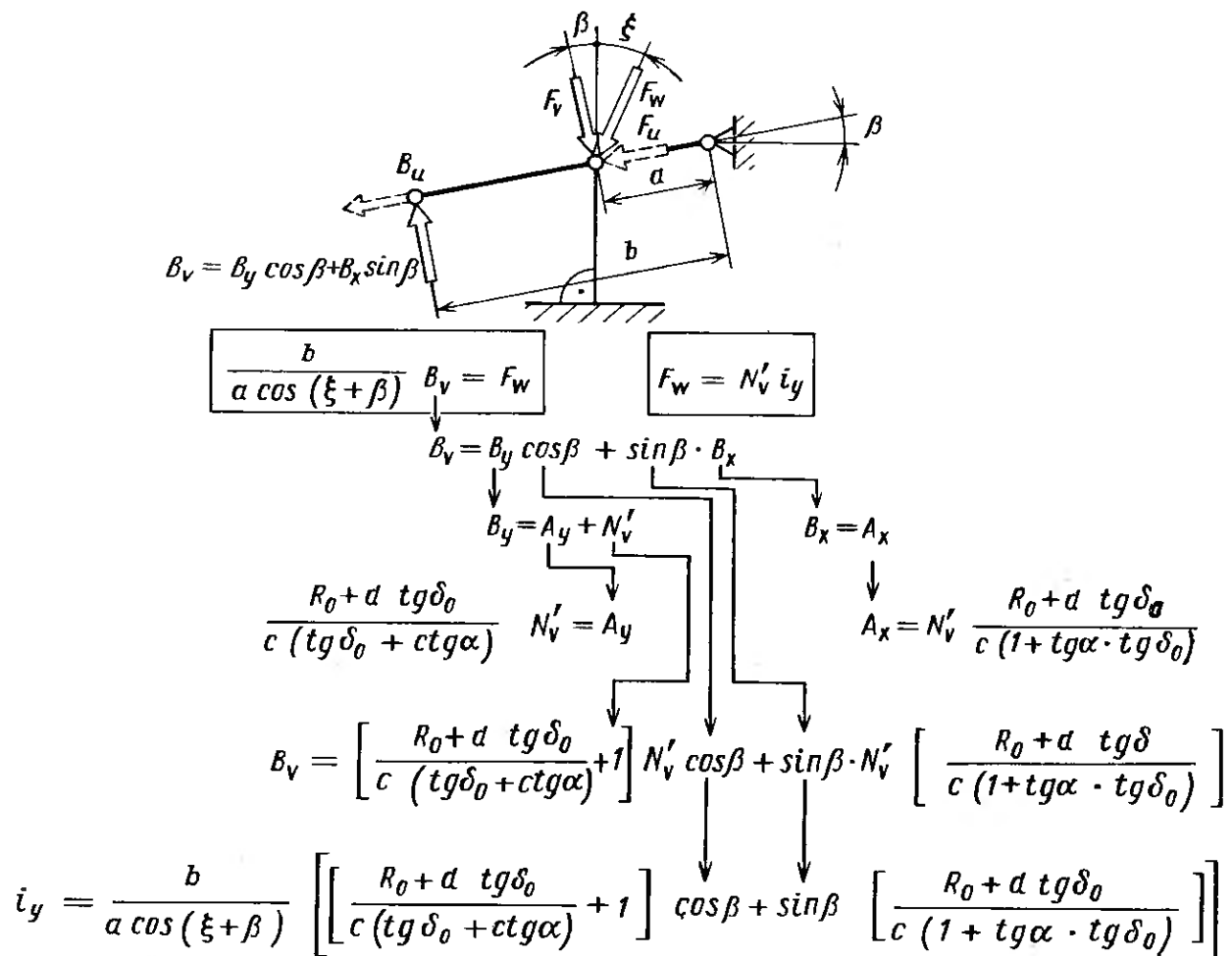


Рис. 2.14. Определение передаточного отношения i_y для подвески с непараллельными рычагами, приведенной на рис. 2.13. Если верхний рычаг имеет наклон в другую сторону, то перед $\operatorname{ctg} \alpha$ и $\operatorname{tg} \alpha \operatorname{tg} \delta_0$ должен стоять знак минус. При наклоне нижнего рычага в другую сторону знак минус должен стоять перед последней дробью в скобках. Расчет i_x проводится по уравнению (2.1.26), i_y — по уравнению (2.1.27)

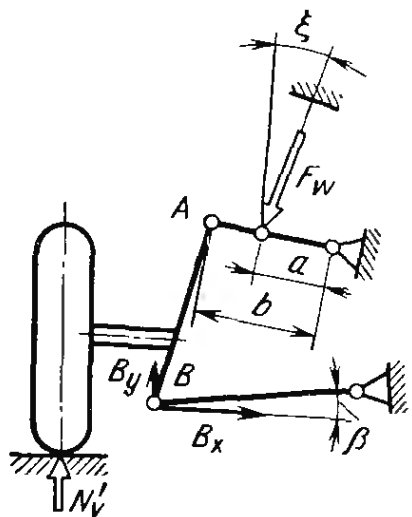


Рис. 2.15. Если пружина опирается на верхний рычаг, то на передаточное отношение i_y влияет нижний рычаг. Отсутствующие обозначения расстояний приведены на рис. 2.13. Расчет i_x проводится по уравнению (2.1.26), i_y — по уравнению (2.1.28)

пружины, и перед $\text{tg } \delta_0$ под второй и третьей дробными чертами должен стоять знак плюс. Верхний рычаг, имеющий противоположный наклон (см. рис. 1.42), приводит к появлению перед последней дробью знака минус.

Если в качестве упругого элемента использован торсион, закрепленный на нижнем рычаге, передаточное отношение по ходу зависит от его наклона (рис. 2.16):

$$i_x = \cos \beta. \quad (2.1.29)$$

Как видно из правой части рисунка, для неподвижного автомобиля момент предварительного закручивания торсиона

$$M_F = B_v r,$$

или используя передаточное отношение по силе, получим в зависимости от нагрузки на колесо момент

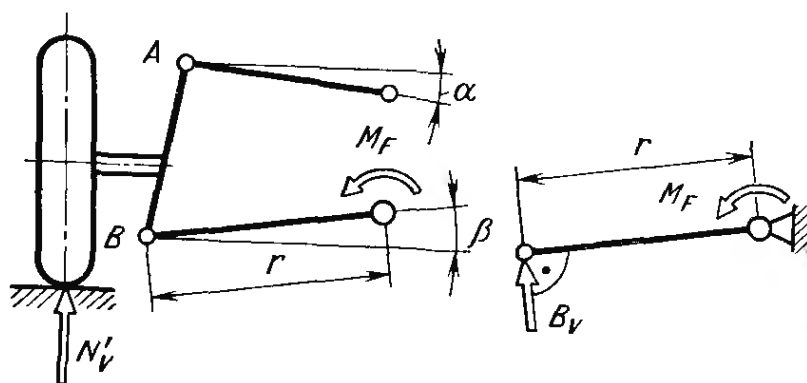
$$M_F = N'_v i_y r.$$

Перпендикулярно к рычагу действует сила $B_v = B_y \cos \beta + B_x \sin \beta$. Отсюда, в соответствии с рис. 2.16, получаем передаточное отношение подвески по силе

$$i_y = (R_0 + d \text{tg } \delta_0) \frac{\cos \beta}{c} \left[\frac{1}{\text{tg } \delta_0 + \text{ctg } \alpha} + \frac{c}{R_0 + d \text{tg } \delta} + \frac{\text{tg } \beta}{1 + \text{tg } \alpha \text{tg } \delta_0} \right]. \quad (2.1.30)$$

При использовании подвески «Макферсон» существует возможность передавать вертикальные нагрузки с помощью поперечной листовой рессоры, закрепленной на нижнем рычаге (рис. 2.17, см. также [21, рис. 3.5/11]). В этом случае для определения

Рис. 2.16. Подвеска на двойных поперечных рычагах с торсионом, закрепленным в нижнем рычаге. Расчет i_x проводится по уравнению (2.1.29), i_y — по уравнению (2.1.30)



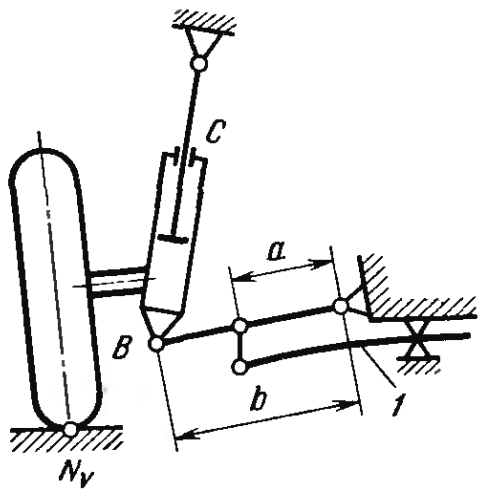


Рис. 2.17. Если в подвеске «Макферсон» в качестве упругого элемента использована листовая рессора, передаточные отношения перемещений (i_x) и сил (i_y) равны и определяются по уравнению (2.1.26):

1 — листовая рессора

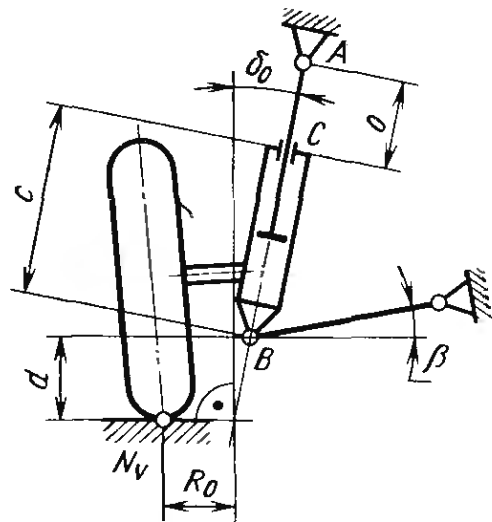


Рис. 2.18. Если в подвеске «Макферсон» винтовая пружина установлена между шарниром А (в крыле) и трубой С амортизатора, то передаточные отношения перемещений (i_x) и сил (i_y) различны и определяются соответственно по уравнениям (2.1.31) и (2.1.32)

передаточных отношений и по ходу подвески, и по нагрузке справедливо уравнение (2.1.26). Оно справедливо и для использованного в этой подвеске стабилизатора. Если же спиральная пружина (как обычно) установлена между корпусом амортизатора и местом крепления А на крыле (рис. 2.18), то в уравнение для определения передаточного отношения по ходу подвески входит угол развала

$$i_x = 1/\cos \delta_0. \quad (2.1.31)$$

При определении i_y следует учесть влияние нижнего рычага (см. рис. 1.102). При смещении нижней шаровой опоры В от оси амортизатора к колесу на величину t (рис. 2.19), см. также рис. 4.4/12 [21] и 1.104) следует учесть как угол δ_0 , так и расстояние t :

$$i_y = \cos \delta_0 + [(R_0 + d \operatorname{tg} \delta)/(c + o) + \sin \delta_0] \operatorname{tg} (\beta + \delta_0). \quad (2.1.32)$$

При смещении шаровой опоры В от оси амортизатора к колесу (см. рис. 1.104, 2.19 и [21, рис. 4.4/12]) на величину t следует учитывать как угол $\delta_0 - \alpha$, так и расстояние t :

$$i_x = 1/\cos (\delta_0 - \alpha); \quad (2.1.33)$$

$$i_y = \cos (\delta_0 - \alpha) + \frac{R_0 + d \operatorname{tg} \delta_0 + t \cos (\delta_0 - \alpha) + (c + o) \sin (\delta_0 - \alpha)}{(c + o) \operatorname{ctg} (\beta + \delta_0 - \alpha) - t}. \quad (2.1.34)$$

Если из-за продольного наклона оси поворота колеса стойка на виде сбоку дополнительно наклонена на угол ε (рис. 2.20), то выражение для i_x несколько меняется:

$$i_x = \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 (\delta - \alpha) + \operatorname{tg}^2 \varepsilon}. \quad (2.1.35)$$

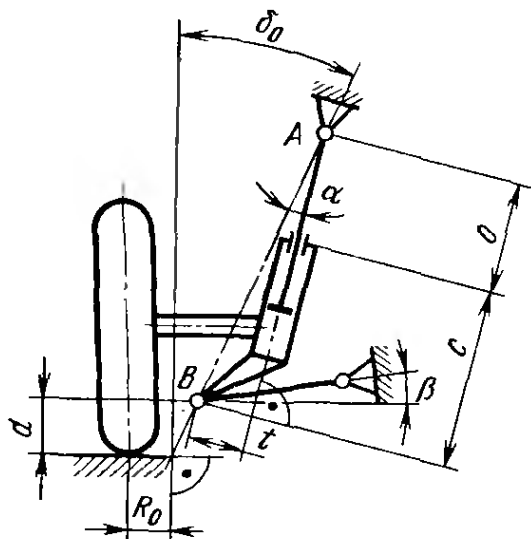


Рис. 2.19. Смещение к колесу нижней шаровой опоры B с целью уменьшения плеча R_0 обкатки влияет на угол α между осью амортизатора и осью поворота колеса. Этот угол учитывается при расчете величин i_x и i_y [см. уравнения (2.1.33) и (2.1.34)]

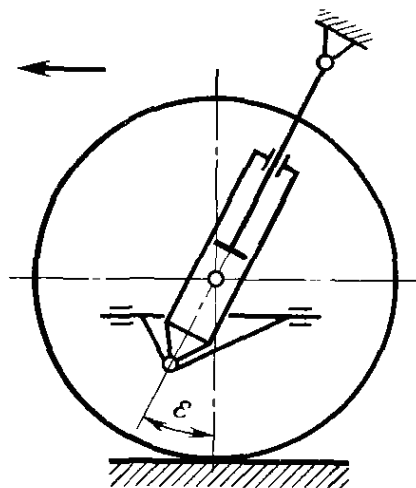


Рис. 2.20. Если стойка подвески «Макферсон» для получения подольного наклона оси поворота на виде сбоку наклонена на угол ϵ , то этот угол учитывается при определении i_x и i_y . Расчет i_x осуществляется в соответствии с уравнением (2.1.35). Расчет i_y — см. рис. 1.113—1.117

В связи с большим числом параметров, оказывающих влияние, вряд ли можно дать для этого случая выражение передаточного отношения по силе. Если требуется определить предварительную силу, действующую на пружину в зависимости от нагрузки на колесо, то целесообразнее определять ее расчетом непосредственно по уравнениям, приведенным к рис. 1.113—1.117, или использовать упрощенное выражение (2.1.25)

$$c_F = c_{2v} i_x^2.$$

Независимая подвеска задних колес выполняется, как правило, лишь на одном рычаге (с каждой стороны) или на двух жестко соединенных между собой рычагах. В этом случае передаточные отношения по ходу подвески и по нагрузке равны. Для подвески на продольных рычагах справедливы условия, приведенные на рис. 2.12, когда упругий элемент только на виде сбоку наклонен на угол θ :

$$i_x = i_y = b/(a \cos \theta).$$

Если пружина или амортизатор имеют пространственный наклон (рис. 2.21), то следует пользоваться выражением

$$i_x = i_y = \frac{b}{a} \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \xi + \operatorname{tg}^2 \theta}. \quad (2.1.36)$$

При независимой подвеске на поперечных рычагах колесо в среднем положении может иметь отрицательный (рис. 2.22) или положительный угол развала. В связи с этим происходит

увеличение или уменьшение плеча действия вертикальной силы N'_h соответственно для отрицательного и положительного развала

$$i_x = i_y = (b + r_d \operatorname{tg} \gamma_0) / (a \cos \xi); \quad (2.1.37)$$

$$i_x = i_y = (b - r_d \operatorname{tg} \gamma_0) / (a \cos \xi). \quad (2.1.38)$$

Из конструктивных соображений колесо устанавливают перпендикулярно к поперечному рычагу, т. е. этот последний располагают к плоскости дороги под углом $\pm \gamma_0$, равным углу развала. Это положение не обязательно справедливо для подвески на диагонально расположенных рычагах. Благодаря сдвоенным шарнирам (с выравниванием длины) в полуоси независимо от положения рычага колесу может быть придан любой желаемый угол развала. Увеличение длины Δb рычага благодаря обычно используемому отрицательному углу развала $\gamma_0 = -30' \dots 2^\circ$ дополнительно зависит от угла α на виде сверху (рис. 2.23) и составляет

$$\Delta b = r_d \operatorname{tg} \gamma_0 \sin \alpha,$$

и для такой конструкции подвески при отрицательном развале передаточные отношения и по ходу подвески, и по нагрузке равны:

$$i_x = i_y = [(b + \Delta b) / a] \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \xi + \operatorname{tg}^2 \alpha}. \quad (2.1.39)$$

При положительном угле развала $+\gamma_0$ величину Δb следует вычитать из b . Исходя из предположения, что углы ξ и α наклона амортизатора или винтовой пружины могут рассматриваться как отклонение от вертикали, можно пренебречь углами наклона оси (β на виде сзади и φ на виде сбоку). Однако угол α на виде сверху

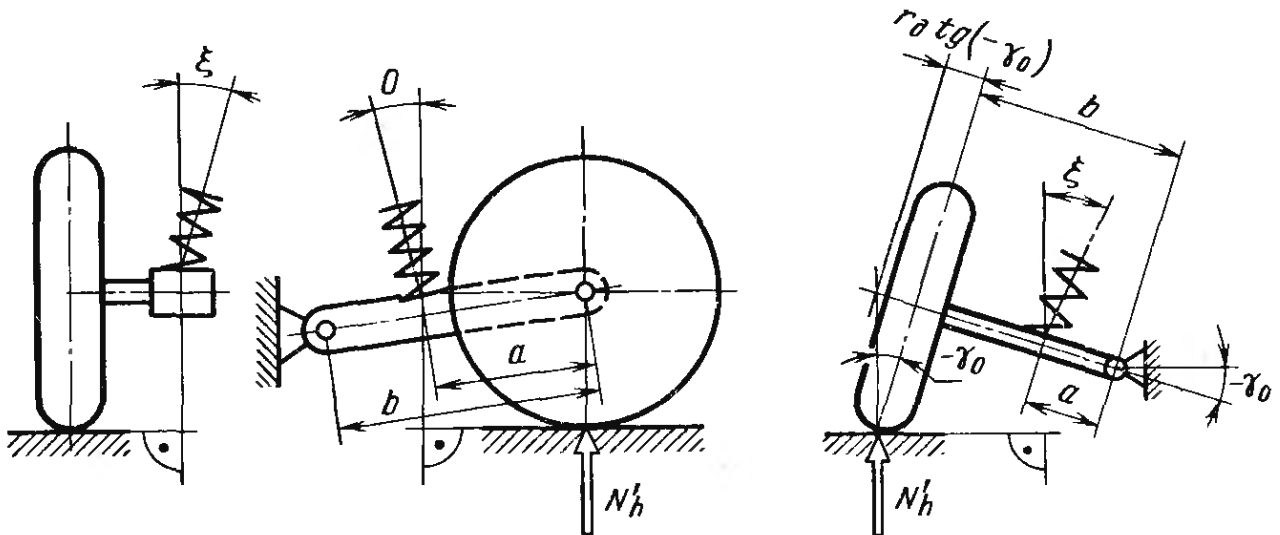


Рис. 2.21. В подвеске на продольных рычагах величины i_x и i_y зависят от пространственного угла наклона пружины, т. е. от ее отклонения от вертикали. Величины i_x и i_y при этом равны и определяются по уравнению (2.1.36)

Рис. 2.22. В однорычажной подвеске на поперечных рычагах i_x и i_y равны, но в связи с отрицательным ($-\gamma_0$) или положительным ($+\gamma_0$) развалом колес происходит соответственно увеличение или уменьшение колес. Это изменение колес учитывается при определении i_x и i_y [см. уравнения (2.1.37) (2.1.38)]

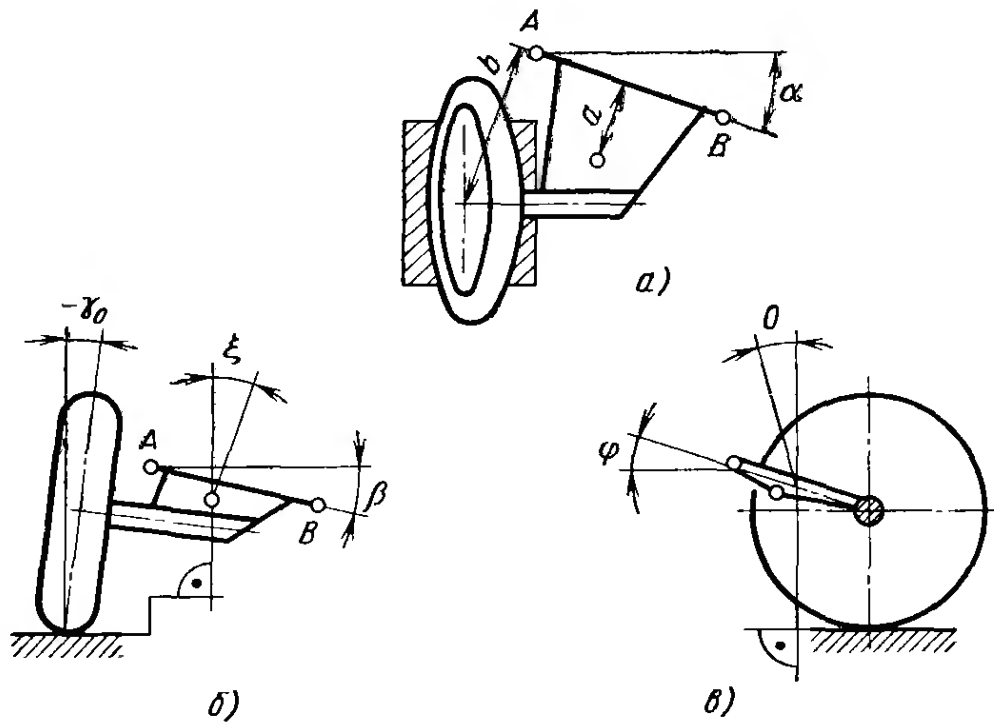


Рис. 2.23. Если в подвеске на косых рычагах пружина или амортизатор отклонены от перпендикуляра к плоскости дороги и величина этого отклонения определяется углами ξ и θ , то при определении i_x и i_y учитывается только угол α . Углы β и φ , определяемые на виде сзади (б) и виде сбоку (в), не учитываются [$i_x = i_y$, см. уравнение (2.1.39)] а — вид сверху

влияет на длину отрезков a и b , расположенных под прямым углом к повернутой на угол α оси AB . Передаточное отношение $i_{x,y}$ остается большим единицы также в том случае, если, как показано на рис. 2.24, расположенная по оси пружина смещена внутрь. Передаточное отношение $i < 1$ может быть получено только при смещении назад (рис. 2.25). В отличие от независимой подвески при неразрезной оси следует различать передаточные отно-

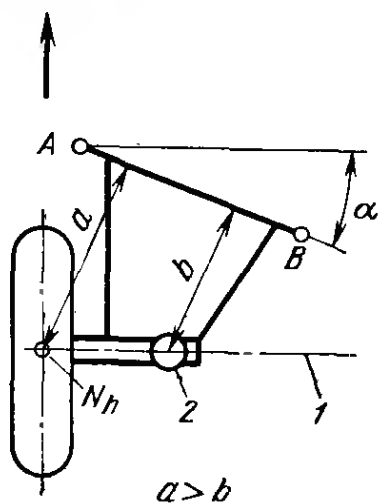


Рис. 2.24. Если пружина расположена под осью колеса и смещена вдоль нее к продольной оси автомобиля, то передаточное отношение $i_{x,y} = b/a$ в связи с наличием угла наклона α превышает единицу:

1 — ось колеса; 2 — пружина

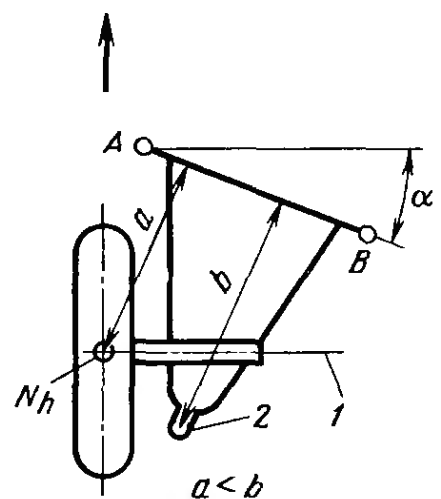


Рис. 2.25. При размещении амортизатора за осью колеса может быть $b > a$ и, следовательно, $i_x < 1$:

1 — ось колеса; 2 — амортизатор

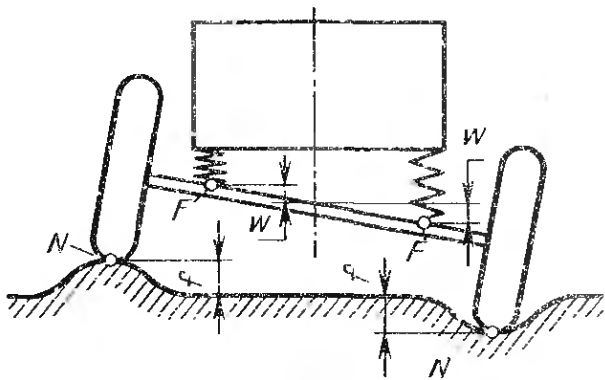


Рис. 2.26. При противоположных направлениях перемещения колес величина перемещения точек F крепления пружин меньше, чем перемещение точек N контакта колес с дорогой

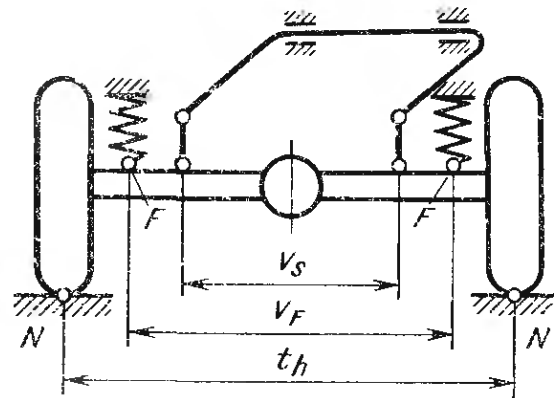


Рис. 2.27. При противоположных направлениях перемещения колес на повороте расстояние v_F между местами опоры пружин входит в передаточное отношение пружин $i_{wF} = t_h/v_F$. В передаточное отношение стабилизатора $i_{ws} = t_h/v_s$ входит расстояние v_s между точками соединения его концов. Это выражение справедливо независимо от того, крепятся ли концы стабилизатора к балке оси или к кузову (см. также рис. 2.32)

шения при вертикальном $i_{x,y}$ и при поперечно-угловом подрессоривании (см. рис. 2.3—2.5). Величина i_w не имеет отношения к расположению пружины или амортизатора, но служит лишь для расчета жесткости c_{2w} пружины, которая при движении на повороте, а также при поперечно-угловом подрессоривании обеспечивает сцепление с поверхностью дороги. Жесткость c_{2h} рассчитана для вертикального подрессоривания, т. е. исходя из того, что точки F крепления упругих элементов на ходах сжатия и отбоя перемещаются в одном направлении по отношению к опорной поверхности и проходят такие же расстояния, как точка N контакта колеса. Если же левая и правая стороны оси совершают противоположно направленные перемещения (рис. 2.26), то точки F перемещаются на величину W по дуге меньшего радиуса, чем точки N , которые перемещаются на величину f . Если расстояние между такими опорами упругих элементов v_F , а колея t_h , то в соответствии с рис. 2.27

$$i_w = t_h/v_h \quad (2.1.40)$$

и $i_w = f/w$.

Кроме того, в точке N имеет место меньшее изменение силы ΔN , чем на упругих элементах:

$$\Delta N = \Delta F/i_w, \text{ где } \Delta F = c_{2h}w;$$

$$c_{2w} = \Delta N/f = \Delta F/(i_w w) = c_{2h}w/(i_w^2 w).$$

С учетом этого теоретически

$$c_{2w} = c_{2h}/i_w^2 \quad (2.1.41)$$

При поперечно-угловых перемещениях листовые рессоры скручиваются относительно продольной оси, а резиновые шарниры

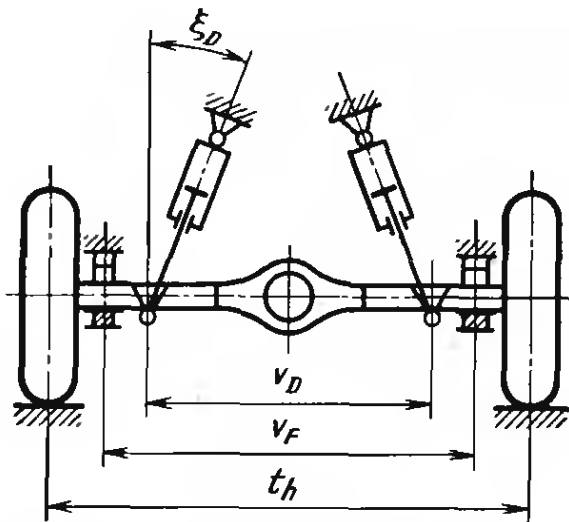


Рис. 2.28. При применении неразрезной балки оси пружины и амортизаторы должны быть максимально смещены наружу, чтобы передаточные отношения $i_{\omega F}$ и $i_{\omega D}$ лишь немного превышали единицу: $i_{xF} = 1$; $i_{xD} = 1/\cos \xi_D$; $i_{\omega F} = t_h/v_F$; $i_{\omega D} = t_h/(v_D \cos \xi_D)$

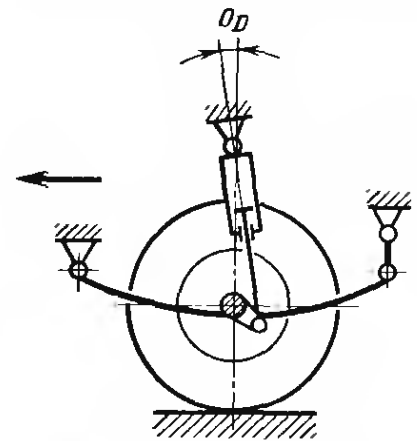


Рис. 2.29. Амортизатор может быть наклонен на угол o_D и на виде сбоку $[i_{xD}, \text{ см. уравнение (2.1.43)}]$

направляющих рычагов дополнительно нагружаются крутящим моментом. Как показали результаты испытаний, жесткость $c_{2\omega}$ увеличивается на 5 ... 35 %. Поэтому при расчетах следует учитывать повышающий коэффициент $B_g = 1,05 \dots 1,35$ (см. п. 2.5.7). За исключением подвески с дышлом (см. рис. 2.31—2.33), уравнение (2.1.41) справедливо для всех зависимых подвесок, при этом не имеет значения, закреплены на оси пружины амортизаторы или стабилизатор (см. рис. 2.27 и 2.132). Чем больше расстояние v_F , тем меньше i_{ω} и тем лучше устойчивость автомобиля на поворотах, который будет иметь меньшую склонность к крену. На легковых автомобилях пружины могут быть размещены только между колесами, в результате чего i_{ω} всегда больше единицы. Оси грузовых автомобилей, напротив, позволяют сместить наружу упругий элемент пневматической подвески кузова.

Благодаря жесткому соединению обоих колес между собой передаточные отношения и по ходу подвески, и по нагрузке при вертикальном подрессоривании равны, т. е. $i_x = i_y$. Поэтому в представленных ниже уравнениях указывается только i_x . В приведенных на рис. 2.27 и 2.28 примерах присоединения упругих элементов $i_x = 1$.

При отклонении оси амортизатора от вертикали на угол ξ передаточное отношение увеличивается и для амортизатора будет иметь вид

$$i_x = 1/\cos \xi_2. \quad (2.1.42)$$

Пространственный наклон, который на виде сбоку дает угол o (рис. 2.29), приводит к дополнительному возрастанию i_x , что является недостатком:

$$i_x = \sqrt{1 + \text{tg}^2 \xi_D + \text{tg}^2 o_D}. \quad (2.1.43)$$

Чем больше углы ξ_D и o_D отклоняются от вертикали, тем большими должны быть силы сопротивления, создаваемые в амортизаторе при сжатии и отбое. Кроме того, ξ_D (и, следовательно, i_x) увеличивается при ходе подвески вверх, т. е. тогда, когда сжатая пружина особенно нуждается в демпфировании. Учитывая это, фирма «Опель», применявшая на автомобилях старых моделей «Коммодор-1» [21, рис. 3.2/10] и «Кадетт Б» [21, рис. 3.2/15] наклонное расположение амортизаторов, на более новых моделях «Рекорд-II» (см. рис. 1.57 и 1.58), «Манта» и «Аскона» (см. рис. 2.32) установила их вертикально, чтобы получить $i_x \ll 1$. Фирмы «Фиат» и «Форд» уже в течение длительного времени устанавливают амортизаторы вертикально (см. [21, рис. 3.2/3, 3.2/7 и 3.2/8a]). Такую же установку амортизаторов применяют на старых и новых моделях фирмы «Ауто юнион» [21, рис. 3.2/20]. Если направляющими элементами для неразрезной оси являются четыре рычага и тяга Панара или просто четыре рычага, то, как правило, пружины опираются на два нижних рычага (см. [21, рис. 3.2/10—3.2/12a, 3.2/13] и рис. 1.53—1.57). В этом случае передаточное отношение будет выражаться следующим образом:

$$i_{xF} = b/(a \cos o_F). \quad (2.1.44)$$

Ось пружины может быть смещена от вертикали на угол o . Если верхняя и нижняя пары рычагов на виде сбоку располагаются под некоторым углом по отношению один к другому, то при относительных перемещениях колес и кузова в подвеске балка моста слегка поворачивается, т. е. точка 1 (рис. 2.30) крепления амортизатора проходит несколько больший путь, чем центральная часть 2 балки. Точное передаточное отношение для амортизаторов 3 можно получить по разности нанесенных на аналогичную схему отрезков c и d :

$$i_{xD} = \frac{d}{c} \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \xi_D + \operatorname{tg}^2 o_D}.$$

Однако разница в длине двух отрезков может быть столь мала, что с достаточной степенью точности можно использовать выражение

$$i_{xD} \approx \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \xi + \operatorname{tg}^2 o_D}. \quad (2.1.45)$$

При подвеске с дышлом [21, рис. 3.2/15—3.2/18] разностью между расстояниями c и в этом случае отрезком b пренебрегать нельзя (рис. 2.31). Во-первых, точка закрепления дышла нанесена на чертеж, т. е. отпадает необходимость в конструктивном определении расстояний, и, во-вторых, b значительно меньше, чем расстояние от центра поворота балки.

Если амортизаторы, как показано на рис. 3.2/15 [21], на виде сзади расположены наклонно, то на основе выражения

$$i_{xD} = b/(c \cos \xi_D) \quad (2.1.46)$$

получаем передаточное отношение, незначительно превышающее единицу. Преимуществом вертикально установленных амортизаторов является $i_x < 1$. На виде сверху (рис. 2.32) видны приваренные к балке моста чашки, на которые опираются винтовые пружины. В соответствии с рис. 2.31 определяем передаточное отношение

$$i_{xF} = b/a. \quad (2.1.47)$$

При наклонном положении пружины следует использовать выражение

$$i_{xF} = \frac{b}{a} \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \xi + \operatorname{tg}^2 \alpha}. \quad (2.1.48)$$

Преимуществом вертикальной установки пружины в подвеске с дышлом и передаточным отношением больше единицы является лучшее поддержание кузова на поворотах и меньшая склонность к крену. При вертикальных перемещениях ось колебаний совпадает с нанесенной на рис. 2.33 средней линии XX . В соответствии с уравнением (2.1.24) жесткость пружин

$$c_F = c_{2h} i_{xF}^2 = c_{2h} (b/a)^2,$$

но при движении по кривой происходит поворот кузова относительно продольной оси ZZ . Угол крена будет меньшим благодаря повышению поперечно-угловой жесткости подвески. Жесткость

c_{2w} при поперечно-угловом поддрессировании определяем по формуле

$$c_{2w} = c_F / i_w^2 = c_F (v/l_h)^2. \quad (2.1.49)$$

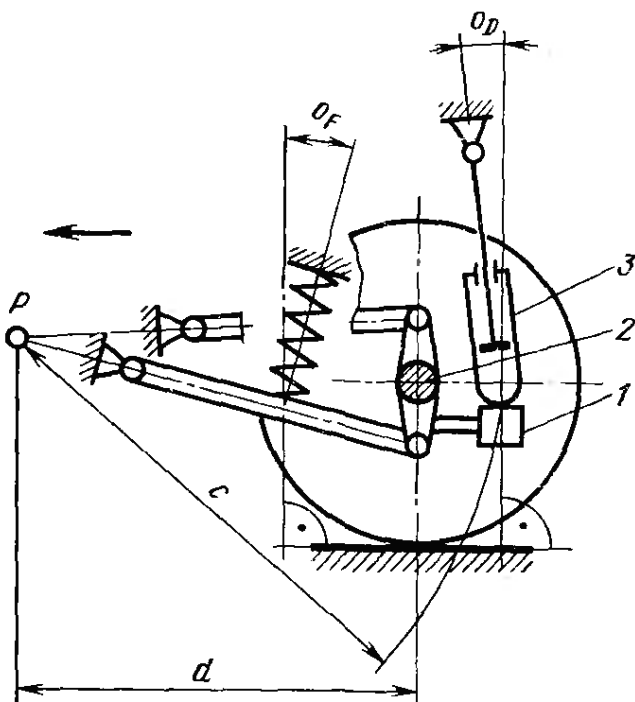


Рис. 2.30. Для неразрезной оси с четырьмя продольными рычагами в передаточное отношение амортизатора теоретически должно входить расстояние до центра поворота (т. е. отрезки c и d). Однако без учета этих расстояний ошибка невелика [i_{xF} , см. уравнение (2.1.44); i_{xD} , см. уравнение (2.1.45)]

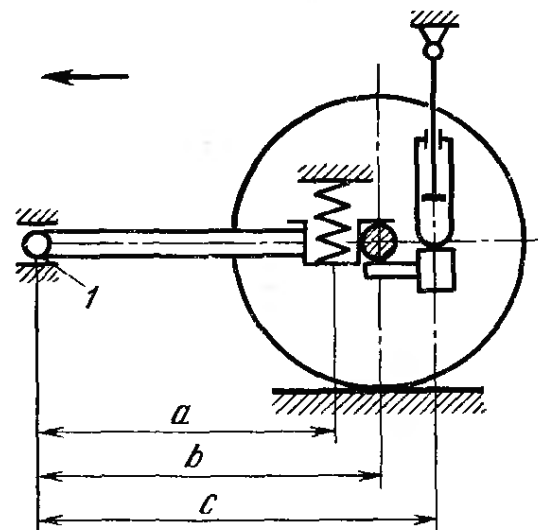


Рис. 2.31. Отрезки, учитываемые при определении передаточных отношений по ходу и по силам при подвеске с дышлом [i_{xD} , см. уравнение (2.1.46); i_{xF} , см. (2.1.47) или (2.1.48)]:

1 — шарнир дышла

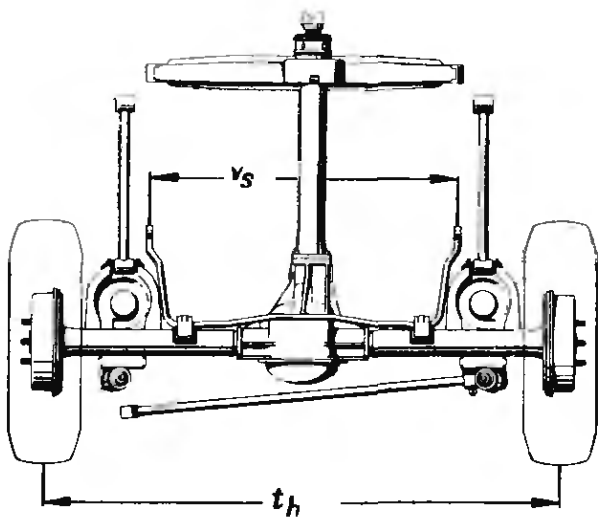


Рис. 2.32. Вид сверху на подвеску с дышлом модели «Опель-Манта». Хорошо видны смещения вперед от центра оси гнезда для спиральных пружин. Стержень стабилизатора закреплен на балке моста. Для определения передаточного отношения i_{w_s} стабилизатора при противоположных направлениях движения колес решающее значение имеет расстояние v_s между концами рычагов, которые крепятся к кузову

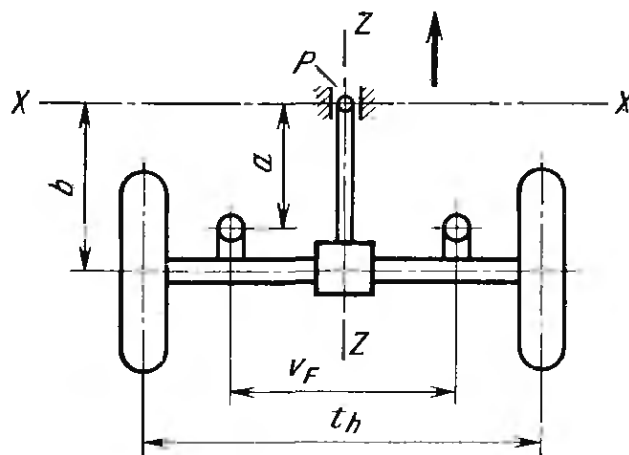


Рис. 2.33. В подвеске с дышлом при перемещении колес в одном направлении центром поворота подвески является ось XX . При противоположном направлении перемещения колес балка поворачивается относительно оси ZZ . Взаимная перпендикулярность осей вращения способствует повышению устойчивости на поворотах

Значение c_{2w} здесь выше, чем при других видах подвески с неразрезной осью, и по уравнению (2.1.40) $c_{2w} = c_{2h}/i_w^2$, а при $i_{x_F} > i_w$ оно может даже превышать единицу, т. е. быть более благоприятным, чем при независимой подвеске.

При независимых подвесках

$$c_{2w} = c_{2h},$$

а при подвеске с дышлом

$$c_{2w} = c_{2h} (i_{x_F}/i_w)^2 = c_{2h} (b/a)^2 (v/t_h)^2.$$

2.2. ПОДРЕССОРИВАНИЕ

2.2.1. Передняя ось

Передняя подвеска легкового автомобиля с кузовом седан или универсал должна быть максимально мягкой. Это необходимо для обеспечения комфортабельности водителя и пассажиров, защиты перевозимых грузов от вибраций и хорошего сцепления колес с дорогой. При низких частотах колебаний ($n_{II} \approx 30 \text{ мин}^{-1}$) восприимчивость человека к колебаниям и их скорости на 80 % ниже, чем при использовавшихся ранее жестких подвесках с частотами 100 мин^{-1} . Уменьшение жесткости подвески ограничено возможностью перемещения колес от среднего положения на ходе сжатия и отбоя $f_1 + f_2$, а также большим креном кузова на по-

воротах при мягкой подвеске. Для уменьшения крена следует использовать стабилизаторы. Замеры, проведенные на большом числе моделей легковых автомобилей, показали, что считающиеся комфортабельными (и оборудованные ствольными упругими элементами) автомобили фирм «Даймлер-Бенц», «Рено», «Ауто юнион» и «Крайслер» (Франция) имеют частоту колебаний подрессоренных масс передней подвески $n_{IIb} = 55 \dots 65 \text{ мин}^{-1}$, а общий ход подвески около 200 мм. На рис. 2.34 приведена характеристика передней подвески автомобиля среднего класса модели «Рено-6» с двигателем мощностью 47 л. с. (35 кВт) и рабочим объемом 1,1 л. По результатам испытаний были определены следующие параметры:

Жесткость подвески (для одного колеса) $c_{2b} = 8,5 \text{ Н/мм}$

Частота колебаний $n_{IIb} = 60 \text{ мин}^{-1}$

Общий ход подвески $f_{gv} = 207 \text{ мм}$

Частота колебаний, рассчитанная с использованием уравнений из п. 2.1.4, составляет $n_{IIerr} = 57 \text{ мин}^{-1}$ и на 8 % ниже частоты колебаний, полученной при испытаниях $n_{IIgem} = 62 \text{ мин}^{-1}$. Эта разница объясняется тем, что в расчет входит замеренная в статическом положении жесткость подвески c_{2b} и не учитывается динамичность влияния резиновых шарниров.

В автомобилестроении принято перемещения откладывать по оси X , а нагрузки на ось автомобиля — по оси координат Y . Для свободной оценки разности перемещений и соответствующего этой разности изменения сил (или наоборот) требуется применение достаточно крупного масштаба. По оси X следует использовать, по крайней мере, масштаб 1 : 1, а по оси Y откладывать не более 1000 Н на 2,5 ... 2 см. Эти величины постоянны для всей оси, поэтому, используя линейный участок кривой, можно по нему определить жесткость $c_{2bA} = 2c_{2b}$. Для автомобиля «Рено-6» с жесткостью передней подвески $c_{2bA} = 17 \text{ Н/мм}$ и нагрузкой на ось $G_{2b} = 5210 \text{ Н}$, что соответствует исходному положению, теоретически ход отбоя до положения, когда, как показано на рис. 2.35, пружина свободна от нагрузки,

$$f_{0b} = G_{2b}/c_{2bA} = 5210/170 = 30,7 \text{ см} \approx 307 \text{ мм}.$$

Практически столь большой ход не требуется, и, кроме того, он не осуществим конструктивно. На автомобиле ограничитель хода, установленный в амортизаторе, лимитирует его вполне достаточной величиной $f_{2b} = 115 \text{ мм}$. Изменение наклона кривой при $f = 30 \text{ мм}$ позволяет увидеть место включения ограничителя хода отбоя. Мягкая подвеска требует также аналогичного ограничения хода сжатия подвески. При отсутствии такого ограничителя, как видно на рис. 2.35, подвеска пробивалась бы при нагрузке

$$G_{b \text{ max}} = G_{2b} + c_{2bA}f_1 = 5210 + 17 \cdot 92 = 6780 \text{ Н}.$$

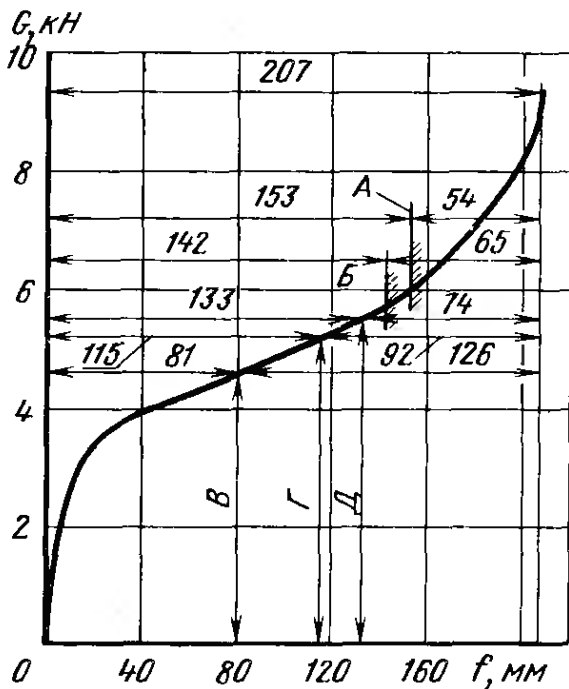


Рис. 2.34. Мягкая передняя подвеска модели «Рено-6» с большими ходами f имеет жесткость в расчете на ось $c_{2vA} = 17$ кН/мм или на одно колесо $c_{2v} = 8,5$ кН/мм. Частота колебаний, рассчитанная на основе жесткости подвески и масс деталей, $n_{IIerr} = 57$ мин⁻¹. При замере частота колебаний была несколько выше и составила $n_{IIgem} = 62$ мин⁻¹:

А — ограничитель хода сжатия при 6 кН; Б — допустимая нагрузка на ось 5,7 кН; В — без груза и пассажиров 4,61 кН; Г — два человека, 5,21 кН; Д — пять человек и груз, 5,5 кН

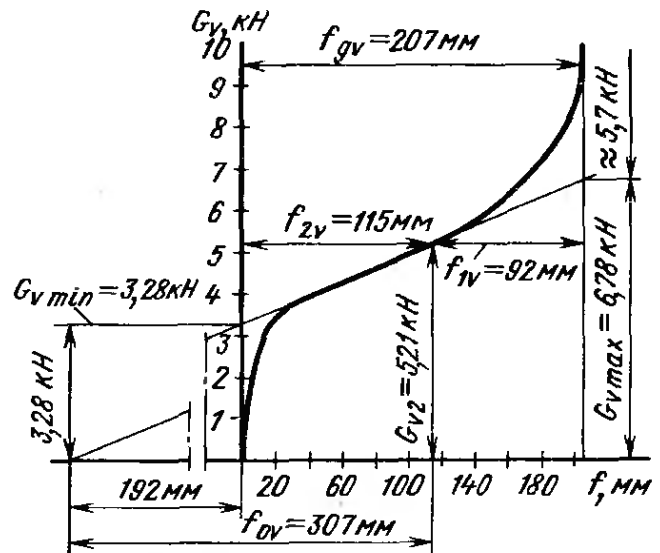


Рис. 2.35. При мягкой подвеске необходимы ограничители хода. При отсутствии ограничителя хода отбоя передняя подвеска модели «Рено-6» могла бы из нулевого положения перемещаться вниз на величину $f_{0v} = 307$ мм. При отсутствии ограничителя хода сжатия подвеска при $G_{v \max} = 6,78$ кН жестко «пробивалась» бы в конце хода. На рисунке указаны остаточные силы, которые воспринимаются ограничителями хода отбоя $G_{v \min} = 3,28$ кН и сжатия $\sim 5,7$ кН

В передней подвеске, моделей «Рено-4/6 (см. [21, рис. 3.4/10]) ограничитель хода сжатия, выполненный в виде полого упругого элемента, установлен на трубе амортизатора. На характеристике упругости подвески заметно очень мягкое включение этого ограничителя в работу при 6 кН (см. рис. 2.34). На участке длиной 54 мм характеристика упругости приобретает все больший наклон и при полностью сжатом ограничителе хода по касательной приближается к вертикали, ограничивая ход сжатия в желаемой мере. У автомобиля «Рено-6» ход подвески от среднего положения до включения ограничителя хода сжатия составляет 38 мм или 9 мм при полностью загруженном автомобиле (допустимая нагрузка на ось $G_{v6} = 5,7$ кН). Плавное включение ограничителя является основой высокой плавности хода.

На рис. 2.36 приведена характеристика упругости подвески автомобиля «Опель-Манта» (подвеска этого автомобиля приведена на рис. 2.130). Частота колебаний $n_{IIv} \approx 67$ мин⁻¹, примерно на 12% выше, чем у модели «Рено-6». Нагрузка на переднюю ось, если в кузове два человека, составляет $G_{v2} = 5,76$ кН, а жесткость подвески $c_{2v} = 12$ Н/мм. Несмотря на меньший общий ход под-

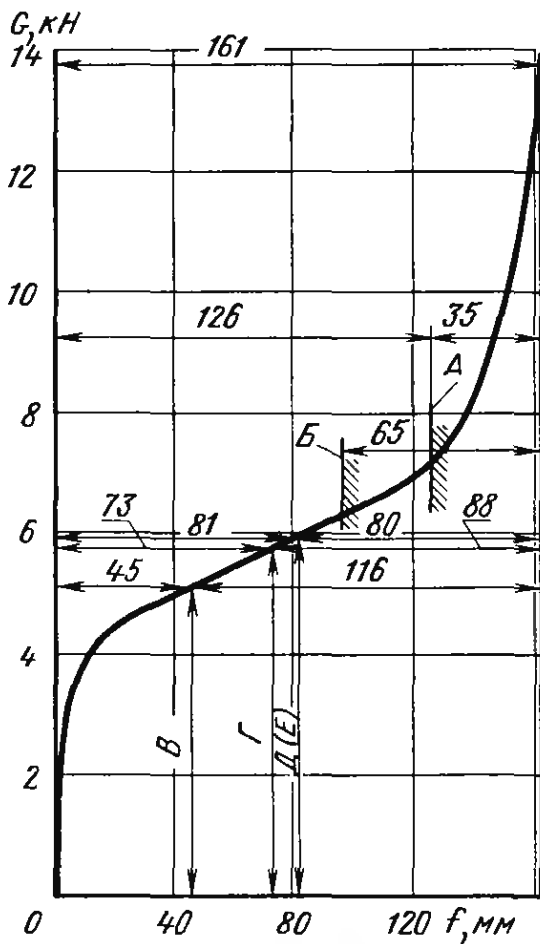


Рис. 2.36. Характеристика мягкой передней подвески модели «Опель-Манта». Жесткость подвески $c_{2vA} = 24$ Н/мм, $c_{2v} = 12$ Н/мм. Частота колебаний $n_{IIerr} = 64$ мин⁻¹, $n_{IIgen} = 72$ мин⁻¹: А — начало работы ограничителя хода сжатия 7,2 кН; Б — допустимая нагрузка на ось 6,3 кН; В — без нагрузки, 5, 10 кН; Г — два человека, 5,76 кН; Д — четыре человека, 5,95 кН; Е — пять человек, 6,04 кН

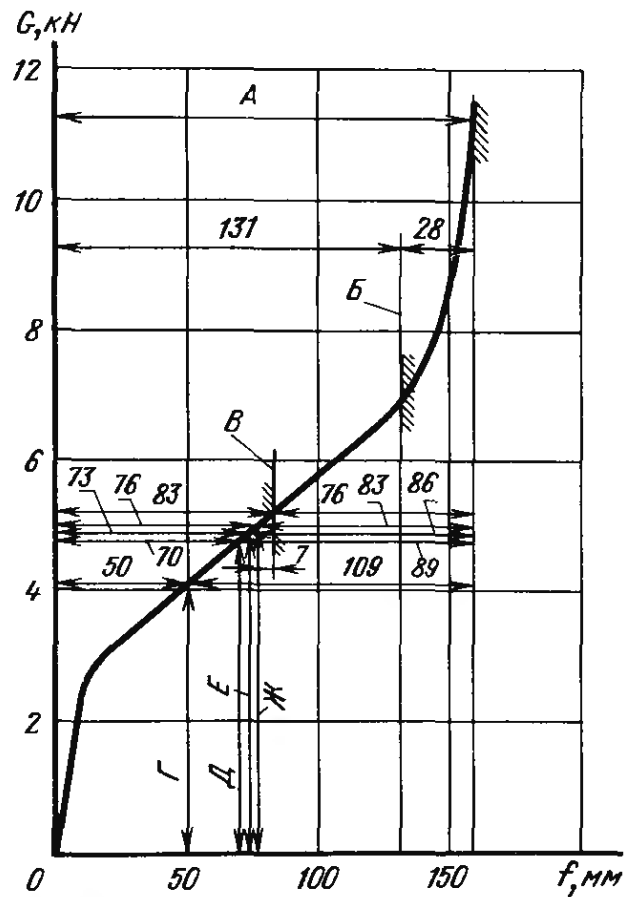


Рис. 2.37. Жесткая подвеска ($c_{2vA} = 34$ Н/мм, $c_{2v} = 17$ Н/мм) передней оси модели А-112. Частоту колебаний $n_{IIerr} = 83$ мин⁻¹ следует считать верхним пределом:

А — общий ход подвески 159 мм; Б — ограничитель сжатия, 6,96 кН; В — допустимая нагрузка на ось 5,20 кН; Г — без нагрузки, 41 кН; Д — два человека, 4,78 кН; Е — четыре человека, 4,99 кН, плюс багаж, 4,87 кН; Ж — четыре человека, 4,99 кН

вески $f_{20} = 161$ мм, имеются достаточные ходы сжатия ($f_{10} = 88$ мм) и отбоя ($f_{20} = 73$ мм). Это справедливо и при допустимой нагрузке на переднюю ось $G_{v0} = 6,3$ кН ($f_{10} = 65$ мм).

На рис. 2.37 показана характеристика упругости сравнительно жесткой подвески автомобиля «Аутобианки А-112», а на рис. 2.38 — исключительно мягкой гидроневматической подвески автомобиля «Ситроен ЖС». Оба автомобиля имеют примерно одинаковый ход отбоя подвески от среднего до крайнего нижнего положения колеса $f_{20} = 71$ мм. Однако модель А-112 имеет меньшую нагрузку на ось $G_{v2} = 4780$ Н и более высокую жесткость $c_{2v} = 17$ Н/мм. В связи с этим для модели А-112 характерна весьма высокая частота колебаний $n_{IIv} = 83$ мин⁻¹. Гидроневматическая подвеска модели «Ситроен» позволяет получить жесткость $c_{2v} = 5,7$ Н/мм и практически недостижимую без этого частоту $n_{IIv} = 41$ мин⁻¹. Чтобы при такой мягкой подвеске удерживать крен автомобиля в разумных пределах, необходим очень жесткий стабилизатор.

Подвеска модели ЖС приведена на рис. 2.70, а подвеска модели А-112, которая аналогична подвеске автомобиля «Фиат-128», — на рис. 3.5/8 [21]. Значительное влияние на динамическую жесткость подвески, кроме самого упругого элемента оказывает также демпфирование. Чем ниже уровень демпфирования, тем более комфортабельным кажется автомобиль. Однако при этом ухудшается контакт колес с дорогой (см. п. 2.1.1 и 2.1.6).

Как описано в [22, п. 7.6.5 и 7.6.6], величина демпфирования зависит главным образом от характеристик амортизатора. Однако к этому следует добавить силы трения в шарнирах подвески рулевого управления и т. п. Сила сухого трения в подвеске видна на петле гистерезиса подвески, полученной в процессе статических измерений. На рис. 2.39 показана характеристика упругости для модели «Рено-6», а средняя линия между двумя кривыми отмечена на рис. 2.34. Силу сухого трения 200 Н для двухрычажной подвески этого автомобиля на поперечных рычагах следует считать благоприятной. Исследования показали, что сила сухого трения в подвеске у разных автомобилей колеблется от 110 до 450 Н (у моделей «Манта» и

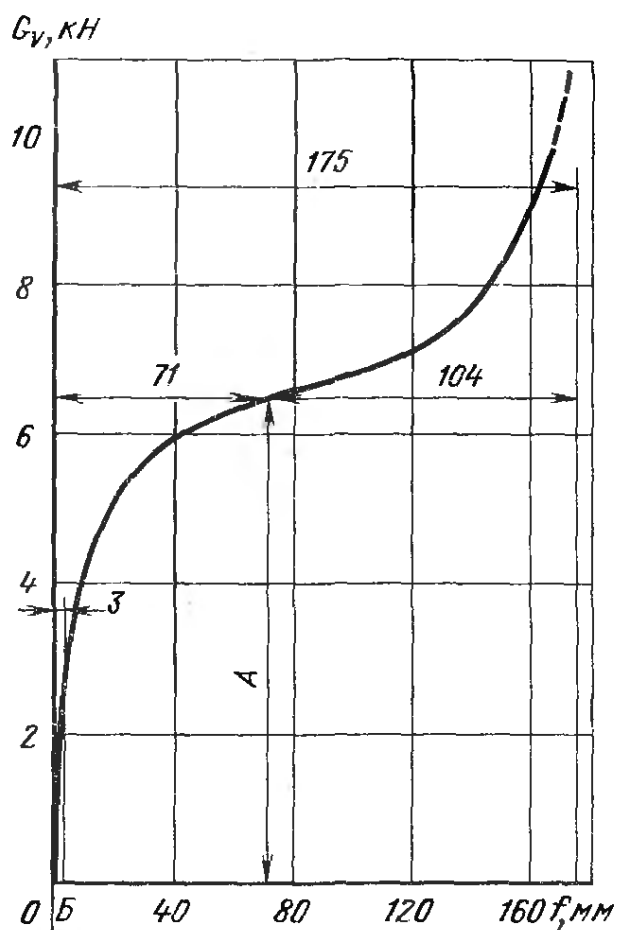


Рис. 2.38. Характеристика чрезвычайно мягкой передней подвески модели «Ситроен-ЖС», имеющей при нагрузке 6.3... 6.8 кН жесткость $c_{20} = 5,7$ Н/мм (приведенную к одному колесу) и $c_2 = 11,4$ Н/мм (приведенную к оси). Благодаря системе регулирования уровня ходы сжатия $f_{IV} = 104$ мм и отбоя $f_{20} = 71$ мм остаются постоянными независимо от нагрузки: А — два человека, 6,48 кН; Б — ограничитель хода отбоя

«Манта» и

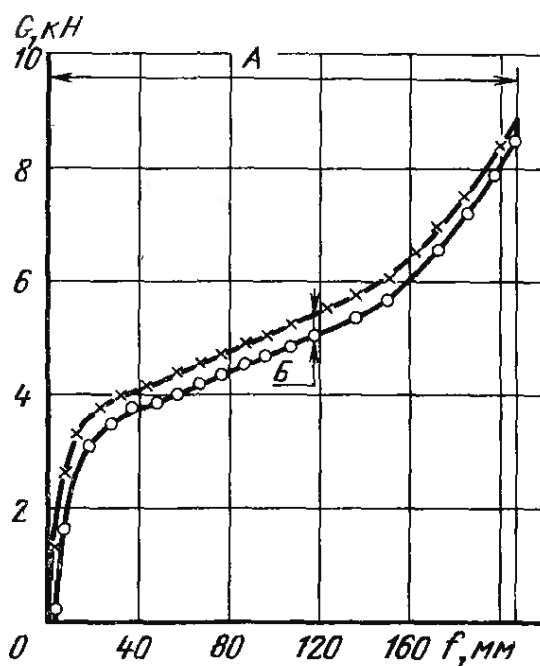


Рис. 2.39. Гистерезис передней подвески модели «Рено-6». Интервал между кривыми определяет величину трения, которое имеет место во всех деталях передней подвески: А — общий ход подвески; Б — внутренние силы демпфирования (400 Н)

А-112 сила трения составляет 250 Н, см. также [22, рис. 7.6—31].

При разработке конструкции передней подвески необходимо учитывать следующее (см. также табл. 2.1—2.3).

2.2.1.1. Расчет жесткости подвески c_{zv} проводится по выбранной частоте колебаний n_{110} с помощью уравнений (2.1.4) или (2.1.5) при условии, что в салоне автомобиля находятся водитель и пассажир (среднее положение G_{v2}). Проверка по формулам (2.1.3) или (2.1.21) не требуется. Динамическая деформация резиновых элементов в шарнирах приводит к повышению частоты по сравнению с расчетной до 10 %.

2.2.1.2. Ход отбоя следует предусмотреть не менее 65 мм от исходного положения, т. е. от положения, соответствующего загрузке автомобиля водителем и пассажиром массой по 65 кг каждый.

2.2.1.3. Ход сжатия. При допустимой нагрузке на переднюю ось G_{v6} должна быть предусмотрена возможность хода сжатия подвески не менее 55 мм. Обследование различных моделей легковых автомобилей показало, что разница между нагрузками G_{v2} и G_{v6} составляет от 400 до 1300 Н, а ход подвески между этими положениями от 10 до 50 мм. В качестве среднего можно принять значение 30 мм. С учетом изложенного получаем общий ход подвески $f_{gv} \geq 150$ мм.

2.2.1.4. Ограничитель хода. Необходимо предусмотреть на последних 30 ... 55 мм хода сжатия подвески мягкое включение прогрессивно действующего ограничителя хода. Этот ограничитель, кроме того, должен быть в состоянии воспринимать максимальные из возникающих нагрузок (см. п. 1.1 и 1.4).

2.2.2. Задняя ось

Выбор подвески для задней оси усложнен вследствие значительно большего диапазона изменения нагрузки на ось при двух весовых состояниях G_{h2} (два человека) и G_{h8} (допустимая нагрузка на заднюю ось) (см. [21, табл. 1.7/3]). Масса водителя и пассажира на переднем сиденье распределяется между передней и задней осями примерно поровну. Но если пассажиры займут заднее сиденье, то примерно 75 % их массы придется на заднюю ось. У автомобилей с классической компоновкой и передними ведущими колесами багажник расположен сзади. При его заполнении нагрузка на заднюю ось увеличивается примерно на 110 % массы груза в багажнике. У моделей с задним расположением двигателя багажник располагается впереди и потому соотношение обратное.

Если при полной загрузке автомобиля нагрузка на переднюю ось возрастает лишь на 10 %, то для задней оси увеличение нагрузки составляет 40 ... 100 %, что соответствует изменению

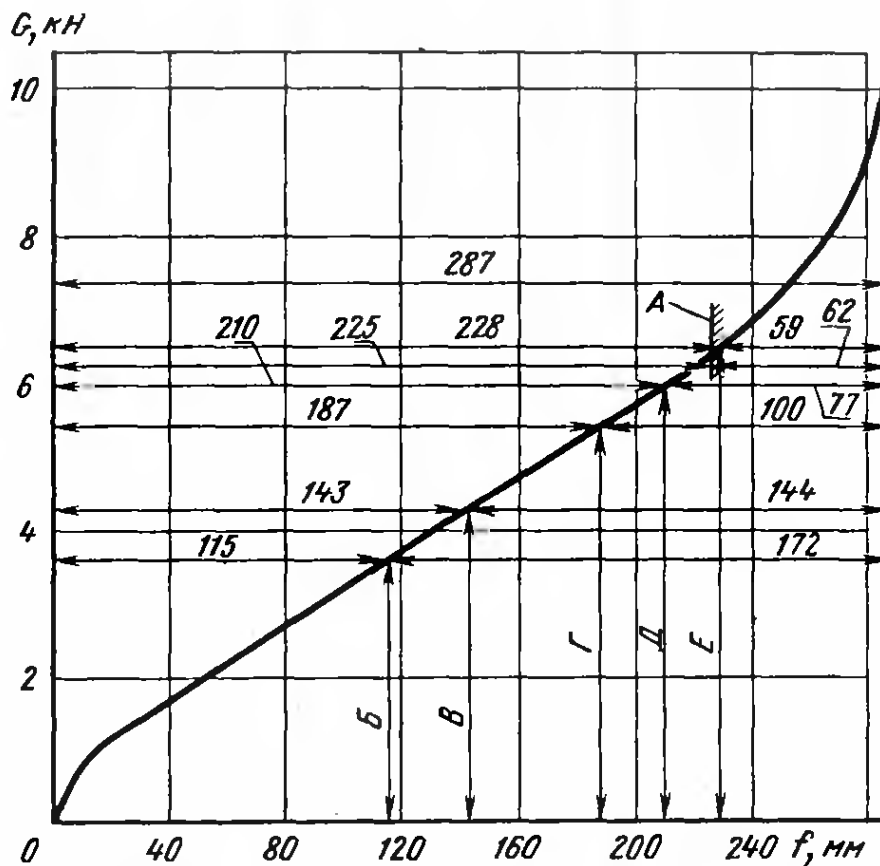


Рис. 2.40. Мягкая задняя подвеска модели «Рено-6» с линейной характеристикой и очень большим общим ходом 287 мм. Жесткость подвески $c_{2hA} = 26$ Н/мм, $c_{2h} = 13$ Н/мм. Частота колебаний $n_{IIgem} = 84$ мин⁻¹, $n_{IIerr} = 78$ мин⁻¹. Установлены ограничители ходов сжатия и отбоя в амортизаторе:

A — допустимая нагрузка на ось 6,4 кН; B — без нагрузки, 3,58 кН; В — два человека, 4,28 кН; Г — четыре человека, 5,41 кН; Д — пять человек, 5,98 кН; Е — пять человек плюс багаж, 6,5 кН

нагрузки $\Delta G_h \approx 2300$ Н. Для приведенной к оси средней жесткости подвески $c_{2hA} = 32$ Н/мм изменение нагрузки в 2300 Н вызовет относительное перемещение колеса в подвеске на $\Delta f_{1h} = 72$ мм. Эта величина должна быть учтена в общем ходе f_{gh} подвески. Если ход подвески является существенно большим, то для повышения комфортабельности следует стремиться к меньшей жесткости c_{2h} и более низкой частоте колебаний n_{IIh} .

На рис. 2.40 показана созданная с учетом этого подвеска модели «Рено-6», а на рис. 2.41 — установленная на автомобиль подвеска на продольных рычагах. Жесткость подвески составляет $c_{2h} = 13$ Н/мм на каждое колесо или соответственно 26 Н/мм на всю ось. Общий ход подвески $f_{gh} = 287$ мм. Поэтому в среднем положении (нагрузка два человека) ход отбоя подвески $f_{2h} = 143$ мм. При полной нагрузке ход сжатия подвески $f_{1h} = 62$ мм. Полученное по характеристике упругости изменение нагрузки

$$\Delta G_h = G_{h6} - G_{h2} = 6400 - 4280 = 2120 \text{ Н}$$

дает расчетную величину хода подвески вверх

$$\Delta f_{1h} = \Delta G_h / c_{2hA} = 2120 / 26 = 81,5 \text{ мм,}$$

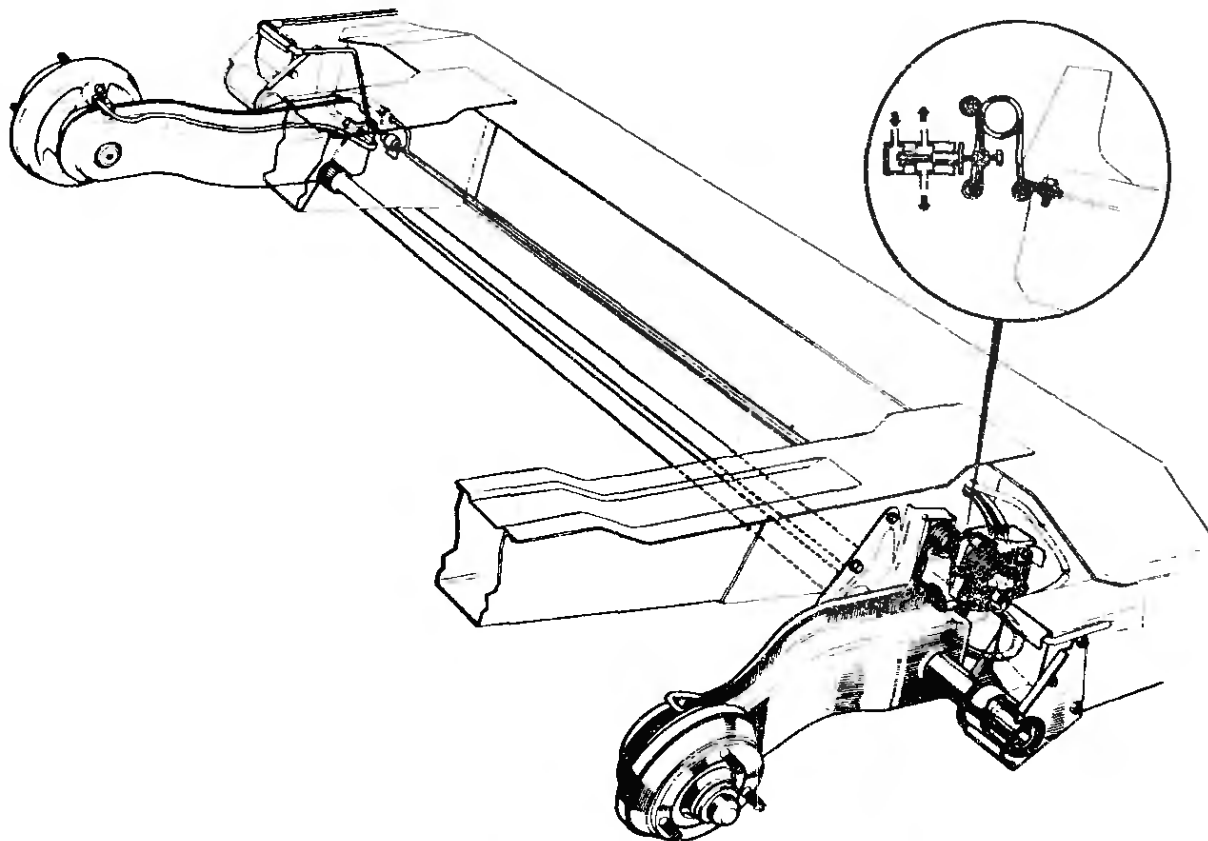


Рис. 2.41. Задняя ось модели «Рено-6», подвешенная на продольных рычагах. На рисунке не показан стабилизатор, закрепленный на рычагах (см. рис. 2.145)

которая соответствует полученному по характеристике перемещению 82 мм. Плавное увеличение крутизны характеристики упругости в конце хода сжатия позволяет заметить, что ограничитель хода, установленный на амортизаторе, включается в работу только после достижения допустимой нагрузки на ось и действует на последних 60 мм хода. Для обеспечения сопоставимости с другими моделями легковых автомобилей в процессе определения распределения нагрузки между осями с помощью взвешивания багаж укладывали в середине багажника. Имело место превышение допустимой осевой нагрузки на 100 Н (6500 Н вместо 6400 Н). Однако в связи с тем, что на модели «Рено-6» применена идущая до пола высокая задняя дверь, перемещение груза вперед не вызывает трудностей. На рис. 2.42 приведена полученная экспериментально характеристика упругости подвески этого автомобиля с весьма узкой петлей гистерезиса, с очень малой силой сухого трения * 110 Н при общем ходе подвески 228 мм.

Для крепления продольных рычагов требуется лишь по две резиновых втулки. С одной стороны, это является их достоинством, а с другой, отрицательно влияет на частоту колебаний. Как показано на рис. 2.40, расчетная частота колебаний составляет

* Сила сухого трения определяется по расстоянию по вертикали от средней линии до нагрузочной или разгрузочной ветви характеристики. — Прим. пер.

$n_{\text{Пerr}} = 78 \text{ мин}^{-1}$. Частота колебаний, полученная путем замера, превышает эту величину на 8 % и составляет $n_{\text{Пgem}} = 84 \text{ мин}^{-1}$.

В связи с необходимостью иметь пространство для хода сжатия подвески при неразрезной оси обеспечение большого хода подвески сопряжено с дополнительными затратами. В таких случаях рекомендуется использовать пружины с прогрессивной характеристикой.

На рис. 2.43 приведена полученная экспериментально характеристика упругости подвески модели «Опель-Манта» (подвеска с дышлом, см. рис. 2.32 и 2.33). Достоинством установленных на этой модели винтовых пружин из прошлифованного на конус прутка (см. рис. 2.97) является то, что ограничитель хода сжатия может включаться лишь на последних 18 мм хода подвески и потому может иметь небольшую толщину.

Изменение нагрузки

$$\Delta G = G_{h_1} - G_{h_2} = 7300 - 5140 = 2160 \text{ Н}$$

приводит к указанной на рисунке относительно небольшой величине хода сжатия $\Delta f_{1h} = 48 \text{ мм}$. Из-за незначительного опускания задней части кузова практически не меняется направленность света фар. При достаточной величине хода отбоя $f_{2h} = 93 \text{ мм}$, ход сжатия подвески $f_{1h} = 46 \text{ мм}$, который имеет место для полностью загруженного автомобиля и при нагрузке на заднюю ось 7300 Н, несколько мал.

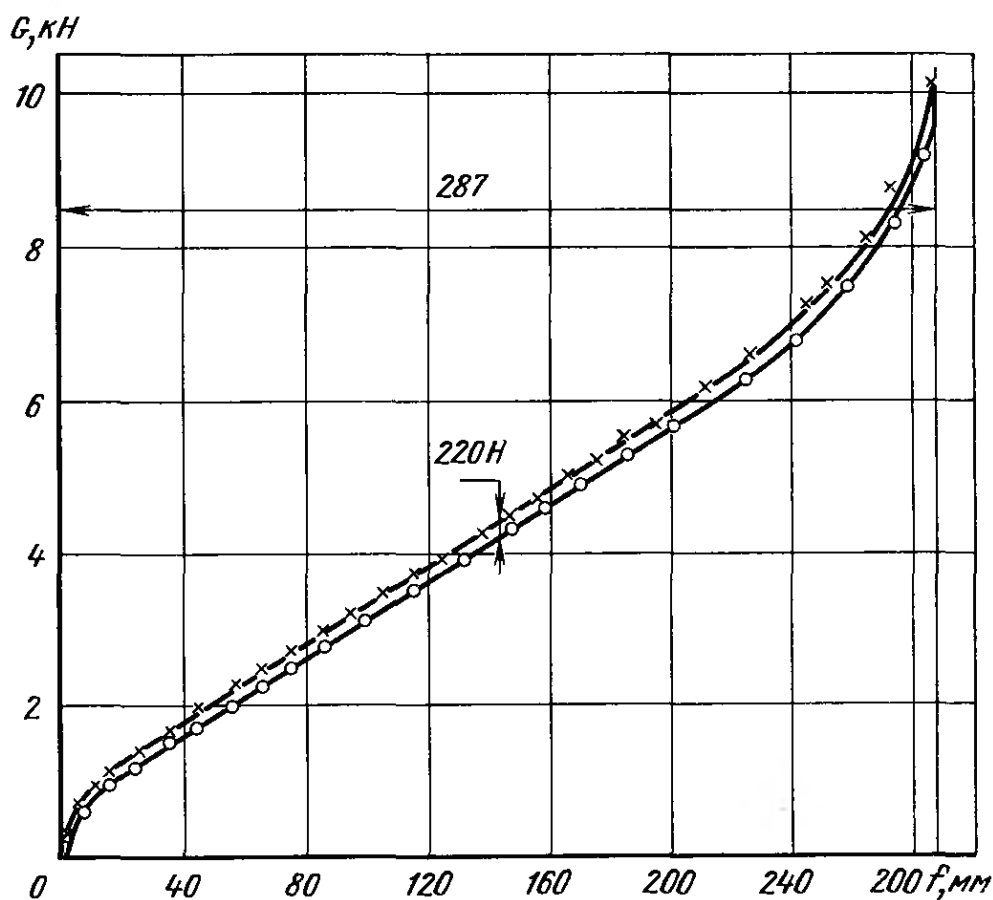


Рис. 2.42. Гистерезис задней подвески модели «Рено-6». Исключительно низкой является ширина петли гистерезиса подвески, равная 220 Н

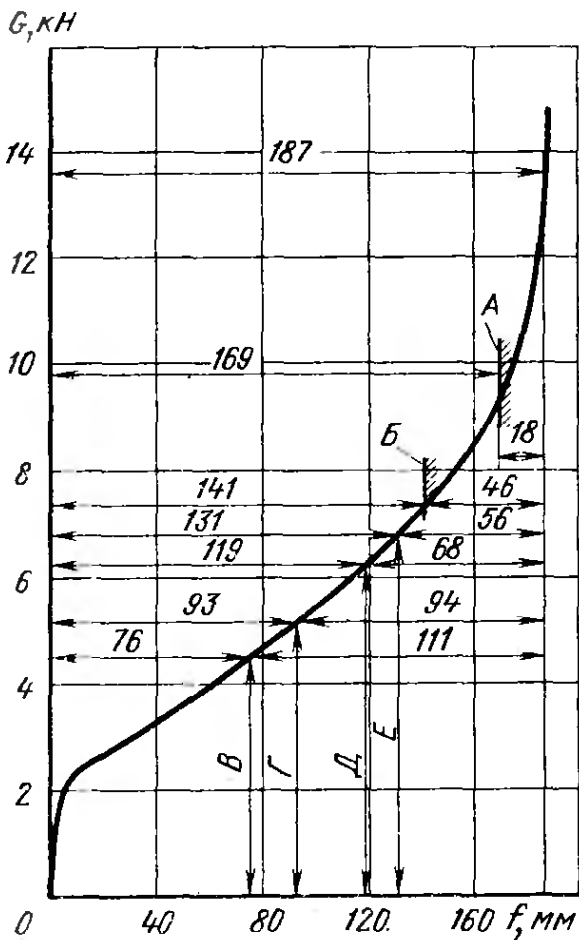


Рис. 2.43. Прогрессивная характеристика задней подвески модели «Опель-Мантa». Жесткость подвески: $c_{2hA} = 38,4$ Н/мм. $c_{2h} = 19,2$ Н/мм. Частота колебаний: $n_{IIgem} = 90$ мин⁻¹, $n_{IIerr} = 91$ мин⁻¹:

A — ограничитель хода сжатия включается в работу при 9,3 кН; B — допустимая нагрузка на ось 7,3 кН; C — автомобиль в снаряженном состоянии, 4,5 кН; D — два человека в салоне, 5,14 кН; E — четыре человека в салоне, 6,25 кН; F — пять человек в салоне, 6,8 кН

Вторым достоинством пружин с прогрессивной характеристикой является то, что частота колебаний n_{IIh} [мин⁻¹] незначительно изменяется при изменении нагрузки, что делает поездку в автомобиле более комфортабельной. Она определяется с помощью уравнения (2.1.1):

$$n_{IIh} = 9,55 \sqrt{c_{2h}/m_{2h}}$$

При увеличении нагрузки на ось увеличивается и жесткость пружины,

в то время как n_{IIh} и c_{2h}/m_{2h} должны остаться постоянными. На рис. 2.44 приведена рассчитанная по нескольким точкам зависимость жесткости c_{2h} подвески одного колеса автомобиля «Опель-Мантa» от нагрузки на заднюю ось. На этом же рисунке представлена и определяемая по приведенному выше уравнению частота n_{IIh} колебаний кузова. Для сравнения на рис. 2.45 приведены те же кривые для подвески автомобиля «Рено-6», имеющей линейную характеристику. Аналогичная прогрессивная характеристика может быть получена с помощью дополнительных упругих элементов (см. п. 2.2.3) или при торсионной подвеске благодаря использованию более коротких рычагов (см. рис. 2.121).

Почти такую же величину общего хода подвески, как и модель «Мантa», имеет значительно более легкий автомобиль «Аутобианки А-112». Если в салоне этого автомобиля находятся всего два человека, то в связи с небольшой нагрузкой на заднюю ось $G_{h2} = 3210$ Н и малой жесткостью подвески $c_{2h} = 14$ Н/мм частота колебаний кузова будет выше и равна $n_{IIh} = 94$ мин⁻¹. Величина хода отбоя $f_{2h} = 79$ мм при указанном значении G_{h2} вполне достаточная. Однако слишком малой является величина хода сжатия при полном использовании допустимой нагрузки на ось $G_{hb} = 6200$ Н. Необходимая прогрессивность характеристики упругости подвески обеспечивается ограничителем хода сжатия, который включается при нагрузке, равной 5250 Н, и действует на ходе колеса 45 мм. Изменение нагрузки $\Delta G_h =$

$= G_{h0} - G_{h2} = 2990 \text{ Н}$. При известной жесткости $c_{2hA} = 28 \text{ Н/мм}$ расчетным путем можно определить величину изменения хода подвески $\Delta f_{1h} = 107 \text{ мм}$. По результатам испытаний эта величина оказалась равной всего 85 мм, что объясняется несколько более ранним включением в работу ограничителя хода сжатия. На рис. 3.5/11 [21] приведена конструкция подвески «Макферсон», используемой для задней оси модели А-112. Ограничитель хода сжатия подвески расположен над нижним рычагом.

Для сравнения, а также чтобы дать исходные материалы для проектирования подвески, в табл. 2.1 и 2.2 приведены данные жесткости подвески в расчете на одно колесо c_{2h} , частоты собственных колебаний n_{IIerr} при двух человеках в салоне, каждый массой по 65 кг, что соответствует среднему положению, общему ходу подвески f_{g0} , ходу отбоя от положения без нагрузки до конца f_{RA} и до среднего положения Δf_{20} и от среднего положения до конца f_{20} , ходу сжатия от нулевого положения до конца f_{10} , разности в ходах сжатия между средним положением и положением при допустимой нагрузке Δf_{10} и ходу сжатия от положения при допустимой нагрузке на оси до конца f_{RE} для ряда известных моделей. При разработке конструкции задней подвески следует учитывать вариант загрузки «с водителем и почти пустым топливным баком». При этом дополнительно в качестве Δf_2 появится разность между исходным положением, соответствующим нагрузке, когда в салоне находятся два человека, и этим нижним пределом. Остаточный ход подвески f_{RE} от положения при до-

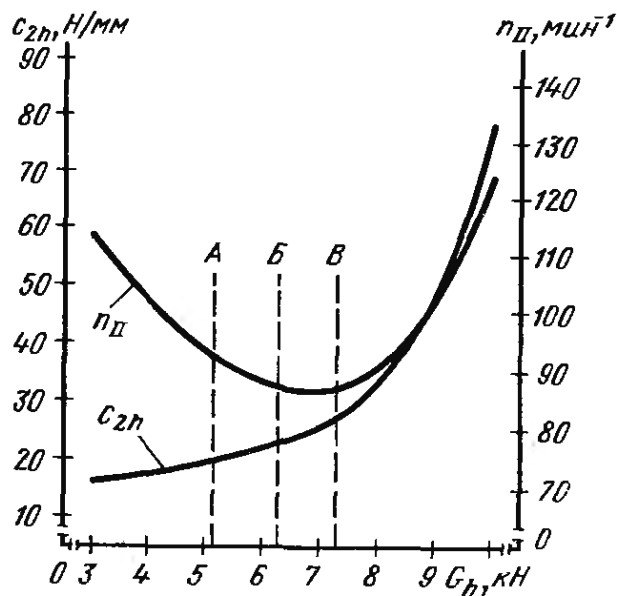


Рис. 2.44. Изменение жесткости подвески c_{2h} и частоты колебаний кузова n_{II} в зависимости от нагрузки на заднюю ось G_h , полученное расчетным путем для прогрессивной подвески модели «Опель-Манта»:

А — два человека в салоне, 5,14 кН; Б — четыре человека в салоне, 6,25 кН; В — допустимая нагрузка на ось 7,3 кН

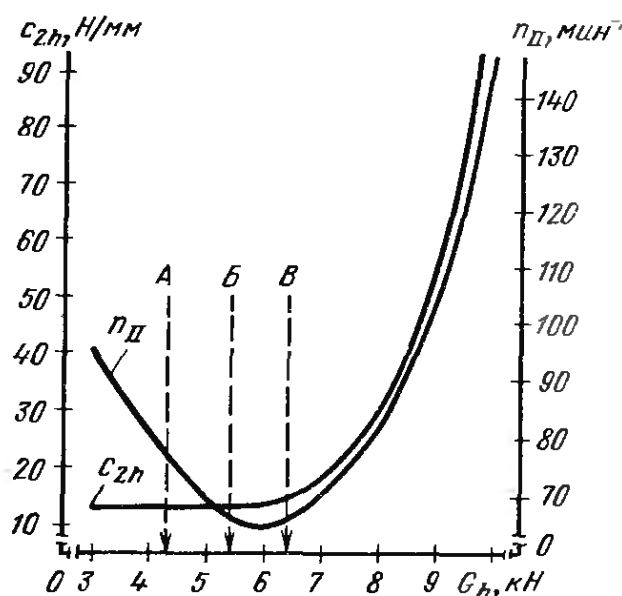


Рис. 2.45. Изменение жесткости подвески в расчете на одно колесо c_{2h} и частоты колебаний кузова n_{II} в зависимости от нагрузки на заднюю ось G_h , рассчитанные для модели «Рено-6»:

А — два человека в салоне, 4,28 кН; Б — четыре человека в салоне, 5,41 кН; В — допустимая нагрузка на ось 6,4 кН

2.4. Подвеска передних колес

Модель	Год начала выпуска	Мощность двигателя		c_{20} , Н/мм	n_{11err} , мин ⁻¹	f_{gv} , мм	Ход отбоя, мм			Ход сжатия, мм			Рвс.
		кВт	л. с.				f_{RA}	Δf_{2v}	f_{2v}	f_{1v}	Δf_{1v}	f_{RE}	
Альфа-Ромео	1973	89	121	22,6	87	140	36	11	47	93	74	19	—
Альфетта													
Даймлер-Бенц-280С	1973	118	160	17,7	61	197	75	24	99	98	25	73	—
Форд-Гранада-3000	1973	102	138	14,2	58	189	91	22	113	76	10	66	—
Даймлер-Бенц-200	1974	70	95	14,7	62	172	64	21	85	87	33	54	3.4/5 [21]
Опель-Рекорд-II/1700	1973	61	83	14,2	68	168	84	19	83	85	56	29	—
Форд-Таунус-1600-Икс-Л	1974	53	72	13,0	64	176	52	32	84	92	31	61	—
Фольксваген-1300	1973	32	44	9,0	70	136	46	28	74	62	86	36	3.7/1 [21]
Фольксваген-1303ЛС	1974	32	44	8,3	63	165	76	31	107	58	33	25	8.3/18 [22]
Рено-6	1971	35	47	12,7	57	207	81	34	115	92	27	65	3.4/10 [21]
Рено-15ТС	1974	66	90	12,6	62	165	90	25	115	50	28	22	3.4/7a [21]
Фольксваген													
Пассат-ЛС	1974	55	75	13,2	66	178	78	27	105	73	27	46	8.3/6a [22]
Ауди-80ЖЛ	1973	63	85	12,8	65	167	79	25	104	63	20	43	8.3/6a [22]
Фольксваген-К70	1973	55	75	14,7	65	172	90	20	110	62	22	40	3.5/7 [21]

2.2. Подвеска задних колес

Модель	Год начала выпуска	Мощность двигателя		c_{20} Н/мм	n_{11err} мин ⁻¹	f_{gv} мм	Ход отбоя, мм			Ход сжатия, мм			Рис.
		кВт	л. с.				f_{RA}	Δf_{20}	f_{20}	f_{10}	Δf_{10}	f_{RE}	
Альфа-Ромео-Альфетта	1973	89	121	22,1	86	163	36	22	58	105	47	58	—
Даймлер-Бенц-280С	1973	118	160	20,0	69	220	90	15	105	115	68	47	—
Форд-Гранада-3000	1973	102	132	18,1	71	240	90	18	108	132	57	75	—
Даймлер-Бенц-200	1974	70	95	17,7	70	223	82	18	100	123	73	50	3.10/6 [21]
Опель-Рекорд-II-1700	1973	61	83	19,1	85	182	65	12	77	105	57	48	6.5/12a
Форд-Таунус-1600-Икс-Л	1974	53	72	22,9	108	169	46	14	60	109	68	41	3.2/13 [21]
Фольксваген-1300	1973	32	44	16,5	78	210	100	18	118	92	34	58	3.8/4 [21]
Фольксваген-1303ЛС	1974	32	44	17,5	80	174	78	20	98	76	38	38	—
Рено-6	1971	35	47	12,8	78	287	115	27	143	144	82	62	7.2/76
Рено-15ТС	1974	66	90	14,7	85	199	74	20	94	105	59	46	3.2/126
Фольксваген-Пассат-ЛС	1973	55	75	19,6	100	163	59	14	73	90	52	38	—
Ауди-80-ЖЛ	1973	63	85	16,7	95	173	51	19	70	103	79	24	—
Фольксваген-К70	1973	55	75	16,7	84	235	98	20	118	117	67	50	3.10/9

пустимой нагрузке на ось до полностью сжатого упора не должен быть меньше 50 мм. Меньше этой величины не должен быть и ход отбоя f_{RA} в задней подвеске переднеприводных моделей и моделей с классической компоновкой. У моделей с задним расположением двигателя топливный бак, как правило, располагается впереди. Следует поэтому позаботиться об остаточной величине хода подвески. У автомобиля модели «Фольксваген-1303 ЛС» характеристики подвески указаны при отрицательном плече обкатки.

В табл. 2.3 приведены соответствующие значения нагрузки на ось и их изменения, $G_{сн}$ — вес в снаряженном состоянии; $G_{пг}$ — полезная грузоподъемность; $G_{рпв}$ — разрешенный полный вес. Поэтому при проектировании задней подвески необходимо учитывать следующее.

2.2.2.1. Жесткость подвески c_{2h} , приведенная к колесу, рассчитывается как функция частоты колебаний независимо от того, является характеристика упругости подвески линейной или прогрессивной. Величина $n_{пг}$ при нагрузке на ось G_{h2} (два человека в салоне) должна по возможности находиться в пределах между 70 и 80 мин^{-1} и во всяком случае не превосходить 90 мин^{-1} . Чтобы исключить преждевременный пробой подвески и неоправданно высокую нагрузку на ограничитель хода сжатия при полностью загруженном автомобиле, нижним пределом следует считать $n_{пг} = 65 \text{ мин}^{-1}$.

2.2.2.2. Ход отбоя. При определении величины хода отбоя следует предусмотреть ход не менее 50 мм для случая, когда расположенный в заднем свесе или над осью топливный бак почти пуст, а в салоне находится только водитель. Эта разгрузка автомобиля (по сравнению с исходным положением при G_{h2}) в среднем приводит к подъему кузова на величину $\Delta f_2 \approx 20 \text{ мм}$, т. е. почти на ту же величину, что и до положения, соответствующего «снаряженному автомобилю». Таким образом, для положения, когда в салоне находятся 2 человека, следует предусматривать величину хода отбоя $f_{2h} \geq 70 \text{ мм}$.

2.2.2.3. Ход сжатия. При полной нагрузке, т. е. в том случае, когда фактическая нагрузка на ось равняется допустимой, величина хода сжатия подвески должна быть не менее 50 мм. Учитывая, что среднее изменение высоты кузова Δf_1 при изменении нагрузки от исходного положения до полной нагрузки составляет от 60 до 80 мм, полный ход подвески должен быть $f_{gh} = 190 \text{ мм}$. Уменьшение этой величины может быть осуществлено только за счет следующих мер:

- а) прогрессивная характеристика упругости подвески;
- б) повышение жесткости при линейной характеристике;
- в) уменьшение хода сжатия подвески до величины меньшей, чем $f_{RE} = 50 \text{ мм}$. Однако последняя мера может значительно ухудшить устойчивость автомобиля при выполнении поворота. С наружной стороны происходит увеличение нагрузки, равное уменьшению ее с внутренней стороны, поскольку в целом нагрузка

2.3. Нагрузки на оси при различной загрузке автомобилей, кН

Модель автомобиля	Передняя подвеска					Задняя подвеска					$G_{сн}$	$G_{пг}$	$G_{рлв}$
	G_{v0}	ΔG_{v1}	G_{v2}	ΔG_{v2}	G_{v6}	G_{h0}	ΔG_{h1}	G_{h2}	ΔG_{h2}	G_{h6}			
Классическая компоновка													
Альфа-Ромео Альфетта	5,52	0,66	6,18	1,82	8,0	5,74	0,64	6,38	2,42	8,8	11,26	3,74	15,0
Даймлер-Бенц-280С	8,66	0,59	9,25	0,95	10,2	7,66	0,71	8,37	2,73	11,1	16,32	4,98	21,3
Форд-Граната-3000	7,81	0,63	8,44	0,36	8,7	6,69	0,67	7,36	2,44	9,8	14,50	4,00	18,5
Даймлер-Бенц-200	7,07	0,66	7,73	1,02	8,8	6,55	0,64	7,19	2,66	9,9	13,62	4,98	18,6
Опель-Рекорд-IV/1700	5,69	0,69	6,38	0,77	7,2	5,33	0,61	5,94	2,22	8,5	11,12	3,88	15,6
Форд-Таунус-1600-Икс-Л	5,54	0,66	6,20	0,80	7,0	4,71	0,64	5,35	3,05	8,4	10,25	4,45	14,7
Заднее расположение двигателя													
Фольксваген-1300	3,31	0,71	4,02	0,88	4,9	4,94	0,59	5,53	1,57	7,1	8,25	3,75	12,0
Фольксваген-1300ЛС	3,64	0,66	4,30	1,10	5,4	4,98	0,64	5,62	1,98	7,6	8,62	4,28	12,9
Передний привод													
Рено-6	4,61	0,60	5,21	0,49	5,7	3,58	0,70	4,28	2,12	6,4	8,20	3,8	12,0
Рено-15ТС	5,95	0,66	6,61	0,79	7,4	3,90	0,64	4,54	2,06	6,5	9,85	3,65	13,5
Фольксваген-Пассат-ЛС	5,31	0,68	5,99	0,81	6,8	3,51	0,62	4,13	2,67	6,8	8,82	4,28	13,1
Ауди-80ЖЛ	5,41	0,68	6,09	0,51	6,6	3,31	0,62	3,93	2,67	6,6	8,72	4,08	12,8
Фольксваген-К70	6,39	0,66	7,05	0,85	7,9	4,25	0,64	4,89	3,11	8,0	10,64	4,96	15,6

на ось при этом не меняется. В этом случае недостаточный при полной нагрузке ход сжатия (рис. 2.46) за счет резкого возрастания жесткости подвески приводит к тому, что с внутренней стороны кузов поднимается значительно больше, чем с наружной (рис. 2.47). Из-за этого центр тяжести кузова поднимается вверх на величину Δh_{ω} , которая будет тем больше, чем быстрее движется автомобиль при повороте. Увеличиваются угол крена и перераспределение нагрузки между колесами, а также наклон шин. В результате автомобиль раньше теряет устойчивость. Если, например, для модели «Аутобианки А-112» (см. рис. 2.46) при полном использовании допустимой нагрузки на заднюю ось, равной 6200 Н, изменение нагрузки на колеса составит $\pm \Delta N_h = 2000$ Н, то остаточная величина хода сжатия $f_h = 19$ мм, а хода отбоя $f_h = 50$ мм. Кузов поднимается на величину

$$\Delta h_{\omega} = (f_2 - f_1)/2 = (50 - 19)/2 = 15,5 \text{ мм.}$$

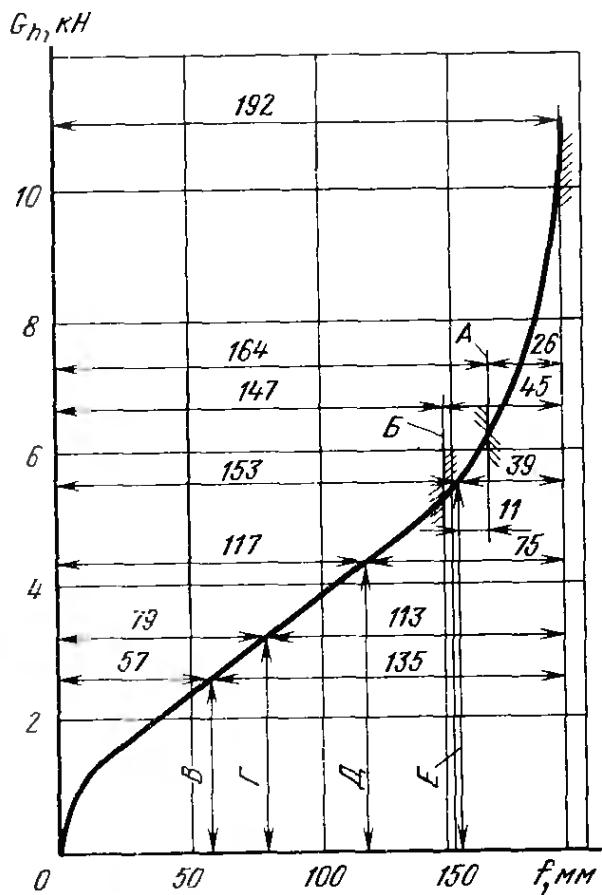


Рис. 2.46. Характеристика задней подвески модели «Аутобианки А-112». Ход сжатия $f_h = 28$ мм при использовании допустимой нагрузки на ось является слишком малым. Жесткость подвески: $c_{2hA} = 28$ Н/мм, $c_{2h} = 14$ Н/мм. Частота колебаний $n_{Herr} = 94 \text{ мин}^{-1}$.

А — допустимая нагрузка на ось, 6,2 кН; Б — ограничитель хода сжатия, 5,25 кН; В — автомобиль в снаряженном состоянии, 2,59 кН; Г — два человека в салоне, 3,21 кН; Д — четыре человека в салоне, 4,3 кН; Е — то же, плюс багаж, 5,53 кН

Центр тяжести перемещается вверх на величину, несколько превышающую половину этого расстояния (т. е. около $\Delta h = 8,5$ мм). При этом варианте загрузки автомобиля центр тяжести располагается за серединой автомобиля. Как можно видеть на рис. 4.2/4 [21], передняя

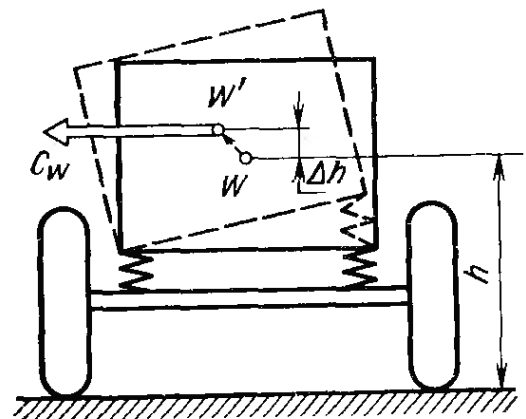


Рис. 2.47. Если остаточная величина хода сжатия подвески мала, то внешняя по отношению к центру поворота сторона кузова опускается на повороте меньше, чем поднимается внутренняя его сторона. В результате центр тяжести кузова перемещается из точки W в точку W' , поднимаясь на величину Δh

подвеска этой модели в основном рабочем диапазоне имеет линейную характеристику.

В некоторых случаях величина хода сжатия подвески должна быть ограничена, чтобы избежать касания дороги кузовом или глушителем. Меньше проблем связано с обеспечением достаточного хода отбоя. Здесь ограничивающими факторами являются допустимые углы в шарнирах карданного вала и полуосей, а также углы, которые допускают шарниры рычагов (см. [21, пп. 3.1.3 и 3.1.4]).

2.2.3. Ограничители хода и дополнительные упругие элементы

Следует различать ограничители хода и дополнительные упругие элементы. Первые включаются в работу только в конце хода подвески и их функцией является ограничение хода без дополнительных шумов. Дополнительные упругие элементы начинают действовать значительно раньше и участвуют в восприятии усилий на большей части хода подвески. При полном сжатии они выполняют функции ограничивающего упора. На рис. 2.48 приведен пример применяемого ограничителя хода сжатия подвески. Ограничители обычно изготавливают из резины, и их размеры определяют без труда. Соединение таких ограничителей с кузовом или рычагом осуществляют с помощью резьбовой шпильки М8, которую приваривают к стальной пластине. Последнюю соединяют с резиновым элементом вулканизацией.

На рис. 2.49 приведена характеристика упругости ограничителя хода сжатия. При этом учтено передаточное отношение i_x от шарнира рычага подвески до места крепления ограничителя (см. п. 2.1.7). Чем больше величина i_x , тем большая сила действует на ограничитель хода. В подвеске передних колес ограничитель хода можно укрепить на нижнем рычаге и при пробое

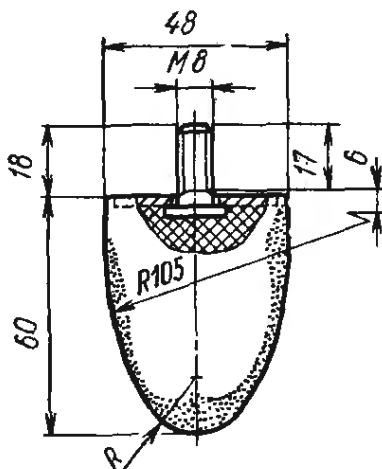


Рис. 2.48. Ограничитель хода сжатия из монолитной резины, изготовленный фирмой «Боге», имеет вулканизированную крепежную пластину

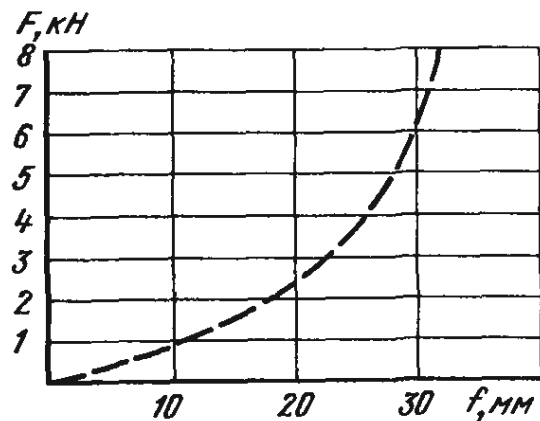


Рис. 2.49. Силы F , воспринимаемые ограничителем хода сжатия, приведенным на рис. 2.48, в зависимости от его деформации f

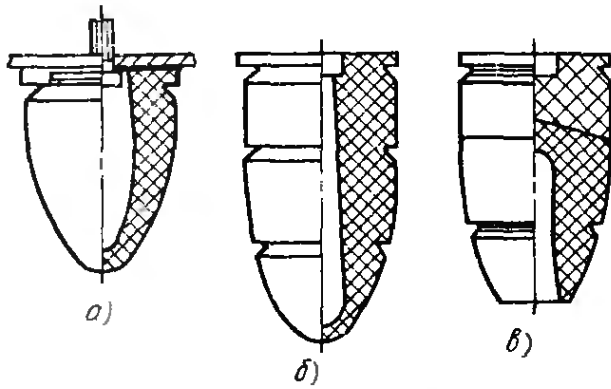


Рис. 2.50. Различные варианты исполнения дополнительных упругих элементов из ячеистого полиуретана:

а — упругие элементы для подвесок с малым и средним ходом; б — упругие элементы для подвесок с большим ходом; в — двухслойный упругий элемент с открытой полостью

подвески он будет упираться в надрамник (см. [21, рис. 3.4/4], автомобиль «Опель-Адмирал»). Ограничитель может быть установлен и на поперечине кузова. В этом случае он при пробое будет упираться в рычаг подвески, как у автомобиля «Фиат-132» (см. рис. 1.42) или «Фиат-128» (см. [21, рис. 3.5/11]).

Ограничитель, приведенный на рис. 3.4/4 [21] для обеспечения более прогрессивной характеристики упругости, выполнен полым и закреплен с помощью подпятника и заклепок. На рис. 3.9/3 [21] показана установка несколько более высокого ограничителя в подвеске на продольных рычагах автомобиля «Пежо-104». На рис. 3.10/4 [21] можно видеть установку дополнительных пружин внутри основных на автомобилях БМВ 1602/2002. Для ограничения перемещения неразрезной балки обычно применяют два ограничителя, устанавливаемых с обеих сторон в продольных пазах кузова автомобилей «Воксхолл-Вива» [21, рис. 3.2/3] и «Ауди» [21, рис. 3.2/20]. При пробое подвески балка упирается в эти ограничители. Дополнительные упругие элементы в связи с работой на более длинном участке имеют и большую высоту. На рис. 2.50 показаны различ-

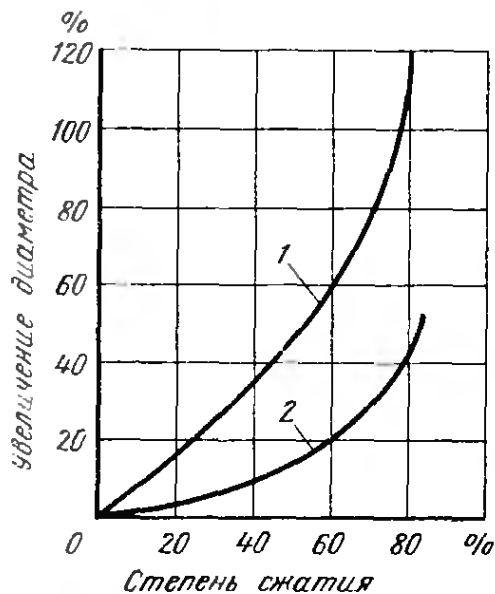


Рис. 2.51. Увеличение диаметра ограничителя хода из монолитной резины 1 по сравнению с ограничителем из ячеистого полиуретана 2 в зависимости от степени сжатия

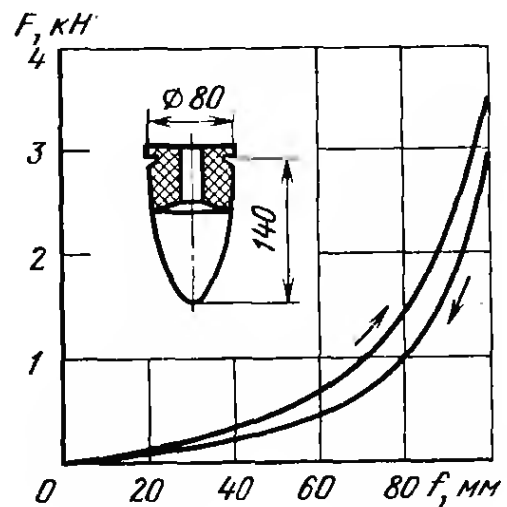


Рис. 2.52. Характеристика дополнительного упругого элемента высотой 140 мм, изготовленного из ячеистого полиуретана

ные формы упругих элементов из ячеистого полиуретана, который является чрезвычайно прочным и износостойким синтетическим материалом, по своим свойствам напоминающим резину. При вспенивании этого материала образуется плотный и износостойкий наружный слой, который защищает от повреждений внутреннюю вспененную часть. Благодаря наличию в материале замкнутых пузырьков воздуха упругий элемент под действием нагрузки сжимается, но его наружные размеры (в отличие от резины) увеличиваются незначительно.

На рис. 2.51 показано увеличение наружного диаметра ограничителя хода под нагрузкой. При сжатии до 80 % начальной высоты упругого элемента увеличение диаметра составляет для

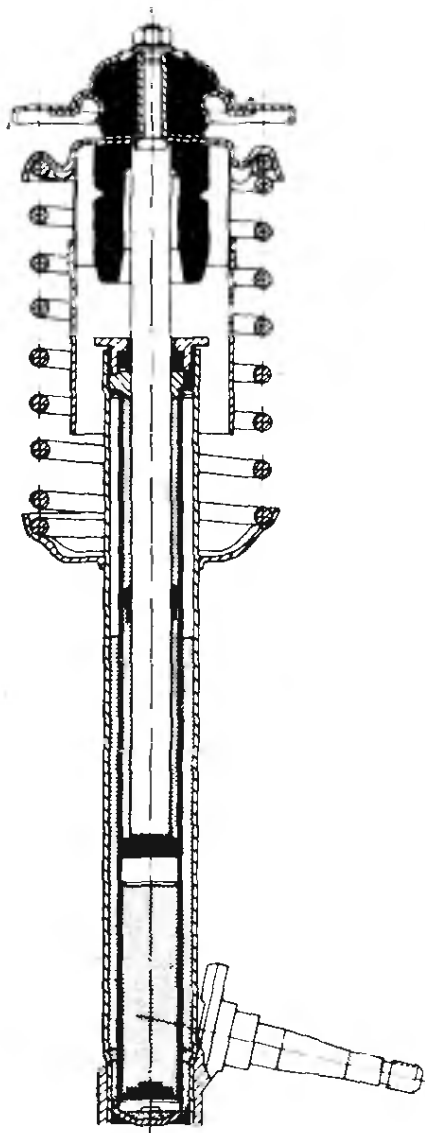


Рис. 2.53. Стойка подвески «Макферсон» производства фирмы «Боге» с двухтрубным амортизатором и полым резиновым упругим элементом, расположенным сверху на штоке поршня. Ограничитель хода отбоя расположен между поршнем и направляющей для штока и имеет вид черного кольца

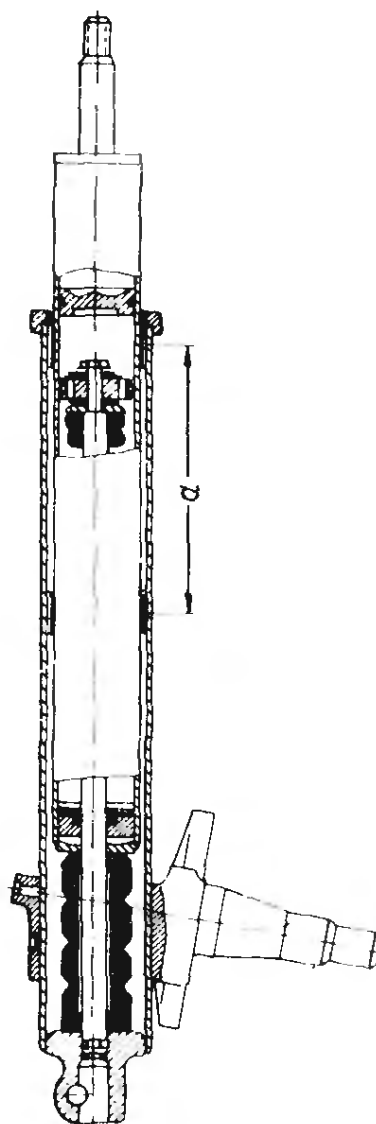


Рис. 2.54. Однотрубная стойка производства фирмы «Билыштайн», в которой возникающие при работе изгибающие моменты воспринимаются цилиндром, перемещающимся в терфлюоновых втулках (а не штоком поршня). Полые резиновые упругие элементы расположены внизу на штоке поршня, а ограничитель хода отбоя — вверху, под поршнем

упора из полиуретана 40 %, а для резинового элемента 120 %. Это свойство позволяет получить исключительно благоприятную характеристику хода сжатия (рис. 2.52). Аналогичный характер кривой может быть получен с полыми резиновыми элементами, которые часто используют в качестве дополнительных упругих элементов в подвесках «Макферсон». На рис. 2.53 показан дополнительный упругий элемент, установленный сверху, а на рис. 2.54 — закрепленный на штоке амортизатора внизу, как у модели «Порше-911».

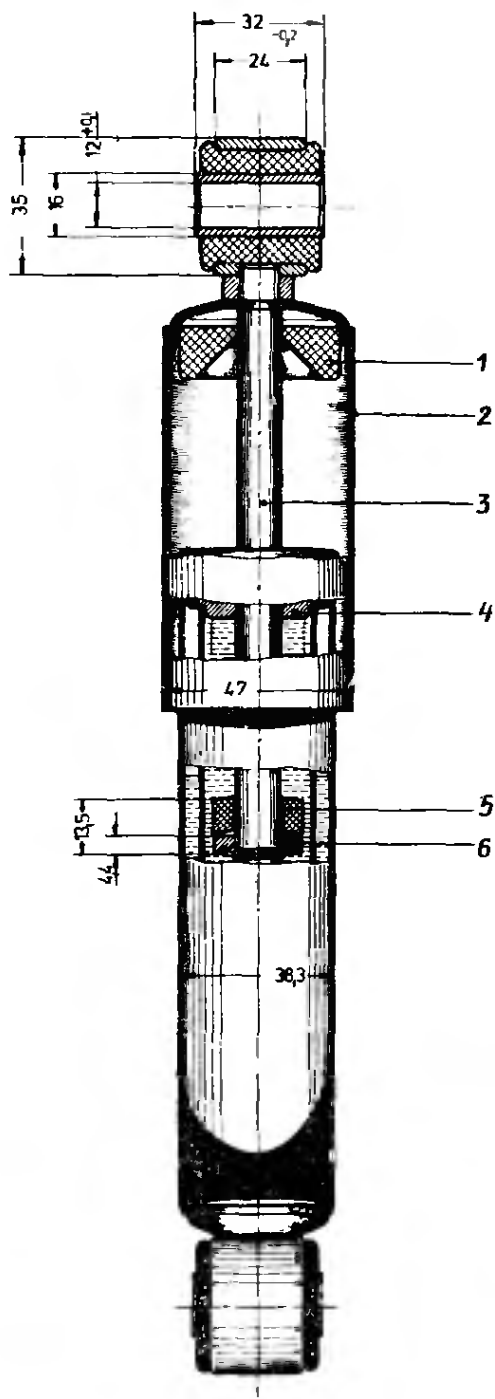


Рис. 2.55. Двухтрубный амортизатор фирмы «Боге» со встроенными ограничителями ходов сжатия и отбоя

Приведенные на этих двух рисунках варианты установки ограничителей хода подвески или дополнительных упругих элементов представляют собой с экономической точки зрения оптимальное решение. Они не вызывают технических трудностей и не ограничивают долговечность узла. Места крепления амортизатора выполнены так, чтобы они могли воспринимать значительные

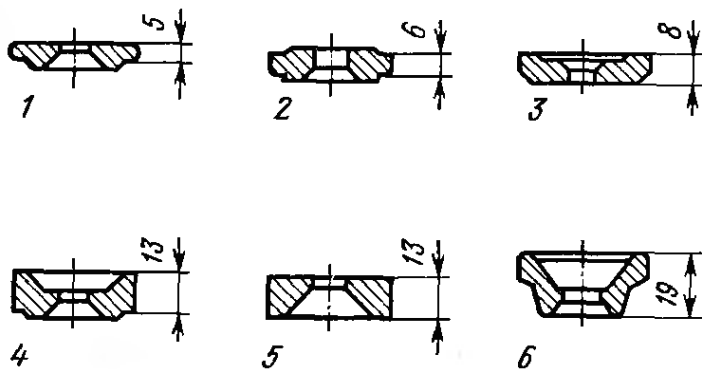
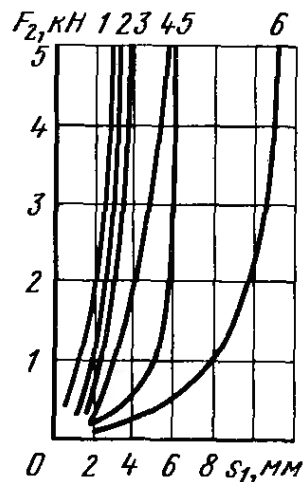


Рис. 2.56. Формы резиновых ограничителей хода сжатия 1—6 и их характеристика (зависимость деформации s_1 от нагрузки F_2) при сжатии. Фирма «Фихтель-унд-Закс» предусматривает установку этих ограничителей в амортизаторы моделей С 26 и С 30

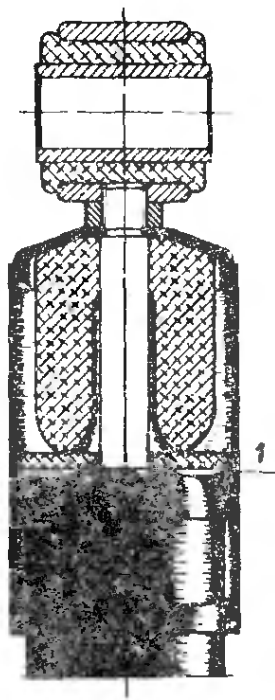


Рис. 2.57. Форма дополнительного упругого элемента из ячеистого полиуретана, который фирма «Боге» выбрала для установки в амортизатор:
1 — каналы заполнения для мягкого резинового упругого элемента

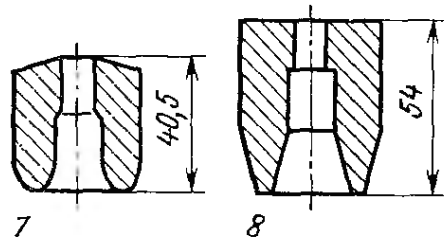
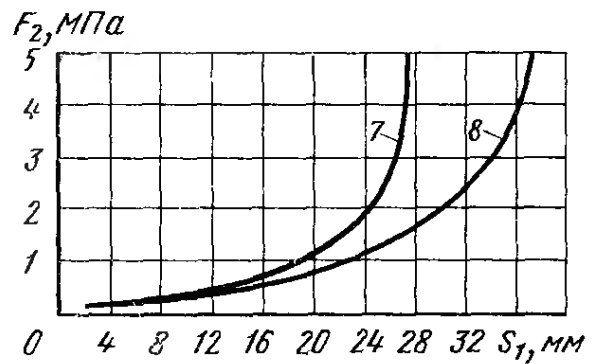


Рис. 2.58. Формы дополнительных упругих элементов 7 и 8, изготовленных из ячеистого полиуретана, и их характеристики при сжатии. Фирма «Фихтель-унд-Закс» предусматривает установку этих элементов в амортизаторы моделей С 26 и С 30

нагрузки. Поэтому в большинстве случаев, для того чтобы они могли дополнительно воспринимать силы, действующие на ограничитель хода, достаточно лишь небольшого усилия. На рис. 3.4/10 и 3.9/1 [21] можно видеть полые резиновые упругие элементы, которые фирма «Рено» устанавливает на шток амортизатора уже более двух десятилетий. На рис. 3.4/6 [21] показан дополнительный упругий элемент, изготовленный из ячеистого полиуретана и установленный в верхней части однотрубного амортизатора на моделях 200—280/8 автомобилей фирмы «Даймлер-Бенц» (см. [22, рис. 7.6/8с]).

На рис. 2.55 приведен разрез двухтрубного амортизатора фирмы «Боге», на штоке 3 которого установлен резиновый ограничитель 1. При пробое подвески этот ограничитель зажимается между трубой амортизатора и защитной трубой 2. При неправильном выборе формы такого ограничителя, а также при использовании для его изготовления недостаточно износостойкой резиновой или полимерной смеси, может образовываться пыль, которая, оседая на уплотнении штока амортизатора, делает его неработоспособным (см. [22, рис. 7.6/56]). Результатом этого будет течь масла, снижение эффективности амортизатора и разрушение ограничителя, который не всегда изготавливается из маслостойкой резины.

При достаточной высоте ограничителя хода сжатия можно получить приемлемую характеристику упругости на расстоянии до 11 мм (рис. 2.56). При желании добиться больших ходов, а также мягкого включения в работу дополнительные упругие элементы следует изготавливать из ячеистого полиуретана (рис. 2.57).

На рис. 2.58 показаны формы применяемых дополнительных упругих элементов, а также достижимые деформации до $s_1 = 37$ мм под нагрузкой F_2 . Более высокие дополнительные упругие элементы, приведенные на рис. 2.54 и в [22, рис. 7.6/8с], обеспечивают еще большие допустимые деформации.

Установка в амортизатор любых дополнительных деталей приводит к увеличению мертвой зоны [22, п. 7.6.2]. Иначе говоря, чем больше длина дополнительного упругого элемента в сжатом состоянии, тем больше габаритная длина амортизатора и тем больше места требуется для его размещения. Поэтому ограничитель может устанавливаться в амортизатор только в том случае, когда в автомобиле имеется достаточно места для его размещения.

2.2.4. Ограничители хода отбоя

Подвеска, которая под действием удара со стороны дороги перемещается вверх, может создать на ограничителе хода сжатия значительные силы. Нагрузка, воспринимаемая на ходе отбоя, представляет собой сумму сил сжатия пружины и динамической ударной нагрузки, создаваемой движущейся вниз осью.

Остаточная сила упругости пружины определяется продлением линейного участка кривой характеристики упругости подвески до хода, равного нулю (см. рис. 2.35). В передней подвеске автомобиля «Рено-6» (см. рис. 2.34) эта сила в расчете на всю ось составляет 3280 Н, т. е. по 1640 Н на каждое колесо. Для задней подвески она составляет всего 300 Н на каждое колесо или 600 Н для всей оси (см. рис. 2.40).

Динамическую нагрузку определяют умножением на коэффициент динамичности, равный 1,5 ... 2,0. Умножая остаточную силу пружины на этот коэффициент, а также на передаточное отношение i_x , получим воспринимаемую амортизатором нагрузку. Раньше в качестве ограничителя хода отбоя в подвесках с неразрезной балкой и независимых подвесках с качающимися полуосями с двумя шарнирами применяли ленточные ограничители из пенькового ремня, которые в связи с недостаточной эластичностью часто рвались. В настоящее время имеются гораздо лучшие материалы, что позволяет считать это решение, которое можно встретить на моделях прежних лет «Альфа-Ромео» (см. [21, рис. 3.2/12а]) и «Рено 8/10» (см. [21, рис. 3.8/3]), технически и экономически обновленным.

Недостатком ремней является то, что они сравнительно резко подхватывают движущуюся вниз ось и этот удар ощущается в салоне автомобиля. Значительно мягче и практически неощутимо срабатывают резиновые ограничители. В двухрычажной независимой передней подвеске на поперечных рычагах их можно легко разместить между поперечной и верхним рычагом, как у модели «Фиат 132» (см. рис. 1.42). Несколько сложнее решается этот вопрос для задней подвески, а также при использовании передней подвески типа «Макферсон». В этом случае в качестве ограничителя хода отбоя используют пластмассовое или резиновое кольцо, установленное на штоке амортизатора. На рис. 2.53 — это зачерненное кольцо, расположенное между поршнем амортизатора и направляющей втулкой штока. На рис. 2.54 такое кольцо находится под поршнем. Это решение является экономически целесообразным и при использовании обычных амортизаторов. Те силы сопротивления, которые возникают в процессе эксплуатации и на основе которых определяют необходимую прочность мест присоединения, в большинстве случаев значительно превышают силы, которые могут действовать на ограничитель хода отбоя. На рис. 2.55 также показано конструктивное исполнение ограничителя. На штоке 3 амортизатора, опираясь на стальную шайбу 6, установлен эластичный ограничитель 5 высотой 9 мм. Для передачи растягивающих сил нижняя кромка шайбы 6 вдавнена в кольцевую выточку на штоке. В процессе хода отбоя ось растягивает амортизатор и ограничитель хода доходит до гладкой нижней поверхности направляющей 4 штока. Чем больше высота ограничителя, тем мягче он будет работать и тем плавнее будет изменяться характеристика упругости.

На рис. 2.59 приведены три различные формы ограничителей хода отбоя, применяемые фирмой «Фихтель-унд-Закс», а также результаты замера перемещений при нагружении до 5 кН. Высокий ограничитель приводит к увеличению «мертвой длины» L_{fix} амортизатора (см. [22, п. 7.6/12]). Поэтому справа, рядом с отдельными формами ограничителей, показаны расстояния, на которые дополнительно увеличивается L_{fix} . Приведенные слева цифры означают высоту ограничителя (4, 9 или 20 мм).

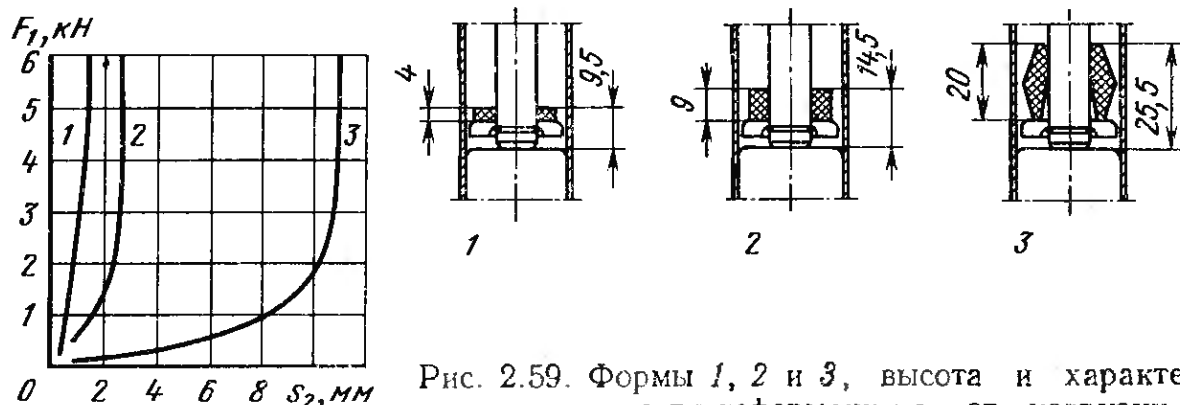


Рис. 2.59. Формы 1, 2 и 3, высота и характеристика зависимости деформации s_2 от нагрузки F_1 при сжатии ограничителей хода отбоя, которые фирма «Фихтель-унд-Закс» предусмотрела для установки в амортизаторы моделей С 26 и С 30

В амортизаторе силы сопротивления на ходе отбоя могут быть восприняты не только механическим, но и гидравлическим ограничителем. Более подробно этот вопрос рассмотрен в [22, п. 7.6.10].

2.2.5. Изменения хода подвески

На автомобиле элементы, соединяющие детали, которые несут колесо и кузов, выполнены так, что даже при крайних верхнем и нижнем положениях подвески имеются некоторые возможности по изменению угла поворота, длины и т. п. Иногда эти резервы относительно невелики, что объясняется стремлением к снижению себестоимости производства, увеличению долговечности или жесткости. Шарниры направляющих рычагов и рулевых тяг, описанные в [21, п. 3.1.3] и [22, 8.3.2], допускают лишь определенные углы поворота. Если при увеличении хода подвески эти углы будут превышены, то палец шарнира подвергнется изгибающим нагрузкам и возникнет опасность его поломки. В этом случае передняя ось перестает выполнять свои направляющие функции, т. е. автомобиль становится неуправляемым и избежать аварии довольно сложно. Чрезмерно большой вынужденный угол изгиба в шарнирах карданного вала (см. [21, рис. 3.1/28—3.1/30]) ведет к их разрушению и потере способности к передаче крутящего момента. Тормозные шланги прокладываются и при изготовлении автомобиля устанавливаются так, что даже при нахождении подвески в крайних верхнем или нижнем положениях в шлангах не возникает напряжений. Ударные растягивающие нагрузки (например, после увеличенного хода сжатия) могут привести к разрыву шланга и, как следствие, к выходу из строя системы тормозов. Можно назвать и другие важные элементы конструкции, долговечность которых зависит от поддержания заданного хода подвески. Эти немногие примеры должны дать понять, что предусмотренные заводом-изготовителем величины ходов сжатия или отбоя подвески изменять нельзя.

Подобные изменения можно внести преднамеренным укорачиванием ограничителей хода сжатия или отбоя, или они могут иметь место при использовании с амортизатором упоров, не рекомендованных автомобильной фирмой. В процессе сотрудничества с фирмами, поставляющими амортизаторы на комплектацию, автомобильные фирмы четко формулируют требования к амортизаторам не только по длине и характеристике, а также проверяют их стойкость. Поэтому на амортизаторах, которыми серийно комплектуются автомобили или которые разрешены автомобильными фирмами для установки, выбиваются два клейма: фирмы-изготовителя, например «Boge 1-0390-27-719-0» и автомобильной фирмы, например «Фольксваген 113413031 А».

Таким образом, ограничители хода подвески являются конструктивными элементами автомобиля, которые учитываются при

проведении омологационных испытаний для получения разрешения на эксплуатацию данной модели. И если учитываемая таким образом деталь будет изменена, то возникает опасность, что типовое разрешение на эксплуатацию потеряет силу. Вместе с ним теряют силу разрешение на эксплуатацию данного конкретного автомобиля и страховое свидетельство. Органы технического надзора уделяют этому вопросу внимание и вносят эти данные в паспорт автомобиля.

Более 80 % всех современных легковых автомобилей имеют ограничители хода отбоя по крайней мере в амортизаторах одной оси. Свыше 40 % амортизаторов снабжены ограничителями хода сжатия. Такие амортизаторы являются важными элементами шасси и замена их на амортизаторы производства другой фирмы может привести к неприятным последствиям.

2.2.6. Низкая посадка спортивных автомобилей

Для определения величины, на которую может быть опущен кузов автомобиля и какие изменения повлечет за собой это смещение, достаточно иметь характеристики упругости подвески и кинематические кривые при нормальном (среднем) положении кузова. Контрольные замеры для подвески с опущенным кузовом в большинстве случаев не требуются. Определяющим параметром возможной величины опускания Δf_0 кузова является общий ход передней подвески, который должен остаться неизменным. В качестве примера рассмотрим автомобиль «Аутобианки-112», характеристика передней подвески которого приведена на рис. 2.37. При исходном положении, т. е. при $G_{02} = 4780$ Н (в салоне два человека по 65 кг каждый), этот автомобиль имеет ход сжатия $f_{10} = 89$ мм, а когда в салоне находятся четыре человека, то 83 мм. Намеченное вначале опускание кузова на 40 мм приведет к слишком малому ходу сжатия, поэтому изучение проводили при $\Delta f_0 = 30$ мм. Используя характеристики упругости подвески, следует выполнить следующие чисто теоретические операции (рис. 2.60).

2.2.6.1. В исходном положении при нагрузке на переднюю ось $G_{02} = 4780$ Н ход отбоя составляет 70 мм, при этом точку O смещаем вправо на 30 мм (первый шаг).

2.2.6.2. После этого всю кривую опускаем до такого положения, когда она пройдет через точку O (второй шаг).

2.2.6.3. Новая кривая, обозначенная пунктиром, пересекает ось X не в начале координат, а на расстоянии 4 мм от него. За счет опускания кузова пружина меньше сжимает ограничитель хода отбоя. В связи с этим общий ход подвески уменьшается со 159 до 155 мм.

На рис. 2.61 приведена характеристика подвески с уменьшенным ходом сжатия и общим ходом 155 мм. Если в салоне

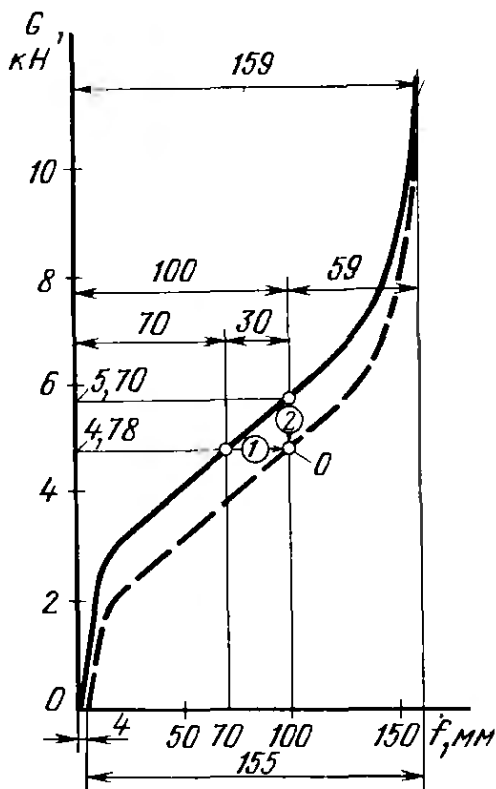


Рис. 2.60. Для определения расчетным путем возможного опускания кузова автомобиля следует исходную точку, для которой известны положение и нагрузка G (в данном случае $G_{v2} = 4,78$ кН, соответствующая положению, когда на передних сиденьях находятся водитель и один пассажир), сместить вправо на величину l опускания кузова (в приведенном примере это 30 мм). После этого следует характеристику упругости, полученную замером на немодифицированном автомобиле, сместить вертикально вниз на величину 2, т. е. на столько, чтобы она прошла через точку O . В приведенном примере рассматривалась характеристика модели А-112:

f — ход подвески

находятся два человека, то ход сжатия составляет 59 мм, а если четыре — то 53 мм. Эта величина вполне достаточна для измененного автомобиля такого класса.

Ход сжатия задней подвески может быть уменьшен на 30 мм за счет снижения допустимой нагрузки на ось. Как можно видеть из рис. 2.46, при допустимой нагрузке 3710 Н, т. е. когда в автомобиле четыре человека массой по 65 кг и груз 111 кг, нагрузка на ось составляет $G_{v4} = 5530$ Н. Имеющийся при этом ход сжатия подвески составляет 39 мм. При нагрузке на ось $G_{v6} = 6200$ Н ход сжатия составляет $f_{1h} = 28$ мм (см. п. 2.2.2).

Уменьшение осевой нагрузки G_{v6} на 900 Н, т. е. до 5300 Н позволяет, как показано на рис. 2.62, сохранить предусмотренный фирмой-изготовителем ход сжатия. Поскольку багажник автомобиля расположен за задней осью, фактически необходимо уменьшить загрузку автомобиля не на 1000, а только на 750 Н. Это позволяет использовать автомобиль для перевозки четырех человек и 36 кг груза, т. е. его грузоподъемность составляет 2960 Н. Округляя, получаем $36 \cdot 9,81 \approx 350$ Н и 2950 Н. Таким образом, автомобиль можно по-прежнему считать четырехместным.

Если опускание кузова осуществляется за счет применения пружин уменьшенной высоты (см. п. 2.4.3 и 2.4.7), то при этом уменьшаются воспринимаемые максимальные силы и соответственно возникающие нагрузки. Также уменьшаются силы, которые должны восприниматься ограничителями хода отбоя, что приводит к уменьшению общего хода задней подвески на 5 мм, т. е. от 192 до 187 мм.

Нагрузка на ограничители хода сжатия, напротив, возрастает и целесообразно осуществить проверку их прочности.

Если величина опускания кузова точно задана, то следует проверить кинематику и передней и задней подвесок, поскольку отклонения могут иметь место как без нагрузки, так и при пробое подвески. На рис. 3.5/8 [21] показана используемая для передней оси

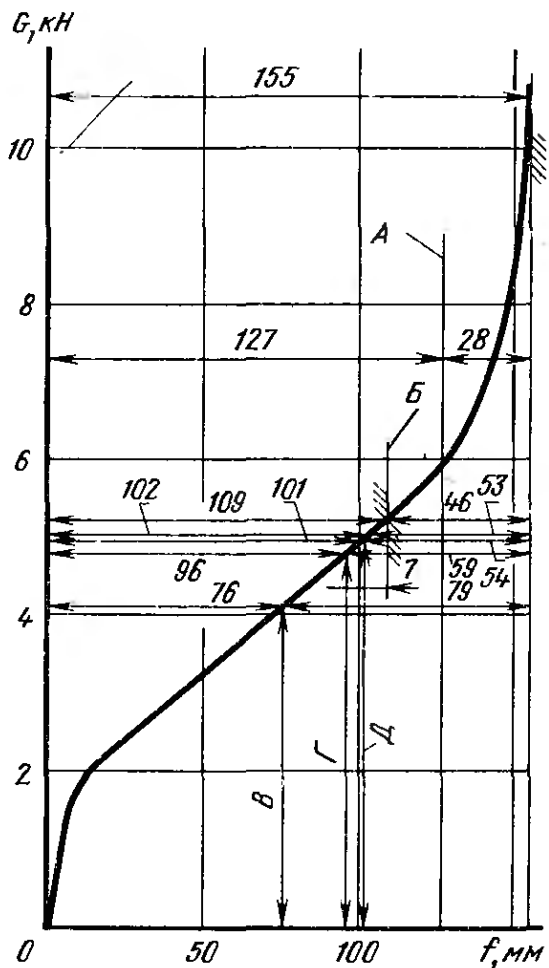


Рис. 2.61. Характеристика передней подвески модели А-112 после опускания кузова на 30 мм:

А — ограничитель хода сжатия, 5,9 кН; Б — допустимая нагрузка на ось 5,2 кН; В — снаряженный автомобиль, 4,1 кН; Г — два человека в салоне, 4,78 кН; Д — четыре человека в салоне, 4,99 кН и плюс багаж массой 35 кг, 4,95 кН

свечная подвеска «Макферсон», а на рис. 2.63 — получаемые замером изменения развала колес при работе подвески этого типа [2], рис. 4.5/7].

Автомобиль с не претерпевшей изменений подвеской при загрузке, равной 1300 Н (в салоне водитель и один пассажир), т. е. в точке пересечения кривой с осью X, имеет положительный угол развала $\gamma_0 = +1^\circ 5'$. Без нагрузки этот неизменный автомобиль имеет развал $\gamma' = +1^\circ 35'$. При опускании кузова угол развала без нагрузки уменьшается до $\gamma' = +45'$, что повышает возможности шин воспринимать боковые силы.

Изменение колеи, обычно довольно значительное при ходе отбоя (рис. 2.64), при опускании кузова уменьшается. Даже колея, которая в том случае, когда в салоне находятся водитель и пассажир, равна $t_0 = 1270$ мм, а без нагрузки составляет 1250 мм, увеличивается на 7 мм до соответственно 1277 или

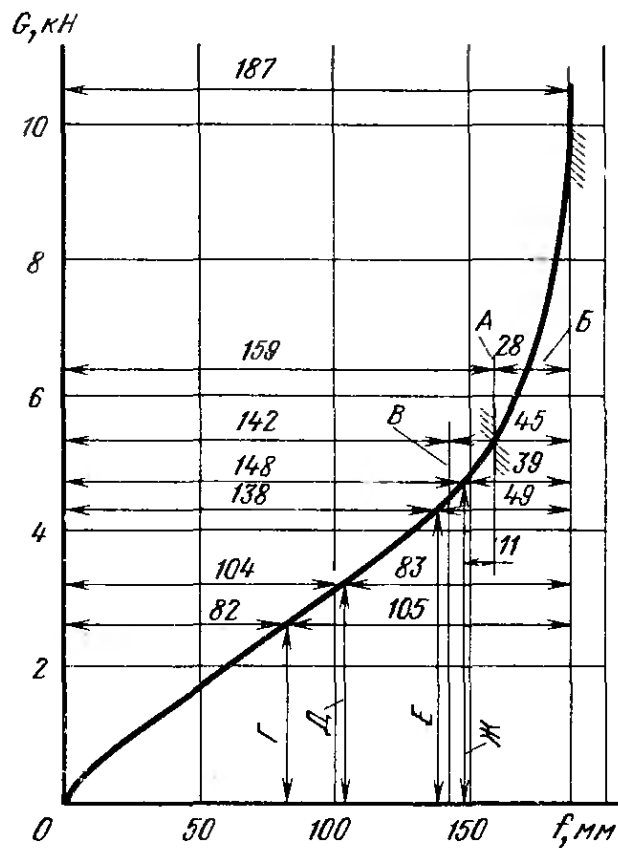


Рис. 2.62. Характеристика задней подвески модели А-112 после опускания кузова на 30 мм. Допустимая нагрузка на заднюю ось должна быть уменьшена с 6,26 до 5,3 кН для сохранения предусмотренной изготовителем (и без того слишком малого) хода сжатия $f_{1н} = 28$ мм:

А — допустимая нагрузка на ось 5,3 кН; Б — ход подвески в нормальном состоянии как основа для определения новой допустимой нагрузки; В — ограничитель хода сжатия, 4,4 кН; Г — снаряженный автомобиль, 2,59 кН; Д — два человека в салоне, 3,21 кН; Е — четыре человека в салоне, 4,3 кН; Ж — то же, плюс багаж массой 35 кг, 4,69 кН; f — ход подвески; G — нагрузка на ось

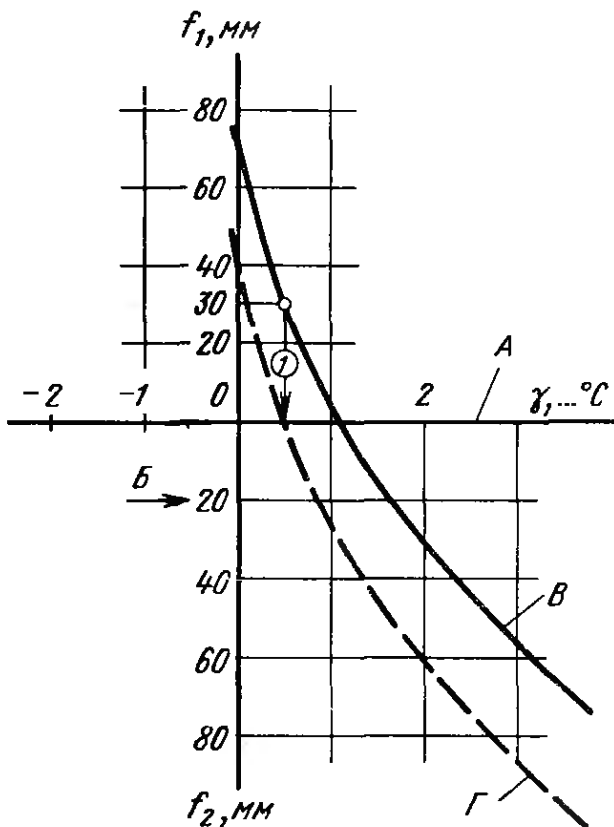


Рис. 2.63. Развал колес передней оси модели А-112 при нормальном положении кузова и при опускании его на 30 мм. Отрезок 1 показывает направление смещения характеристики, замеренной на немодифицированном автомобиле:

А — нулевое положение при двух человеках в салоне; Б — снаряженный автомобиль; В — нормальное состояние; Г — кузов опущен на 30 мм; f_1 — ход сжатия подвески (по колесу); f_2 — ход отбоя подвески (по колесу); γ — угол развала колес

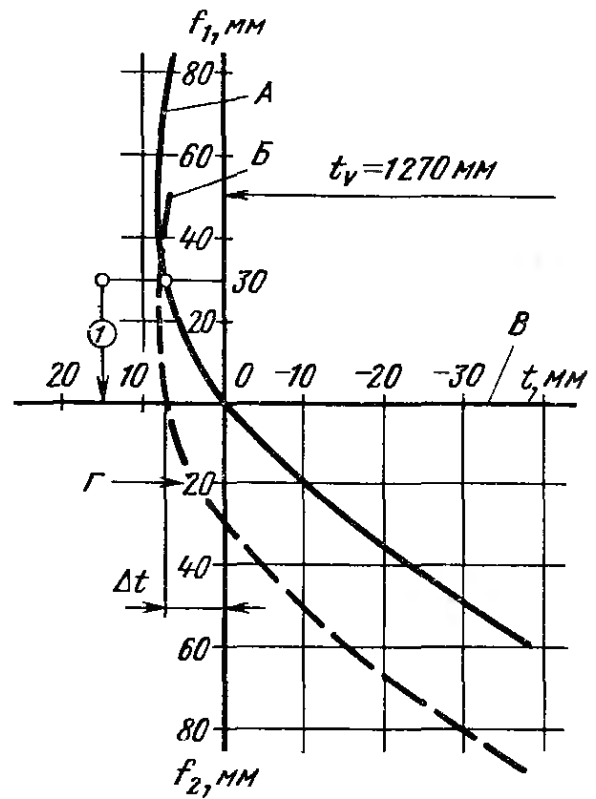


Рис. 2.64. Изменение колеи передних колес модели А-112 при опускании кузова на 30 мм по сравнению со стандартным исполнением. Колея увеличивается в данном случае на $\Delta t = 7$ мм. В результате увеличения углов наклона в нулевом положении центр инерции опускается [21, рис. 4.4/2]:

А — нормальное состояние; Б — кузов опущен на 30 мм; В — нулевое положение при двух человеках в салоне; Г — автомобиль в снаряженном состоянии; f_1 — ход сжатия (по колесу); f_2 — ход отбоя подвески (по колесу); t — увеличение (+) или уменьшение (-) колеи

1257 мм. Касательная, проведенная к пунктирной кривой в нулевой точке, имеет большой наклон [21, рис. 4.4/2], что при опущенном кузове равнозначно меньшей высоте m мгновенного центра крена, которая при загрузке автомобиля водителем и пассажиром составляет 28 мм вместо 109 мм, как ранее. Следствием этого является увеличение плеча инерционных сил, что в свою очередь приводит к тому, что почти не происходит уменьшения склонности кузова к боковому наклону, несмотря на его более низкое расположение [21, рис. 4.4/3]. В передней подвеске следует дополнительно проверить величину схождения колес. На большинстве моделей она находится при этом в пределах допустимого [21, п. 4.6].

Для задней оси автомобиля модели А-112 используется свечная подвеска «Макферсон». На рис. 2.65 показано изменение угла развала задних колес. Благодаря большей длине поперечных рычагов кривая изменения развала проходит благоприятнее, чем

в передней подвеске. Если в салоне находятся два человека, то развал $\gamma_0 = -5'$, а без нагрузки $\gamma' = +40'$. При опускании кузова эти величины становятся более благоприятными: $\gamma_0 = -1^\circ$; $\gamma' = -20'$.

Также более приемлемой при опускании кузова на 30 мм становится и величина изменения колеи, которая до изменения была при работе подвески довольно значительной (рис. 2.66). Величина колеи при загрузке автомобиля, равной 1300 Н (в салоне водитель и пассажир) увеличивается на $\Delta t = 13$ мм, т. е. с $t_0 = 1250$ мм до $t_0 = 1263$ мм. При этом незначительно увеличивается удерживание кузова на поворотах. Без нагрузки $t_0 = 1224$ мм или $t_0 = 1237$ мм (при опускании). Мгновенный центр на задней оси также опускается с необычно большой высоты, равной 176 мм, до обычной величины 97 мм [21, табл. 4.4/36]. Что касается изменения развала и колеи колес, то более низкое расположение кузова благоприятно для подвески обеих осей.

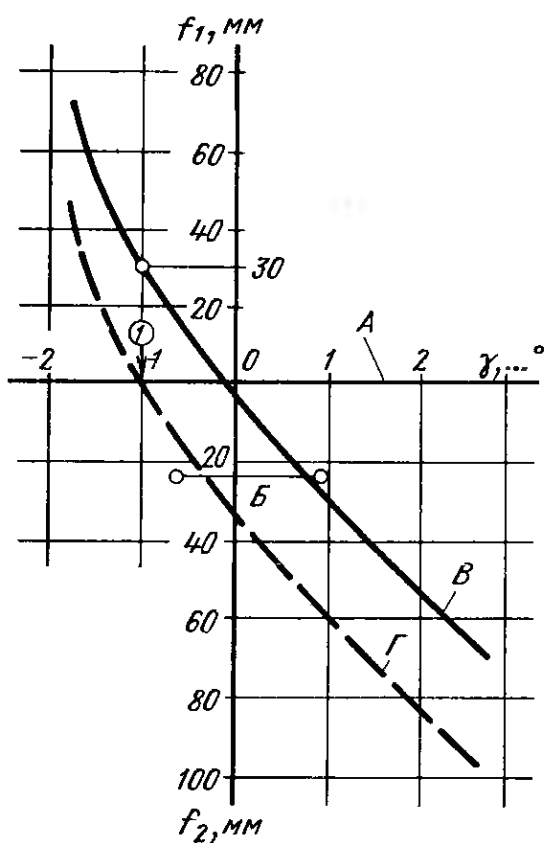


Рис. 2.65. Результаты замера углов развала колес γ модели А-112 в первоначальном состоянии и после опускания кузова на 30 мм. Величина смещения кривой обозначена (1):

А — нулевое положение при двух человеках в салоне; Б — автомобиль в снаряженном состоянии; В — нормальное состояние; Г — кузов опущен на мм; f_1 — ход сжатия подвески (по колесу); f_2 — ход отбоя подвески (по колесу)

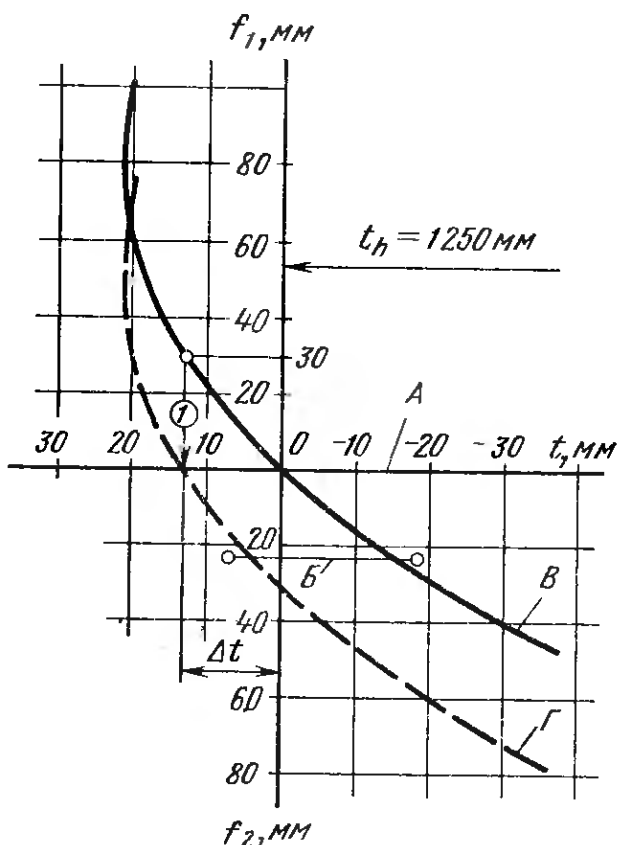


Рис. 2.66. Результаты замера колеи задних колес модели А-112 в нормальном положении (В) и после опускания кузова на 30 мм (Г). В результате опускания кузова колея увеличивается на $\Delta t = 13$ мм. Направление смещения характеристики обозначено 1. В этом случае также наблюдается опускание центра инерции:

А — нулевое положение при двух человеках в салоне; Б — автомобиль в снаряженном состоянии; f_1 — ход сжатия подвески (по колесу); f_2 — ход отбоя подвески (по колесу); t — увеличение (+) или уменьшение (-) колеи

После этого обязательна приемка автомобиля органами технического надзора, которым должны быть представлены по автомобилю (без нагрузки) следующие показатели:

	Нормальное положение	Кузов опущен на 30 мм
Грузоподъемность, Н	3700	2950
Допустимая полная масса, кг	1040	965
Допустимая нагрузка на заднюю ось, Н	6200	5300
Высота автомобиля, мм	1350	1320
Колея передних колес, мм	1250	1257
Развал передних колес	1° 35'	45'
Колея задних колес, мм	1224	1237
Развал задних колес	+40'	-20'

Загрузка автомобиля массой 295 кг приводит к уменьшению нагрузки на заднюю ось до $G_{h4} = 4690$ Н. При этой загрузке ход сжатия подвески составляет $f_{1h} = 39$ мм. Более благоприятной и достаточной для этого четырехместного автомобиля было бы ограничение допустимой нагрузки на ось $G_{h6} = 4750$ Н.

2.3. ВИДЫ УПРУГИХ ЭЛЕМЕНТОВ

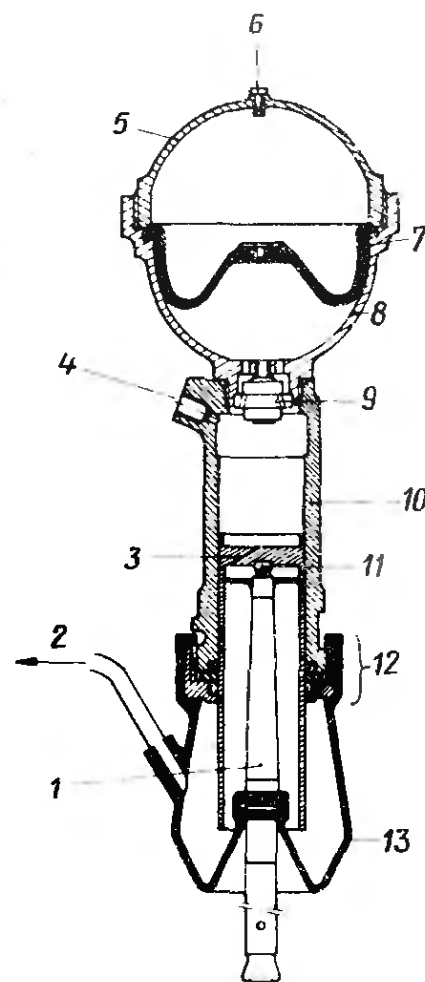
2.3.1. Резиновые и пневматические упругие элементы

Для подвесок легковых и грузовых автомобилей, автобусов и прицепов могут быть использованы резиновые, пневматические или стальные упругие элементы. В [21, п. 3.1.1, рис. 3.4/7b] кратко описана подвеска «Гидроластик», которую фирмы «Остин» и «Моррис» использовали на моделях 850—1800. В этой подвеске применены резиновые упругие элементы, которые из-за их высокой жесткости (жесткость подвески, приведенная к колесу, в пределах $c_2 = 18 \dots 20$ Н/мм) следует считать устаревшими. Достоинствами гидравлической уравнивающей подвески является очень малый крен кузова и почти полное отсутствие продольных колебаний. К недостаткам следует отнести высокую частоту колебаний кузова $n_{II} = 100$ мин⁻¹, а также жесткую работу подвески на булыжной мостовой и волнистой дороге. В связи с этим, а также чтобы снизить себестоимость изготовления, на модели «Моррис Марина», появившейся в 1971 г., вновь используются стальные витые пружины [22, рис. 7.6/3b].

Гораздо лучшими характеристиками обладает гидропневматическая подвеска, разработанная фирмой «Ситроен» в 1953 г. Она представляет собой пневматические упругие элементы с гидравлической передачей усилий. На рис. 2.67 приведен разрез одного из четырех компактных упругих элементов, которые установлены на всех колесах автомобиля. В верхней половине баллона находится под давлением азот, который собственно и является упругим элементом. Азот, во избежание пенообразо-

Рис. 2.67. Элемент подвески со встроенным амортизаторным клапаном, который фирма «Ситроен» применяет на моделях серий Д и ЖС. В качестве упругого элемента используется азот:

1 — шток подвески; 2 — слив гидравлической жидкости; 3 — поршень; 4 — подача гидравлической жидкости; 5 — верхняя полусфера; 6 — пробка для заполнения; 7 — мембрана; 8 — нижняя полусфера; 9 — амортизатор; 10 — цилиндр; 11 — упорная пята; 12 — система уплотнений; 13 — защитный кожух



вания, отделен резиновой мембраной от гидравлической жидкости, которая находится в нижней половине и цилиндре амортизатора. Передающий усилия шток сверху соединен шаровым шарниром с поршнем, а внизу опирается на поперечный рычаг передней подвески или на продольный рычаг задней (рис. 2.68). При ходе сжатия подвески жидкость выталкивается поршнем через установленный в цилиндре клапан сжатия (на рис. 2.69 справа), а при ходе отбоя газ выталкивает жидкость вниз через более жестко отрегулированный клапан отбоя (на рисунке слева). Эта жестко установленная внутри система клапанов работает как у однотрубных газонаполненных амортизаторов [22, рис. 7.6/33 и 7.6/34]. Единственное отличие заключается в том, что у последних клапаны находятся на поршне и движутся вместе с колесом.

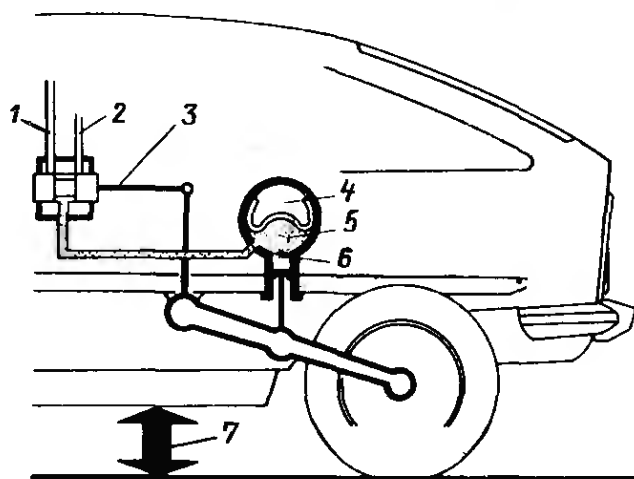


Рис. 2.68. В автомобилях «Ситроен» элементы подвески опираются на рычаги. Регулирование уровня кузова осуществляется с помощью клапанов, соединенных со стабилизатором обеих осей:

1 — подача гидравлической жидкости под давлением; 2 — слив в резервуар; 3 — механический привод регуляторов высоты; 4 — газ; 5 — жидкость; 6 — амортизаторный клапан; 7 — регулируемая высота

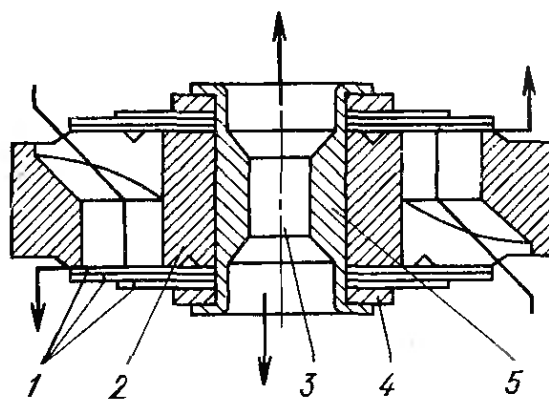


Рис. 2.69. Амортизаторный клапан, встраиваемый в элементы подвески фирмы «Ситроен»:

1 — клапан хода отбоя; 2 — корпус клапана; 3 — жиклер постоянного сечения, дросселирующий перетекание гидравлической жидкости; 4 — опорный диск для ограничения перемещения диска клапана; 5 — соединительный элемент (см. также [22, рис. 7.6/33 и 7.6/34])

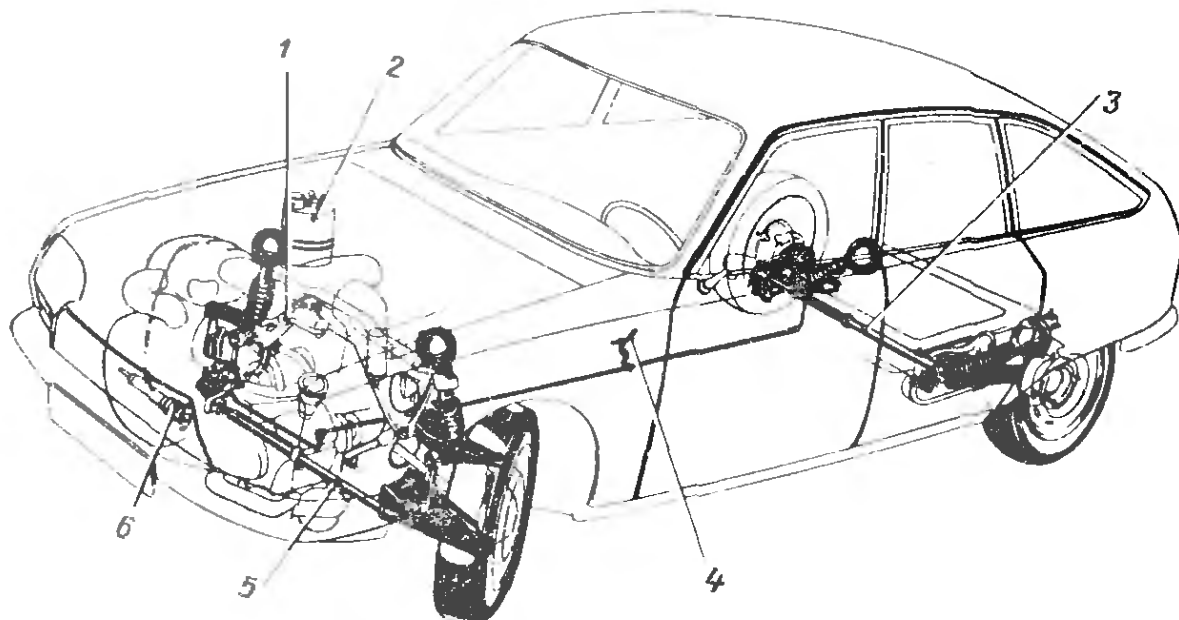


Рис. 2.70. Расположение элементов подвески в модели «Ситроен ЖС». Хорошо видны подвеска передних колес на двойных поперечных рычагах, подвеска задних колес на продольных рычагах и стабилизаторы поперечной устойчивости, имеющие относительно большой диаметр. Расстояние от кузова до плоскости дороги может быть задано с помощью регулировочного рычажка:

1 — регулятор давления — гидроаккумулятор; 2 — резервуар; 3 — стабилизатор задней оси; 4 — рычаг задания уровня кузова; 5 — стабилизатор передней оси; 6 — гидравлический насос

Регулирование уровня, являющееся достоинством всех пневматических подвесок, может быть реализовано и в гидропневматической подвеске. Оно осуществляется путем изменения количества масла в зоне между мембраной и поршнем. Если с увеличением нагрузки кузов автомобиля опускается, то соединенный со стабилизатором регулятор уровня (см. рис. 2.68 и 2.70) обеспечивает подачу масла под давлением 15,0—17,5 МПа из гидравлического аккумулятора в цилиндр через специальное отверстие (см. рис. 2.67). При уменьшении загрузки автомобиля регулятор обеспечивает слив масла в резервуар, не находящийся под давлением.

В отличие от гидропневматических подвесок, которые теперь используются и в автомобилях среднего класса (например, в модели «Ситроен ЖС»), чисто пневматические подвески не нашли

широкого применения в легковых автомобилях. Фирма «Даймлер-Бенц» использует пневматическую подвеску только в самой дорогой своей модели 600. На рис. 2.71

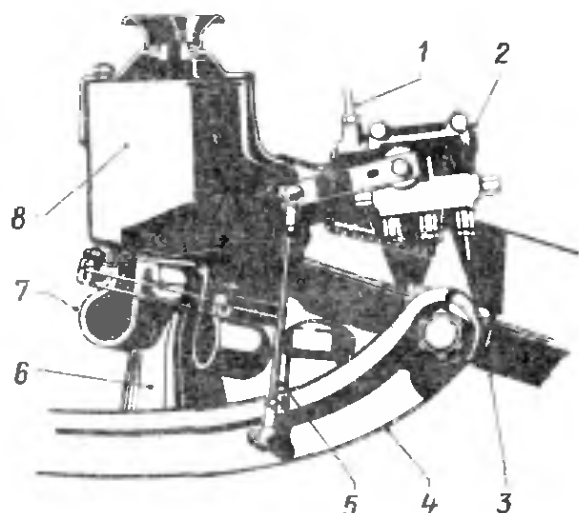


Рис. 2.71. Пневматический упругий элемент, встроенный в подвеску на двойных поперечных рычагах модели 600 фирмы «Даймлер-Бенц»:

1 — подвод сжатого воздуха; 2 — регулятор уровня; 3 — подрамник; 4 — нижний рычаг; 5 — тяга; 6 — опорный поршень; 7 — пневморессора; 8 — воздушная камера

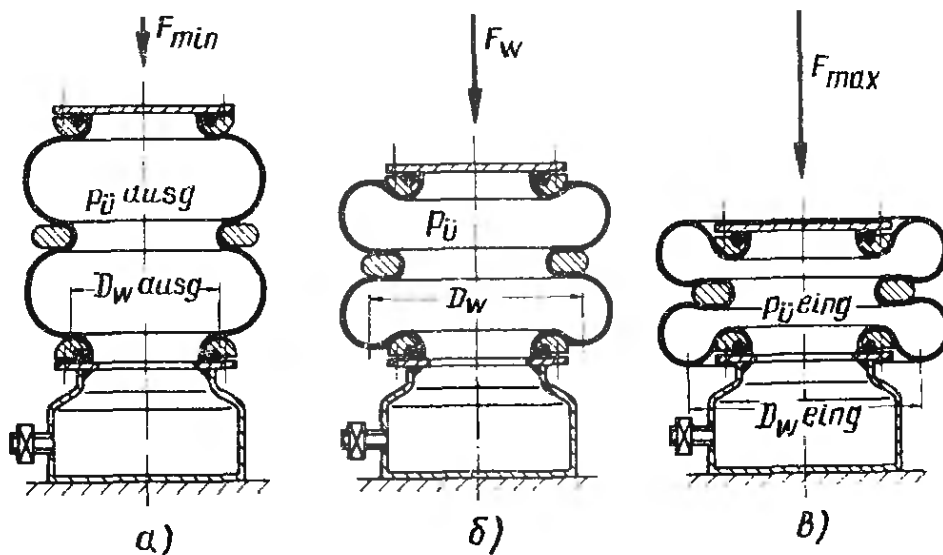


Рис. 2.72. Пневматические упругие элементы, представленные в различных положениях подвески:

a — крайнее нижнее; *б* — среднее; *в* — крайнее верхнее

показано размещение пневматических упругих элементов в передней подвеске этой модели между поперечным рычагом и поперечиной рамы.

Автобусы, напротив, оснащены почти исключительно пневматической подвеской. Все большее применение она находит и на грузовых автомобилях и прицепах. Причиной роста популярности является ее мягкость, что обеспечивает повышение комфортабельности пассажиров и сохранность грузов. Дополнительными достоинствами являются возможность регулирования уровня и благодаря этому постоянная, не зависящая от нагрузки высота входа, а также пневматическая стабилизация кузова на поворотах. На рис. 2.72 показаны применяемые в настоящее время пневматические упругие элементы. Изготовители отдельных деталей — фирмы «Бош», «Вестингауз», «Континенталь», «Феникс» и др. — при необходимости представляют подробные описания и рекомендации по установке.

2.3.2. Листовые рессоры

В отличие от унифицированных элементов пневматической подвески стальные упругие элементы должны быть созданы специально для конкретного автомобиля с учетом его конструктивных особенностей и свойств. Это положение справедливо как для листовых рессор, так и для цилиндрических винтовых пружин и торсионов.

Самой старой и самой известной формой упругого элемента является многолистовая рессора, достоинством которой является способность воспринимать не только силы, действующие в различных направлениях (вертикальные, боковые и продольные [21, рис. 3.1/2], но и моменты при трогании с места и торможении. К этому следует добавить благоприятное распределение сил по

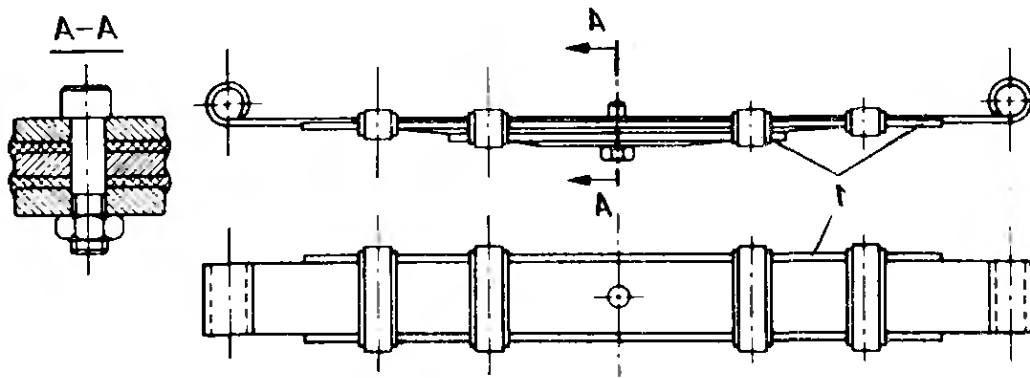


Рис. 2.73. Листовая рессора для легкового автомобиля с идущими по всей длине прокладками из полимерного материала и хомутами. Для снижения шума в салоне предусмотрена установка резиновых втулок

раме или кузову [21, рис. 3.2/4] и возможность обеспечить прогрессивность характеристики упругости подвески. Поперечно расположенная листовая рессора, кроме того, повышает устойчивость кузова на поворотах. Основными недостатками многолистовой рессоры являются следующие:

высокое и, кроме того, меняющееся с течением времени трение между листами;

снижение долговечности, вызываемое износом и, как следствие, появлением концентраторов напряжений.

Оба эти недостатка можно почти полностью устранить, применив пластмассовые прокладки между листами. Эти прокладки можно укладывать по всей длине листа (рис. 2.73) или располагать по концам и в середине (рис. 2.74). Различные методы крепления прокладочных пластин приведены на рис. 2.75. Пластины можно вставлять в гнездо, крепить с помощью отверстий или приклеивать.

Трение между листами, зависящее главным образом от числа трущихся поверхностей, является нежелательным демпфирующим фактором [22, п. 7.6/5]. Поэтому листовая рессора должна иметь как можно меньшее число листов. Идеальным конструктивным решением была бы однолистовая рессора (рис. 2.76).

Чтобы при постоянной ширине B получить одинаковые напряжения изгиба во всех поперечных сечениях, необходима пара-

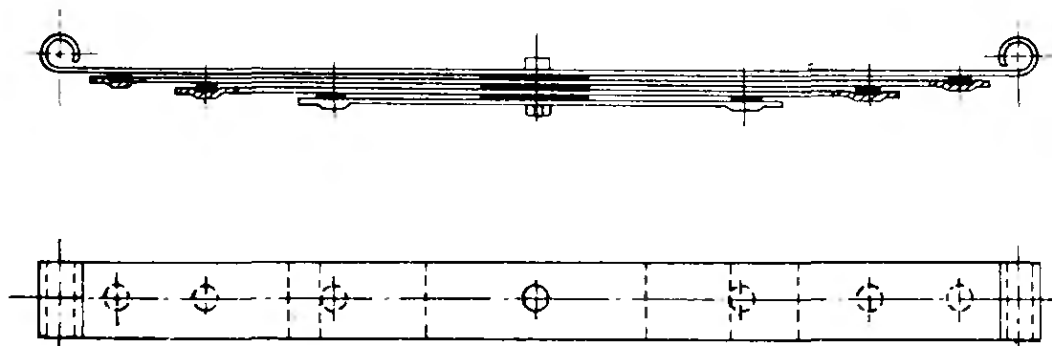


Рис. 2.74. Листовая рессора с резиновыми или пластмассовыми пластинами, установленными в выемках по концам рессор. Дополнительные прокладки в нагруженной центральной части рессоры разделяют листы, предотвращая их износ и поломку

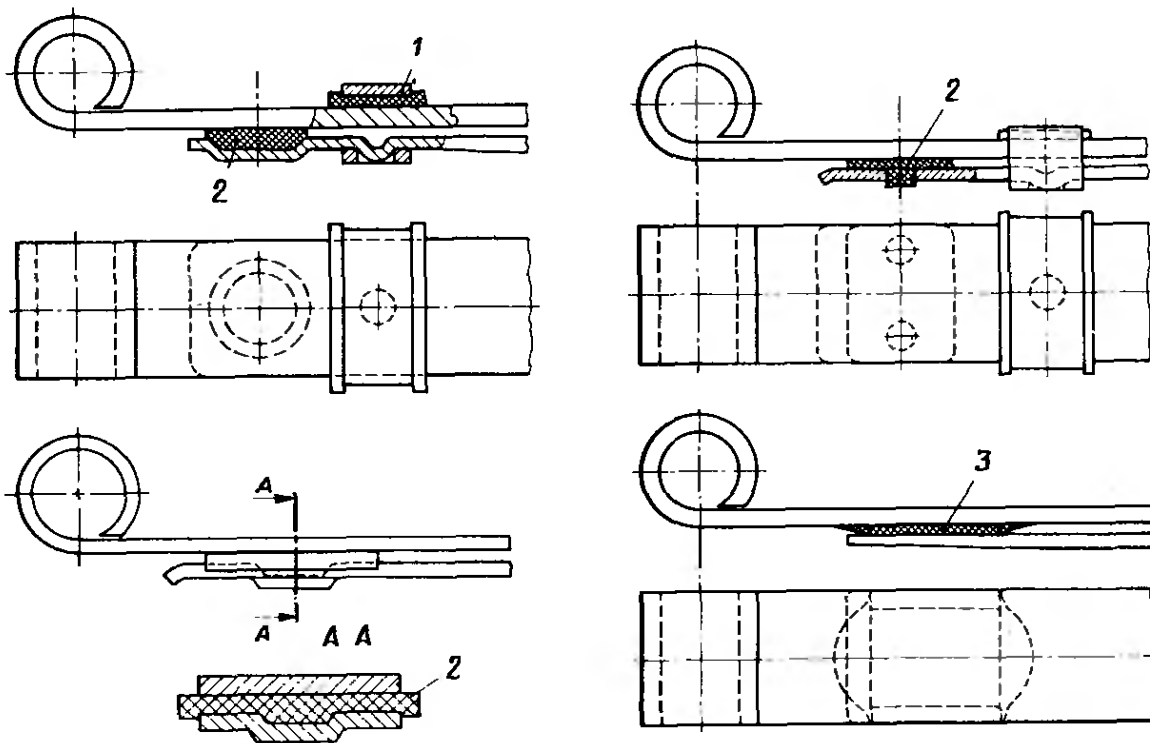


Рис. 2.75. Четыре наиболее распространенных способа закрепления прокладок на листах рессоры. Вверху показан хомут 1, установленный с резиновой прокладкой и удерживаемый на месте выступом на листе рессоры: 2 и 3 — пластмассовые прокладки, соответственно закрепляемые механически и приклеиваемые

болическая раскатка рессоры к концам. Толщину листа в выпрямленном состоянии рассчитываем по уравнению (рис. 2.77)

$$h_0 = \sqrt{6F_{\max}g_1g_2/[\sigma_b \text{ доп } oB(g_1 + g_2)]},$$

где $g_1 = l_1 - e/4$; $g_2 = l_2 - e_2/4$. Значение примененных в формулах условных обозначений приведено к рис. 2.109. Толщину h_x в произвольном сечении, отстоящем от шарнира на расстоянии x_1 или x_2 , определяем по формулам

$$h_{x1} = h_0 \sqrt{x_1/g_1}; \quad h_{x2} = h_0 \sqrt{x_2/g_2}.$$

Жесткость рессоры определяли с помощью h_0 и коэффициента формы K , который учитывает отклонение фактической геометрии рессоры от идеальной параболической и составляет около 0,9 [19, ч. 2], по формуле

$$c_F = EBh_0^3(g_1 + g_2)/(8g_1^2g_2^2K).$$



Рис. 2.76. Асимметричная однолистовая рессора, используемая в задней подвеске легкового автомобиля. Длина рессоры $L = 1590$ мм, жесткость подвески $c_{2h} = 21$ Н/мм, статическая нагрузка $F_w = 4$ кН

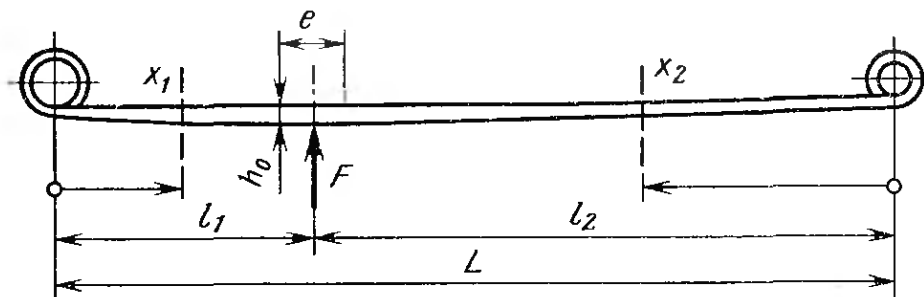


Рис. 2. 77. Чтобы обеспечить равнопрочность рессоры, концы ее листов должны иметь параболическую форму

Однолистовые рессоры используются в США уже давно. В Европе они появились в 1970 г., когда фирма «Форд» применила такие рессоры для задней подвески на модели «Капри-2600РС» и передней подвески на модели «Транзит». В том же году они появились и на модели ДАФ-66 (см. рис. 1.52).

Отрицательно действуют изгибающие моменты, которые возникают при трогании с места и торможении (см. [21, рис. 3.2/5] и рис. 1.51). На моделях «Капри» и ДАФ эти моменты воспринимаются расположенными сверху продольными рычагами (см. [21, рис. 3.2/8а и 3.2/8б]). Многолистовые параболические рессоры лучше воспринимают эти моменты, и, кроме того, они всегда легче, чем рессоры из листов постоянного сечения. На рис. 2.78 показаны

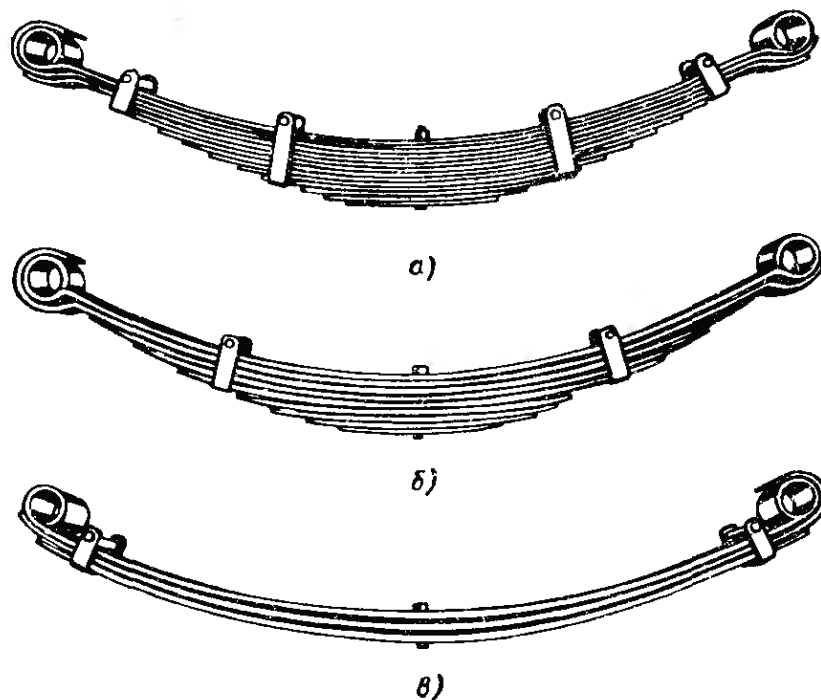


Рис. 2.78. Варианты листовых рессор для задней подвески автобусов. Все рессоры имеют следующие показатели: $L = 1650$ мм, жесткость $c_{2\lambda} = 200$ Н/мм, статическая нагрузка $F_w = 33$ кН:

а — обычная трапециевидальная листовая рессора с равно обрезанными концами листов, состоящая из 14 листов, толщина пакета 140 мм, масса рессоры 122 кг; б — улучшенный вариант трапециевидальной листовой рессоры с оттянутыми концами листов и полимерными прокладками, состоящей из девяти листов, толщина пакета 127 мм, масса рессоры 94 кг; в — параболическая рессора с листами переменного продольного профиля, длина параболических участков около 1200 мм, рессора состоит из трех листов с полимерными прокладками, толщина пакета 64 мм, масса рессоры 61 кг

различные варианты исполнения листовых рессор задней подвески автобусов, иллюстрирующие разницу между ними [12].

Однолистовая рессора постоянной ширины представляет собой балку равного сопротивления. Если бы мы потребовали постоянства толщины, то получили бы листы, имеющие форму двух сложенных между собой треугольников (рис. 2.79). Чтобы получить нормальную рессору, лист разрезают на полосы постоянной ширины, которые, будучи положены одна на другую, образуют рессору с примерно такой же характеристикой. Однако реализовать на практике треугольную рессору невозможно, поскольку в этом случае потребовалась бы призматическая деталь для крепления ее средней части, а концы рессоры должны иметь определенную ширину для передачи через ушко или скользящую опору. По этой причине вместо листа, имеющего форму сдвоенного треугольника, применяется рессора в форме сдвоенной трапеции с прямоугольной центральной частью (рис. 2.80). Разрезав эту рессору на полосы постоянной ширины и заменив острые концы прямоугольными той же площади, получим трапецеидальную рессору в ее простейшем и легком для изготовления виде. Она состоит из ряда уложенных один на другой листов, имеющих постоянные ширину и толщину, но различной длины. Такая рессора показана на рис. 2.78, а.

Три рессоры, изображенные на этом рисунке, имеют с каждой стороны по крайней мере по одному хомуту. Основной функ-

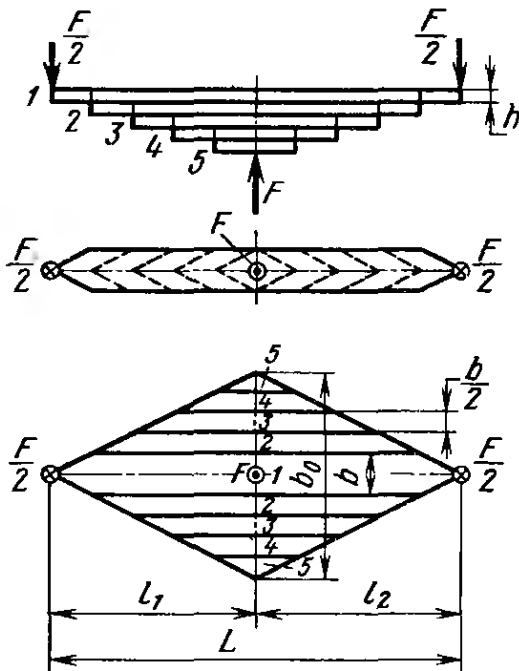


Рис. 2.79. Являясь равнопрочной балкой, листовая рессора представляет собой двойной треугольник, разрезанный на полосы

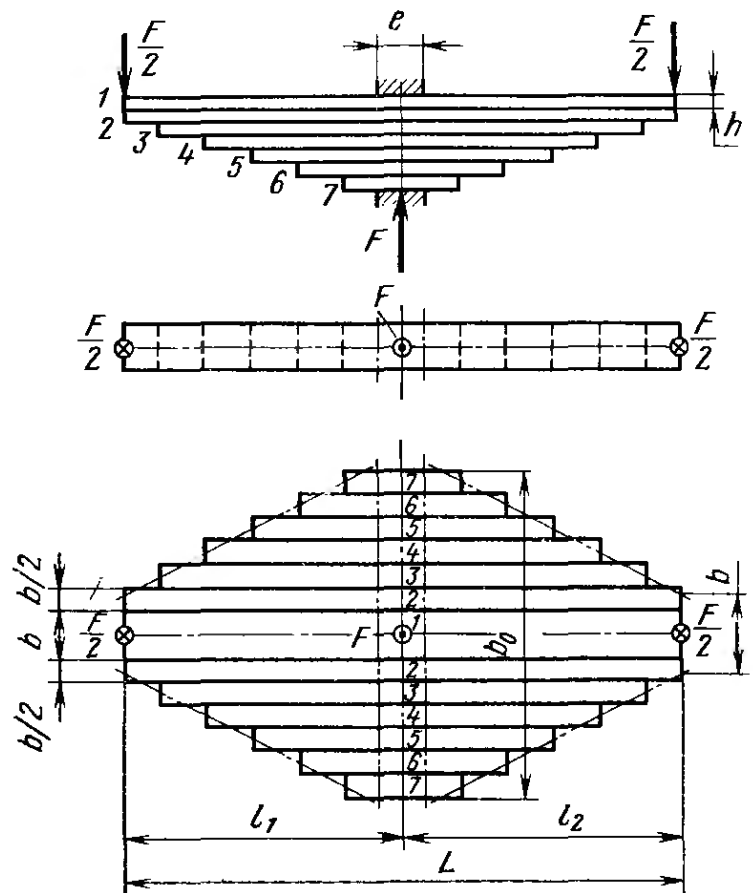


Рис. 2.80. Чтобы создать рессору, производство которой будет экономически эффективным, и, кроме того, обеспечить возможность передачи сил в центре и по концам, следует обрезать концы листов под прямым углом

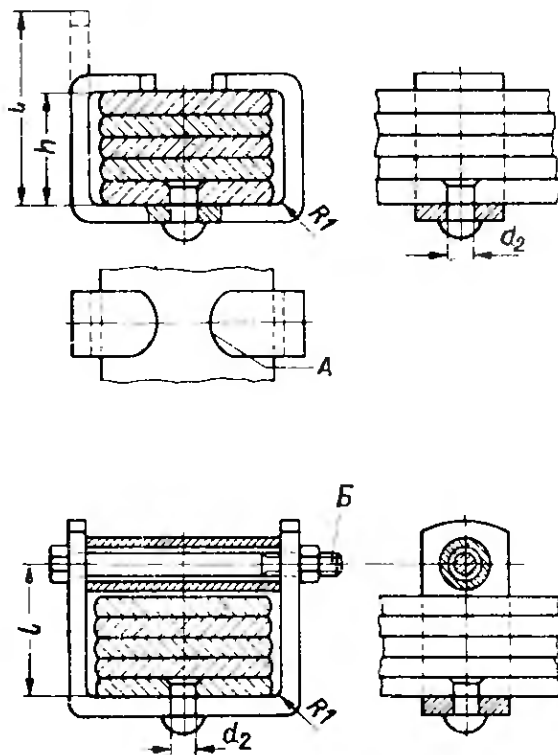


Рис. 2.81. Хомуты, фиксируемые с помощью заклепок и применяемые для рессор грузовых автомобилей. Концы этих скоб загибают либо соединяют с помощью болтов и распорных втулок:

А — допускается обрезка концов под прямым углом; Б — место сверления отверстия под шпильку после сборки

чей этих хомутов является передача моментов, возникающих при торможении или трогании с места, на все листы и тем самым разгрузка коренного листа (см. рис. 1.51). Если все листы, включая самый нижний — параболические, то хомуты можно смещать к концам, что предпочтительнее и не может быть реализовано на многолистных рессорах. В последнем случае хомуты можно закреплять только на более коротком листе, и, если не обращать внимания на скрип, такое крепление может осуществляться с помощью заклепки (рис. 2.81).

В рессорах легковых автомобилей этот шум ни в коем случае не должен иметь места. Поэтому, как показано на рис. 2.75, для соединения листов используют хомуты, прижимаемые к листам с помощью резиновых прокладок. Эти хомуты удерживаются на месте благодаря выштамповке на конце листа рессоры.

Применение малолистных параболических рессор на грузовых автомобилях, автобусах и прицепах также имеет преимущества, так как в связи с высокими нагрузками многолистные рессоры имели бы в этом случае очень большое число листов. Рессоры задней подвески легковых автомобилей, напротив, несут относительно небольшую нагрузку, и поэтому листовая рессора в этом случае благодаря большой длине состоит всего из двух или трех листов (рис. 2.82 и 2.83). Может применяться также и показанная на рис. 2.75 однолистовая параболическая рессора, недостатком которой является невозможность гарантировать прочность связи ушка.

Применение малолистных параболических рессор на грузовых автомобилях, автобусах и прицепах также имеет преимущества, так как в связи с высокими нагрузками многолистные рессоры имели бы в этом случае очень большое число листов. Рессоры задней подвески легковых автомобилей, напротив, несут относительно небольшую нагрузку, и поэтому листовая рессора в этом случае благодаря большой длине состоит всего из двух или трех листов (рис. 2.82 и 2.83). Может применяться также и показанная на рис. 2.75 однолистовая параболическая рессора, недостатком которой является невозможность гарантировать прочность связи ушка.



Рис. 2.82. Двухлистовая рессора задней подвески легкового автомобиля со сплошной полимерной проставкой, имеющая следующие параметры: расстояние между ушками $L = 1590$ мм, ширина листа $B = 70$ мм, толщина листа $h_1 = 9,7$ мм, жесткость подвески $c_{2h} = 18$ Н/мм, статическая нагрузка $F_w = 37$ кН, напряжения изгиба при этой нагрузке $\sigma_\theta = 702$ МПа



Рис. 2.83. Трехлистовая рессора задней подвески легкового автомобиля с короткими пластмассовыми проставками по концам листов. Эта рессора имеет следующие показатели: $L = 1194$ мм, $B = 51$ мм, $h_1 = 6,35$ мм, $c_{2h} = 15,4$ Н/мм, $F_w = 2,18$ кН, $\sigma_v = 610$ МПа

При поломке коренного листа продольно расположенной листовой рессоры второй конец с ушком этой рессоры обеспечивает неразрезной балке заданное направление. Хотя возможность прямолинейного движения при этом и ухудшается, однако аварийная обстановка практически не создается. При поломке рессоры управляемой передней оси картина иная. Если речь идет о неразрезной оси, то она в месте поломки может переместиться вперед или назад. А поскольку рулевая сошка соединена с рулевым механизмом, то оба передних колеса поворачиваются в одну сторону [22, п. 8.5.2]. Автомобиль резко меняет направление движения, что может привести к наезду или опрокидыванию. Поэтому почти во всех случаях, когда в передней подвеске применяются многолистовые рессоры, принимают какие-то меры на случай их поломки, например, делают дополнительное ушко на переднем конце подкоренного листа, которое охватывает ушко коренного листа (см. рис. 2.78 и 2.84).

Еще опасней поломка поперечно расположенной рессоры передней подвески, которая при независимой подвеске служит одновременно и направляющим элементом колес и верхним или нижним рычагом. Автомобиль при этом теряет управляемость и аварии трудно избежать. Поперечные рессоры можно встретить на автомобилях особо малого класса с задним расположением двигателя, отчасти при центральном закреплении [21, рис. 3.4/12]. Однако чаще всего это закрепление в двух точках [21, рис. 3.1/4, 3.4/13

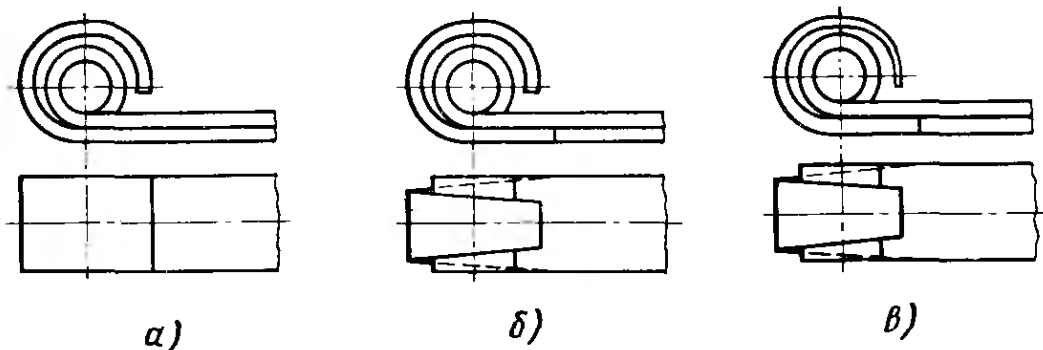


Рис. 2.84. В качестве меры безопасности на случай поломки ушка коренного листа рессоры вокруг ушка может быть загнут конец второго листа:

а — второй лист полностью охватывает ушко коренного листа; *б* — второй лист заострен и завернут вокруг ушка; *в* — второй лист заострен, раскатын и завернут вокруг ушка

и 3.5/11]. Как уже указывалось в [21, п. 3.1.1], применение такой листовой рессоры позволяет избежать применения двух винтовых пружин и стабилизатора, включая детали, необходимые для закрепления последнего. Недостатком использования такого упругого элемента является смещение рессоры в местах закрепления под действием боковых сил.

Возникающее при работе подвески изменение длины деталей упругих элементов требует эластичного присоединения мест D крепления (рис. 2.85). Под действием боковых сил последние также деформируются, увеличивая положительный угол развала наружного (по отношению к центру поворота) колеса. На рисунке приведены силы и характер изменения изгибающего момента при статической исходной нагрузке F_w . В центральной части рессоры между точками D действует постоянный по величине момент $M_b = F_w l$, поэтому листы рессоры должны иметь на этом участке постоянное сечение. Допускается только изменение ширины листов (как показано).

При нагружении рессоры силами, действующими в одну сторону (рис. 2.86), концевые и центральный участки принимают форму дуги. В результате рессора по всей длине работает с заданной жесткостью. Однако при движении на повороте (рис. 2.87) на наружной (по отношению к центру поворота) стороне на рессору действует дополнительная сила $+\Delta F_a$ при соответствующем уменьшении нагрузки на внутренней стороне. Один конец рессоры будет в результате приподнят вверх, в то время как другой ее конец отжимается вниз.

В центральной части действуют противоположно направленные изгибающие моменты, которые стремятся изогнуть этот участок в форме буквы S . В связи с тем, что листы рессоры имеют постоянную толщину, их прогиб в центральной части будет незначительным. Это означает, что при поперечно-угловом подрессоривании на поворотах эта подвеска имеет большую жесткость,

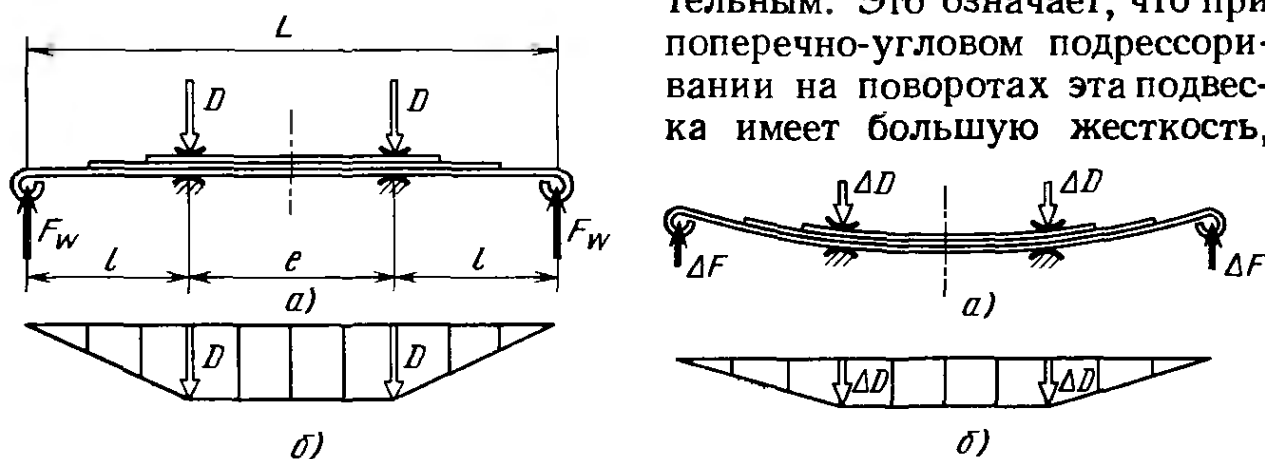


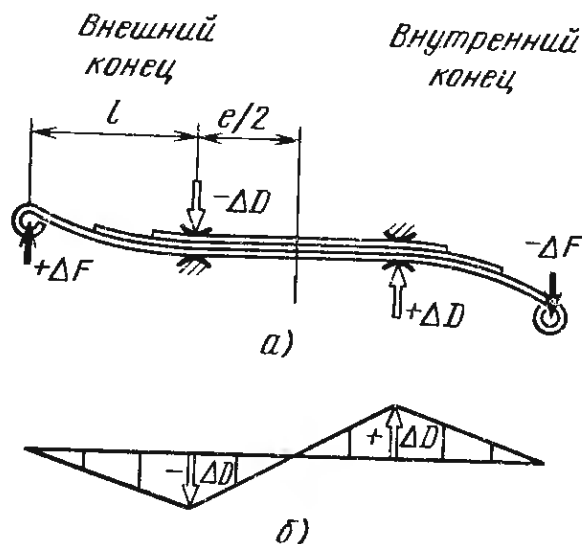
Рис. 2.85. Эпюра изгибающих моментов (б) в поперечно расположенной листовой рессоре (а), которая крепится к кузову в точках D

Рис. 2.86. При вертикальном подрессоривании закрепленная в двух точках рессора (а) изгибается на участке между точками крепления. Увеличение нагрузки ΔD в точках D соответствует увеличению сил ΔF на концах рессоры:

б — эпюра изгибающих моментов

Рис. 2.87. При поперечно-угловом подрессоривании на повороте внешний по отношению к центру поворота конец рессоры (а) дополнительно нагружается силой ΔF_a при соответствующем уменьшении нагрузки $-\Delta F_i$ на внутренний конец. В центральной части рессоры между опорами происходит изменение направления моментов, следствием чего является увеличение жесткости рессоры. Нагрузка на внешнюю опору $D_a = D + \Delta D$, а на внутреннюю $D_i = D - \Delta D$, где $\Delta D = \Delta F \times 2(1 + e/2)/e$:

б — эпюра изгибающих моментов



чем при одинаково направленном перемещении колес при преодолении препятствия. Взаимосвязь между этими двумя величинами определяется расстоянием e между опорами D . Чем больше величина e , тем больше разнятся эти величины (см. п. 2.4.4). Однако возможности увеличения e ограничены, так как длина рессоры в распрямленном состоянии $L = e + 2l$ (см. рис. 2.85) должна быть меньше, чем колея t_0 передних колес. Чем больше величина e , тем короче концевые участки l рессоры и тем выше возникающие в них напряжения. Рессора в этом случае должна состоять из большего числа более тонких листов.

В передней подвеске модели «Опель-Кадетт» [21, рис. 3.4/14] и в задней подвеске модели «Фиат-128» [21, рис. 3.5/11] рессоры, закрепленные в двух точках, нагружены только вертикальными силами. Боковые и продольные силы воспринимают нижние рычаги, на которые опираются концы рессор. При этом концы рессор могут поворачиваться относительно рычага в боковом направлении. Обеспечения безопасности на случай поломки не требуется, и конструктивное решение с малолистовой параболической рессорой с двумя опорами оказалось экономически самым выгодным (рис. 2.88; см. также [21, рис. 3.1/4]).

Если поперечно расположенная листовая рессора, закрепленная в двух точках, одновременно заменяет верхний или нижний рычаги, то в этом случае конструктор должен знать траектории центров ушков рессоры при работе подвески на поворотах. Это необходимо для определения мгновенного центра поворота [21, рис. 4.4/9], а также для того, чтобы рассчитать изменение развала

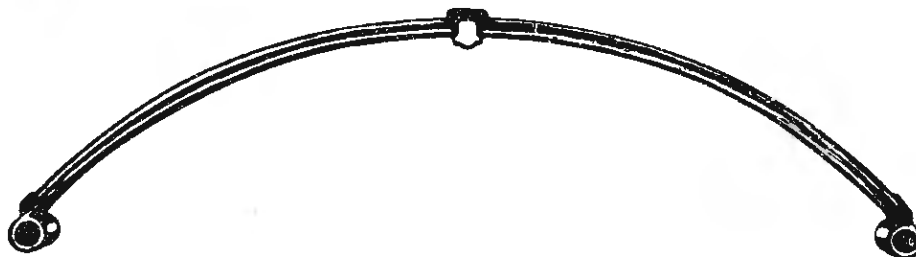


Рис. 2.88. Передняя рессора модели «Опель-Кадетт Б», выпускавшейся до 1973 г. Рессора состоит из двух параболических раскатанных листов. В местах крепления листы отделены один от другого резиновыми накладками

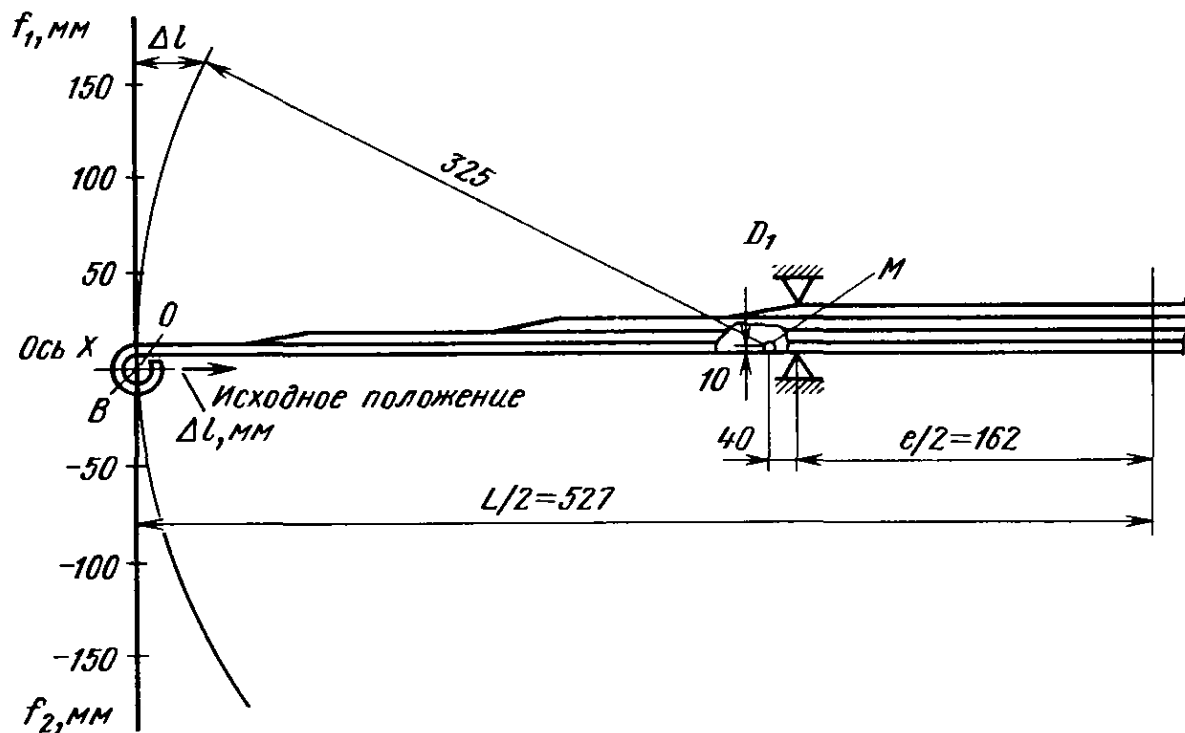


Рис. 2.89. Центр дуги, описываемой ушком рессоры, закрепленной в двух точках, как правило, смещен в сторону от мест закрепления

и схождения колес [21, рис. 4.3/5 и 4.5/9]. Точки замеров, образующие траекторию перемещения, получают с помощью пружинных весов. В качестве исходного положения принята выпрямленная рессора (рис. 2.89). Величина нагрузки при этом не играет роли. В качестве исходных параметров используются величины ходов сжатия f_1 и отбоя f_2 подвески в направлении оси Y , а измеряемой величиной является боковое смещение Δl обоих салазков, что дает соответствующее значение X . В процессе изучения оба места закрепления D_1 (слева) и D_2 (справа, на рисунке не изображено) должны параллельно нагружаться или разгружаться. Затем рессору вычерчивают в выпрямленном состоянии в масштабе 1 : 1, чтобы, исходя из этого положения, иметь возможность нанести полученные значения X в соответствии со значениями Y . Начало координат располагается в центре ушка рессоры. Соединив отдельные точки, получим с обоих концов рессоры дугообразную кривую. Центр кривизны служит кинематическим центром вращения.

Аналогичный процесс может быть применен также при центральном закреплении рессоры, независимо от того, является это закрепление жестким или упругим (рис. 2.90). При поперечно расположенных листовых рессорах таким же путем осуществляется определение центра поворота [21, рис. 4.4/8]. При продольных листовых рессорах определяют траекторию, которая требуется для уточнения перемещения неразрезной балки, закрепленной на рессорах [21, рис. 3.3/2 и 4.6/19]. В последнем случае рессора должна быть изображена на чертеже в соответствии с ее положением в автомобиле.

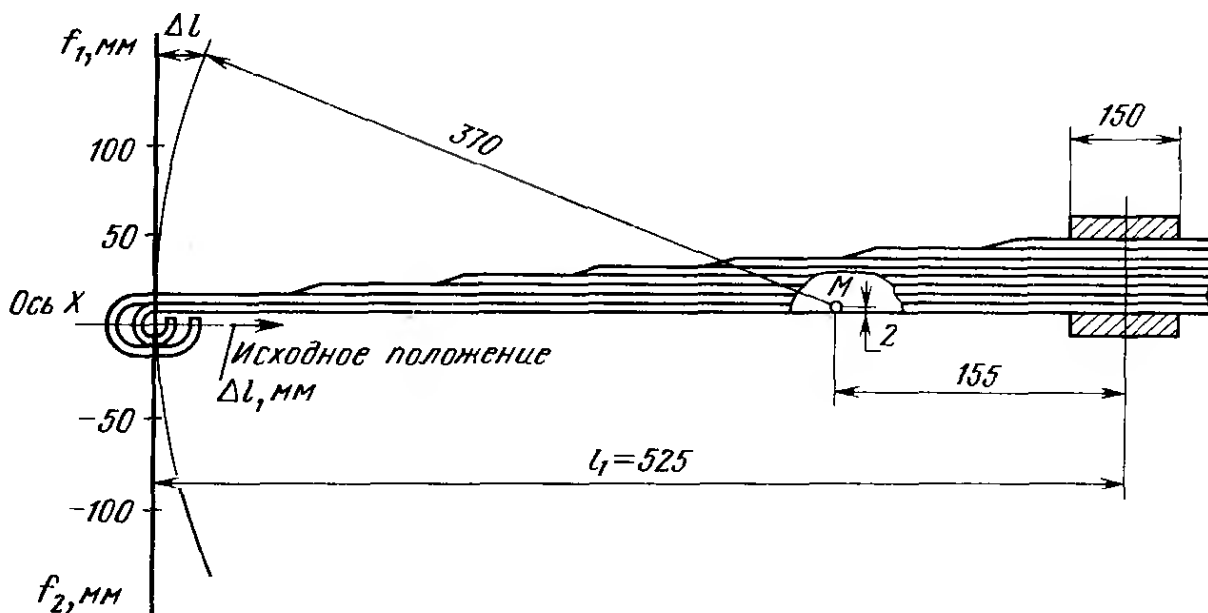


Рис. 2.90. При жестком закреплении середины рессоры центр дуги, описываемой при работе подвески ушком, располагается вне заделки

Как показано на рис. 3.1/3 [21], листовые рессоры могут иметь прогрессивную характеристику упругости. Чтобы добиться увеличения жесткости при увеличении нагрузки (см. рис. 2.43), рессоры задней подвески легковых автомобилей выполняют двухступенчатыми. В этом случае однолистовая параболическая рессора или двух- либо трехлистовая трапецидальная при прогибе опираются на лист второй ступени (рис. 2.91, варианты *а* и *б*). Кроме того, существует возможность установки упора, смещенного по длине рессоры. Этот упор приводит к уменьшению рабочей длины рессоры при ходе сжатия и соответственно к увеличению жесткости (вариант *в*). Конструктивные решения *а* и *б* позволяют так подобрать длину и толщину листов обеих ступеней, что при ходе сжатия подвески до крайнего верхнего положения (т. е. при максимальной нагрузке) напряжения распределяются равномерно. Установка дополнительного ограничителя, напротив, может привести к концентрации напряжений в месте опоры рессоры.

Для грузовых автомобилей изменение нагрузки значительно больше. Чтобы жесткость подвески у незагруженного автомобиля не была чрезмерно высокой,

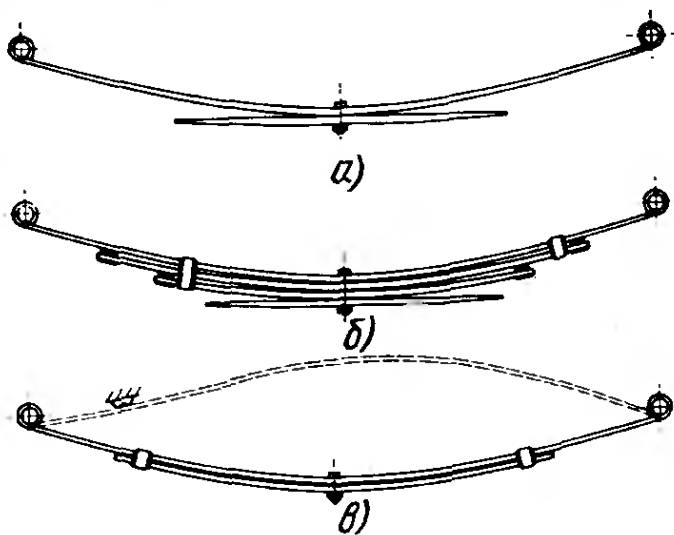


Рис. 2.91. Различные варианты исполнения продольных листовых рессор с прогрессивной характеристикой упругости для легковых автомобилей:

а — однолистовая рессора с плавно включающимся подрессорником; *б* — то же, трапецидальная; *в* — укорачивание одного из плеч рессоры на ходе сжатия (см. также [21, рис. 3.1/3])

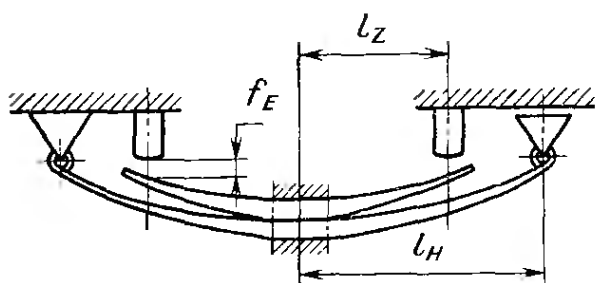


Рис. 2.92. Для грузовых автомобилей требуется значительно более высокая прогрессивность характеристики упругости подвески, которой можно добиться только с помощью дополнительной рессоры, устанавливаемой сверху на основную рессору. Дополнительная рессора после перемещения подвески вверх на определенную величину f_E хода упирается в специальные опоры

требуется более прогрессивная характеристика, которую можно получить только с помощью дополнительных рессор. Эти дополнительные рессоры с собственной характеристикой упругости крепят на основных рессорах. После определенной величины хода f_E подвески (рис. 2.92) достигают специальных упоров.

В большинстве случаев дополнительные рессоры имеют более высокую жесткость, чем основные, что позволяет избежать слишком низкой частоты колебаний груженого автомобиля и удержать в определенных пределах крен кузова на поворотах. Повышения

жесткости достигают путем уменьшения длины листов (l_Z вместо l_H основной рессоры) и увеличения толщины. Поскольку дополнительная рессора включается в работу только в конце хода подвески, возникающие в ней напряжения изгиба меньше, чем в листах основной рессоры. Расположенные один над другим пакеты рессор могут быть как трапецеидальными (рис. 2.93), так и параболическими (рис. 2.94), имеющими следующие характеристики:

	Основная рессора	Дополнительная рессора
Расстояние между ушками L , мм	1800	—
Длина рессоры, мм	—	1120
Ширина листа B , мм	100	100
Наибольшая толщина h_1 , мм	22	29
Жесткость рессоры c_{2h} , Н/мм	245	730
Наибольшая нагрузка F_{max} , кН	33,2	9,8
Напряжения изгиба под действием F_{max} , МПа	680	222

В обоих случаях в качестве аварийной меры на случай поломки коренного листа сделано так, что конец второго листа охватывает левое ушко. Правый конец рессоры, изображенной на рис. 2.93, скользит по опоре. Этот вариант исполнения конца рессоры часто встречается в подвеске грузовых автомобилей (рис. 2.95). В легковых автомобилях применение подобного конструктивного решения создавало бы неприятный шум.

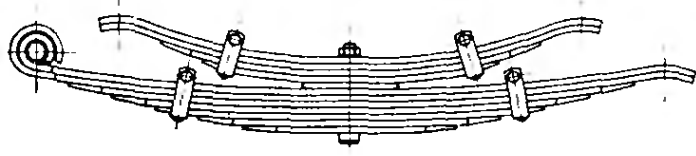


Рис. 2.93. Задняя рессора грузового автомобиля, имеющая прогрессивную характеристику упругости. Трапецеидальная рессора выполнена без проставок между листами



Рис. 2.94. Двухступенчатая параболическая рессора нового поколения для грузовых автомобилей, имеющая прокладки между листами по кочкам и в зоне центрального стяжного болта

Рис. 2.95. Чтобы компенсировать изменение длины в процессе колебаний рессора может с одной стороны иметь скользящую опору:



a — прямой конец рессоры с удлиненным для безопасности вторым листом; *b* — изогнутый коренной лист

2.3.3. Винтовые пружины

Прогрессивную характеристику упругости могут иметь и витые пружины, что достигается за счет переменного шага витков (рис. 2.96), изготовления пружин из конической проволоки или одновременного использования обоих решений (рис. 2.97). Достоинством такого упругого элемента является его компактность. Внутри витков пружины можно разместить амортизатор, ограничитель хода или направляющую трубу свечной подвески.

Важным элементом является исполнение концов пружины. Если при движении автомобиля концы пружин будут проворачиваться относительно опор, то это приведет к появлению неприятных шумов. Тарелки пружины, имеющие соответствующую форму, обеспечивают жесткий упор конца пружины, обрезанного под прямым углом (рис. 2.98, пример 3). Винтовая пружина такой конструкции имеет минимальную общую стоимость, что показано на том же рисунке в процентах

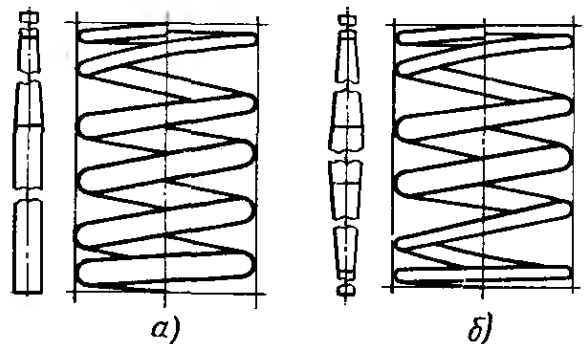


Рис. 2.96. Винтовая пружина с прогрессивной характеристикой упругости, навитая с переменным шагом. Под нагрузкой вначале сомкнутся витки с меньшим углом навивки, при этом число работающих витков сократится и пружина станет жестче

Рис. 2.97. Винтовая пружина с прогрессивной характеристикой упругости, изготовленная из проволоки переменного сечения с конусом, прошлифованным в одну сторону (*a*) и в обе стороны (*b*)

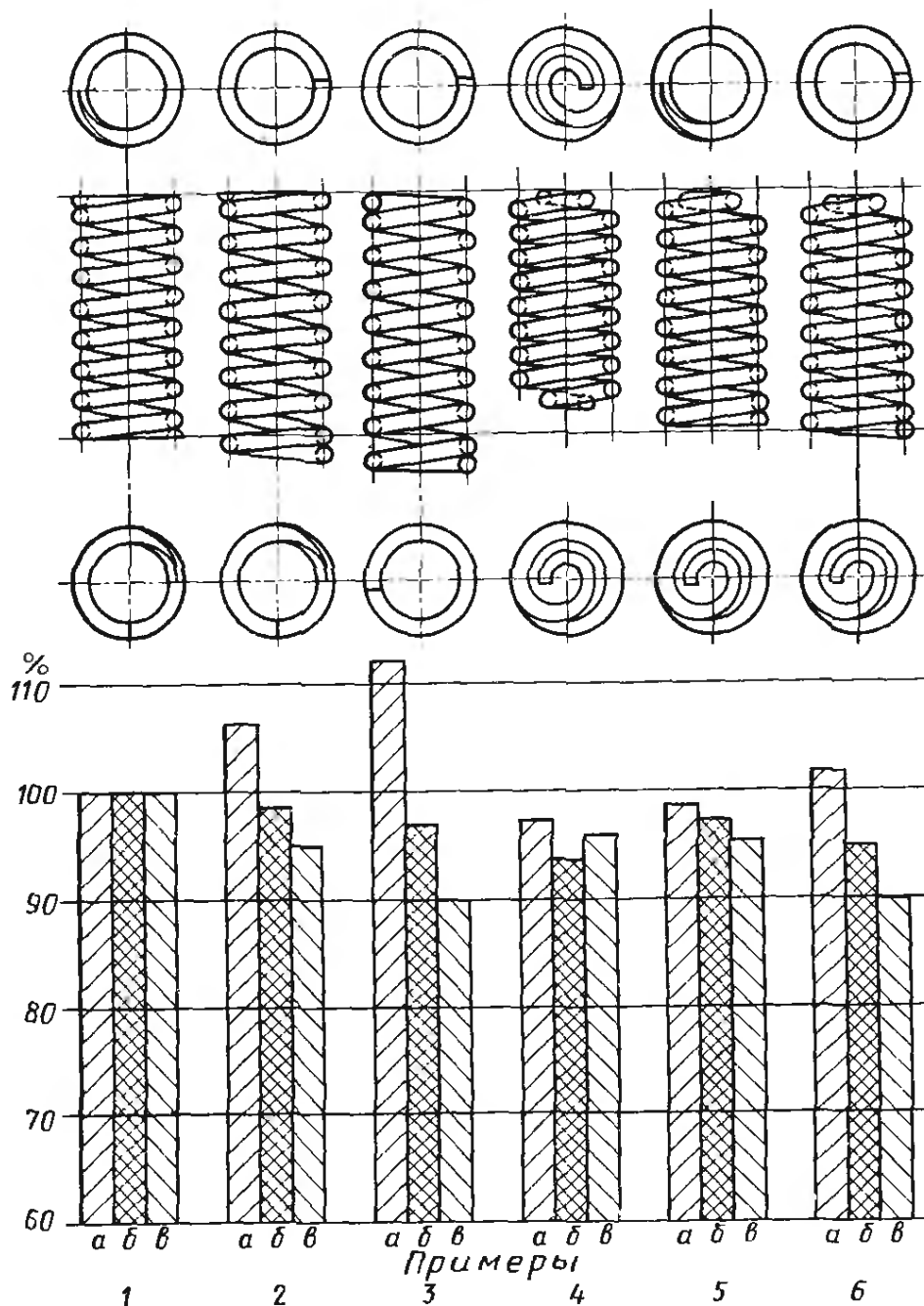


Рис. 2.98. Различное исполнение концевых витков спиральных пружин, не имеющих прогрессивной характеристики, и его влияние на требуемую длину проволоки и пружины (а), на стоимость материала (б) и общую себестоимость пружины (в). Все пружины имеют одинаковое общее число витков i_g , их концы сошлифованы на участке, равном $3/4$ витка (расчет см. рис. 2.124):

относительной стоимости пружины из примера 1. Более дорогим вариантом является поджим крайних витков и шлифование плоскости (пример 1). Однако этот вариант имеет и преимущества, поскольку позволяет использовать плоские, легко изготавливаемые опорные поверхности (см. рис. 2.97, 2.127 и [21, рис. 3.1/9а]). Такое исполнение концов пружин применяется для пружин подвески грузовых автомобилей и очень часто в других пружинах (например, пружин клапанов и др.). Просты в установке и также недороги пружины, концы которых завернуты внутрь. Еще преимуществом этих пружин является меньшая габаритная длина (см. рис. 2.98, пример 4). Однако при этом их недостатком яв-

ляется невозможность разместить внутри витков амортизатор или ограничитель хода. Компромиссное решение представляет собой пружина, изображенная в примере 6. Нельзя загнать внутрь концы винтовых пружин с прогрессивной характеристикой.

2.3.4. Торсионы

Исполнение концевых участков имеет для цилиндрических торсионов столь же большое значение, как и для винтовых пружин. Для передачи момента на выполненных горячей высадкой головках стержней может быть нанесен мелкошлицевой профиль типа рекомендуемого стандартом ДИН 5481 (рис. 2.99, см. также [3, п. 2.5.5]). Речь идет о решении, которое хотя с технической точки зрения и не вызывает трудностей, но является экономически нецелесообразным и должно применяться только в тех случаях, когда заделка концов торсиона не предусматривает никакой регулировки. Шлицы могут быть получены накатыванием или резанием, и в результате будет обеспечена достаточно высокая соосность концов торсиона. Фирма «Фольксваген» использовала такое исполнение торсионов в диагонально-рычажной подвеске на модели «Жук-1200/1300» [21, рис. 3.8/4], а также в подвеске моделей 1303 и 1600 [21, рис. 3.10/11]. Это же решение использовала на модели 911 и фирма «Порше» [21, рис. 3.10/10]. Поворот торсиона на один или несколько шлицов позволяет поднять или опустить автомобиль (см. п. 2.2.6). Однако подобное изменение легче осуществить с помощью систем регулирования высоты, которые имеются на всех современных автомобилях [21, рис. 3.4/10, 3.4/11, 3.5/10 и 3.9/1]. Хотя в связи с большим числом деталей это решение является более дорогим, но зато оно обеспечивает возможность бесступенчатого регулирования.

Это позволяет в определенном диапазоне установить любую высоту автомобиля. Кроме того, при проседании одной из сторон подвески, результатом чего явится крен кузова [21, рис. 4.5/4], разница в высоте также может быть устранена. На рис. 2.100 приведен механизм регулирования подвески передней оси моделей «Ауди-60» и «Ауди-75» [21, рис. 3.4/11]. Благодаря ударным нагрузкам, которые имеющий квадратное сечение конец 1 торсиона передает на рычаг 2, последний занимает очень устойчивое положение, прижимаясь нижней частью к шумоизолирующей пластмассовой пластине, расположенной в углублении поперечины 5. Силы, вызываемые моментом M_F упругости, создают в регулировочном болте 4 напряжения растяжения. Верхний конец этого регулировочного болта ввернут в гайку 3, которая может проворачиваться в верхнем конце рычага. Нижняя головка болта через изолирующую шайбу 6 упирается в поперечину 5 (которая является частью кузова).

Фирма ДАФ на модели 55 применила аналогичное конструктивное решение, но при этом ее регулировочный болт подвержен

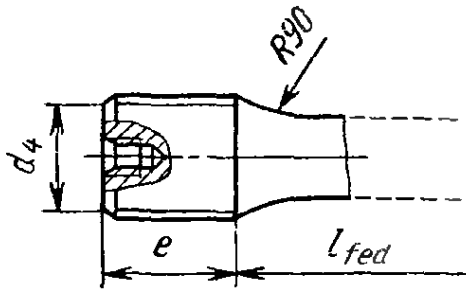


Рис. 2.99. Осаженные концы цилиндрических торсионов для передачи крутящего момента могут иметь мелкие шлицы в соответствии со стандартом ДИН 5481. Чтобы исключить создание концентраторов напряжений, должны быть соблюдены следующие условия: диаметр головки $d_4 \leq 1,4d$; длина головки $e \geq 1,75d^2/d_4$, где d — диаметр торсиона

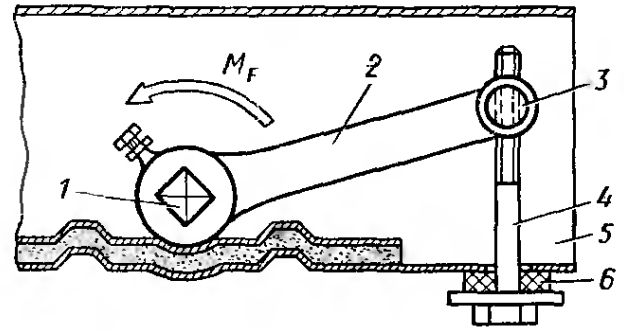


Рис. 2.100. Схема возможной регулировки высоты кузова в передней торсионной подвеске моделей Ауди-60 и Ауди-75, выпускавшихся до 1972 г. (см. также [21, рис. 3.4/11])

напряжением сжатия [21, рис. 3.5/10]. Фирма «Рено» на моделях 4, 6 и 16 регулирует торсионы с помощью эксцентриков, на которые опираются короткие рычаги, закрепленные на концах торсионов [21, рис. 3.9/1].

Дополнительным достоинством систем регулирования высоты является то, что они позволяют использовать стержни, концевым участкам которых методом горячей высадки придано квадратное или шестигранное сечение без последующей механической обработки. Допуски на взаимное расположение граней головок могут быть достаточно большими (рис. 2.101, см. также [21, рис. 3.1/7]). В этом случае при механической обработке потребуется лишь выполнить углубления для фиксации головок торсиона. Переходный участок от головки к стержню для предотвращения концентрации напряжений должен иметь радиус R не менее 90 мм (см. рис. 2.99 и 2.101). Этот радиус легко может быть обеспечен при горячей высадке головки. В работе [21, рис. 3.4/10 и 3.5/10] приведены относительно длинные цилиндрические торсионы, необходимые для создания соответствующей современным требованиям мягкой передней подвески. При отсутствии места для размещения торсионов достаточной длины, например, при их поперечном расположении, следует применять набор стержней. Стержни в этом случае обычно имеют головки квадратного сечения, а набор состоит из двух или четырех круглых стержней, собранных в один пакет (рис. 2.102, см. также [21], рис. 3.1/8) или из любого числа полос прямоугольного сечения (см. рис. 2.105 и [21, рис. 3.1/5]). Размеры этого сечения выбираются с таким расчетом, чтобы при равной толщине отдельных листов их набор имел квадратное сечение.

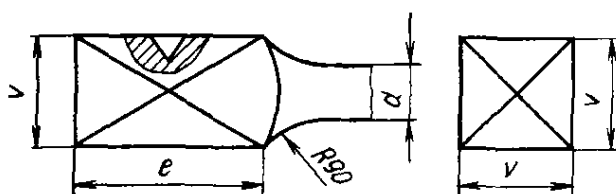


Рис. 2.101. Хорошо подходят для передачи крутящего момента высаженные четырехгранные головки. Радиус перехода от головок к валу должен быть не менее $R = 90$ мм

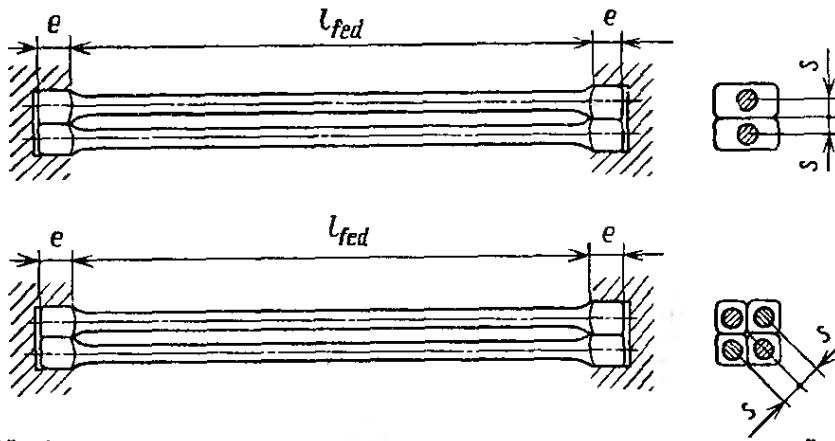


Рис. 2.102. Набор цилиндрических торсионов, рекомендуемый, когда длина торсиона конструктивно ограничена

С точки зрения себестоимости один круглый стержень, способный выполнять те же функции, всегда дешевле любого набора. Однако в тех случаях, когда кроме кручения имеют место напряжения изгиба, его применение исключено. Такое сочетание встречается в конструкциях прицепов, подвеска которых выполнена на продольных рычагах (рис. 2.103). Концевая втулка 1 торсиона 2 в точке 3 одновременно является опорой, передающей на поперечину 4 вертикальные нагрузки. При этом между вертикальной силой N' и реакцией A в подшипнике имеется плечо a . В результате возникает статический изгибающий момент $M_{bw} = N'a$ (схема нагружения приведена в верхней части рисунка). Как излагалось ранее в п. 1.1, для расчета долговечности следует использовать верхнее значение вертикальной силы N'_0 в сочетании со знакопеременной боковой силой $\pm S_1$. Последняя приложена к рычагу k . Изгибающий момент воспринимается листами рессоры, установленными на ребро. Напряжения изгиба являются максимальными в верхнем и самом нижнем участках профиля (рис. 2.104), т. е. в тех местах, в которых напряжения кручения $\tau_{\pm \min}$ составляют 74 % максимального значения $\tau_{\pm \max}$, которое

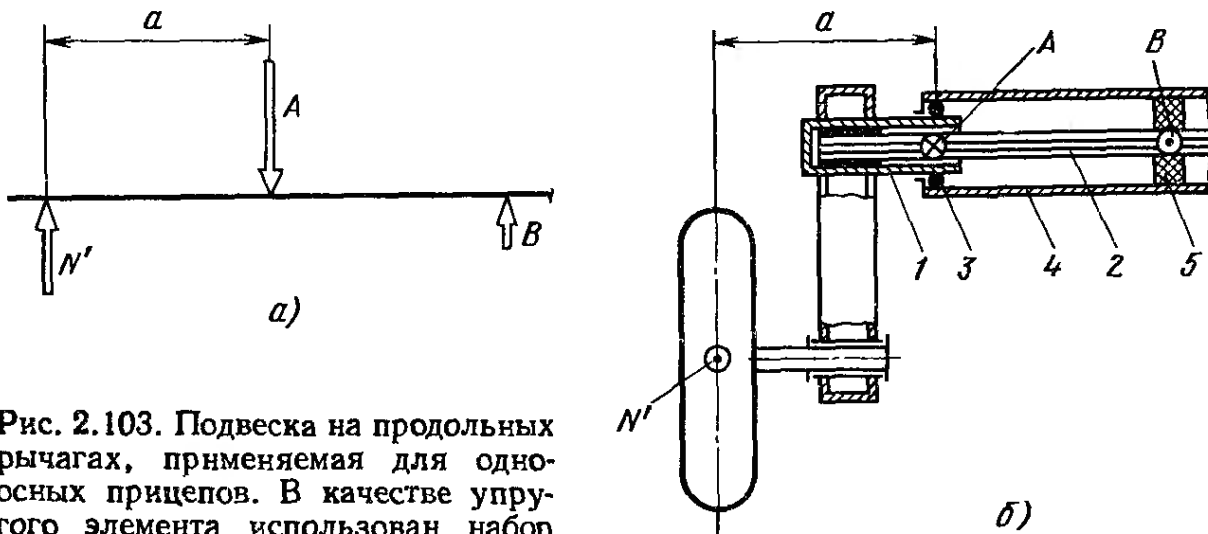


Рис. 2.103. Подвеска на продольных рычагах, применяемая для одноосных прицепов. В качестве упругого элемента использован набор пластинчатых торсионов. Торсионы, кроме того, нагружены силой N' на изгиб в плоскости листов:

a — статические силы; b — вид сверху

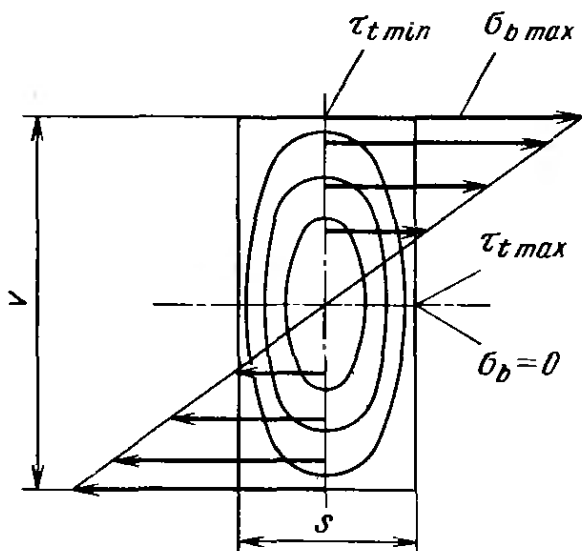


Рис. 2.104. Если пластинчатые торсионы дополнительно нагружены на изгиб в плоскости листов, то напряжения кручения и изгиба перераспределяются, достигая наибольших значений на тех участках, где напряжения кручения минимальны, т. е. составляют 74 % максимальных значений (см. также [21, рис. 3.1/6])

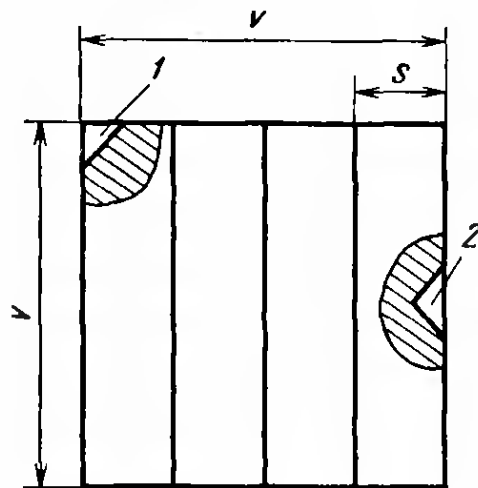


Рис. 2.105. Фиксация торсиона в поперечном направлении должна осуществляться в месте 1 пакета, где напряжения кручения минимальны. Нельзя сверлить отверстия под фиксатор на широкой стороне полосы 2, чтобы избежать концентрации напряжений и преждевременной поломки в результате усталостных напряжений

имеет место на плоских поверхностях (см. также п. 2.4.5). Формула для расчета эквивалентных напряжений кручения получена с использованием зависимостей, приведенных в п. 1.3.5:

$$\tau_{iv} = \sqrt{(\sigma_{bo}/a_A)^2 + (0,74\tau_{t \max})^2},$$

где $\sigma_{bo} = (N_o a + S_1 k)/W_b$ (см. рис. 1.135); $W_b = v^3/6$ (рис. 2.105, 2.114); $a_A = \sigma_{доп}/\tau_{доп} \approx 1,61$ (см. рис. 1.63 и 2.135).

В качестве отношения напряжений a_A выбрана величина, полученная для пружинных сталей экспериментальным путем. Торсион, установленный поперек автомобиля, должен быть так закреплен в центральной заделке 5 (см. рис. 2.103) и снаружи в местах крепления рычагов, чтобы действующие на колеса боковые силы не могли сдвинуть его. Раньше для этого делали специальную выемку на боковине наружного листа (рис. 2.105), т. е. именно там, где напряжения кручения имеют максимальные значения ($\tau_{t \max}$, см. рис. 2.104). В результате происходила преждевременная поломка, причиной которой была усталость материала, поэтому закрепление должно осуществляться по ребрам, где напряжения кручения столь малы, что ими можно пренебречь.

2.4. РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ СТАЛЬНЫХ УПРУГИХ ЭЛЕМЕНТОВ

Как и все сильно нагруженные элементы ходовой части, рессоры для предварительного определения размеров также должны быть рассчитаны. Это необходимо для уточнения пространства

для размещения пружин, рессор или торсионов, а также для того, чтобы определить, может ли выбранный вид упругого элемента обеспечить желаемую жесткость подвески без чрезмерного усложнения или удорожания конструкции. Чем больше масса кузова и чем ниже требуемая жесткость подвески, тем больше места требуется для размещения упругого элемента и тем больше его масса. Схемы расчетов, приведенные в п. 2.4.3—2.4.7, выполнены с учетом уже заданных конструктивных размеров, жесткости подвески и прочности выбранных пружинных рессорных сталей.

2.4.1. Пружинные (рессорные) стали и их свойства

В стандарте ДИН 17221 нормированы стали для пружин и рессор, изготавливаемых горячим формованием. В стандарте ДИН 17222 перечислены свойства холоднокатаной стальной ленты. Оба вида сталей используются для изготовления перечисленных ниже упругих элементов. В обоих стандартах приведены качественные и высококачественные стали. Последние дороже, но зато они содержат меньше примесей фосфора и серы и обладают большей однородностью. К этому следует добавить более слабое обезуглероживание кромок, меньшее количество неметаллических включений и более благоприятное значение (положение точки на диаграмме растворения) предела текучести, которое обеспечивается большей долей хрома [4, п. 7.1.5].

В табл. 2.4 приведены выдержки из стандарта ДИН 17221 для наиболее распространенных марок сталей с указанием типа (*E* — высококачественная сталь; *Q* — качественная сталь) областей применения и максимально возможных размеров при различных видах упругих элементов. Марки сталей разбиты на группы в зависимости от прочности, что позволяет лучше видеть зависимость между временным сопротивлением, пределом текучести и удлинением. Добавка в качестве легирующих элементов хрома и молибдена улучшает прокаливаемость стали. Именно поэтому при большей толщине листов или при большем диаметре торсионов могут использоваться стали марок 50CrV4V и 51CrMoV4V. Все еще используемые марки стали Ск67V, 55Si7V и 65Si7V не следует применять в новых конструкциях в связи с опасностью обезуглероживания кромок.

В штампе чертежа указывается временное сопротивление, которое материал рессоры или пружины должен иметь после обработки с учетом поля допуска. Буква *V* после марки стали означает термическое улучшение, поэтому надпись в штампе чертежа будет иметь вид

50CrV4V

$$\sigma_b = 1600 \dots 1850 \text{ МПа}$$

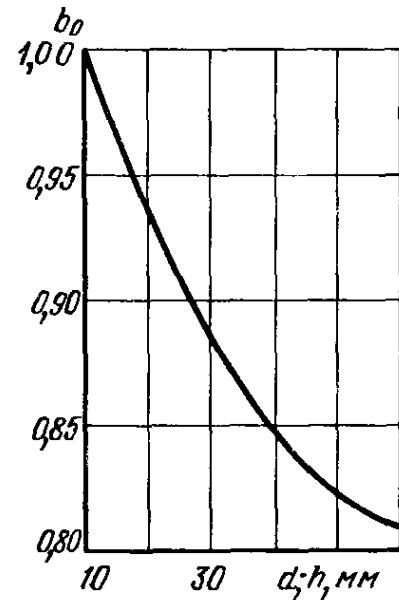
Таблица 2.4

Сталь			Прочностные показатели			
Тип	Марка	Обозначение	Группа прочности	$\sigma_{в}$, МПа	σ_s min, МПа	δ_s min, %
E	Ск53V + Cr *	—	I	1100—1300	950	7
Q	60SiCr7V	1.0961	IV	1400—1650	1200	6
E	55Cr3V	1.7176	IV	1400—1650	1200	6
			V	1500—1750	1250	5
			VI	1600—1850	1350	4
E	50CrV4V	1.8159	IV	1400—1650	1250	6
			V	1500—1750	1350	5
			VI	1600—1850	1450	4
E	51CrMoV4V	1.7701	V	1500—1750	1350	5
			VI	1600—1850	1450	4
Область применения и максимальная толщина листа h или диаметр d , мм						
Тип	Листовые рессоры		Торсионы		Винтовые пружины d_{max}	Стабилизаторы d_{max}
	ГА h_{max}	ЛА h_{max}	наборные h_{max}	цилиндрические d_{max}		
E	—	—	—	—	—	До 16
Q	16	16	—	—	—	25
E	16	16	10	25	25	25
	16	16	—	19	19	—
	16	16	—	16	16	—
E	16—25	16—25	25	—	40	—
	—	16—25	—	40	40	25—40
	—	16—25	—	25	40	—
E	—	25—40	—	40—60	40—60	40—60
	—	—	—	40—60	40—60	—

* С добавкой 0.2 % Cr. Без хрома пригодна лишь для стабилизаторов диаметром до 12 мм.

ГА — грузовые автомобили; ЛА — легковые автомобили.

Рис. 2.106. Коэффициент уменьшения b_0 отражает снижение допускаемых верхних значений напряжений, если толщина h или диаметр d превышают 10 мм



(подробнее обозначение материалов см. в работе [4, п. 7.3]).

Однако при расчете упругих элементов используется не временное сопротивление, а напряжения, которые может выдержать материал при данном типе нагружения, т. е. при изгибе или кручении (см. п. 1.3.1). Эти величины считаются допускаемыми верхними напряжениями, являясь функцией также указанных в табл. 2.4 значений предела текучести σ_s . Уравнения для расчета допускаемых напряжений с учетом запаса прочности ν и коэффициента b_0 (который учитывает уменьшение прочности при толщине свыше 10 мм) будут иметь вид (рис. 2.106)

$$\sigma_{b \text{ доп } o} \approx 1,2\sigma_s b_0/\nu;$$

$$\tau_{t \text{ доп } o} \approx 0,63\sigma_s b_0/\nu.$$

Для пружинных сталей предел текучести при кручении составляет около $\tau_t \approx 0,63\sigma_s$ в отличие от углеродистых улучшаемых сталей по стандарту ДИН 17200, для которых $\tau_t \approx 0,58\sigma_s$ (см. табл. 1.1).

Для создания легких конструкций при достаточно полном использовании возможностей материала следует принимать запас прочности на уровне всего $\nu = 1,05 \dots 1,1$. Превышение напряжений при проседании пружин или рессор и уменьшении высоты кузова практически невозможно в связи с наличием ограничителей хода. Для листовых рессор малый запас прочности возможен также потому, что каждая рессора при проверке установочной высоты p (рис. 2.107) подвергается предварительной осадке. Отдельные листы изготавливаются с большим прогибом, чем необходимо, чтобы затем при нагрузке, превышающей предел текучести, вся рессора с небольшими отклонениями имела желаемую установочную высоту. Поэтому в процессе эксплуатации при нагрузках, достигающих предела текучести при изгибе, вряд ли следует опасаться дополнительного проседания.

Цилиндрические торсионы также могут быть нагружены в направлении действия рабочей нагрузки, имеющей место в автомобиле, до напряжений, превышающих предел текучести. Благодаря этому допускаемые верхние значения напряжений увеличиваются более чем на 40 %, т. е. $\tau_{tF} \approx 1,4 \cdot 0,63\sigma_s$. Но при этом для левой и правой сторон автомобиля необходимы стержни, которые предварительно закручены в противоположных направлениях. В связи с этим требуется их дополнительная маркировка. Однако для того,

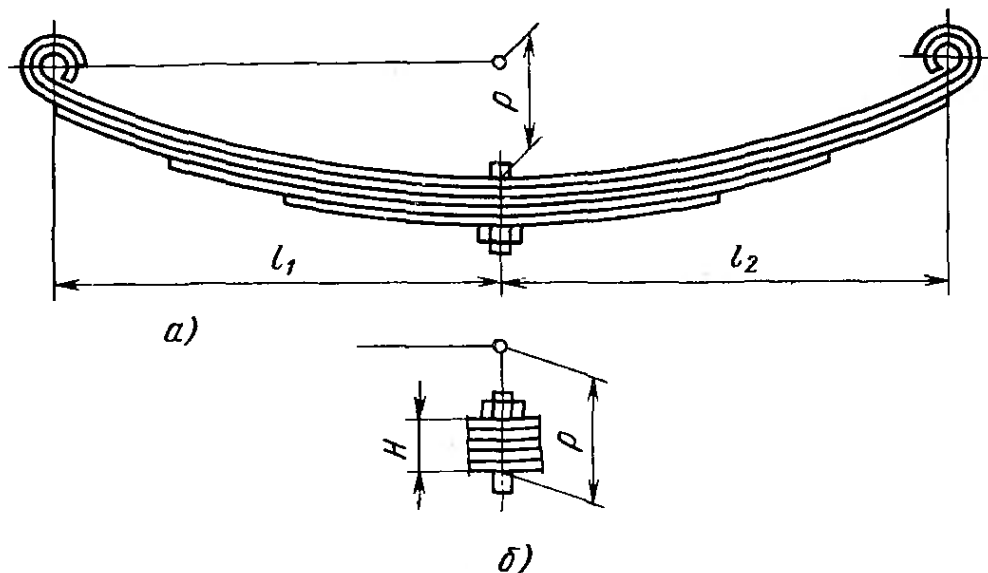


Рис. 2.107. Измеряемая при контрольной нагрузке $F_{\text{к}}$ установочная высота (или стрела прогиба) p гарантирует при установке рессоры на автомобиль нормальное положение кузова и соответствующие ходы подвески:

a — устанавливаемая под ось легкового автомобиля листовая рессора с выступающим над коренным листом и используемым для центровки стяжным болтом; *б* — рессора грузового автомобиля, устанавливаемая над осью (стрела прогиба p включает высоту пакета H)

чтобы обеспечить отсутствие трещин при минимальном удлинении $\delta_s = 6\%$, временное сопротивление стали после улучшения не должно превышать $\sigma_B = 1400 \dots 16500$ МПа.

Это означает, что материал используется не лучшим образом. Именно поэтому эта мера применяется лишь в исключительных случаях. Экономически целесообразнее стремиться к более высокой прочности, не считаясь с удлинением ($\sigma_B = 1600 \dots 1850$ МПа при $\delta_s \geq 4\%$), при этом возрастают и предел текучести и допустимые напряжения.

Винтовые пружины допускают предварительную осадку лишь в тех случаях, когда высота полностью нагруженной пружины превышает ее минимальную высоту L_n при соприкосновении витков (см. условные обозначения в п. 2.4.7 и рис. 2.124). При использовании торсиона, состоящего из набора элементов, такая возможность практически отсутствует.

Если деформация упругих элементов в процессе эксплуатации зависит от напряжений, которые допускает использованный материал, то их долговечность является функцией предельных напряжений, определяемых ходом подвески. Как описано в п. 1.3.1, эти величины определяются расчетом или с помощью диаграмм предельных напряжений. Их величина зависит как от марки используемой стали, так и от обработки поверхности и наличия концентраторов напряжений. Круглые прутки, используемые для изготовления винтовых пружин и торсионов, шлифуются, что обеспечивает высокую точность (допуск $h9$ по стандарту ИСО, см. [3, п. 6.6]) и гладкую металлическую поверхность без концентраторов напряжения с высотой микронеровностей $Rt < 15$ мкм [3, п. 2.8]. Перед завершающей операцией нанесения ударопроч-

ного антикоррозионного покрытия осуществляется дробеструйная обработка готовой пружины, что позволяет устранить последние имеющиеся концентраторы напряжений и обеспечить требуемое сопротивление усталости. При использовании высококачественной стали допускаемые напряжения τ_{iA} могут быть рассчитаны с использованием уравнения из п. 1.3.4:

$$\tau_{iA} = \tau_{i\omega} - 0,159\tau_{i\omega}$$

Предположив, что при пробое подвески напряжения в упругом элементе достигают предела текучести при кручении, вместо $\tau_{i\omega}$ подставляем $\tau_{iF} - \tau_{iA}$. В соответствии с табл. 1.1 при знакопеременных нагрузках предел прочности при кручении $\tau_{i\omega} \approx 0,29\sigma_B$. Используя характерную для пружинных сталей величину $\tau_{iF} \approx 0,63\sigma_s$, а также отношение предела текучести к временному сопротивлению $\gamma = \sigma_s/\sigma_B \approx 0,92$, получаем

$$\begin{aligned} \tau_{iA} &= \tau_{i\omega} - 0,159(\tau_{iF} - \tau_{iA}) \approx 0,29\sigma_B - \\ &- 0,159(0,63 \cdot 0,92 \cdot \sigma_B - \tau_{iA}) \approx 0,24\sigma_B. \end{aligned}$$

Кроме того, в расчет должны войти: запас прочности для защиты от поломок при усталости металла $\nu \approx 1,1$ (величина вполне достаточная в связи с гладкой поверхностью), коэффициент уменьшения напряжений b_1 , который учитывает снижение прочности при диаметре больше 10 мм (см. рис. 1.13). Для винтовых пружин дополнительно учитывается коэффициент k (см. рис. 2.123). В окончательной форме уравнение имеет следующий вид:

$$\tau_{i \text{ доп } A} \approx 0,24\sigma_B \min b_1/(\nu k).$$

Для определения прочности в него следует ввести минимальное значение указанного на чертеже поля допуска. При работе подвески редко используется весь ее ход. Преднамеренно учитывая при расчетах на прочность только часть зоны допускаемых нагрузок, принимают во внимание 90 % хода подвески. Без этого пружины или рессоры были бы слишком тяжелыми и неоправданно дорогими (см. коэффициент 0,9 на рис. 2.115, 2.118 и 2.124).

Прокат из высококачественной стали 50CrV4V, используемой для сборных торсионов без дополнительной механической обработки, может иметь обусловленные технологией концентраторы напряжений и определенную степень обезуглероживания наружной поверхности. Поэтому рекомендуется при допускаемых напряжениях $\tau_{i \text{ доп } A}$ применять более высокий запас прочности $\nu = 1,2 \dots 1,4$. Аналогичные сообщения были бы справедливы и для листовых рессор. В данном случае, из-за отсутствия экономически эффективного метода обработки, следует учитывать, что поверхность заготовки имеет определенные неровности, концентраторы напряжений и обезуглероженные участки. Дробеструйная обработка готовых листов повышает долговечность деталей по крайней мере вдвое. Однако дефекты, образовавшиеся в процессе изготовления, устраняются при этом не полностью. Поэтому долговеч-

ность перепроверяется с помощью удельных напряжений σ_b^* доп в расчете на 1 см прогиба, применяемых только для высококачественных сталей и определяемых опытным путем. Этот показатель допускает превышение предела допускаемых напряжений при длительных нагрузках. Величина σ_b^* доп представляет собой максимально допускаемые напряжения на 1 см хода подвески. Она зависит от временного сопротивления выбранной марки стали, обработки поверхности и конструкции рессоры или пружины. Удельные напряжения приведены в условных обозначениях к рис. 2.109 и составляют σ_b^* доп = 4,0 ... 6,0 МПа/мм. Анализ показывает, что упругие элементы подвески автомобиля относятся к его наиболее нагруженным деталям. Любые последующие изменения, в особенности любая термообработка материала, уменьшают допускаемые напряжения, что в свою очередь ведет к уменьшению стойкости и преждевременной поломке.

2.4.2. Предпосылки для расчета

До начала любого расчета следует определить, какая информация должна быть задана, какие допущения необходимо сделать и какие данные должны быть получены в результате расчета. Должна быть задана жесткость подвески $c_{2v, h}$, приведенная к колесу. Для винтовых пружин на основе этой величины и передаточных отношений i_x и i_y можно рассчитать жесткость самой пружины. Кроме того, должны быть заданы нагрузки на переднюю и заднюю оси $G_{v, h}$ и величина неподдрессоренных масс $U_{v, h}$. Это необходимо для расчета силы, приходящейся при неподвижном автомобиле на одну пружину, $F_w = (G_{v, h} - U_{v, h})/2$ или силы, умноженной на i_y .

Для поперечных листовых рессор и сила F_w и жесткость c_{2A} должны быть отнесены ко всей оси, т. е.

$$F_w = G_{v, h} - U_{v, h}; c_{2A} = 2c_{2v, h}.$$

При определении U_v и U_h к массе оси добавляется половина массы листовой рессоры или винтовой пружины. Вторая половина их массы добавляется к (поддрессоренной) массе кузова. Торсионы размещаются в раме или кузове, и их масса полностью относится к массе кузова (см. п. 2.1.3).

Конструктивно должны быть заданы максимальные ходы подвески при полностью сжатых ограничителях хода сжатия и отбоя (см. п. 2.2.1 и 2.2.2): f_1 — ход колеса вверх (ход сжатия); f_2 — ход колеса вниз (ход отбоя).

Применяемые линейные размеры должны соответствовать рассматриваемому состоянию загрузки, т. е. заранее заданным нагрузкам на ось (см. рис. 2.34—2.43). Избранное конструктивное или исходное положение (обычно когда в салоне находятся водитель и один пассажир) определяет взаимосвязь масс и размеров.

Для расчета упругих элементов не имеет значения, какая нагрузка автомобиля принята за исходную. При полной нагрузке статическая нагрузка $F_{\text{ст}}$ выше, но зато при меньшем ходе сжатия f_1 и, следовательно, при меньшем увеличении силы F_1 .

Частично загруженный автомобиль имеет меньшую начальную нагрузку, но больший ход подвески вверх f_1 и большее значение F_1 . Оба параметра, влияющие на результаты расчета, т. е. $F_{\text{max}} = F_{\text{ст}} + F_1$ и $(f_1 + f_2)$, остаются постоянными независимо от степени загрузки автомобиля.

Кроме этого, должны быть даны установочные размеры, такие, как длина и ширина листов для листовой рессоры, длина стержней для сборных торсионов, диаметр витков для винтовых пружин, длина рычагов и, наконец, передаточные отношения.

Выбрать следует марку стали, ее временное сопротивление после закалки, метод обработки поверхности, что необходимо для расчета верхних и амплитудных напряжений. Виды напряжений совместно учитываются при расчете, благодаря чему при проектировании рессоры или пружины ни один из них не будет превышен.

Для листовых рессор и пластинчатых торсионов в результате расчета должны быть определены число листов и их толщина. Для круглых торсионов определяются диаметр стержня и длина рабочего участка. Для винтовых пружин должны быть найдены диаметр прутка и число витков. Приведенные ниже схематические расчеты позволяют быстро определить размеры упругих элементов, а создание на основе этих расчетов образцов в свою очередь позволяет устранить ошибки в расчетах.

2.4.3. Многолистовые рессоры

Ниже будет показано, как на основе заданных параметров автомобиля будет проведен предварительный расчет и определены размеры наиболее распространенного типа листовой рессоры — многолистовой трапецидальной рессоры с различной длиной плеч и линейной характеристикой. Значительно более сложным является процесс расчета одно- и малолистовых параболических рессор, а также рессор с прогрессивной характеристикой, поэтому его целесообразно поручить изготовителям рессор. В справочниках фирм «Брюнингхаус» [19] и «Хеш» [20] содержатся соответствующие рекомендации.

Для расчета асимметричной продольно расположенной листовой рессоры с плечами l_1 и l_2 кроме приведенных в п. 2.4.2 параметров автомобиля и подвески должны быть указаны ширина B листов и длина e , как правило, жесткой заделки. Для соединения с осью в этом случае используются две пары болтов, расположенных в продольном направлении на расстоянии один от другого 100 ... 140 мм. На грузовых автомобилях конструкция этого узла должна быть такой, чтобы нагрузка на ось не увеличивала

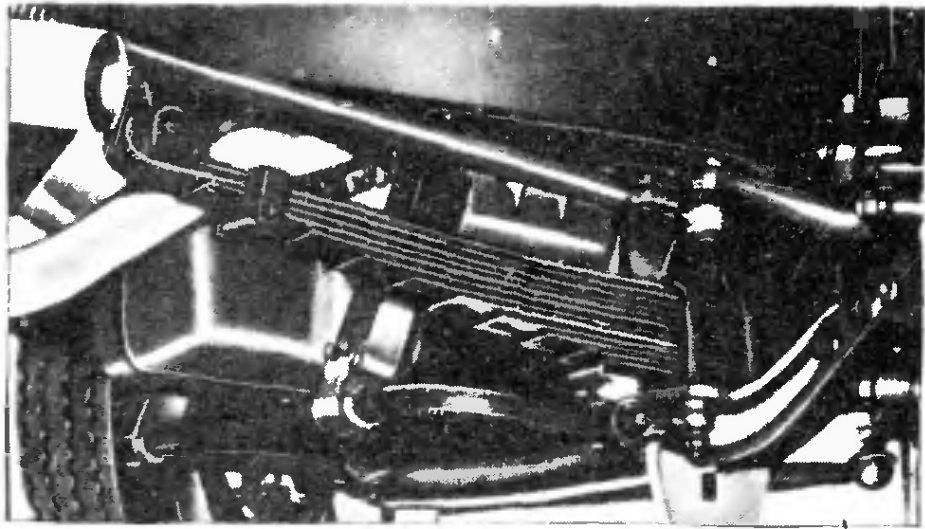


Рис. 2.108. Передняя подвеска грузового автомобиля с листовой рессорой, расположенной над осью. Достоинством этого варианта является разгрузка стремянок, а также более высокое расположение мгновенного центра крена. Чтобы обеспечить для передних колес возможность поворота, рессоры должны быть смещены к оси автомобиля. Недостатком этого решения является худшая устойчивость на поворотах, устранить который можно с помощью мощного стабилизатора (см. рис. 2.26 и 2.28)

напряжений в резьбе. Таким решением является размещение рессоры над осью (рис. 2.108). В легковых автомобилях рессору располагают под осью, что позволяет добиться уменьшения высоты кузова и более низкого расположения мгновенного центра крена [21, рис. 3.2/3, 3.2/8а и 4.4/28]. У небольших автомобилей нагрузки в месте заделки значительно ниже. Это позволяет упруго крепить центральную часть рессоры и с помощью резиновых прокладок и тем самым изолировать кузов от вибраций со стороны дороги. Недостатком являются повышенные напряжения в центральной части листов рессоры, в зоне отверстия под центровой болт. При расчете рессор с таким способом закрепления величина e должна быть принята равной нулю. Ниже приведены применяемые при расчете многолистовой рессоры условные обозначения (рис. 2.109):

- l_1, l_2 — расстояние от оси проушины до центра заделки, мм;
- n' — число листов у проушины;
- n_0 — минимальное число листов;

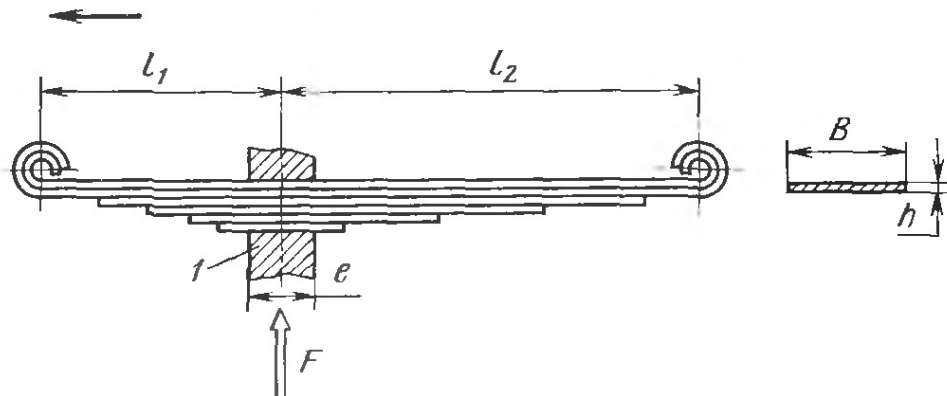


Рис. 2.109. Параметры, учитываемые при расчете многолистовой рессоры:
1 — жесткая заделка

- n_1 — фактическое число листов;
- B — ширина листа, мм;
- b_0 — коэффициент снижения прочности при толщине листа больше 10 мм;
- c_F — жесткость рессоры, Н/мм;
- e — длина участка рессоры в заделке (при эластичной заделке $e = 0$), мм;
- f_1 — ход сжатия (вверх), начиная с F_w , мм;
- f_2 — ход отбоя (вниз), начиная с F_w , мм;
- h_0 — расчетная толщина листа, мм;
- h_1 — выбранная толщина первого листа или всех листов при их одинаковой толщине, мм;
- $h_{2, 3, 4}$ — выбранная толщина второго и последующих листов, мм;
- $g_{1, 2}$ — входящая в расчет длина плеч $l_{1, 2} = e/4$, мм;
- F_w — начальная нагрузка на рессору (доля силы тяжести кузова), Н;
- F_{max} — максимальная сила упругости рессоры при полностью выбранном ходе подвески;
- F_1 — увеличение силы при ходе f_1 , Н;
- F_2 — уменьшение силы при ходе f_2 , Н;
- F_{min} — остаточная сила при разгрузке оси, Н;
- κ_1 — коэффициент формы для многолистовой рессоры; среднее значение $\kappa_0 = 2,38$;
- σ_B — временное сопротивление (предел прочности материала при растяжении), МПа;
- σ_{b0} — допустимые верхние значения напряжений, МПа;
- σ_D — предварительные напряжения изгиба в рессоре при загруженном автомобиле;
- $\sigma_{b \text{ доп}}^*$ — удельные напряжения хода, в МПа на 1 мм хода подвески;
- $\sigma_{b \text{ доп}}^* \geq 6$ МПа — то же, на 1 мм хода для параболических рессор;
- $\sigma_{b \text{ доп}}^* \geq 5,5$ МПа — то же, для трапецидальных рессор с проставочными пластинами или листами для легковых автомобилей;
- $\sigma_{b \text{ доп}}^* \geq 5$ МПа — то же, для трапецидальных листов, применяемых на грузовых автомобилях в сочетании с проставочными пластинами или листами и при уплотнении поверхностного слоя;
- $\sigma_{b \text{ доп}}^* \geq 4$ — то же, для трапецидальных рессор, применяемых на грузовых автомобилях в сочетании с проставочными пластинами или листами, но без уплотнения поверхностного слоя;
- σ_s — предел текучести, МПа;
- ν — запас прочности.

В расчете (рис. 2.110) с самого начала учитываются оба важнейших свойства материала: допускаемые верхние и амплитудные значения напряжений. Последние при этом выражены через удельные напряжения (см. п. 2.4.1). В качестве примера используется продольная рессора задней подвески легкового автомобиля, имеющая равную длину плеч l_1 и l_2 . Следует показать и возникающие при этом упрощения. В исходном положении, т. е. когда в салоне автомобиля находятся водитель и один пассажир, автомобиль имеет следующие массы и размеры: $G_h = 6700$ Н; $U_h = 700$ Н; $c_{2h} = 18$ Н/мм; $f_1 = 12$ см; $f_2 = 8$ см.

Поскольку передаточное отношение i_x от пружины к колесу равно единице, то $c_F = c_{2h}$. В процессе расчета параметры применяются в сантиметрах, поэтому цифровые значения будут отличаться от чертежей, где размеры указаны в мм. Кроме того, потребуются следующие параметры: $l_1 = l_2 = 74$ см; $e = 8$ см; $B = 6$ см.

Дано: $F_w; c_f; f_1; f_2; l_1; l_2; e; v; n'; \sigma_s; \sigma_{бдоп}^*; b_0$ (только при толщине листов больше 10 мм, см. рис. 2.68).

Требуется определить:

F_{min}	$h_{1,2,3}$	n_1
-----------	-------------	-------

Все величины в Н и мм

Лист 1 Лист 2 Лист 3

$$\Sigma h^3 = h_1^3 - h_2^3 - h_3^3 = n_0 h_0^3 \frac{\alpha_0}{\alpha_1} \leftarrow \alpha_1 = 2 + \frac{n'}{n_1}; \quad \alpha_0 = 2,38 \text{ (среднее значение)}$$

$$\nu = 1,05 \dots 1,1$$

Округлить n_0 до целого числа и выбрать толщину листов по приведенному выше условию

$$n_1 \geq n_0$$

$$n_0 = \frac{6 F_w g_1 g_2}{(g_1 + g_2) v \sigma_v} \cdot \frac{1}{h_0^2}$$

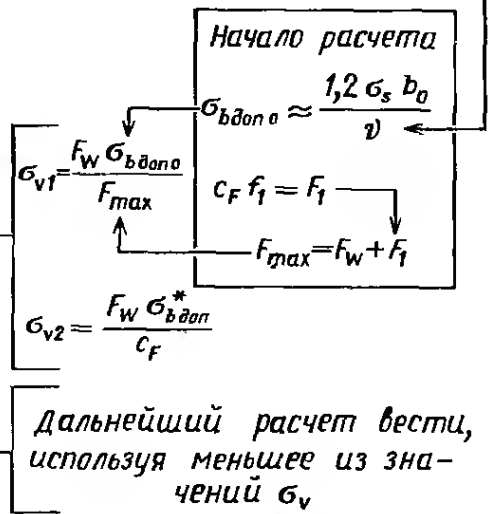
$$F_{min} = F_w - F_2 \leftarrow F_2 = f_2 c_f$$

При $F_{min} > 0$ требуется ограничитель хода отбоя

$$2,1 \cdot 10^6 = E \rightarrow \frac{E \cdot 6 \cdot \alpha_0}{12} = 2,5 \cdot 10^6$$

$$l_{1,2} \frac{e}{4} = g_{1,2}$$

$$h_0 = \frac{g_1 g_2 c_f \sigma_{v1,2}}{F_w \cdot 2,5 \cdot 10^6}$$



Проверочный расчет

$$c_f = \frac{\Sigma h^3 \cdot 1,75 \cdot 10^5 (g_1 + g_2) v \alpha_1}{g_1^2 g_2^2}$$

$$\frac{E}{12} = 1,75 \cdot 10^5$$

$$\sigma_{b0} = \frac{6 F_{max} g_1 g_2}{(g_1 + g_2) v \Sigma h^2}$$

При изменении c_f следует проверить величины σ_v и σ_{b0}

Рис. 2.110. Схема расчета многолистовой рессоры с различной длиной плеч l_1 и l_2 . (Здесь, а также на рис. 2.115, 2.118 и 2.124 вместо «Все величины в кгс и см. — От редакции»)

В качестве материала в соответствии с табл. 2.4 выбрана пружинная (рессорная) сталь 55Cr3V из группы прочности V, которая имеет следующие характеристики: $\sigma_b = 1500 \dots 1750$ МПа, $\sigma_s \geq 1250$ МПа; $\sigma_s \geq 5\%$.

По рис. 2.109 определяем удельные напряжения на 1 см хода подвески

$$\sigma_{бдоп}^* \geq 55 \text{ МПа.}$$

Вначале следует определить предварительную нагрузку F_w и фактическую длину плеч $g_{1,2}$. При этом предполагается, что рессора работает внутри жесткой заделки на расстоянии, равном 25% (т. е. $1/4 e$) с каждой стороны:

$$F_w = (G_h - U_h) / 2 = 3000 \text{ Н;}$$

$$g_1 = g_2 = l_{1,2} - e/4 = 74 - 8/4 = 72 \text{ см.}$$

Затем определяем предварительные напряжения σ_{v1} как функцию верхних значений напряжений с запасом прочности

$\nu = 1,07$. Полученная в результате расчетов толщина листа не должна превышать 10 мм, при этом $b_0 = 1$:

$$\sigma_b \text{ доп } o = 1,2\sigma_s b_0/\nu = 1,2 \cdot 1250 \cdot 1/1,07 = 1400 \text{ МПа};$$

$$F_{\max} = F_w + c_F f_1 = 3000 + 18 \cdot 120 = 5160 \text{ Н};$$

$$\sigma_{v1} = F_w \sigma_b \text{ доп } o / F_{\max} = 3000 \cdot 1400 / 5160 = 814 \text{ МПа}.$$

Второе из входящих в расчет предварительных напряжений учитывает длительно выдерживаемые напряжения, выраженные через $\sigma_b^* \text{ доп}$:

$$\sigma_{v2} = F_w \sigma_b^* \text{ доп} / c_F = 3000 \cdot 5,5 / 18 = 917 \text{ МПа}.$$

По меньшему из двух напряжений (т. е. σ_{v1}) определяется толщина листа h_0 . При использовании больших напряжений мы получили бы рессору с меньшим числом, но более толстых листов, в которых возникали бы недопустимо высокие напряжения:

$$h_0 = \frac{g_1^2 c_F \sigma_{v1}}{F_w \cdot 2,5 \cdot 10^5} = \frac{720^2 \cdot 18 \cdot 814}{300 \cdot 2,5 \cdot 10^5} = 10,12 \text{ мм}.$$

С этой толщиной, которая не должна выходить из допускаемого поля допуска, осуществляется расчет минимального числа листов:

$$n_0 = \frac{6F_w g_1 g_1}{(g_1 + g_1) B \sigma_{v1} h_0^2} = \frac{6 \cdot 3000 \cdot 720^2}{(720 + 720) 60 \cdot 814 \cdot 10,12^2} = 1,3.$$

Согласно расчету рессора должна была бы иметь 1,3 листа, что практически неосуществимо. Следует выбрать ближайшее большее целое число листов, например $n_1 = 2$. При этом возможны два варианта:

а) изготовить все листы одинаковой толщины;

б) применяется стандартный лист по ДИН 4620, в соответствии с которым лист толщиной до 7 мм может быть заказан с шагом по толщине 0,5 мм, а далее толщиной до 12 мм — с шагом 1 мм (рис. 2.111).

Первое решение представляется целесообразным для массового производства, второе — для мелкосерийного.

Для продолжения расчета необходимо найти коэффициент κ_1 формы, который зависит не только от общего числа листов n_1 рессоры, но также от того, сколько листов расположено по всей длине рессоры. При первом расчете используется среднее значение $\kappa_0 = 2,38$, определенное опытным путем. В примере рассматривается продольная листовая рессора задней подвески без защиты на случай поломки. Иначе говоря, полную длину имеет только коренной лист. Принимая $n' = 1$, получаем

$$\kappa_1 = 2 + n'/n_1 = 2 + 1/2 = 2,5.$$

		Ширина, мм												Допускаемые отклонения толщины, мм				
		35	40	45	50	55	60	65	70	75	80	90	100	110	120	130	При ширине	Допуск
Толщина, мм	<u>3</u>	●	—	●													до 80 от 90 до 120 140	±0,15 ±0,20 ±0,25
	3,5	●	—	—	●													
	<u>4; 4,5</u>	●	—	—	—	—	●											
	<u>5; 5,5</u>	●	—	—	—	—	—	—	●									
	<u>6; 6,5</u>	●	—	—	—	—	—	—	—	●								
	<u>7; 8; 9; 10</u>		●	—	—	—	—	—	—	—	●						до 80 от 90 до 120 140	±0,20 ±0,25
	<u>11; 12</u>										●	—	—	—	—			
	<u>14; 16; 20</u>															●		
Подчеркнутые размеры предпочтительны	Допускаемые отклонения по ширине, мм																	
	±0,3				±0,5				±0,7				±1,0					

Рис. 2.111. Таблица из стандарта ДИН 4620 на горячекатаные пружинные стали для многолистовых рессор

Если оба листа должны иметь одинаковую толщину, то

$$\sum h^3 = n_0 h_2^3 (x_0/x_1) = n_1 h_1^3 = 1,3 \cdot 1,012^3 \cdot 2,38/2,5 = 1,39 \text{ см}^3;$$

$$\sum h_3 = 2h_1^3 = 1,29 \text{ см}^3, \text{ откуда } h_1^3 = 0,645 \text{ см}^3;$$

$$h_1 = \sqrt[3]{0,645} = 0,864 \text{ см} = 8,64 \text{ мм}.$$

Оба листа в этом случае будут иметь толщину 8,6 мм. В соответствии рис. 2.111 допускаемые отклонения толщины составляют $\pm 0,15$ мм. Это означает, что максимальное значение 10,1 мм не будет получено.

Приняв для изготовления рессоры стандартную толщину листа, также следует исходить из уравнения

$$\sum h^3 = n_0 h_0^3 (x_0/x_1) = 1,29 \text{ см}^3.$$

Это означает, что сумма $h_1^3 + h_2^3$ должна давать эту величину. В данном случае могут рассматриваться только листы толщиной 8 и 9 мм, у которых

$$h_1^3 + h_2^3 = 0,8^3 + 0,9^3 = 0,512 + 0,729 = 1,241 \text{ см}^3.$$

Это величина меньше расчетной 1,29 см^3 . В данном случае имеет смысл изготовлять коренной лист, воспринимающий момент при трогании с места и тормозной момент, толщиной 9 мм, а второй лист — толщиной 8 мм. Следует, однако, учитывать, что чем меньшим по толщине может быть лист рессоры, тем слабее возникающие в нем напряжения (рис. 2.112).

В заключение, во избежание ошибок в расчете, целесообразно проверить жесткость c_F подвески и верхние значения напряжений σ_{b_0} . Получаемые в результате этой проверки величины дол-

жны лишь незначительно отличаться от использованных при расчете. Для рессоры 1/9 1/8 поперочный расчет будет иметь вид

$$c_{F1} = [\sum h^3 \cdot 1,75 \cdot 10^5 (g_1 + g_2) B \kappa_1] / (g_1^2 g_2^2) = \\ = 1,241 \cdot 1,75 \cdot 10^5 \cdot 144 \cdot 6 \cdot 2,5 / (26,8 \cdot 10^6) = 17,5 \text{ Н/мм.}$$

Таким образом, рессора оказалась на 3 % мягче, чем требовалось ($c_F = 18 \text{ Н/мм}$). При поперочном расчете σ_{b0} следует использовать фактическую жесткость подвески, т. е. $c_{F1} = 17,5 \text{ Н/мм}$:

$$F_{\max} = F_w + c_{F1} f_1 = 3000 + 175 \cdot 120 = 5100 \text{ Н;}$$

$$\sigma_{b0} = 6 F_{\max} g_1 g_2 / [(g_1 + g_2) B \sum h^2] = \\ = 6 \cdot 5100 \cdot 72 / [2 \cdot 6 (0,8^2 + 0,9^2)] = 1260 \text{ МПа.}$$

Полученные расчетом верхние значения напряжений также лежат ниже допускаемых $\sigma_{b \text{ доп } o} = 1400 \text{ МПа}$.

Выбор рессоры является экономически наиболее целесообразным в том случае, когда при равной толщине всех листов материал может быть нагружен до допускаемых напряжений. Для этого имеются следующие возможности:

а) незначительное уменьшение плеч l_1 и l_2 с учетом некоторого повышения жесткости (c_F увеличивается);

б) увеличение ширины листа до 80 мм и применение благодаря этому однолистовой рессоры;

в) применение полос шириной всего 55 мм; рессора в этом случае будет состоять из двух листов толщиной 9,5 мм, которые, однако, имеют меньшую жесткость в поперочном направлении, поэтому силы, действующие на повороте, будут вызывать более высокие деформации.

Первый из предложенных вариантов имеет два преимущества. Во-первых, уменьшается стоимость рессоры, а во-вторых, улучшается работа укороченных рессор, используемых в качестве направляющих элементов. Для каждого из указанных примеров должен быть проведен новый расчет. Точное определение формы рессоры и определение длины листов и формы оттянутых концов должно быть предоставлено изготовителю упругих элементов. Последний изготовит и чертеж, на котором будут указаны все нагрузки, размеры и допустимые отклонения, которые необходимы для установки рессоры в автомобиль или для контроля. Чем однозначней и точнее будут заданы параметры,

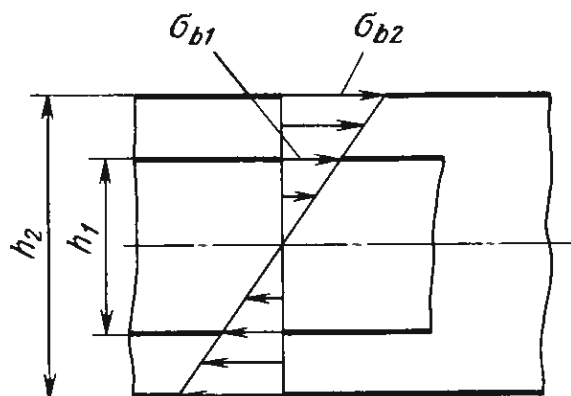


Рис. 2.112. При заданном радиусе или угле изгиба напряжения σ_{b1} в наружном слое более тонкого листа толщиной h_1 будут ниже, чем напряжения в более толстом листе (h_2 и σ_{b2}). Между толщиной и напряжениями имеется линейная зависимость

тем меньше вероятность того, что при серийном производстве между изготовителем и заказчиком возникнут разногласия. Ниже перечислены требующиеся показатели [4, рис. 8.4.1].

2.4.3.1. Установочная высота p (называемая также стрелой прогиба, см. рис. 2.107) определяет разницу в высоте между плоскостью, которой рессора прижимается к балке моста, и центрами обоих наружных ушков. Если рессора, как принято в подвесках легковых автомобилей, проходит ниже оси, то такой поверхностью является верхняя. Если рессора проходит над осью (грузовые автомобили и автобусы), то отсчет идет и от нижней поверхности рессоры. В последнем случае в высоту p стрелы входит высота H пакета листов. Величина p гарантирует, что рессора, установленная в кузов и нагруженная массой кузова, обеспечивает автомобилю заданную высоту. Проверка установочной высоты осуществляется на пружинных весах, по которым считывается величина усилия при заданной стреле прогиба. В соответствии с этим задается допуск на нагрузку F_w , который не должен превышать $\pm 5\%$. В соответствии с приведенным примером на чертеже должно быть указано:

Установочная высота 20 мм при 3000 ± 150 Н.

Если бы автомобиль имел более мягкую подвеску (например, $c_{2h} = 10,7$, а не 18 Н/мм), то возникла бы опасность перекоса кузова при установке с одной стороны рессоры с жесткостью на верхней границе поля допуска, а с другой — на его нижнем пределе. Допускаемая разница в загрузке $\pm \Delta F = 150$ Н, с одной стороны, сожмет подвеску на величину

$$+\Delta f_1 = \Delta F / c_{2h} = 150 / 10 = 1,4 \text{ см} = 14 \text{ мм.}$$

С другой стороны, колесо на ту же величину будет отжато вниз. Это означает, что перекос кузова может составить (см. п. 2.4.7.1)

$$\Delta f_1 + \Delta f_2 = 28 \text{ мм.}$$

Чтобы избежать этого, все поле допуска, равное ± 150 Н, может быть разбито на три части:

$$\begin{array}{ccc} +150 & \pm 50 & -50 \\ +50 & & -150 \end{array}$$

Принадлежность к той или иной группе маркируется цветом.

2.4.3.2. Допускаемые отклонения по ширине листов, содержащиеся в стандарте ДИН 4620 «Горячекатаные стали для листовых рессор», приведены на рис. 2.111.

2.4.3.3. Расстояния l_1 и l_2 от ушков до центрального болта, т. е. до середины центральной заделки (см. рис. 2.107), должны быть выполнены с точностью по ДИН 7168 при выпрямленной рессоре, т. е. при стреле прогиба p , равной радиусу ушка или,

в том случае когда рессора проходит над балкой оси, равной сумме половины диаметра проушины и высоты пакета листов. Для тех продольных размеров (в мм), которые могут иметь автомобильные рессоры, допустимы следующие отклонения:

Св. 315 до 1000	± 2
» 1000 » 2000	± 3

2.4.3.4. Отверстия в загнутых ушках могут быть механически обработаны и осуществлена посадка в соответствии со стандартами ИСО по IT11, а в исключительных случаях и по IT9 [3, п. 6.6]. Без механической обработки можно обеспечить только грубый допуск по стандарту ДИН 7168. Для тех диаметров отверстий (в мм), которые могут иметь проушины рессор, допуски составляют:

Св. 6 до 30	$\pm 0,5$
» 30 » 120	$\pm 0,8$

2.4.3.5. Должен быть определен допуск и на жесткость подвески c_F , что необходимо для обеспечения равенства ходов сжатия или отбоя обеих сторон подвески при одинаковом увеличении или уменьшении нагрузки. Изготовители рессор могут обеспечить следующую точность:

- $\pm 5\%$ для рессор с линейной характеристикой;
- $\pm 8\%$ для рессор с прогрессивной характеристикой.

В соответствии с этими показателями в чертеже для избранного примера должно быть указано:

$$\text{Жесткость рессоры } c_F = 17,5 \pm 0,9 \text{ Н/мм.}$$

В качестве первого результата расчета были определены два листа толщиной около 8,65 мм. Учитывая, что h входит в формулу для определения c_F в третьей степени, жесткость подвески при использовании допуска $+0,15$ мм на толщину листа (т. е. при $h_{\max} = 8,8$ мм) будет равна $c_{F \max} = 18,1$ Н/мм. При отклонении толщины на величину $-0,15$ (при $h_{\min} = 8,5$ мм) жесткость подвески окажется $c_{F \min} = 16,9$ Н/мм. Расчетная величина допуска на жесткость рессоры, равная $\pm 0,6$ Н/мм, находится в пределах допуска, указываемого изготовителями рессор и равного $\pm 0,9$ Н/мм. К этому следует добавить отклонения по длине плеч рессоры (также в третьей ступени), которые учитываются при оценке допуска.

2.4.4. Листовые рессоры с заделкой в двух точках

Как уже было показано на рис. 2.85 и 2.86, при воздействии на оба конца рессоры сил в одном направлении рессора изгибается по всей длине. Чем короче плечи l при данной общей длине L , тем большую стрелу прогиба будет иметь увеличивающийся

при этом центральный участок рессоры, расположенный между точками D . Поэтому при расчете толщины листа h_0 кроме плеча l учитывается также половина расстояния до центра рессоры с помощью выражения $(1 + \kappa e/2l)$.

Поскольку закрепленная в двух точках рессора расположена поперек, то величина c_F , приведенная в несколько измененном уравнении на рис. 2.110, относится к обоим колесам, т. е. $c_F = c_{2A} = 2c_{2\sigma, h}$. С учетом $\kappa = 2,38$ выражение для h_0 имеет вид

$$h_0 = [L^2 c_F \sigma_b (1 + \kappa_0 e/2l)] / (F_\omega \cdot 2,5 \cdot 10^6).$$

Для определения σ_b вновь следует использовать σ_{b1} или σ_{b2} . Число листов рессоры определяется с помощью приведенной на рис. 2.110 несколько упрощенной формулы

$$n_0 = 3F_\omega l / (B \sigma_{b1,2} h_0^2).$$

В этой формуле расстояние $e/2$ не используется. Величина h_0 и n_0 , а также рассчитываемые на их основе величины h_1 , n_1 и κ_1 , которые касаются целого числа листов, справедливы при одинаковом направлении сил. Их противоположная направленность может вызвать в листах значительно более высокие напряжения. При проверке принимается (теоретическое) допущение, что центральная часть рессоры, расположенная между точками D заделки, имеет лишь незначительный прогиб и оба конца рессоры под нагрузкой F'_{\max} прогибаются вверх настолько, насколько это позволяет ход сжатия f_1 подвески. Величина F'_{\max} имеет более высокое значение, чем максимальная сила $F_{\max} = F_\omega + c_F f_1$, рассчитанная в соответствии с рис. 2.110. Это объясняется тем, что жесткость c'_F при противоположном направлении сил будет более высокой, чем жесткость c_F при их одинаковом направлении. Величина c'_F может быть рассчитана как функция c_F , т. е.

$$c'_F = c_F (1 + 0,75 \kappa e/2l).$$

Как показано на рис. 2.87, величины c'_F и c_F тем больше различаются между собой, чем больше расстояние e и чем соответственно короче концевые участки l при данной общей длине L . Величина 0,75 учитывает незначительный прогиб центральной части. Используя c'_F , определяем силу

$$F'_{\max} = F_\omega + c'_F f$$

и верхние значения напряжений

$$\sigma_{b0} = 3F'_{\max} l / (B n_1 h_1^2).$$

Если при этом окажется, что возникающие напряжения превышают допустимые

$$\sigma_{b \text{ доп } 0} \approx 1,2 \sigma_s b_0 / \nu,$$

то, учитывая необходимость применения большего числа листов рессоры, следует уменьшить их толщину. Условием в данном слу-

чае будет являться сохранение величины $\Sigma h^3 = n_1 h^3$, определяющей жесткость рессоры. Если рессора, например, состоит из двух листов толщиной по 7 мм, то $\Sigma h^3 = 684 \text{ мм}^3$ и величина, стоящая под чертой дроби $\Sigma h^2 = n_1 h^2$, равна 98 мм^2 . При переходе на три листа по 6 мм толщиной каждый $\Sigma h^3 = 648 \text{ мм}^3$, т. е. практически не меняется. В то же время Σh^2 увеличивается на 10 %, до 108 мм^2 . В результате верхние значения напряжений уменьшаются примерно на 10 %.

Жесткость $c_{2v, h}$, приведенная к колесу, была дана для расчета и представляла собой жесткость при одинаковом направлении сил и симметричной работе подвески. При противоположном направлении сил и перемещений жесткость

$$c'_{2v, h} = c'_F/2 = c_{2v, h} + c_{3v, h}.$$

Увеличение жесткости аналогично применению стабилизатора, собственная жесткость которого (см. п. 2.5.2)

$$c_{3v, h} = (c'_F/2) - c_{2v, h}.$$

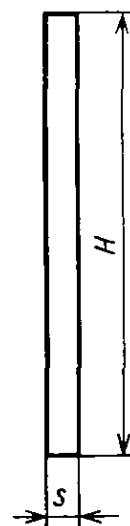
2.4.5. Пластинчатые торсионы

В отличие от листовых рессор, которые представляют собой балку с равными напряжениями изгиба и имеют поэтому переменное сечение, в пластинчатых торсионах все стержни имеют постоянное по длине сечение (см. рис. 2.103 и 2.114). Торсионы, как и листовые рессоры, в пределах упругих колебаний незначительно изменяют свои размеры. Поэтому в качестве длины упругого элемента в расчет входит l_{fed} (средняя величина между определяемыми конструкцией размерами g и k). Исходя из этой длины определяют размеры Hs полосы (рис. 2.113), которая обеспечит на рычаге r необходимую жесткость c_F , но напряжения в которой при этом не будут превышать допускаемые. Полученный в результате расчета высокий профиль вряд ли может быть практически использован в автомобиле. В этой связи осуществляется его деление на ряд полос с толщиной меньшей, чем v . Набор этих полос имеет в сечении квадрат со стороной v . Толщина s полосы, умноженная на число полос, также должна дать величину

$$v = sn.$$

Экономически наиболее целесообразно изготавливать наборные торсионы из листов равного сечения. Полоса

Рис. 2.113. Пластинчатый торсион можно представить в виде стержня высотой $H = nv$ и толщиной s . Будучи разрезан на n полос, этот стержень дает желаемый набор $v = sn$. Исходя из этой предпосылки и проводится расчет



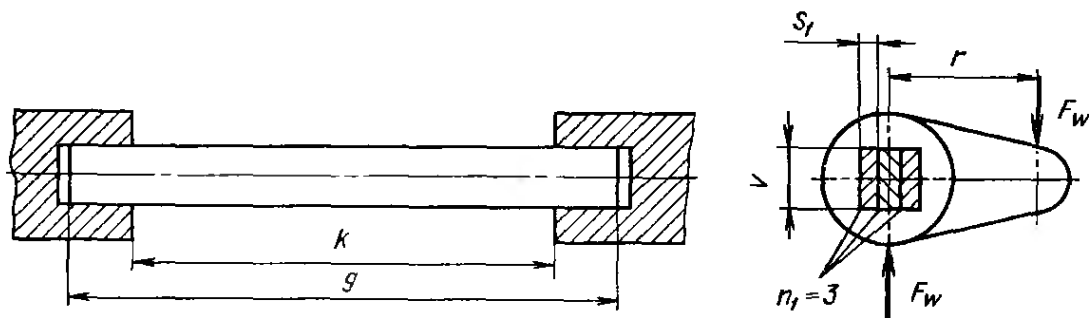


Рис. 2.114. Параметры, используемые при расчете пластинчатых торсионов

требуемой толщины для наборных торсионов изготавливается протяжкой с соблюдением сравнительно жестких допусков. Применение полос различной толщины удорожает торсион.

В п. 2.4.2 приведены заданные параметры автомобиля. К ним следует добавить длину r рычага и материал. В соответствии с табл. 2.4 в качестве материала для наборных торсионов толщиной до 10 мм рекомендуется сталь 55Cr3V группы прочности IV, т. е. со следующими свойствами: $\sigma_B = 1400 \dots 1650$ МПа; $\sigma_s \geq 1200$ МПа и $\sigma_b \geq 60\%$.

В соответствии с п. 2.4.1 допускаемые напряжения кручения

$$\tau_{t \text{ доп } o} = 0,63 \cdot \sigma_s \cdot b_0 / \nu = 0,63 \cdot 1200 \cdot 1 / 1,1 = 687 \text{ МПа.}$$

Как было показано в предыдущем параграфе, в процессе испытаний листовых рессор осуществляется их осадка с целью создания в них напряжений, превышающих предел текучести при изгибе. Именно благодаря этому запас прочности может быть минимальным $\nu = 1,05$. Для наборных торсионов эта мера практически неприменима, и поэтому во избежание пластических деформаций запас прочности должен быть принят $\nu \geq 1,1$.

Коэффициенты b_0 и b_1 в приведенных ниже уравнениях учитывают уменьшение прочности при толщине полос больше 10 мм (см. рис. 1.13 и 2.106). Поскольку в начале расчета величина s неизвестна, принимаем $b_0 = 1$ и $b_1 = 1$.

Допускаемые амплитудные напряжения в соответствии с п. 2.4.1 при запасе прочности $\nu = 1,3$ будут

$$\tau_{t \text{ доп } A} = 0,24 \sigma_{B \text{ min}} b_1 / \nu = 0,24 \cdot 1400 \cdot 1 / 1,3 = 258 \text{ МПа.}$$

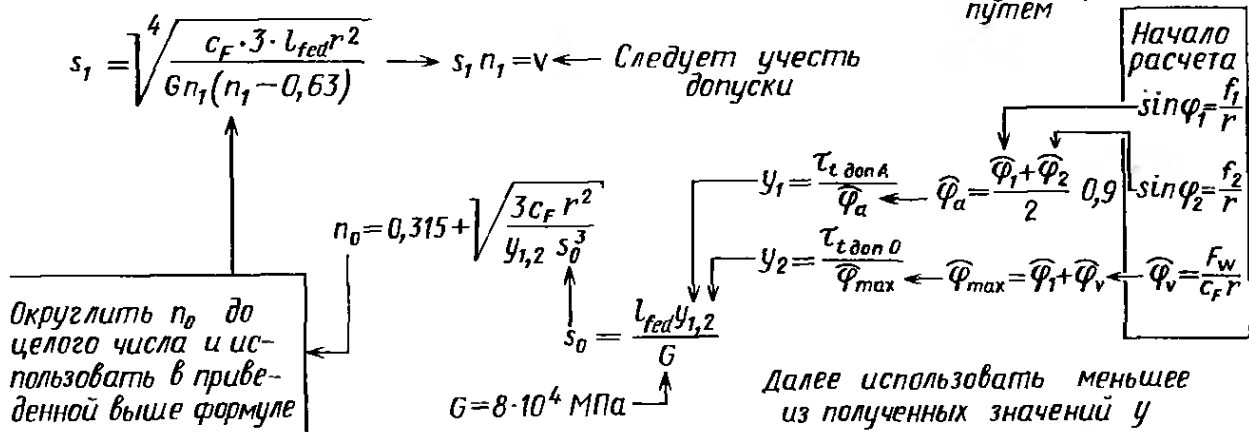
Условные обозначения, используемые при расчете наборного торсиона (см. рис. 2.109 и 2.114), следующие:

- r — длина рычага, мм;
- g — общая длина набора, мм;
- k — свободная длина набора, мм;
- $l_{\text{ед}}$ — рабочая длина набора $(g + k)/2$, мм;
- s_0 — расчетная толщина листа, мм;
- s_1 — фактическая толщина листа, мм;
- n_0 — расчетное число полос;
- n_1 — фактическое число полос;
- ν — ширина полосы и одновременно высота набора в связи с тем, что в сечении квадрат, мм;

- $\widehat{\varphi}_1$ — угол закрутки под действием силы F_1
- $\widehat{\varphi}_2$ — угол закрутки под действием силы F_2 ;
- $\widehat{\varphi}_v$ — угол закрутки под действием силы F_w ;
- $\widehat{\varphi}_{\max}$ — угол закрутки под действием силы $F_w + F_1$;
- φ_a — амплитудное значение угла;
- τ_{t0} — верхние напряжения кручения, МПа;
- $M_{t \max}$ — максимальное значение действующего момента;
- $\pm \tau_{ta}$ — фактические амплитудные значения напряжений, МПа;
- $\pm \tau_{tA}$ — амплитудные значения напряжений, которые может выдержать материал, МПа;
- τ_{tF} — предел текучести при кручении, МПа.

Остальные условные обозначения приведены в п. 2.5.2. Предпосылкой расчета является горизонтальное положение рычага под действием предварительной нагрузки F_w . Отклонениями от этого положения, не превышающими 5° , можно пренебречь. Входящий в расчет косинус этого угла равен 0,9962 и может быть округлен до единицы. Схема расчета, приведенная на рис. 2.115, показывает, что рычаг под действием начальной нагрузки F_w расположен горизонтально. При ходе подвески вверх или вниз от этого

Дано: $c_F; f_1; f_2; F_w; r; l_{fed} \tau_{t \text{ доп } 0}; \tau_{t \text{ доп } A}$ (Все величины в Н и мм)
 Требуется определить: $s_1; n_1; v$ 1 — выбрано
 0 — получено расчетным путем



Поверочный расчет	При расчете торсиона на основе $\tau_{t \text{ доп } 0}$ и y_2	При расчете торсиона на основе $\tau_{t \text{ доп } A}$ и y_1
$c_F = \frac{G s_1^4 n_1 (n_1 - 0,63)}{3 l_{fed} r^2}$	$\tau_{t \max} = \tau_{t \text{ доп } 0} \frac{s_{1 \max}}{s_0}$	$\tau_{tA} = \tau_{t \text{ доп } A} \frac{s_{1 \max}}{s_0}$
$\tau_{t \max} = \frac{\widehat{\varphi}_{\max} G s_1}{l_{fed}} \leq \tau_{t \text{ доп } 0}$	$\tau_{tA} = \tau_{t \max} \frac{0,9 \widehat{\varphi}_a}{\widehat{\varphi}_{\max}}$	$\tau_{t \max} = \tau_{tA} \frac{\widehat{\varphi}_{\max}}{0,9 \widehat{\varphi}_a}$
$\tau_{tA} = \frac{\widehat{\varphi}_a G s_1 \cdot 0,9}{l_{fed}} \leq \tau_{t \text{ доп } A}$	Условие: жесткость торсиона может меняться лишь незначительно	

Рис. 2.115. Схема для расчета пластинчатого торсиона, имеющего квадратное сечение и состоящего не менее чем из трех листов. Если расчет осуществляется через допускаемые верхние значения напряжений $\tau_{t \text{ доп } 0}$ и y_2 , то поверочный расчет упрощается и может быть проведен с использованием уравнений, приведенных в центральном столбце. При определении размеров по $\tau_{t \text{ доп } A}$ и y_1 следует пользоваться правым столбцом (Все величины в кгс и см; $G = 8 \cdot 10^5$ кгс/см²)

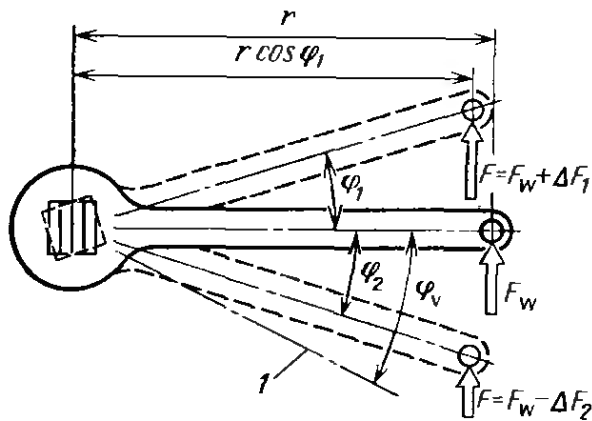


Рис. 2.116. При работе подвески уменьшается расстояние от оси качания рычага до линии действия силы F , направленной перпендикулярно к поверхности дороги:

l — рычаг не нагружен

и жесткости упругих элементов, этой величиной можно пренебречь. Оба уравнения относятся к одной полосе. При наборе квадратного сечения с числом полос n , подставляя n вместо отношения v/s , мы получаем следующее уравнение:

$$W_t = (ns^3/3) (n - 0,63).$$

Решая это уравнение, получим уравнение второй степени, которое приведено на рис. 2.115 и используется для определения n_0 . Порядок расчета будет показан на примере сравнительно мягкого поперечно расположенного торсиона задней подвески перед неприводной модели. Подвеска этой модели имеет большой ход. Если в салоне находятся водитель и пассажир, то автомобиль имеет следующие характеристики: $g = 65$ см; $k = 56,5$ см; $f_1 = 19$ см; $f_2 = 8$ см; $c_{2h} = c_F = 10,7$ Н/мм; $G_h = 5000$ Н; $U_h = 600$ Н; $r = 40$ см. На основе этих данных получаем исходную нагрузку, которая равна разности между нагрузкой N_h на колесо и половиной массы $U_{h/2}$ оси, т. е.

$$F_w = N'_h = (G_h - U_h)/2 = 2200 \text{ Н.}$$

После определения рабочей длины по формуле

$$l_{jed} = (g + k)/2 = 60,75 \text{ см}$$

следует определить углы закрутки торсиона φ_1 и φ_2 , а также угол предварительной закрутки торсиона φ_v , который обеспечивает при горизонтальном положении рычага восприятие нагрузки F_w (рис. 2.116):

$$\sin \varphi_1 = f_1/r = 19/40 = 0,475, \quad \varphi_1 = 28,3^\circ, \quad \widehat{\varphi}_1 = 0,494;$$

$$\widehat{\varphi}_v = F_w/(c_F r) = 220/(10,7 \cdot 40) = 0,514;$$

$$\sin \varphi_2 = f_2/r = 8/40 = 0,2, \quad \varphi_2 = 11,5^\circ, \quad \widehat{\varphi}_2 = 0,201.$$

положения жесткость c_F подвески возрастает. Более подробно этот вопрос рассмотрен в п. 2.4.6.

В процессе расчета моменты инерции и сопротивления определяют по формулам

$$I_t = (v/s - 0,63) s^4/3;$$

$$W_t = (v/s - 0,63) s^3/3.$$

Эти формулы справедливы до отношения высоты к ширине $n = v/s = 5$. При $n = 3$ или $n = 4$ ошибка составляет около 2 %. Учитывая допустимые отклонения параметров кузова и

С помощью отдельных углов можно рассчитать 90 % амплитуды угловых перемещений φ_a , а также наибольшую величину угла φ_{\max} , чтобы затем сопоставить результаты допускаемых амплитудных и максимальных напряжений. Оба вида напряжений также должны быть учтены:

$$\widehat{\varphi}_a = (\widehat{\varphi}_1 + \widehat{\varphi}_2) 0,9/2 = 0,9 (0,494 + 0,201)/2 = 0,313;$$

$$y_1 = \tau_{t \text{ доп } A} / \widehat{\varphi}_a = 258/0,313 = 824 \text{ МПа};$$

$$\widehat{\varphi}_{\max} = \widehat{\varphi}_1 + \widehat{\varphi}_2 = 0,494 + 0,514 = 1,008;$$

$$y_2 = \tau_{t \text{ доп } a} / \widehat{\varphi}_{\max} = 687/1,008 = 682 \text{ МПа}.$$

На основе меньшего из двух полученных значений (в данном случае y_2) следует рассчитать толщину s_0 полосы. Листы, изготавливаемые с заданным допуском, не должны быть тоньше этой величины. Так же как и в листовых рессорах, напряжения в торсионах возрастают с увеличением толщины листов. В приведенном примере толщину листов определяют по верхним значениям напряжений. Если бы при дальнейшем расчете была использована полученная на основании $\tau_{t \text{ доп } A}$ несколько большая величина y_1 , то мы получили бы торсион с меньшим числом более толстых полос. При крайнем верхнем положении подвески верхние значения напряжений превышали бы допускаемые. Торсион претерпел бы пластическую деформацию, и в результате высота автомобиля уменьшилась бы. Толщина полосы определяется с помощью уравнения

$$s_0 = (l_{fed} y_2) / G = 60,75 \cdot 6820 / (8 \cdot 10^5) = 0,519 \text{ см}.$$

Используя s_0 , определяем минимальное число полос

$$\begin{aligned} n_0 &= 0,315 + \sqrt{(3c_F r^2) / (s_0^3 y_2)} = \\ &= 0,315 + \sqrt{(3 \cdot 10,7 \cdot 1600) / (0,14 \cdot 682)} = \\ &= 0,315 + 7,34 = 7,655. \end{aligned}$$

Полученное число n_0 округляем до ближайшего большего целого числа, т. е. $n_1 = 8$, чтобы затем, исходя из этого числа полос, окончательно определить их толщину

$$\begin{aligned} s_1 &= \sqrt[4]{(c_F \cdot 3 \cdot l_{fed} r^2) / [G n_1 (n_1 - 0,63)]} = \\ &= \sqrt[4]{10,73 \cdot 60,75 \cdot 1600 / (8 \cdot 10^5 \cdot 8 \cdot 7,37)} = 0,507 \text{ см}, \end{aligned}$$

т. е. торсион должен состоять из 8 полос толщиной 5,07 мм каждая.

Для определения стороны $v = n s_1$ в концевом зажиме необходимо знать допуски и точные размеры полос. Для высоты v достаточно сравнительно грубой посадки h11 в соответствии с рекомендациями ИСО. В связи с тем, что допуски на широкую сторону полосы складываются (восемь полос), они должны быть гораздо более

жесткими, т. е. не ниже h_{10} , а лучше h_9 (допуски и посадки в соответствии с рекомендациями ИСО приведены в [3, гл. 6]. Поле допуска h является отрицательным и поэтому толщина полос округляется до 5,1 мм. В результате размер заделки должен быть

$$v = n_1 s_1 = 8 \cdot 5,1 = 40,8 \text{ мм.}$$

Чтобы без затруднений разместить торсион внутри кузова, отверстия в последнем выполняют с допуском h_{11} , что дает следующие отклонения:

Толщина полосы		Ширина полосы		Размер концевой заделки	
5,1 $_{h_{10}}$	0 -0,048 мм	40,8 $_{h_{11}}$	0 -0,16 мм	40,8 $^{H_{11}}$	+0,16 мм 0

Каждая из восьми полос может иметь минусовое отклонение по толщине, равное 0,048 мм. Таким образом, общая величина отклонения может быть равна 0,384 мм. С учетом возможного плюсового отклонения 0,16 мм концевой заделки наибольший зазор составит $0,384 + 0,16 = 0,544$ мм. Минимальная величина зазора равна нулю. По вертикали, т. е. по ширине полосы, максимальный зазор $2 \cdot 0,16 \text{ мм} = 0,32 \text{ мм}$. Нижним пределом вновь является нуль.

В качестве поверочного проводится расчет жесткости подвески и действующих напряжений. При этом в качестве s_1 принимается окончательная толщина листов с учетом средних отклонений, т. е.

$$s_1 = 0,51 - 0,0024 = 0,5076 \text{ см.}$$

При расположении рычага параллельно поверхности дороги жесткость подвески

$$c_F = \frac{Gs_1^4 n_1 (n_1 - 0,63)}{3l_{fed} r^2} = \frac{8 \cdot 10^5 \cdot 0,066 \cdot 8 \cdot 7,37}{3 \cdot 60,75 \cdot 1600} = 10,64 \text{ Н/мм}$$

(было задано $c_F = 10,7 \text{ Н/мм}$).

Если жесткость подвески оказывается близкой к заданной (как в данном случае), то напряжения легко проконтролировать, сравнивая толщины листа s_0 и $s_{1\max}$ (см. формулы на рис. 2.115, внизу, посередине). Если листовой торсион рассчитывать по допускаемым верхним значениям напряжений (и, соответственно, с использованием y_2), то вначале на основе $\tau_{t \text{ доп } 0}$ следует рассчитать $\tau_{t \text{ max}}$. Только после этого, сопоставляя углы φ_{\max} и φ_a , определяем $\tau_{t a}$. При определении параметров торсиона по $\tau_{t \text{ доп } A}$ и y_1 расчет выполняем в обратном порядке, т. е. вначале определяем $\tau_{t a}$ и лишь затем $\tau_{t \text{ max}}$. В расчетные формулы входит величина $s_{1\max}$, т. е. наибольшая толщина, которая может

иметь место с учетом допусков. Напряжения в более тонких листах будут несколько меньшими:

$$\tau_{t \max} = \tau_{t \text{ доп } o} \frac{s_1 \max}{s_0} = 687 \frac{0,51}{0,519} = 676 \text{ МПа};$$

$$\tau_{ta} = \tau_{t \max} \frac{\widehat{\Psi}_a}{\widehat{\Phi}_{\max}} = 676 \frac{0,313}{1,008} = 210 \text{ МПа}.$$

Обе величины меньше максимально допустимых, которые составляют $\tau_{t \text{ доп } o} = 687 \text{ МПа}$ и $\tau_{t \text{ доп } A} = 258 \text{ МПа}$.

Это означает неполное использование возможностей материала и, следовательно, удорожание торсиона. На основе уравнений, приведенных на рис. 2.115, можно предложить следующие пути снижения себестоимости.

2.4.5.1. Уменьшение рабочей длины l_{fed} , что позволяет уменьшить массу торсиона, состоящего из восьми полос.

2.4.5.2. Уменьшение величины хода сжатия f_1 , что ведет к уменьшению суммарного угла Φ_{\max} и увеличению y_2 для ресоры, состоящей из семи полос.

2.4.5.3. Увеличение длины рычага r . Эта мера также позволяет создать торсион, состоящий всего из семи листов.

Однако во всех трех случаях потребуется повторный расчет упругого элемента. С помощью максимальных напряжений кручения $\tau_{t \max} = 676 \text{ МПа}$ можно определить напряжения изгиба σ_{bo} , дополнительно нагружающие торсион, полосы которого расположены в вертикальной плоскости (см. п. 2.3.4). Уравнение для этого расчета имеет вид

$$\tau_{to} = \sqrt{(\sigma_{bo}/a_A)^2 + (0,74\tau_{t \max})^2} \leq \tau_{t \text{ доп } o}.$$

Выражая напряжения через σ_{bo} , получим уравнение в более приемлемой форме

$$\sigma_{bo} = a_A \sqrt{\tau_{t \text{ доп } o}^2 - (0,74\tau_{t \max})^2}.$$

Подставляя числовые значения, получаем

$$\sigma_{bo} = 1,61 \sqrt{687,0^2 - (0,74 \cdot 676,0)^2} = 758 \text{ МПа}.$$

Допускаемые напряжения изгиба должны быть выше допускаемых верхних значений напряжений кручения.

2.4.6. Цилиндрические торсионы

Требование оптимального использования материала и, следовательно, экономически эффективного изготовления упругих элементов выполнимо при использовании круглых торсионов, когда длина $L = l_{fed} + 2e$ (рис. 2.117) стержня может быть выбрана свободно, а не ограничена параметрами конструкции. При заданных жесткости c_F и длине рычага r рабочая длина l_{fed} зависит от диа-

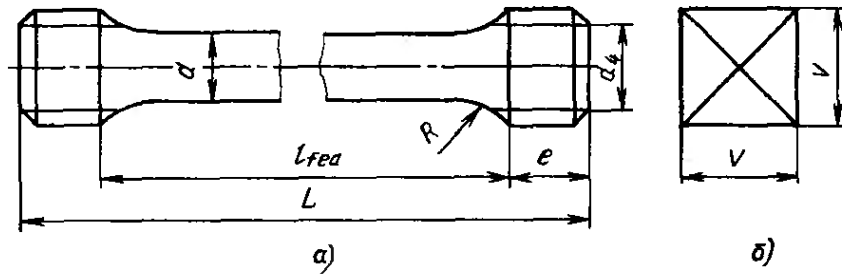


Рис. 2.117. Параметры, используемые при расчете цилиндрических торсионов. По стандарту ДИН 5481 при мелкошлифовом профиле (а) диаметр окружности впадин $d_4 = 1,4d$ или $d_4 = 1,25d$, длина головки $e \geq 0,5d_4$, радиус перехода от головки к валу $R \geq 90$ мм. При головке квадратного сечения (б) $v = 1,25 \dots 1,4 d$, $e \geq 1v$:

d — диаметр торсиона, мм; e — длина головки, мм; F'_1 — направленная перпендикулярно к рычагу сила, которая необходима для поворота его на угол φ_1 (см. рис. 2.119); F'_2 — направленная перпендикулярно к рычагу сила, которая необходима для уменьшения его закрутки на угол φ_2 ; L — общая длина торсиона, мм; l_{fed} — рабочая длина (следует учитывать длину участка между головками)

метра стержня d . Величина d , в свою очередь, зависит от свойств материала, т. е. от прочности выбранной марки пружинной стали. Как показано в табл. 2.4 для торсионов диаметром 16 ... 25 мм могут применяться стали марки 50CrV4V группы прочности VI. Это означает, что на чертеже будут указаны следующие параметры материала в окончательном виде [4, п. 2.7.2]: $\sigma_B = 1600 \dots 1850$ МПа; $\sigma_s \geq 1450$ МПа.

Предел текучести необходим для определения допускаемых верхних значений напряжений кручения $\tau_{t \text{ доп } o}$. Достаточным является запас прочности $\nu = 1,05 \dots 1,1$. При превышении этих напряжений торсион несколько «осядет», что может быть компенсировано с помощью имеющихся регулировок (см. п. 2.3.4). В соответствии с уравнением, приведенным в п. 2.4.1, получаем

$$\tau_{t \text{ доп } o} \approx 0,63\sigma_s b_0 / \nu = 0,63 \cdot 145 \cdot 0,91 / 1,08 = 770 \text{ МПа.}$$

Коэффициент $b_0 = 0,91$ (см. рис. 2.106) уменьшения допустимых напряжений соответствует диаметру 22,5 мм. Эта величина была выбрана ориентировочно, поскольку диаметр d пока не определен.

Круглые торсионы выдерживают не только благоприятные верхние значения напряжений, но также сравнительно высокие амплитудные напряжения. Поверхность торсионов шлифуется и, кроме того, упрочнена:

$$\tau_{t \text{ доп } A} = 0,24\sigma_b \min b_1 / \nu = 0,24 \cdot 160 \cdot 0,93 / 1,1 = 325 \text{ МПа.}$$

Коэффициент b_1 уменьшения допустимых напряжений определяется по рис. 1.13, а запас прочности в соответствии с п. 2.4.1.

В зависимости от $\tau_{t \text{ доп } o}$ или $\tau_{t \text{ доп } A}$ вначале проводится расчет минимального диаметра d_{\min} и затем рабочей длины l_{fed} . Последняя зависит главным образом от жесткости торсиона c_F . Уравнения, объединенные на рис. 2.118, позволяют видеть, что при жесткой подвеске (большее значение c_F под дробной чертой)

требуется короткий торсион. Напротив, при мягкой подвеске с тем же диаметром торсиона требуется большая длина последнего. С другой стороны, рабочая длина l_{fed} является функцией d^4 . Это означает, что если торсион из конструктивных соображений необходимо удлинить, то несколько увеличится и его диаметр $[d = f(\sqrt[4]{l})]$ и, следовательно, масса и себестоимость.

Аналогичным образом связаны между собой величины c_F и d [$c_F = f(d^4)$]. Однако эта взаимосвязь приводит к неблагоприятным последствиям: колебания диаметра в пределах узкого поля допуска ведут к значительным изменениям жесткости. Если, например, для торсиона диаметром 20 мм принят допуск $\pm 0,2$ мм (т. е. $\pm 1\%$), то колебания жесткости могут составить уже $\pm 4\%$. Поэтому на чертеже должно быть указано узкое поле допуска. Изготовители вполне могут обеспечить выполнение допусков h9 в соответствии с нормами ИСО (см. раздел 6.6 в работе [3]), но из стоимостных соображений рекомендуются допуски, указанные на рис. 2.118.

Кроме того, должен быть указан допуск на габаритную длину L торсиона. Для этого размера достаточным является «грубое» исполнение по стандарту ДИН 7168 [3, п. 6.3], которым в зависимости от длины рекомендуются допустимые отклонения, мм:

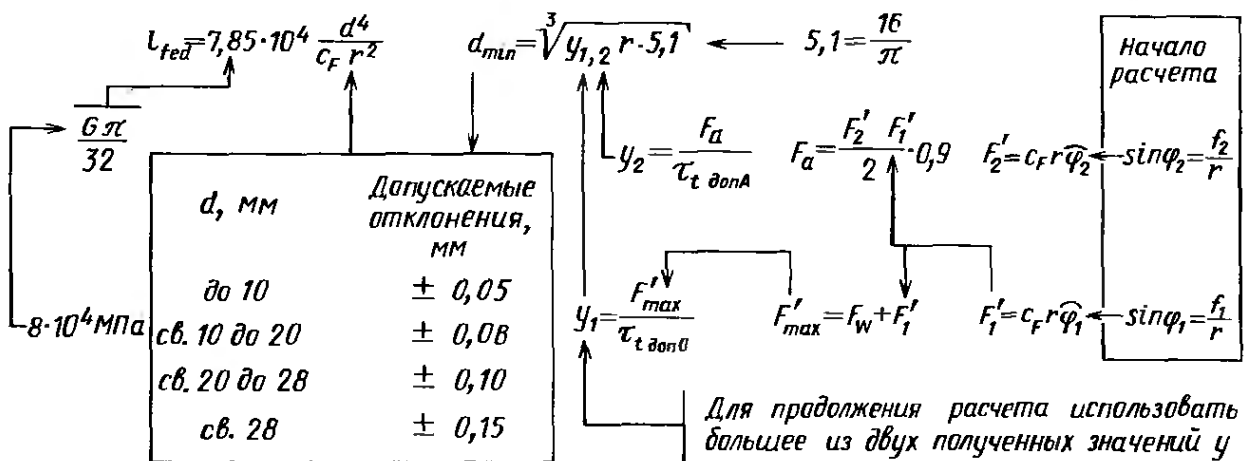
Св. 315 до 1000	± 2
» 1000 » 2000	± 3

Габаритная длина, как показано на рис. 2.117, складывается из рабочей длины l_{fed} , расположенной между двумя головками,

Дано: c_F ; f_1 ; f_2 ; r ; F_W ; $\tau_{t доп0}$; $\tau_{t допA}$

(Все параметры в Н и мм)

Требуется определить: l_{fed} d



Определить d с учетом допусков и дальнейший расчет вести на основе этой величины

Проверочный расчет:

$$\tau_{ta} = (\varphi_1 + \varphi_2) \cdot 2 \cdot 10^5 \frac{d}{l_{fed}} \cdot 0,9 \cdot \frac{G}{4} \quad \tau_{tmax} = \tau_{ta} \frac{F_{max}'}{F_2' \cdot 0,9}$$

Рис. 2.118. Схема расчета цилиндрического торсиона и допустимые отклонения диаметра (Все величины в кгс и см)

и удвоенной величины e . Переход от стержня к головкам для устранения концентрации напряжений выполняется с радиусом закругления $R \geq 90$ мм.

Если головки на концах торсиона имеют в сечении квадрат или шестигранник, то размер головки должен быть в 1,25 ... 1,4 раза больше диаметра стержня, т. е.

$$v = (1,25 \dots 1,4) d.$$

При этом длина головки e должна соответствовать величине v . При использовании мелкошлицевого соединения в соответствии со стандартом ДИН 5481 при угле профиля 60° диаметр d_4 окружности оснований шлицов не должен быть меньше $1,4d$, а при угле 75° — не меньше $1,25d$. Несколько больший, не стандартный угол 75° , обеспечивает лучшие условия при закрутке торсиона и, кроме того, является меньшим концентратором напряжений. Эти две причины позволяют рекомендовать его применение. Благодаря распределению нагрузки на более чем 25 шлицев достаточной является длина головки $e \geq 0,5d_4$.

Процесс расчета будет вновь показан на конкретном примере. Вплоть до расчета рабочей длины l_{fed} будут использоваться те же исходные данные, что и для пластинчатого торсиона (см. п. 2.4.5). При этом известными являются следующие величины: $N'_h = F_w = 2200$ Н; $c_F = 10,7$ Н/мм; $r = 40$ см; $\widehat{\varphi}_1 = 0,494$; $\widehat{\varphi}_2 = 0,201$. К ним следует добавить определенные ранее свойства материала: $\tau_{t \text{ доп } 0} = 770$ МПа и $\tau_{t \text{ доп } A} = 325$ МПа.

Примененные в формулах условные обозначения приведены к рис. 2.114 и 2.117. Вначале определяются силы F'_1 и F'_2 , которые при направлении перпендикулярно к рычагу стремятся либо увеличить его закрутку на угол φ_1 , либо уменьшить ее на угол φ_2 (см. рис. 2.119). Обе эти силы необходимы для определения амплитудного значения силы F_a (или 90 % ее величины). Сила F'_1 , кроме того, нужна для расчета максимальной силы F'_{max} . При расчете пластинчатого торсиона были дополнительно включены углы. В данном случае следует отдать предпочтение следующим силам:

$$F'_1 = c_{F\Gamma} \widehat{\varphi}_1 = 10,7 \cdot 400 \cdot 0,494 = F'_1 = 2120 \text{ Н};$$

$$F'_2 = c_{F\Gamma} \widehat{\varphi}_2 = 10,7 \cdot 400 \cdot 0,201 = F'_2 = 860 \text{ Н};$$

$$F'_{max} = F_w + F'_1 = 2200 + 2120 = 4320 \text{ Н};$$

$$F_a = [(F'_2 + F'_1)/2] 0,9 = 1340 \text{ Н}.$$

Силы делятся на допускаемые напряжения, чтобы таким образом определить относительные значения y . Далее при расчете используется большая из полученных величин. При использовании меньшей величины мы получили бы более тонкий и более короткий

торсион, в котором в процессе эксплуатации напряжения превысили бы допускаемые:

$$y_1 = F'_{\max}/\tau_{t \text{ доп } \sigma} = 4320/77000 = 5,61 \cdot 10^{-2} \text{ см}^2;$$

$$y_2 = F_a/\tau_{t \text{ доп } A} = 1420/32500 = 4,37 \cdot 10^{-2} \text{ см}^2.$$

Используя y_1 , определяем минимальный диаметр d_{\min} , т. е. предельное значение, меньше которого размеры торсиона не могут быть даже с учетом отрицательного допуска:

$$d_{\min} = \sqrt[3]{5,61 \cdot 10^{-2} \cdot 40 \cdot 5,1} = \sqrt[3]{11,44} = 2,253 \text{ см} = 22,53 \text{ мм}.$$

Продолжение расчета возможно лишь после определения величин допусков. Вначале допуски должны быть указаны на чертежах. После этого в уравнении для расчета рабочей длины l_{jed} следует подставить средний диаметр. Размер на чертеже указывают с учетом приведенных на рис. 2.118 отклонений $\pm 0,1$ мм и пренебрегая величиной 0,03 мм:

$$\varnothing 22,6 \pm 0,1 \text{ мм}.$$

На основании этого размера определяем рабочую длину

$$l_{jed} = 7,85 \cdot 10^4 d^4 / (c_F r^2) = 7,85 \cdot 10^4 \times \\ \times 2,24^4 / (10,7 \cdot 40^2) = 119,6 \text{ см}.$$

Таким образом, расстояние между головками торсиона составляет с учетом отклонений при «грубом» исполнении по стандарту ДИН 7168

$$1196 \pm 3 \text{ мм}.$$

Если впоследствии будут изменены диаметр или длина торсиона, то следует снова проверить напряжения кручения в соответствии с уравнениями, приведенными в нижней части рис. 2.118. Проверка жесткости c_F не требуется. Рабочая длина торсиона будет определяться с использованием уравнения

$$c_F = Gl_1 / (l_{jed} r^2) = d^4 \cdot 7,85 \cdot 10^4 / (l_{jed} r^2).$$

Если рычаг повернется из горизонтального положения вверх на угол φ_1 (см. рис. 2.116), то жесткость подвески увеличится. Жесткость подвески c_F при негоризонтальном положении рычага может быть выражена для любого положения рычага и тем самым для любого хода сжатия подвески как функция изменения угла $\Delta\varphi_1$:

$$c_{F1} = c_F [1 + \text{tg } \Delta\varphi_1 (\widehat{\varphi}_0 + \Delta\widehat{\varphi}_1)] / \cos^2 \Delta\varphi_1.$$

Эти же соображения справедливы и для изменения хода отбоя $\Delta f_2 = r \sin \Delta\varphi_2$:

$$c_{F2} = c_F [1 - \text{tg } \Delta\varphi_2 (\widehat{\varphi}_0 - \Delta\widehat{\varphi}_2)] / \cos^2 \Delta\varphi_2.$$

Подставляя в первое уравнение вместо $\Delta\varphi_1$ известные цифровые значения $\widehat{\varphi}_1 = 0,494$ и $\varphi_1 = 28,3^\circ$ для всего хода сжатия $f_1 = 19$ см, получаем

$$\widehat{\varphi}_0 = F_w / (c_{Fr}) = 220 / (10,7 \cdot 40) = 0,514.$$

Жесткость подвески при достижении крайнего верхнего положения увеличивается на 99 %:

$$c_{F1} = 10,7 \cdot 1,99 = 21,3 \text{ Н/мм.}$$

При ходе отбоя вначале, при небольших углах, например при $\Delta\varphi_2 = 5^\circ$, подвеска становится несколько мягче ($c_{F2} = 10,5$ Н/мм), а затем ее жесткость вновь увеличивается. Однако для расчета торсиона необходимо знать изменение жесткости подвески в зависимости от нагрузки на колесо $N_{v,h}$ или на ось $G_{v,h}$, т. е. в дополнение к расчету изменения хода $\pm f_{1,2}$ следует рассчитать увеличение силы ΔF_1 , которое необходимо для поворота рычага на угол $\Delta\varphi_1$ вверх, или уменьшение силы ΔF_2 , которое позволяет рычагу повернуться вниз на угол $\Delta\varphi_2$:

$$\Delta F_1 = c_{Fr} \widehat{\Delta\varphi}_1 / \cos \varphi_1;$$

$$\Delta F_2 = c_{Fr} \widehat{\Delta\varphi}_2 / \cos \varphi_2$$

Для определения силы F , которая действует на рычаг при его различных положениях, необходимо также знать силу предварительной закрутки торсиона

$$F_w = (G_h - U_h) / 2.$$

С учетом этой силы получаем

$$F = F_w + \Delta F_1; \quad F = F_w - \Delta F_2.$$

Подставляя числовые значения, получаем увеличение силы при перемещении рычага вверх $\Delta F_1 = 2400$ Н и максимальную силу в крайнем верхнем положении $F_{\max} = 2200 + 2400 = 4600$ Н (см. рис. 2.116). Эта цифра не совпадает с использованной при расчете y_1 максимальной силой $F'_{\max} = 4320$ Н. Сила F'_{\max} служила для определения момента кручения и рассматривалась как направленная перпендикулярно к рычагу (рис. 2.119), тогда как направление силы F_{\max} аналогично направлению вертикальной силы N , т. е. она действует перпендикулярно поверхности дороги.

При ходе подвески вниз на угол $\Delta\varphi_2 = 5^\circ$, что соответствует перемещению на $\Delta f_2 = 35$ мм, уменьшение силы составит всего $\Delta F_2 = 370$ Н. Рассчитанные в зависимости от перемещения значения сил приведены на рис. 2.120. Изменение жесткости подвески, приведенной к одному колесу (т. е. к одной стороне оси), в зависимости от силы F_1 , показано на рис. 2.121. При этом не учитываются

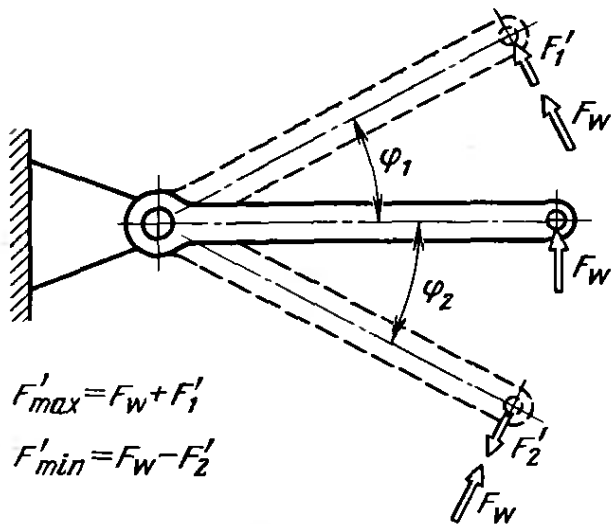


Рис. 2.119. При расчете торсиона исходят из того, что вызывающая закрутку сила при любом положении рычага направлена перпендикулярно к нему

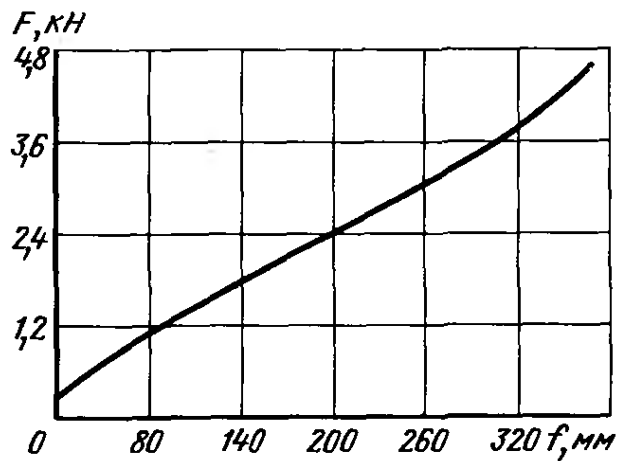


Рис. 2.120. Расчетная характеристика упругости цилиндрического торсиона с рычагом длиной 400 мм

массы U_h неподрессоренных деталей. Используя величину F , можно рассчитать соответствующую нагрузку на заднюю ось

$$G_h = 2F + U_h.$$

Из уравнений на рис. 2.118 видно, что чем короче рычаг, тем больше будут изменения углов $\Delta\varphi_{1,2}$ при ходе подвески $\Delta f_{1,2}$. Это означает, что применяя короткие рычаги r , можно обеспечить определенную прогрессивность характеристик торсионов. Для наглядности сравнения на рис. 2.121 дополнительно приведены расчетные характеристики упругости подвески при использовании двух более длинных рычагов.

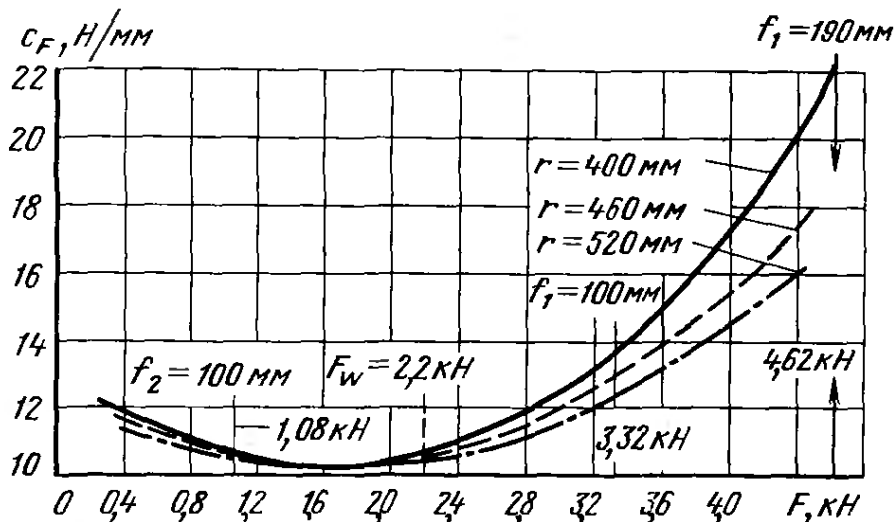


Рис. 2.121. Кривые жесткости торсиона в функции перемещения при различной длине r рычага. Чем короче рычаг, тем более прогрессивной является подвеска. Начальная нагрузка $F_w = 2,2$ кН при исходном положении. Крайние верхнее и нижнее положения для рычага длиной $r = 400$ мм обозначены дополнительно. При длине рычага $r = 460$ мм и $r = 520$ мм имеет место другая зависимость перемещений от усилий:

c_F — жесткость подвески; F — сила

2.4.7. Винтовые пружины

Винтовую пружину можно рассматривать как цилиндрический торсионный стержень, навитый на сердечник диаметром D_t . Так же как и для торсиона, для спиральной пружины вначале в зависимости от прочности определяется минимальный диаметр d_{\min} стержня, который в этом случае называется диаметром проволоки. Затем определяется не длина l_{fed} , а число i_f рабочих витков. Умножая i_f на π и на средний диаметр D_m витка (рис. 2.122), мы получаем длину l_f рабочей части проволоки, т. е. $l_f = i_f D_m \pi$. В процессе навивки проволока будет деформирована, в результате чего на внутренней (сжатой) стороне будут иметь место более высокие напряжения кручения (см. рис. 2.122). Величина этих напряжений, обозначенных τ_i , зависит от индекса пружины $\omega = D_m/d$, т. е. от отношения диаметра навивки к диаметру проволоки. С помощью коэффициента k , учитывающего влияние кривизны витка и приведенного на рис. 2.123, можно рассчитать τ_i как функцию допускаемых верхних значений напряжений:

$$\tau_i = \tau_{i \text{ доп}} \omega / k$$

Чем меньше D_m и, следовательно, индекс пружины ω , тем большие значения будет принимать коэффициент k . В результате напряжения, которые может выдерживать пружина, будут снижаться, а использование материала ухудшится. Кроме того, для пружины с малым диаметром D_m существует опасность потери устойчивости под нагрузкой. По этим причинам целесообразно предусматривать максимально возможный диаметр навивки.

Схема расчета пружины будет вновь показана на конкретном примере. Условные обозначения приняты следующие (см. также рис. 2.109):

c_2 — жесткость подвески, отнесенная к колесу, Н/мм;

c_F — жесткость самой пружины, отнесенная к ее нижней опоре, Н/мм;

d — средний диаметр проволоки, мм;

D_m — средний диаметр навивки, мм;

f_x — ход сжатия колеса, мм;

f_{xF} — ход сжатия пружины, мм;

f_x — ход отбоя колеса, мм;

f_{xF} — ход отбоя пружины, мм;

G — модуль сдвига ($G = 8 \cdot 10^4$ МПа);

i_x — передаточное отношение по ходу (см. п. 2.1.7);

i_y — передаточное отношение по силам (см. п. 2.1.7);

$i_{f0.1}$ — число пружинных витков (индекс 0 означает расчетное число, индекс 1 — фактическое);

i_g — общее число витков;

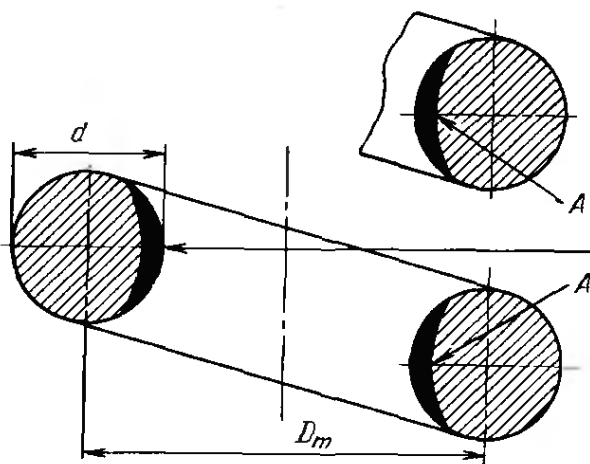


Рис. 2.122. При навивке спиральных пружин на внутренней (сжатой) стороне возникают повышенные напряжения кручения:

A — зона повышенных напряжений

Рис. 2.123. Степень навивки спиральных пружин, т. е. отношение среднего диаметра пружины к диаметру проволоки $\omega = D_m/d$, определяет значение коэффициента уменьшения допустимых напряжений

$$k = 1 + \frac{5}{4} \frac{d}{D_m} + \frac{7}{8} \left(\frac{d}{D_m} \right)^2 + \left(\frac{d}{D_m} \right)^3$$

- k — коэффициент уменьшения, учитывающий изгиб проволоки;
 L_0 — длина пружины без нагрузки, мм;
 L_ω — длина пружины под действием начальной нагрузки F_ω , мм;
 L_{B1} — длина пружины при полной нагрузке (длина блока при плотном прилегании всех витков), мм;
 L_n — наименьшая рабочая длина;
 S_α — сумма наименьших расстояний между пружинящими витками (зазор), мм;
 ω — степень навивки, $\omega = D_m/d$;
 λ — коэффициент полноты нагруженной пружины;

τ_i — допустимые напряжения сдвига с учетом изгиба проволоки, МПа.

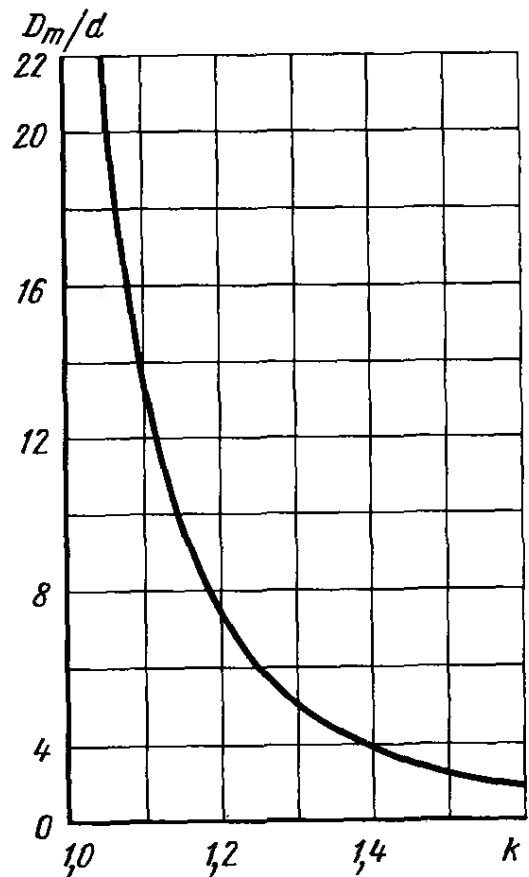
На рис. 2.124 приведена процедура расчета. Для сравнения применены числовые величины, использованные в предшествующих расчетах:

$$N'_b = (G_h - U_h)/2 = 2200 \text{ Н};$$

$$f_1 = 19 \text{ см}; f_2 = 8 \text{ см}; c_{zh} = 10,7 \text{ Н/мм}.$$

При использовании торсионных или листовых рессор, как правило, жесткость $c_{zv, h}$, приведенная к колесу, равна жесткости c_F самого упругого элемента. При использовании в сочетании с неразрезной балкой оси [21, с. 3.2/10, 3.2/12а, 3.2/26 и др.) и в подвесках на двойных поперечных рычагах (см. рис. 3.4/4, [21], 1.42 и др.) винтовые пружины, как правило, опираются на один рычаг. Это означает, что при расчете должны быть учтены передаточные отношения по ходу подвески и по силам (i_x и i_y см. п. 2.1.7). В рассматриваемом примере эти величины $i_x = i_y = 2$ и $D_m = 150$.

Чтобы по среднему диаметру навивки D_m определить индекс пружины ω и коэффициент k , следует вначале задаться диаметром d . Ориентировочно, предположив, что $d \approx 1,15$ см, получаем $\omega = 13$ и по рис. 2.123 коэффициент $k = 1,1$, что равноценно уменьшению на 10 % напряжений, которые может выдерживать пружина. В качестве материала при диаметре проволоки меньше 40 мм в соответствии с табл. 2.4 рассматривается сталь 50СгV4V



Дано: $c_2; f_1; f_2; D_m; i_x; i_y; \tau_{t \text{ доп } 0}; \tau_{t \text{ доп } A}; N_{vh}; U_{vh}$

(Все величины в Н и мм)

Требуется определить: $d; i_{f1}; i_g; L_w; L_{BL}; L_n; L_0, \lambda$

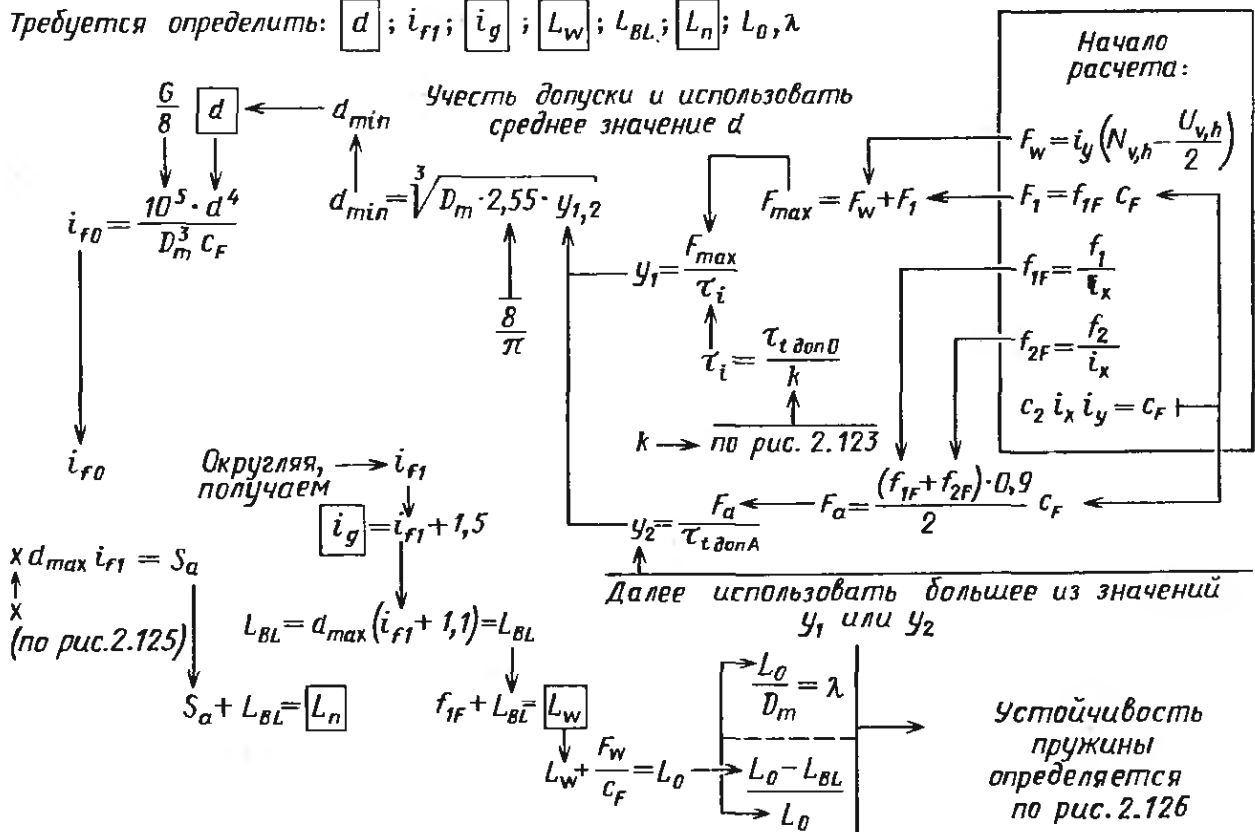


Рис. 2.124. Схема расчета спиральной пружины. Допуски на проволоку необходимы для того, чтобы через минимальный диаметр d_{min} определить средний диаметр d (см. рис. 2.118) (Все величины в кгс и см)

в группе прочности VI. При этом на чертеже должны быть указаны следующие характеристики: $\sigma_b = 1600 \dots 1850$ МПа и $\sigma_s \geq \geq 1450$ МПа.

Используя запас прочности $\nu = 1,1$ и определяя по рис. 2.106 значение величины $b_0 = 0,98$ как функцию $d = 11,5$ мм, получаем допускаемые максимальные напряжения:

$$\tau_{t \text{ доп } 0} \approx 0,63 \sigma_s b_0 / \nu \approx 0,63 \cdot 1450 \cdot 0,98 / 1,1 \approx 812 \text{ МПа.}$$

При $k = 1,1$ идеальные касательные напряжения

$$\tau_t = \tau_{t \text{ доп } 0} / k = 812 / 1,1 \approx 740 \text{ МПа.}$$

Допустимые амплитудные напряжения определяются как функция максимального временного сопротивления при $\nu = 1,1$ и $b_1 = 0,99$ (по рис. 1.13), а также с учетом $k = 1,1$:

$$\tau_{t \text{ доп } A} \approx 0,24 \sigma_{b \text{ min}} b_1 / (\nu k) = 0,24 \cdot 160 \cdot 0,99 / (1,1 \cdot 1,1) \approx 314 \text{ МПа.}$$

Вначале рассчитываются силы, действующие на пружину, и ее перемещения и, кроме того, жесткость c_F . Затем по этим величинам определяются относительные величины y_1 и y_2 :

$$F_w = N' i_y = 2200 \cdot 2 = 4400 \text{ Н;}$$

$$f_{1F} = f_1 / i_x = 9,5 \text{ см; } f_{2F} = f_2 / i_x = 4 \text{ см;}$$

$$c_F = c_{2h} i_x i_y = 10,7 \cdot 4 = 42,8 \text{ Н/мм;}$$

$$F_1 = f_{1F} c_F = 9,5 \cdot 42,8 = 4070 \text{ Н};$$

$$F_{\max} = F_w + F_1 = 8470 \text{ Н};$$

$$F_a = [(f_{1F} + f_{2F}) 0,9/2] c_F = [(9,5 + 4) 0,9/2] 42,8 = 2600 \text{ Н};$$

$$y_2 = F_a / \tau_{i \text{ доп } A} = 2600 / 314 = 0,0828 \text{ см}^2;$$

$$y_1 = F_{\max} / \tau_i = 8470 / 7400 = 0,1145 \text{ см}^2.$$

Так же как и для торсионов, для винтовых пружин с использованием большей из величин (в данном случае y_1) определяется минимальный диаметр проволоки

$$d_{\min} = \sqrt[3]{2,55 D_m y_1} = \sqrt[3]{2,55 \cdot 15 \cdot 0,1145} = 1,63 \text{ см}.$$

В результате расчета диаметр проволоки d_{\min} оказался бóльшим, чем диаметр, который был использован при первоначальном расчете $d_{\min} = 1,15$ см. Коэффициенты уменьшения допускаемых нагрузок b_0 и b_1 , определяемые диаметром, будут поэтому меньше принятых при расчете, а коэффициент k , зависящий от кривизны витка, будет больше. Идеальные напряжения среза будут меньше и поэтому требуется проведение повторного расчета. По рис. 2.106 и 2.123 определяем как функцию $d = 16,3$ мм и $w = 9,2$ величины $b_0 = 0,96$ и $k = 1,15$. С учетом этого получаем

$$\tau_i = 0,63 \sigma_s b_0 / (vk) = 0,63 \cdot 145 \cdot 0,96 / (1,1 \cdot 1,15) \approx 6950 \text{ МПа}.$$

Полученный больший диаметр проволоки (с индексом 2) может быть легко пересчитан методом сопоставления имевших место первоначально идеальных напряжений с вновь рассчитанными:

$$d_{\min 2} = d_{\min 1} \sqrt[3]{\tau_{i1} / \tau_{i2}} = 1,63 \sqrt[3]{7400 / 6950};$$

$$d_{\min 2} = 1,021 d_{\min 1} = 1,661 \text{ см} = 16,61 \text{ мм}.$$

С учетом допускаемых отклонений размеров (допуски аналогичны тем, что имели место для торсионов, см. рис. 2.118) следует определить средний диаметр проволоки, который будет использован при дальнейших расчетах и является исходным для изготовления проволоки. При диаметре проволоки меньше 20 мм допускаемое отклонение равно $\pm 0,08$ мм, поэтому диаметр d с учетом поля допуска равен $16,7 \pm 0,08$ мм. Следовательно, индекс пружины, необходимый в дальнейшем расчете, составляет $w = 9$. Используя величину d , выраженную в см, определяем число рабочих витков

$$i_{f0} = 10^5 d^4 / (c_F D_m^3) = 10^5 \cdot 1,67^4 / (42,8 \cdot 15^3) = 5,39.$$

Округляя i_{f0} до $i_{f1} = 5,4$ и добавляя по $3/4$ витка по концам пружины, получим общее число витков

$$i_g = i_{f1} + 1,5 = 5,4 + 1,5 = 6,9.$$

Следует стремиться к числу витков, заканчивающемуся 0,5, так как при этом концы крайних витков будут развернуты в про-

твивоположные стороны (в рассматриваемом примере это, к сожалению, невозможно).

После определения диаметра проволоки и числа витков следует найти размеры, имеющие значение для высоты автомобиля. Одним из таких размеров является та высота L_w , которую пружина будет иметь под действием начальной нагрузки F_w . Нижний предел размера L_w зависит от наименьшей рабочей высоты L_n , т. е. от длины, которую будет иметь пружина, полностью сжатая до такого состояния, когда витки даже с учетом предусмотренного покрытия не касаются один другого. При определении величины L_n следует использовать максимально возможный диаметр проволоки d_{\max} , т. е. средний диаметр d с допуском положительным отклонением. В рассматриваемом примере $d_{\max} = 16,7 + 0,08 = 16,78 \text{ мм} = 1,678 \text{ см}$.

Следует убедиться в том, что на автомобиле при полностью сжатом ограничителе хода пружина не будет сжата до величины меньшей, чем L_n . Длина L_n складывается из высоты

$$L_{B1} = (i_{f1} + 1,1) \cdot d_{\max} = (5,4 + 1,1) \cdot 1,678 = 10,9 \text{ см} = 109 \text{ мм}$$

плотно сжатой пружины, когда витки прилегают один к другому, и гарантированного зазора S_a . Стоящая в скобках цифра 1,1 учитывает прижатые концевые витки (см. рис. 2.98). Для получения наименьшей рабочей высоты к высоте плотно сжатой пружины добавляется расстояние S_a :

$$L_n = L_{B1} + S_a.$$

Величина S_a определяется с помощью уравнения

$$S_a = \kappa d_{\max} i_{f1}.$$

Коэффициент κ следует определить по рис. 2.125 как функцию индекса пружины ω . В приведенном примере при $\omega = 9$ коэффициент $\kappa = 0,16$. Следовательно, наименьшая рабочая высота пружины

$$L_n = L_{B1} + S_a = 10,9 + 0,16 \cdot 1,678 \cdot 5,4 = 12,35 \text{ см}.$$

Округляя и выражая в миллиметрах, получаем $L_n = 124 \text{ мм}$. Отсюда высота пружины при начальной нагрузке

$$L_w = f_{1F} + L_n = 95 + 124 = 219 \text{ мм}.$$

Высота пружины в свободном состоянии без нагрузки

$$L_0 = L_w + F_w/c_F = 21,9 + 440/42,8 = 32,2 \text{ см} = 322 \text{ мм}.$$

Используя L_0 , следует проверить устойчивость пружины, т. е. ее продольный изгиб под нагрузкой. Для этого необходимо ввести коэффициент гибкости

$$\lambda = L_0/D_m = 322/150 = 2,14.$$

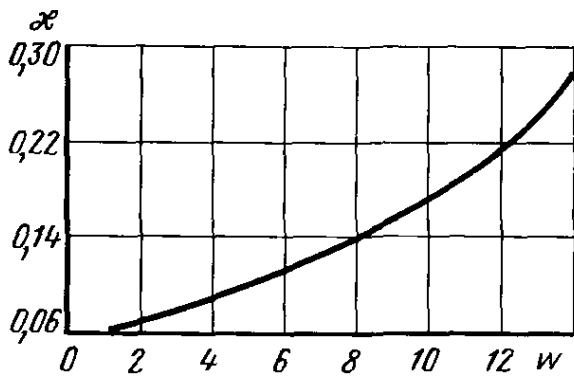


Рис. 2.125. При определении минимально допустимого зазора между витками S_a следует учитывать коэффициент k как функцию степени навивки w

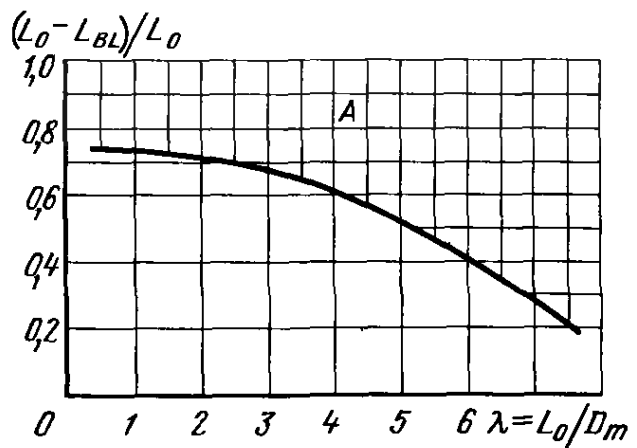


Рис. 2.126. Относительная деформация как функция гибкости пружины. Выше нанесенной кривой (в зоне А) существует опасность потери устойчивости. Потеря устойчивости имеет место в том случае, когда коэффициент гибкости пружины $\lambda = L_0/D_m$ будет выше допустимого при данной относительной деформации $(L_0 - L_{BL})/L_0$

Относительная упругость, также приведенная на рис. 2.126, определяется по следующему уравнению:

$$(L_0 - L_{BL})/L_0 = (322 - 109)/322 = 0,662.$$

При коэффициенте гибкости $\lambda = 2,14$ продольный изгиб может иметь место лишь при условии $(L_0 - L_{BL})/L_0 = 0,7$, т. е. отсутствие продольного изгиба у рассчитанной нами пружины гарантировано. Если бы величина 0,7 была превышена, то пришлось бы увеличить диаметр навивки пружины D_m .

Если впоследствии будет изменена одна из величин, то повторный расчет может быть проведен с использованием следующих формул:

а) жесткость пружины

$$c_F = d^4 10^5 / (i_{f1} D_m^3);$$

б) максимальное напряжение

$$\tau_{t \max} = 2,55 F_{\max} D_m / d_{\min}^3 \leq \tau_i;$$

в) амплитудное напряжение

$$\tau_{ta} = F_a \tau_{t \max} \cdot 0,9 / F_{\max} \leq \tau_{t \text{ доп } A}.$$

Следует обратить внимание на то, что изменение жесткости пружины ведет к увеличению или уменьшению сил F_{\max} и F_a и, следовательно, влияет на величину напряжений.

На чертеже пружины должны быть указаны характеристики, позволяющие проверить ее размеры, а также существенные для ее работы характеристики с указанием допусков [47, рис. 8.2.3].

К числу этих параметров относятся следующие.

2.4.7.1. Высота L_w при начальной нагрузке, также называемая установочной длиной, вместе с силой F_w .

2.4.7.2. Жесткость пружины c_F .

2.4.7.3. Наружный диаметр пружины $D_a = D_m + d$ (или, соответственно, внутренний диаметр D_i) как измеримая величина.

2.4.7.4. Допустимые отклонения от цилиндрической формы, а также от требуемого прилегания витков между собой.

2.4.7.5. Число витков и направление навивки пружины.

Допуски на диаметр проволоки приводятся лишь для ориентации, поскольку полимерное покрытие пружин не позволяет измерить толщину проволоки. Кроме того, допускаемые колебания жесткости, а также допуски сужают пределы колебаний диаметра пружинной проволоки.

2.4.7.1. Проверка установочной высоты осуществляется на пружинных весах путем считывания параметров при заданной высоте. Следовательно, необходим допуск на величину контрольной нагрузки, какой обычно является начальная нагрузка F_w . Для пружин, изготавливаемых в условиях крупносерийного производства, из шлифованных прутков изготовители указывают допуски T_p , исчисляемые в ньютонах в соответствии со следующей формулой:

$$T_p = \pm (0,5 [1,5 \text{ мм} + 0,03 (L_0 - L_{B1})] c_F + 0,01F).$$

Отклонения зависят от следующих факторов:

- а) максимального сжатия пружины $L_0 - L_{B1}$ в мм;
- б) жесткости пружины c_F в Н/мм (не в Н/см);
- в) от контрольной нагрузки F в Н, которая в рассматриваемом примере должна быть равна начальной нагрузке F_w .

Подставляя цифровые значения, получаем допускаемые отклонения

$$T_p = \pm [0,5 (1,5 \text{ мм} + 0,03 \cdot 213) 42,8 + 0,01 \cdot 4400 \text{ Н}] = \pm 213 \text{ Н}.$$

Таким образом, T_p составляет около 5 % начальной нагрузки $F_w = 4400 \text{ Н}$. На чертеже с учетом округления должно быть указано

Длина пружины 219 мм при 4400 ± 210 Н.

При мелкосерийном или индивидуальном производстве изготовитель не может обеспечить соблюдение столь узких допусков. В этих случаях допуски будут в 2 раза шире (т. е. около ±10 % от F_w).

При начальной нагрузке F_w с учетом жесткости пружины $c_F = 42,8 \text{ Н/мм}$ может иметь место следующее отклонение по высоте пружины:

$$T_{1w} = T_p / c_F = 213 / 42,8 = \pm 4,9 \text{ мм}.$$

Умножая T_{10} на передаточное отношение i_x , получаем возможные изменения хода пружины при замере между колесами и кузовом

$$\Delta f = T_{10} i_x = 4,9 \cdot 2 = \pm 9,8 \text{ мм.}$$

Эти колебания могут привести к увеличению или уменьшению высоты автомобиля, что равнозначно соответствующему уменьшению хода отбоя или сжатия. Еще более неприятные последствия влечет за собой установка, с одной стороны, пружины с положительным отклонением, а с другой — с отрицательным. Для рассматриваемого случая перекося автомобиля составил бы 20 мм. Чтобы исключить подобные случаи, пружины можно группировать с нанесением краской соответствующей маркировки. Группировка осуществляется по расположению фактических размеров в пределах поля допуска. Обычно изменения нагрузки делят на верхнюю, центральную и нижнюю трети поля допуска (см. п. 2.4.3). Для рассчитанной пружины группировка должна была бы иметь следующий вид:

Цвет	Желтый	Белый	Красный
Колебания нагрузки, Н	От -210 до -70	Св. -70 до +70	Св. 70 до 210

2.4.7.2. Жесткость подвески также имеет допуск, величина которого зависит от числа рабочих витков i_f . Стандартом ДИН 2096 (определяющим размеры винтовых пружин) предусмотрены следующие допуски для пружин из шлифованных прутков в % от жесткости: $i_f \leq 4 \pm 7$; $i_f > 4 \pm 5$.

В приведенном примере (с $i_{f1} = 5,4$) на чертеже, следовательно, должно быть указано:

$$\text{Жесткость пружины } c_F = 42,8 \pm 2,1 \text{ Н/мм.}$$

2.4.7.3. Средний диаметр навивки D_m является расчетным или конструктивным размером. Для проверки соблюдения размеров используются наружный D_a или внутренний D_i диаметры (рис. 2.127). В стандарте ДИН 2096, опубликованном в январе 1971 г., указаны отклонения T_D величин D_m , D_a и D_i , которые приведены в табл. 2.5 в зависимости от

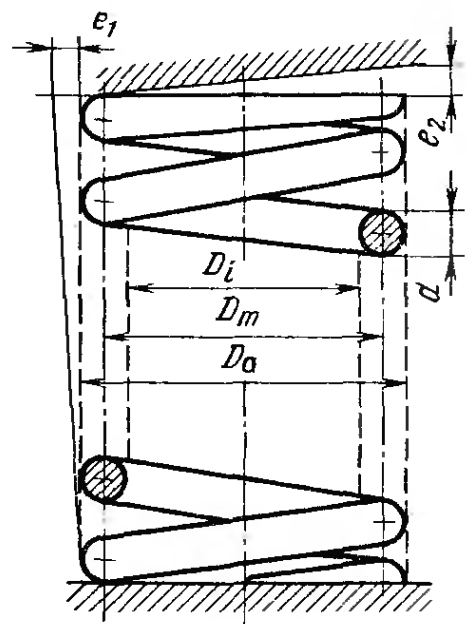


Рис. 2.127. Для монтажа пружины большое значение имеют внутренний D_i и наружный D_a диаметры навивки. Чтобы предотвратить возникновение при установке дополнительных напряжений, отклонение пружины от вертикального положения e_1 не должно превышать определенной величины. Это справедливо и в отношении величины e_2 , определяющей допуск на параллельность опорных плоскостей

Таблица 2.5

$D_a: D_m:$ $D_1: \text{мм}$	Допускаемые отклонения диаметра проволоки, мм				$D_a: D_m:$ $D_1: \text{мм}$	Допускаемые отклонения диаметра проволоки, мм			
	катаной D_m/d		шлифованной D_m/d			катаной D_m/d		шлифованной D_m/d	
	до 8	св. 8	до 8	св. 8		до 8	св. 8	до 8	св. 8
До 50	$\pm 0,8$	$\pm 1,2$	$\pm 0,6$	$\pm 0,8$	125—160	± 2	± 3	$\pm 1,3$	± 2
50—63	± 1	$\pm 1,5$	$\pm 0,7$	± 1	160—200	$\pm 2,2$	$\pm 3,3$	$\pm 1,5$	$\pm 2,2$
63—80	$\pm 1,2$	$\pm 1,8$	$\pm 0,8$	$\pm 1,2$	200—250	$\pm 2,6$	$\pm 3,9$	$\pm 1,8$	$\pm 2,6$
80—100	$\pm 1,5$	$\pm 2,3$	± 1	$\pm 1,5$	250—300	$\pm 3,1$	$\pm 4,6$	$\pm 2,1$	$\pm 3,1$
100—125	$\pm 1,7$	$\pm 2,6$	$\pm 1,1$	$\pm 1,7$					

обработки поверхности и коэффициента ω . Наносимый на чертеже наружный диаметр будет иметь значение

$$D_a = D_m + d = 150 + 16,7 = 166,7 \text{ мм.}$$

И принимая допуск, указанный в колонке «шлифованные прутки», получаем диаметр $166,7 \pm 1,5$ мм, или округленно $167 \pm 1,5$ мм.

2.4.7.4. Если при ненагруженной пружине верхняя чашка по отношению к нижней смещена в сторону на величину e_1 (см. рис. 2.127) или если плоскости опор пружины расположены со взаимным перекосом на величину e_2 , то после установки пружина будет подвержена повышенным нагрузкам. По этой причине на оба этих размера должен быть указан допуск. Фирмы-изготовители обеспечивают точность

$$e_1 < 0,03L_0; \quad e_2 < 0,025D_a.$$

Для приведенного примера это будет означать следующие допуски:

$$e_1 = 0,03 \cdot 322 = 9,4 \text{ мм}; \quad e_2 = 0,025 \cdot 166,7 = 4,2 \text{ мм.}$$

2.4.7.5. Число витков — рабочих i_1 и общее i_2 — указывается на чертеже лишь в порядке информации (без указания допуска). Соблюдение расчетных величин обеспечивается соблюдением допуска на жесткость пружины. Если пружина должна иметь правое направление навивки, то оно также может не указываться на чертеже. Примененное левого направления навивки неоправданно удорожает пружину, но если это действительно необходимо, то оно должно быть указано на чертеже.

2.5. СТАБИЛИЗАТОРЫ

2.5.1. Функции и конструктивное исполнение

Стабилизаторы служат для снижения крена кузова, уменьшения «отрывов» неразрезных ведущих мостов и повышения устойчивости на поворотах. Речь идет о П-образных стержнях круглого сечения. Диаметр стержней колеблется от 10 мм для компактных легковых автомобилей до 60 мм для тяжелых грузовых автомобилей и прицепов. Чтобы обеспечить восприятие подвеской противоположно направленных вертикальных сил, загнутые концы стабилизаторов типа 1 в двух точках соединены с продольными рычагами подвески левого и правого колес (точки F и H на рис. 2.128). В стабилизаторах типа 2 центральная часть стабилизатора через точки H шарнирно соединяется с подрамником или кузовом, а концевые участки закреплены на поперечных рычагах обоих колес данной оси (рис. 2.129). При одновременном перемещении обоих колес в одном направлении (см. рис. 2.3) также одновременный поворот концов стабилизатора исключает перераспределение нагрузки. При перемещении лишь одного из колес (см. рис. 2.6) один конец стабилизатора сохраняет свое положение по отношению к плоскости дороги, в то время как другой конец в точке F перемещается на величину Δf вверх или вниз. За счет этого происходит закручивание центрального участка стабилизатора по всей длине. Создаваемая при этом сила ΔF_s равна половине жесткости стабилизатора, т. е.

$$\Delta F_s = (c_s/2) \Delta f.$$

При противоположном направлении перемещений колес на повороте (см. рис. 2.5) концы стабилизатора перемещаются также в противоположных направлениях. Это означает, что центр стабилизатора остается неподвижным, а оба боковых участка нагружены на кручение и на изгиб, при этом стабилизатор обеспечивает вдвое более высокую жесткость, чем при вертикальном перемещении лишь одного из колес. В этом случае его жесткость равна c_s .

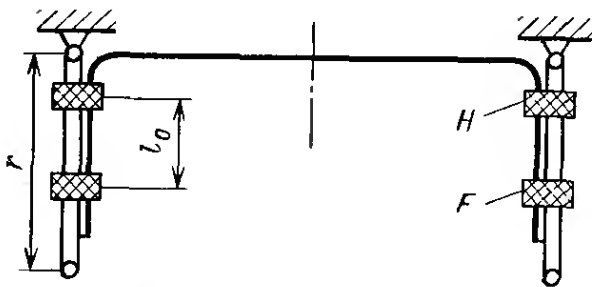


Рис. 2.128. Стабилизатор типа 1 в точках H и F с помощью упругих резиновых муфт соединен с продольными рычагами подвески

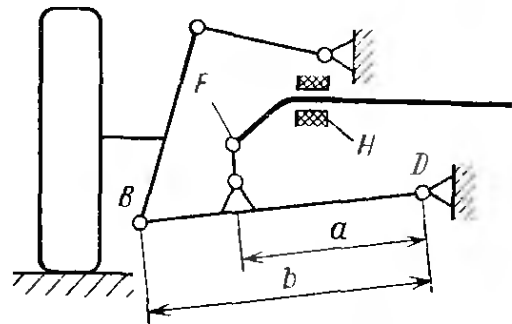


Рис. 2.129. Стабилизатор типа 2 своей центральной частью шарнирно закреплен в точках H . Концы F стабилизатора соединены с поперечными рычагами через промежуточные тяги

В случае применения представленного на рис. 2.129 стабилизатора типа 2 обычно для соединения с подвеской колес требуются промежуточные штанги.

Различные направления перемещения рычагов и концов стабилизатора требуют определенной свободы углового перемещения, которую легче всего обеспечить за счет применения соединения типа проушина—палец. Соединения такого типа применяются для амортизаторов [22, п. 7.6/11]. Для соединения с резиновыми деталями, которые одновременно служат для подавления шума и виброизоляции, на концевых участках стабилизаторов выполняют чашки, проушины или дополнительно изогнутые зоны. Для уменьшения прогиба и снижения массы концы стабилизатора, служащие рычагами, могут быть расплющены, что увеличивает момент инерции сечения относительно оси. Однако эта мера применима лишь для прямых концевых участков. Если же концы участков загнуты, то возникает опасность потери устойчивости в связи с дополнительно действующим крутящим моментом. На рис. 2.139 и в [21, рис. 3.10/6 и 3.10/7] можно видеть стабилизатор этого типа. В работе [21, рис. 3.2/15, 3.4/11 и 3.5/10] показаны обычные стабилизаторы, в том числе с сильными изгибами.

В некоторых подвесках типа «Макферсон», а также в подвеске на двойных поперечных рычагах автомобилей моделей «Манта» и «Аскона» фирмы «Опель» (рис. 2.130) стабилизатор является одним из элементов направляющего аппарата подвески. Стабилизатор в этих случаях воспринимает как продольные силы, так и тормозной момент [21, рис. 3.5/2 и 3.5/8; 22, рис. 8.3/29]. На концах стабилизатора предусмотрены резьбовые или конусные участки, которыми он упруго, с возможностью углового перемещения, соединяется с нижними поперечными рычагами.

Исключение из обычно применяемых форм представляют собой стабилизаторы типа 3, которые были применены фирмой «Фольксваген» в передней торсионной подвеске на продольных рычагах модели 1600, а также фирмой «Ситроен» в задней подвеске на продольных рычагах модели ЖС [21, рис. 3.1/18 и 2.70]). В данном случае речь идет о торсионах, закрученных с обеих сторон в противоположных направлениях. Концы этих торсионов закреплены в левом и правом рычагах. Торсионы в этом случае обеспечивают поддержание рычага в поперечном положении (рис. 2.131). Для подвески на продольных рычагах независимо от того, идет речь о независимой подвеске или о подвеске с неразрезной балкой моста, это решение является экономически целесообразным. Торсион может в этом случае представлять собой совершенно прямой стержень, полученный из катаной заготовки с изготовленными высадкой концевыми участками. Такой стержень может быть дешевле, и, кроме того, в этом случае менее вероятна потеря им свойств (из-за выхода из строя шарниров), чем для многошарнирного стабилизатора.

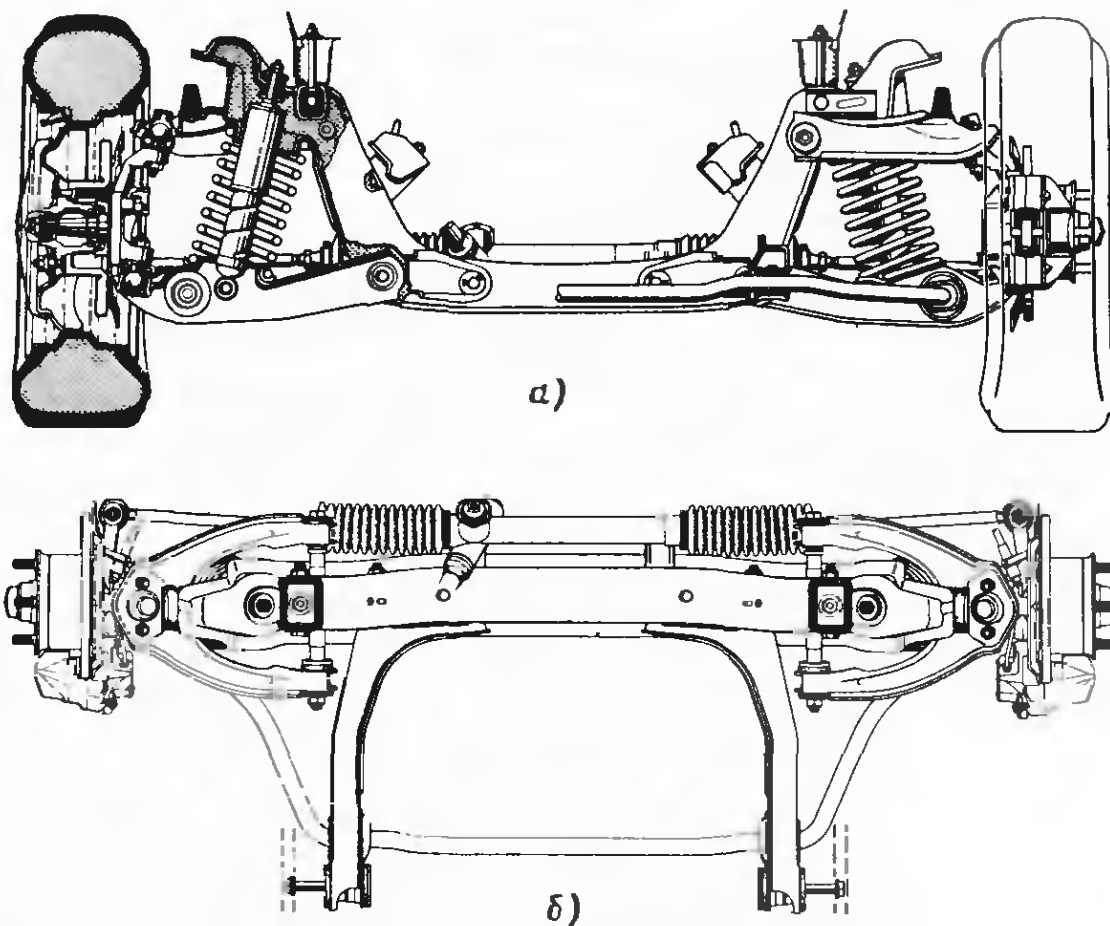
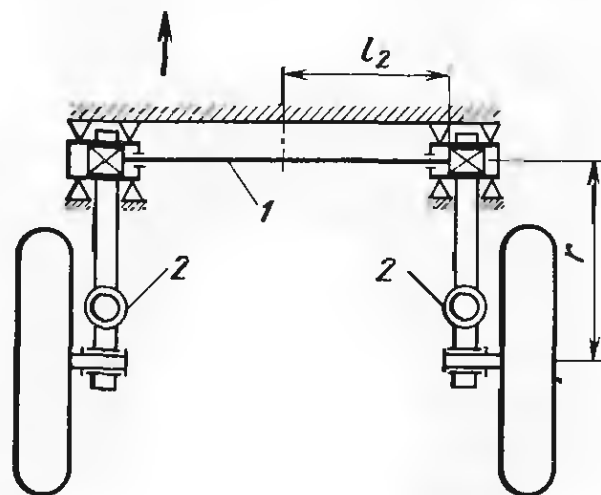


Рис. 2.130. Передняя подвеска на двойных поперечных рычагах моделей «Аскона» и «Манга» фирмы «Опель». На виде сверху (б) показан расположенный сзади стабилизатор, который выполняет функции направляющего элемента и воспринимает тормозные силы. На виде сзади (а) показано эластичное соединение стабилизатора с нижним рычагом. Шарниры стабилизатора выполнены упругими в продольном направлении для уменьшения вибраций от радиальных шиш [21, рис. 3.1/21с]. На рисунке видны шаровые опоры поворота колес, а также расположенный перед осью реечный рулевой механизм

Стабилизаторы типа 3 рассчитываются как торсионны, т. е. с использованием уравнений, приведенных на рис. 2.118. В качестве l будет выступать длина рычага, а в качестве l_{jed} — половина расстояния между головками, т. е. в соответствии с рис. 2.131.

Рис. 2.131. Стабилизатор типа 3 представляет собой простой и дешевый торсионный стержень, оба конца которого закреплены в рычагах одной оси. Такой стабилизатор поддерживает постоянным расстояние между рычагами в поперечном направлении:

1 — стабилизатор; 2 — пружина



2.5.2. Предпосылки для расчета

При расчете стабилизаторов кроме конструктивных размеров, т. е. точной формы, требуется жесткость c_s , которая при поперечно-угловом подрессоривании будет передаваться концами рычагов и которая, в свою очередь, будет зависеть от жесткости стабилизатора в пятне контакта колеса с дорогой $c_{zv, h}$. При заданной жесткости подвески кузова и высоте мгновенных центров крена на обеих осях с помощью стабилизаторов можно добиться того, что угол крена ψ при определенной скорости движения на повороте (выраженной с помощью передаточного отношения μ_s в поперечном направлении [2]) не будет превышать определенных значений. Сумма жесткостей в передней c_{zv} и задней c_{zh} подвесках может быть рассчитана по следующей формуле:

$$c_{zv} + q_1^2 c_{zh} = (\sum M_k - M_1 - M_2) / (0,05 i_v^2 \psi).$$

Через $\sum M_k$ обозначаются опрокидывающие моменты или моменты крена, вызываемые силами инерции, действующими как на кузов, так и в подвеске:

$$C_w = \mu_s G_w \text{ или } C_{uv, h} = \mu_s G_{uv, h},$$

где G_w — сила тяжести кузова, а $G_{uv, h}$ — сила тяжести осей.

Из моментов крена следует вычесть противоположно направленные моменты, создаваемые пружинами впереди $M_1 = \Delta F_v t_v$ и сзади $M_2 = \Delta F_{ht} t_h$ или $M_2 = \Delta F_h v_F$ при неразрезной балке оси.

Уже рассмотренные в п. 2.2.2.3 различия $\Delta F_{v, h}$ в силах пружин являются функцией принимаемого заранее угла крена ψ , а также величины хода сжатия f_1 для внешнего по отношению к центру поворота колеса и величины хода отбоя f_2 для внутреннего колеса:

$$f_1 + f_2 = \psi t_{v, h},$$

где ψ измеряется в градусах.

В связи с прогрессивной характеристикой упругости подвески величины f_1 и f_2 редко совпадают. В то же время величина $\Delta F_{v, h}$ должна иметь одинаковую величину с обеих сторон. Жесткости c_{zv} и c_{zh} соответственно переднего и заднего стабилизаторов вначале для упрощения будут отнесены только к передней колее t_v . Поэтому в левой части уравнения появляется $q_1 = t_h / t_v$. В зависимости от желаемой управляемости автомобиля полученную в результате расчета сумму $c_{zv} + q_1^2 c_{zh}$ следует теперь распределить между передней и задней осями.

В расчет жесткости стабилизатора c_s входят (кроме c_{zv} или c_{zh}) также передаточное отношение i_x от колеса к точке крепления стабилизатора (см. п. 2.1.7) и жесткость резиновых шарниров. Чем больше могут быть деформированы эти шарниры, тем меньше перемещение концов стабилизатора, что, в свою очередь, уменьшает силу и приведенную к колесу жесткость c_s . Измерения показали,

что каждый шарнир уменьшает жесткость подвески примерно на 7 %, т. е. для легкового автомобиля, имеющего с каждой стороны, как минимум, по два эластичных шарнира, следует рассчитывать не более чем на 86 % жесткости. Этот случай имеет место, когда стабилизатор типа 1 соединен с двумя рычагами (см. рис. 2.128) или когда стабилизатор типа 2, шарнирно соединенный в точках H через точки F , участвует в выполнении функций направляющего устройства (см. рис. 2.130). Другие опоры (например, серьги, позволяющие боковое перемещение, см. рис. 2.129) повышают податливость системы. При расчете это влияние отражают с помощью коэффициента b_G , учитывающего число резиновых шарниров с каждой стороны и их эластичность:

Число шарниров	b_G
По одному в точке H	0,90
По одному в точках H и F	0,86
По одному в точке H и по два в точке F	0,82
По два в точке H при практически жестких опорах в точке F	0,82
По два в точке H и по одному в точке F	0,78

Уравнение для определения c_{z0} будет иметь вид

$$c_{z0} = i_x^2 c_z / b_G,$$

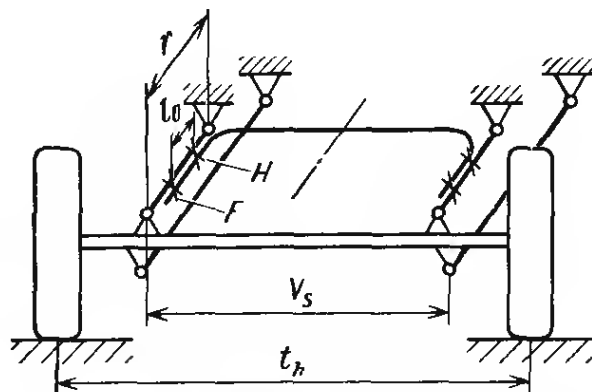
где индекс 0 обозначает желаемую жесткость, а появившийся впоследствии индекс 1 — фактическую. Передаточное отношение i_x для стабилизатора типа 2 с шарнирно закрепленной центральной частью следует определять в соответствии с п. 2.1.7 или рис. 2.129, исходя из предпосылки, что оба угла отклонения ξ и θ равны нулю. При наклонном положении тяг возникают боковые силы, которые уменьшают эффективность и увеличивают нагрузки. Передаточное отношение для стабилизатора типа 1 при независимой подвеске определяется соотношением плеч r и l_0 (см. рис. 2.128):

$$i_x = r/l_0.$$

Для неразрезной оси дополнительно учитывается разница между колеями t_h и расстоянием между рычагами v_s , с которыми соединяется стабилизатор (рис. 2.132, см. также рис. 2.27):

$$i_{ws} = i_w i_x = t_h r / (v_s l_0).$$

Рис. 2.132. Если в подвеске с неразрезной балкой стабилизатор закреплен на двух рычагах, то при определении передаточного отношения i_{ws} учитываются колея t_h , расстояние между точками соединения рычагов с осью v_s , длина рычагов r и расстояние между точками закрепления l_0 . Для приведенного на рис. 2.27 соединения концов стабилизатора с самой осью передаточное отношение $i_{ws} = t_h / v_s$. Стабилизатор имеет жесткость $c_{z0} = i_{ws}^2 c_z / b_G$, где $i_{ws} = t_h r / (v_s l_0)$; $b_G = 0,86$



Это уравнение однозначно показывает, что чем больше на оси могут быть разнесены рычаги (большая величина v_0) и чем дальше находятся одна от другой точки крепления F и H , тем меньше будут передаточное отношение и силы в обеих точках.

Деформация резиновых элементов уменьшается, благодаря чему возрастает эффективность стабилизатора. К этому добавляется возможность применить стабилизатор меньшего диаметра и, следовательно, снизить его стоимость. Что касается особенностей монтажа, то нагруженный на кручение центральный участок стабилизатора должен располагаться либо в районе элементов поперечной жесткости кузова, либо в зоне шарниров рычагов. При ином расположении стабилизатор будет дополнительно нагружен на изгиб, и напряжения в нем возрастут.

Если известна жесткость стабилизатора c_{s0} , то можно рассчитать диаметр d_0 круглого стержня, необходимого для его изготовления.

2.5.3. Расчет стабилизаторов типа 1

В большинстве случаев невозможно изготовить боковые и центральный участки стабилизатора совершенно прямыми. Как правило, для установки стабилизаторов на шасси необходимо изогнуть их в некоторых местах, чтобы исключить касание стабилизаторов деталями подвески при ее работе или повороте колес. Оценить влияние этих изогнутых участков расчетным путем сложно и поэтому при расчете исходят из эквивалентной длины, которую центральный и боковые участки стабилизатора имели бы при отсутствии изгибов (рис. 2.133, см. также рис. 2.136—2.139). Исследования показали, что ошибка при таком допущении не превы-

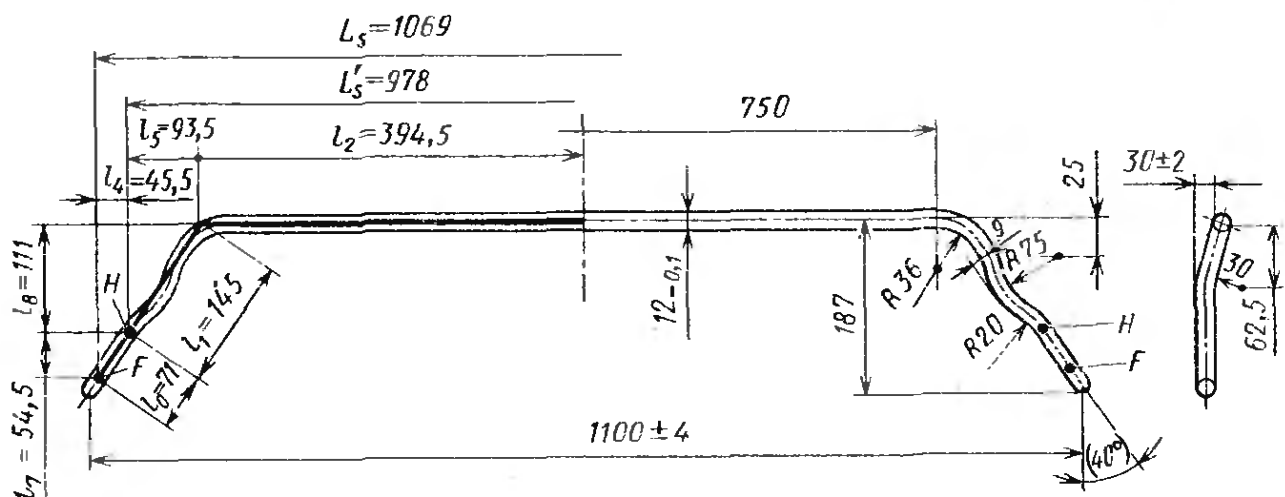
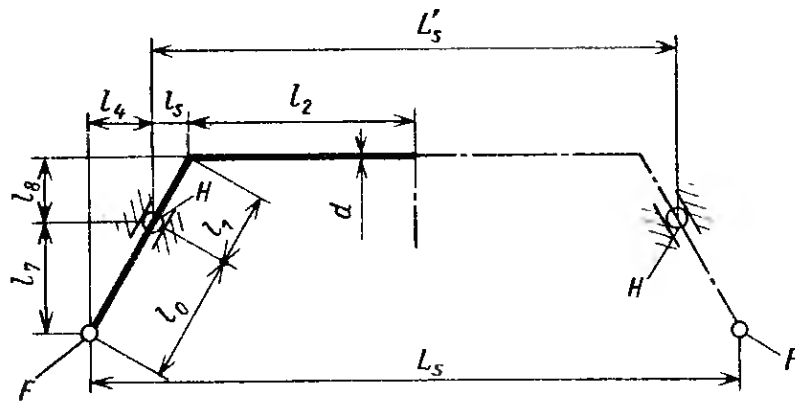


Рис. 2.133. Передний стабилизатор модели «Фольксваген-1200/1300» соединен с нижними рычагами подвески на двух продольных рычагах в точках F и H [21, рис. 3.7/1]. Жирной линией показан профиль стабилизатора, применяемый при расчете. Материал — стальной пруток Ск53V, $\sigma_B = 1100 \dots 1300$ МПа. Поверхность стабилизатора подвергнута дробеструйной обработке, загрунтована и окрашена. Жесткость стабилизатора $c_{s1} = 112$ Н/мм



$$d_0 = \sqrt[4]{\frac{c_{s0}}{6,18 \cdot 10^4} [2l_0^3 + 6l_0l_1(l_0 - \lambda l_1) + (2\lambda^2 l_1^3) + (l_4 - \lambda l_5)^2 (L'_s - 2l_5) + 7,78(l_7 - \lambda l_8)^2 l_2]}$$

$\begin{matrix} \uparrow & & \downarrow & & \uparrow \\ 6,18 \cdot 10^4 = \frac{3E\pi}{32} & & E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ [МПа]} & & \frac{3E}{G} = 7,78 \\ & & \lambda = \frac{L_s}{L'_s} - 1 & & \uparrow \\ & & & & G = 8,1 \cdot 10^4 \text{ [МПа]} \end{matrix}$

Рис. 2.134. Уравнения, необходимые для расчета диаметра стержня d_0 , а соответствующие стандартные ряды диаметров заготовок по ДИН 2077 «Сталли пружинные круглые катаные»: $d_1 = 7 \dots 21$ мм (с шагом 1 мм и одним промежуточным размером 12,5 мм); 22,5; 24; 25; 26 ... 42 (с шагом 2 мм); 45, 48, 50 мм (Все величины в кгс и см; $E = 2,1 \cdot 10^6$ кгс/см²)

шает $\pm 5\%$, следовательно, лежит в пределах обычно принятых допусков. Отклонения жесткости стабилизатора от заданной величины практически неощутимы в процессе езды, тогда как различная жесткость пружин подвески левого и правого колес ведет к перекосу кузова и к разнице в углах развала колес (см. п. 2.4.7 и [21, рис. 4.5/3]).

На рис. 2.134 приведена схема расчета, необходимого для определения диаметра стержня d_0 в зависимости как от заданной жесткости c_{s0} , так и от расстояний $l_0, l_1, l_2, l_4, l_5, l_7, l_8, L_s$ и L'_s .

На приведенном на рис. 2.133 виде сверху отрезок l_2 представляет собой расстояние от центра стабилизатора до наружного края изгиба. Остальные отрезки есть расстояния от точек крепления F и H до места изгиба. На рис. 2.133 приведен стабилизатор, который используется в независимой передней подвеске на сдвоенных продольных рычагах модели «Фольксваген-Жук» [21, рис. 3.7/1]. Этот стабилизатор имеет относительно небольшое расстояние между точками крепления $l_0 = 71$ мм. Если бы боковые участки стабилизатора не были развернуты наружу, а шли бы параллельно, то $L_s = L'_s$, $\lambda = 0$, $l_0 = l_7$, и уравнение, приведенное на рис. 2.134, значительно упростилось бы:

$$d_0 = \sqrt[4]{[c_{s0}l_0^2 / (3,09 \cdot 10^5)] [l_0 + 3l_1 + (3,89l_2)]}.$$

В большинстве случаев в результате расчета мы получаем число (например, $d_0 = 1,83$ см = 18,3 мм), расположенное в интервале между двумя круглыми значениями (в данном случае между 18 и

19). Поскольку стабилизаторы значительно меньше пружин подвержены нагрузкам, имеющим длительный характер, для их изготовления, как правило, может быть использован катаный стержень из пружинной стали по ДИН 2077. Этот стержень (см. рис. 2.134) изготавливается только с диаметрами d_1 , выражаемыми круглыми числами. Следовательно, надлежит выбрать стержень большего или меньшего диаметра. Применение стержней с промежуточными диаметрами при недостаточно больших объемах производства приведет к увеличению себестоимости стабилизатора.

Катаная заготовка хотя и обеспечивает снижение себестоимости, но ее недостатком является чувствительность к концентраторам напряжений. Этот недостаток в значительной мере можно устранить с помощью дробеструйной обработки, если дробь заменить рубленой проволокой. Если нагрузки являются высокими и этой меры недостаточно, то необходимо шлифовать поверхность. Дополнительным достоинством в этом случае является возможность применения более узких полей допусков. Диаметр d_1 стержня при этом может быть на 0,5 мм меньше обычного размера, что необходимо для полного удаления наружного уплотненного слоя, образовавшегося при прокатке. В табл. 2.6 приведены допустимые отклонения размеров стержней для катаной и шлифованной поверхности, которые должны быть указаны на чертеже. Допуски на заданный диаметр d_1 входят в выражение для жесткости c_{s1} стабилизатора в четвертой степени (рис. 2.135) и, кроме того, определяют возможные изменения жесткости примененного стержня. Эти изменения, при сохранении образовавшегося при прокатке поверхностного слоя, составляют не меньше $\pm 4\%$, а для неблагоприятных случаев — даже $\pm 11\%$.

Для проводимого в завершение работы расчета на прочность необходимо дополнительно знать наибольшие ходы сжатия f_1 и отбоя f_2 подвески колес. Учитывая передаточное отношение i_x и коэффициент b_G , следует определить перемещение концов стабилизатора

$$f_s = (f_1 + f_2) b_G / (2i_x).$$

На эту величину будет закручен стабилизатор при крайнем верхнем положении одного из колес и крайнем нижнем положении

другого. Это хотя и возможный, но редкий случай нагружения. Максимально возможная сила рассчитывается с использованием этого перемещения и «фактической» жесткости c_{s1} , которая имеет место при окончательном диаметре d_1 стержня:

$$E_{\max} = f_s c_{s1},$$

где $c_{s1} = c_{s0} [d_1/d_0]^4$.

Таблица 2.6

Диаметр стержня d_1 , мм	Допуск, мм, при поверхности стержня	
	катаной	шлифованной
7—10	$\pm 0,2$	$\pm 0,05$
10—20	$\pm 0,2$	$\pm 0,08$
20—28	$\pm 0,3$	$\pm 0,10$
28—50	$\pm 0,4$	$\pm 0,15$

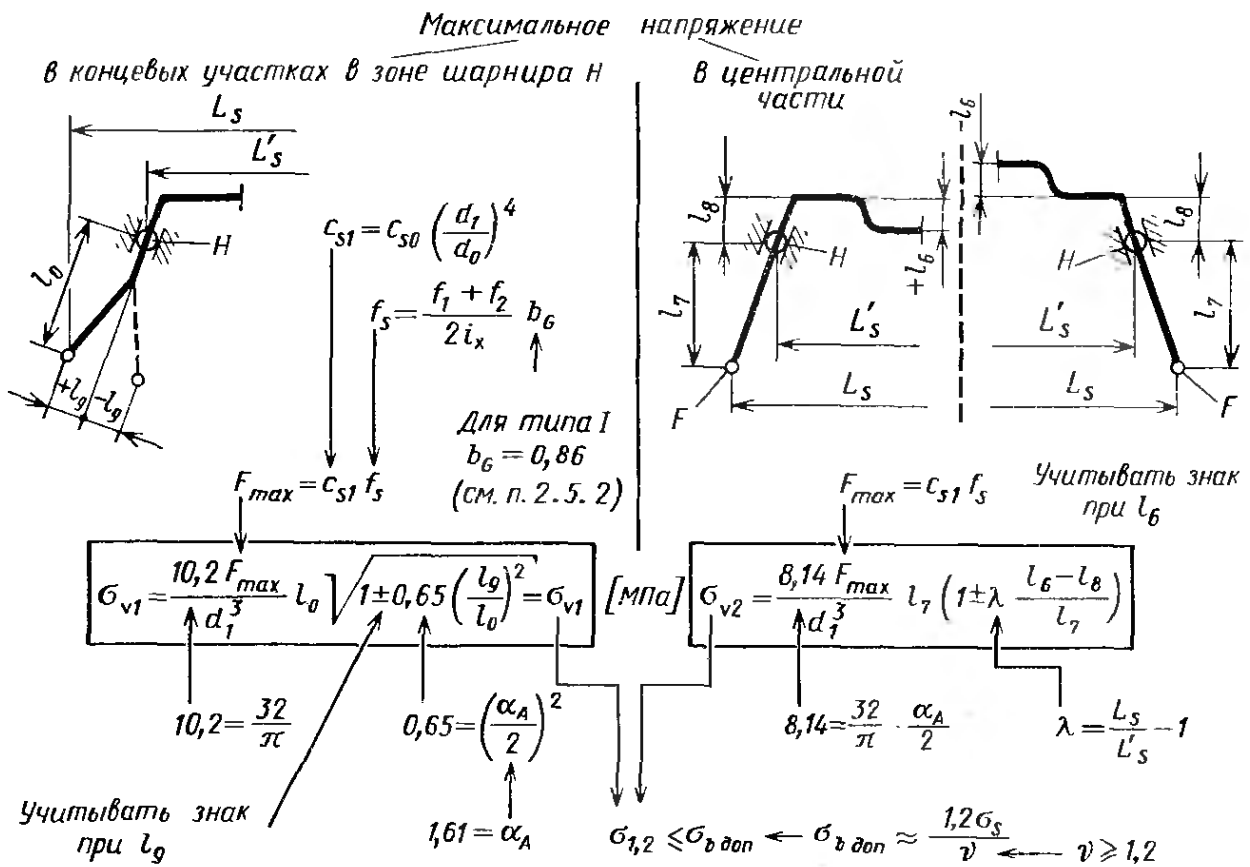


Рис. 2.135. Уравнения, необходимые для расчета максимальных напряжений в стабилизаторе типа I (Все величины в кгс и см)

Наибольшие напряжения для стабилизатора типа I возникают в боковых участках стабилизаторов в районе точек Н. Уравнение, которым следует воспользоваться для расчета напряжений σ_{v1} , приведено на рис. 2.135 слева. При этом учтено повышение напряжений, которое имеет место при изгибе боковых участков наружу. Выражение, стоящее под знаком корня, указывает на то, что чем больше величина отклонения l_9 , тем выше напряжения. С другой стороны, изменение стоящего в знаменателе диаметра d_1 практически не оказывает влияния на величину σ_{v1} . Увеличение d_1 приведет к соответствующему увеличению c_1 и, следовательно, к повышению стоящей в числителе силы F_{max} . Соотношение напряжений $\alpha_A \approx 1,61$ представляет собой эмпирический коэффициент для пружинных сталей (см. п. 2.3.4).

Следует проверить на прочность и центральную часть стабилизатора (рис. 2.135, справа). Для этого участка величина напряжений σ_{v2} при параллельных концевых участках ($\lambda = 0$) зависит только от расстояния l_7 между точками Н и F. Если концевые участки стабилизатора развернуты на некоторый угол, то будут иметь значение характер и величина изгибов центрального участка. В расчет с учетом знака входит величина $\pm l_6$, т. е. прогиб центрального участка в направлении к концам стабилизатора ($+l_6$) может вызывать увеличение напряжений. Наличие на центральном участке прогиба в направлении от концов стабилизатора в принципе влечет за собой уменьшение напряжений [$-(l_6 + l_8)$].

По большому из напряжений $\sigma_{\sigma 1}$ или $\sigma_{\sigma 2}$ выбирают соответствующую пружинную сталь. При этом следует учитывать, что возникающие в стабилизаторе максимальные напряжения будут меньшими, чем те, которые материал может выдержать при кратковременных нагрузках, или, в крайнем случае, равными им. Применяя обычный запас прочности $\nu = 1,2$, получаем условия расчета:

$$\sigma_{\sigma 1, 2} \leq \sigma_{b \text{ доп } 2}; \quad \sigma_{b \text{ доп } 2} \approx 1,2\sigma_s/\nu = \sigma_s.$$

В табл. 2.4 пружинные стали расположены в соответствии с их стоимостью. С учетом этого экономически наиболее подходящей для стабилизаторов является сталь Ск53V. Самой дорогой является сталь 51CrMoV4V. Однако определяющим при выборе стали будет предел текучести σ_s или, говоря точнее, коэффициент $\gamma = \sigma_s/(\sigma_b \cdot 100)$, выраженный в %, который для пружинных сталей высокий ($\gamma > 90$ %). Чем ниже возникающие напряжения, тем более дешевая сталь может быть использована для стабилизатора.

Однако себестоимость стабилизатора в значительной мере зависит от требуемой заготовки, т. е. от ее диаметра, длины и характера поверхности. Уравнения, приведенные на рис. 2.134 и 2.135, могут привести к ошибочному мнению, что как диаметр d_0 стержня, так и максимальные напряжения $\sigma_{\sigma 1}$ и $\sigma_{\sigma 2}$ зависят главным образом от расстояния между шарнирами (т. е. от длины отрезков l_0 и l_1). Однако это справедливо лишь частично, поскольку l_0 входит также в уравнение для определения передаточного отношения, причем во второй степени. После подстановки в уравнение отдельных значений (например, в упрощенное уравнение, где $\lambda = 0$) величина l_0^2 сокращается и l_0 (в см) остается в скобках в первой степени:

$$c_{s0} = (c_3/b_0) i_{w_2}^2 = (c_3/b_0) (t_h^2/v_s^2) (r^2/l_0^2);$$

$$d_0 = \sqrt[4]{[c_3 t_h^2 r^2 / (b_0 v_s^2 l_0^2)] [l_0^2 / (3,09 \cdot 10^5)] (l_0 + 3l_1 + 3,89l_2)}.$$

Небольшой диаметр стержня и, следовательно, экономически целесообразное решение по стабилизатору могут быть получены за счет следующих мер:

- 1) не слишком высокая жесткость стабилизатора (на колесе);
- 2) короткий концевой участок r ;
- 3) большая, по сравнению с колеей, база закрепления v_s ;
- 4) небольшая длина всех отрезков;
- 5) отказ от загиба концевых участков и прогибов в центральной части;
- 6) возможно более жесткие опорные элементы.

П.3 и 4 являются противоречивыми: увеличение базы v_s влечет за собой удлинение центральной части (отрезок l_2) и наоборот. За счет применения различных, взаимоприемлемых сочетаний

размеров можно легко рассчитать экономически целесообразный вариант стабилизатора.

Величины l_0 или l_7 также практически не оказывают влияния на максимальные напряжения. В числителе уравнения, приведенного на рис. 2.135, имеем силу F_{\max} , которая в свою очередь является функцией c_{s0} или c_{s1} и f_s . В оба параметра входит передаточное отношение i_x , в одном случае в квадрате и в выражение для f_s в первой степени. После подстановки в выражение для σ_{v1} стоящая перед корнем величина l_0 сокращается:

$$\sigma_{v1} = [10,2c_s(f_1 + f_2)t_H r / (d^3 2v_s l_0)] l_0 \sqrt{1 + 0,65(l_9/l_0)^2}.$$

Поскольку $l_7 \approx l_0$, аналогичные соображения справедливы и для σ_{v2} .

2.5.4. Расчет стабилизаторов типа 2

Стабилизаторы типа 2 (см. рис. 2.129) шарнирно крепятся в центральной части с помощью опор, расположенных на расстоянии L_s одна от другой. Концы стабилизаторов непосредственно или через систему штанг соединены с подвеской. Стабилизаторы этого типа, как правило, имеют сложную форму, что объясняется условиями их монтажа. Если стабилизаторы применены на передней оси, то необходимо обеспечить свободное перемещение вверх и вниз до упоров колес с цепями противоскольжения (рис. 2.136). При этом центральная часть стабилизатора не должна касаться поддона двигателя или надрамника (рис. 2.137). При установке стабилизаторов в подвеске задней оси автомобилей с классической компоновкой требуется специальный изгиб центральной части

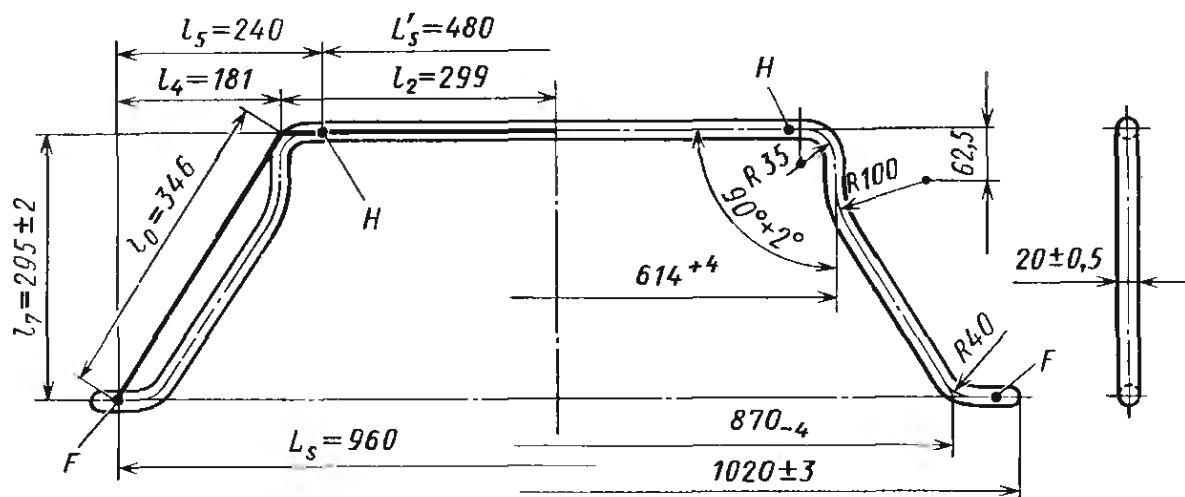


Рис. 2.136. Стабилизатор передней подвески одной из моделей фирмы «Ауто-Юнион». Чтобы предотвратить задевание стабилизатора колесами при повороте, концевые участки стабилизатора загнуты внутрь. Жирной линией показана схема эквивалентной системы для расчета жесткости стабилизатора. Материал стабилизатора — сталь Ск67V + Сг, $\sigma_B = 1050 \dots 1300$ МПа. Поверхность подвергнута дробеструйному наклепу и смазана маслом. Жесткость стабилизатора $c_{s1} = 29,9$ Н/мм

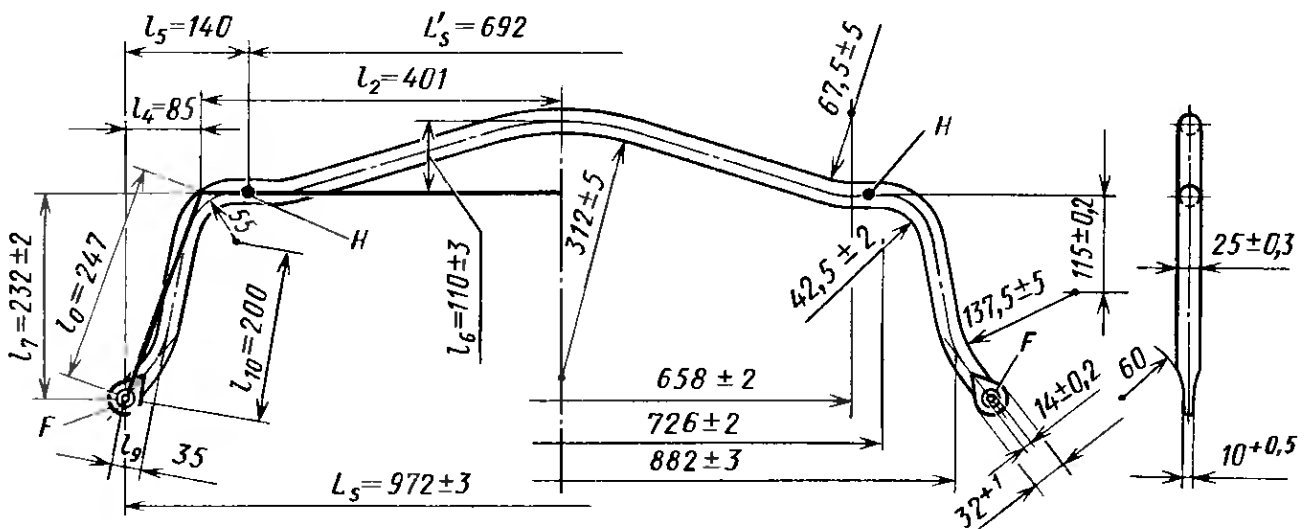


Рис. 2.137. Стабилизатор передней подвески автомобилей моделей 200—280 фирмы «Даймлер-Бенц». Изгиб центральной части необходим для того, чтобы разместить поддон двигателя. Жирной линией показана схема эквивалентной системы для расчета жесткости стабилизатора. Материал — сталь 60 SiCr7V, $\sigma_B = 1350 \dots 1550$ МПа. Поверхность стабилизатора подвергнута дробеструйному наклепу, загрунтована и окрашена черной эмалью горячей сушки. Жесткость стабилизатора $c_{s1} = 120$ Н/мм

для прохода карданного вала (рис. 2.138). Иногда прогиб центральной части стабилизатора вызывается необходимостью обойти низко расположенный и сильно сдвинутый вперед топливный бак (рис. 2.139). Увеличение числа изогнутых зон не только усложняет расчет, но и увеличивает разницу между расчетными величинами (при прямых участках) и параметрами, которые будут получены путем замера на готовом стабилизаторе. При большом числе изогнутых участков разность может достигать $\pm 7\%$. Экспериментально установлено, что изогнутые концевые участки (см. рис. 2.143) уменьшают жесткость стабилизатора. Аналогичный

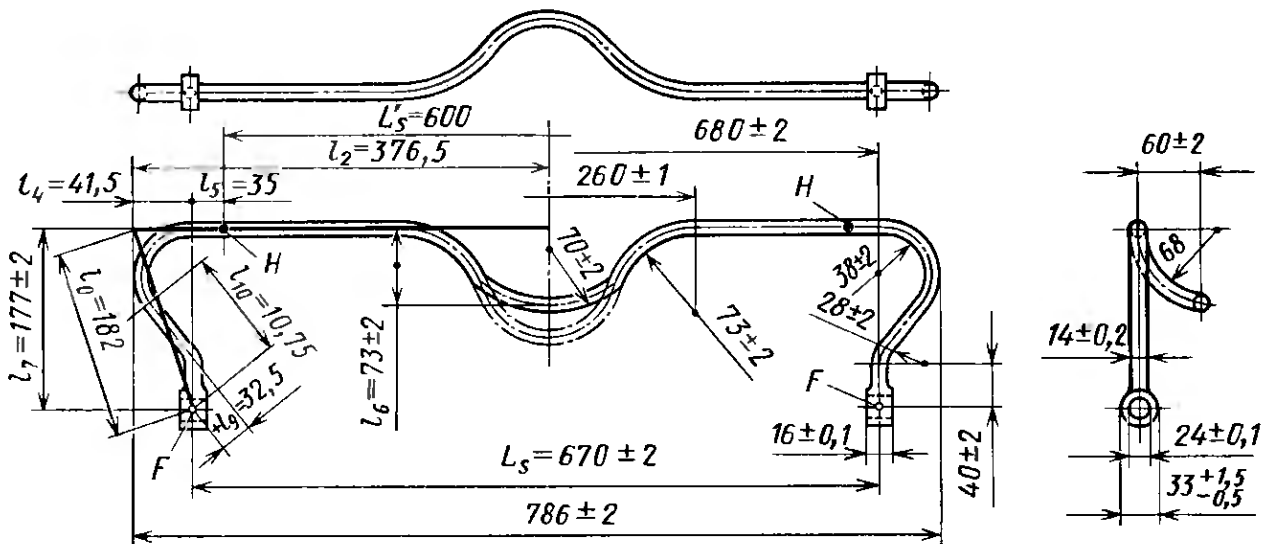


Рис. 2.138. Стабилизатор подвески задней оси модели «Кадетт-Б» фирмы «Опель». Концевые участки загнуты внутрь, что позволяет разнести в стороны опоры H. В середине центрального участка имеется изгиб, который предотвращает касание дышла, являющегося направляющим элементом осн. Схему подвески см. [21, рис. 3.2/15]. Материал стабилизатора — сталь 65Si 7V, $\sigma_B = 1350 \dots 1550$ МПа. Жесткость стабилизатора $c_{s1} = 22,2$ Н/мм

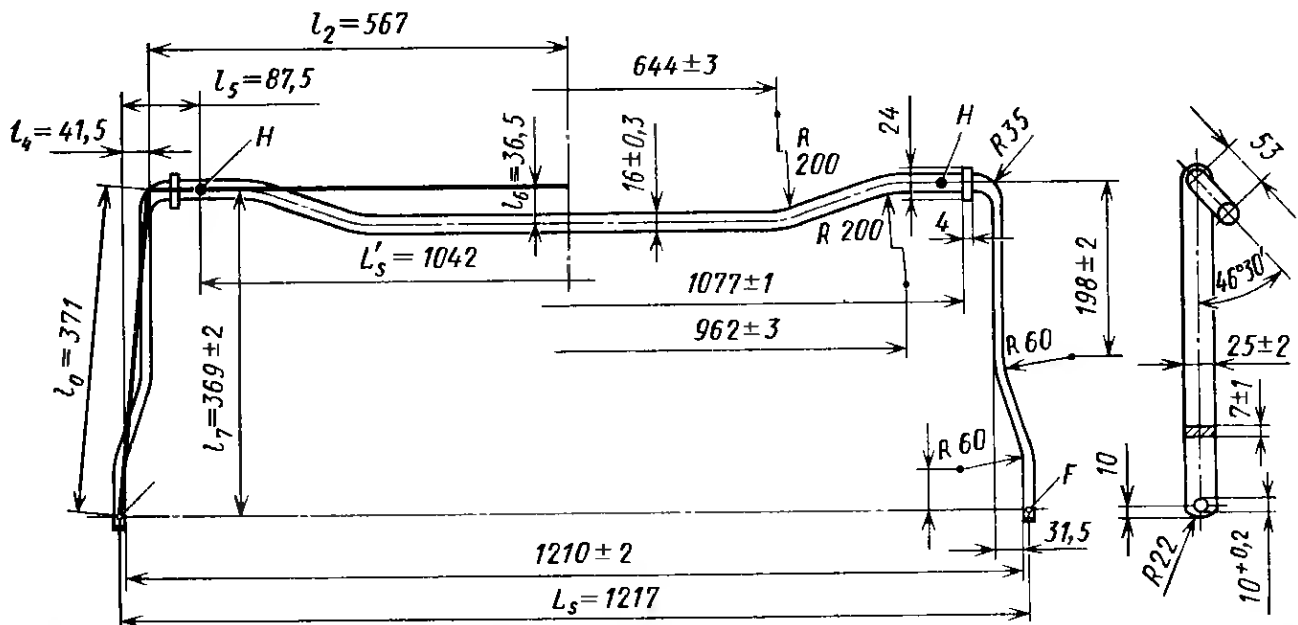
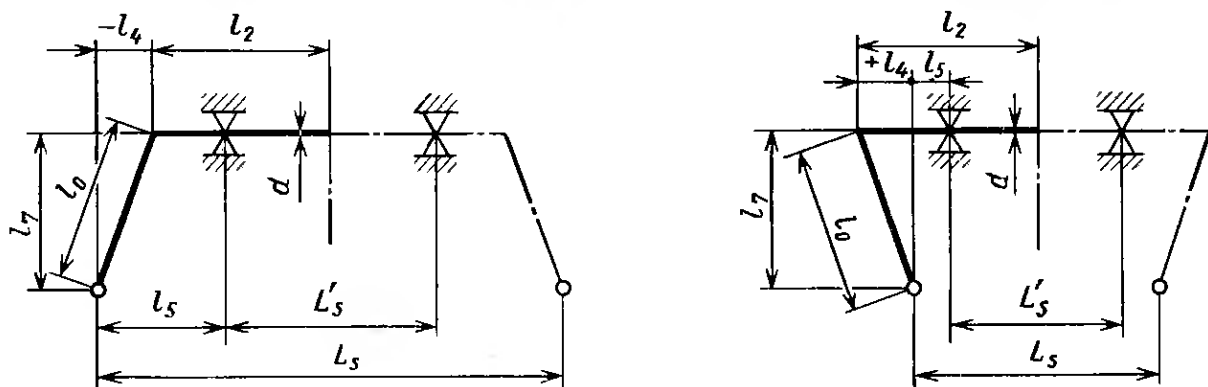


Рис. 2.139. Стабилизатор задней подвески автомобилей моделей 200—280Е фирмы «Даймлер-Бенц». Центральный участок изогнут в связи с размещением топливного бака. Для увеличения сопротивления концевым участкам изгибу они имеют прямоугольное сечение (см. вид сбоку). Жирной линией показана схема эквивалентной системы для расчета жесткости стабилизатора. Материал стабилизатора — сталь 65Si7V, $\sigma_B = 1350 \dots 1550$ МПа. Поверхность подвергнута дробеструйному наклепу, загрунтована и окрашена черной эмалью горячей сушки. Жесткость стабилизатора $c_{s1} = 6$ Н/мм



d_1 задается целым числом (см. рис. 2.134)

$$d_0 = \sqrt[4]{\frac{c_{s0}}{6,18 \cdot 10^5} [2kl_0^3 + l_5^2 L_s + 7,78l_2 l_7^2 \pm 2l_4^3]} \quad [\text{мм}]$$

$[МПа] 2,1 \cdot 10^5 = E$
 $\frac{3E\pi}{32} = 6,18 \cdot 10^4$
 $k=1 (A)$
 $k = \frac{3\pi d^4}{16bh^3} (B)$
 $k=0 (Г)$
 $7,78 = \frac{3E}{G}$
 $G = B \cdot 10^4 [МПа]$

Рис. 2.140. Уравнения, применяемые при расчете диаметра стержня для стабилизатора типа 2:

A — стабилизатор, имеющий U-образную форму и изготовленный из круглого прутка постоянного диаметра; B — знак «+», когда концевые участки загнуты внутрь (на рисунке справа) и знак «-», когда концевые участки отогнуты наружу (на рисунке слева); B — стабилизатор U-образной формы с концевыми участками прямоугольного сечения, аналогичным показанным на рис. 2.137 и в [21, рис. 3.10/6]; Г — особый случай сборного стабилизатора с жесткими концевыми участками и круглым торсионном в центре (Все величины в кгс и см)

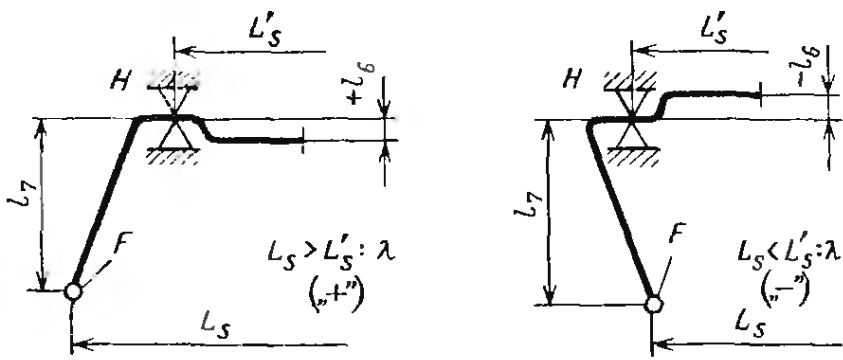


Рис. 2.141. Расчет максимальных напряжений в центральном участке стабилизатора типа 2 (Все величины в кгс и см)

A — учитывать знак как при λ , так и при l_6

$$\sigma_{v2} = \frac{8,14 F_{max}}{d_1^3} l_7 \left(1 \pm \lambda \frac{l_6}{l_7}\right) \text{ [МПа]}$$

$F_{max} = c_{s1} f_s$ (A)
 $8,14 = \frac{32}{\pi} \cdot \frac{\alpha_A}{2}$ $\lambda = \frac{L_s}{L'_s} - 1$

эффект оказывает и выгиб центральной части в сторону концевых участков ($+l_6$, см. рис. 2.141).

Оба эти фактора не учитываются при определении диаметра стержня d_0 . На рис. 2.140 приведено необходимое в этом случае уравнение, а на рис. 2.136—2.139 показаны методы определения отрезков l_0 , l_2 , l_4 , l_5 и l_7 без учета изгибов. Применяемый при расчете поправочный коэффициент k на всех участках круглого сечения равен единице. В случае, если концевые участки расплющены, благодаря чему их жесткость под воздействием изгибающих нагрузок возрастает (см. рис. 2.139), то k будет меньше единицы. При использовании сборных торсионов $k = 0$. Такой торсион соответствует типу 3 и состоит собственно из круглого торсиона, на обоих концах которого закреплены жесткие рычаги. Знак перед стоящим в конце произведением $2l_4^3$ учитывает определяемое расчетом влияние положения рычага. Загнутые внутрь концы уменьшают жесткость c_s и требуют поэтому несколько более толстого стержня (знак плюс). Загнутые наружу концы, напротив, повышают жесткость и, следовательно, обуславливают уменьшение диаметра (знак минус).

Так же как и для типа 1, после расчета диаметра d_0 следует выбрать стандартный диаметр d_1 , определяемый целым числом. Необходимые размеры приведены на рис. 2.134.

Прочностной расчет стабилизаторов типа 2 предусматривает поверочный расчет трех элементов.

1. Середина центрального участка (рис. 2.141). В этом участке напряжения σ_{v2} будут тем больше, чем больше отогнуты наружу концевые участки ($L_s > L'_s$, на рисунке слева).

2. Напряжения в центральном участке в зоне шарниров H (рис. 2.142). Сказанное выше справедливо и для напряжений σ_{v3} в точках H : чем больше длина отрезка $l_5 = 0,5(L_s - L'_s)$, тем выше напряжения.

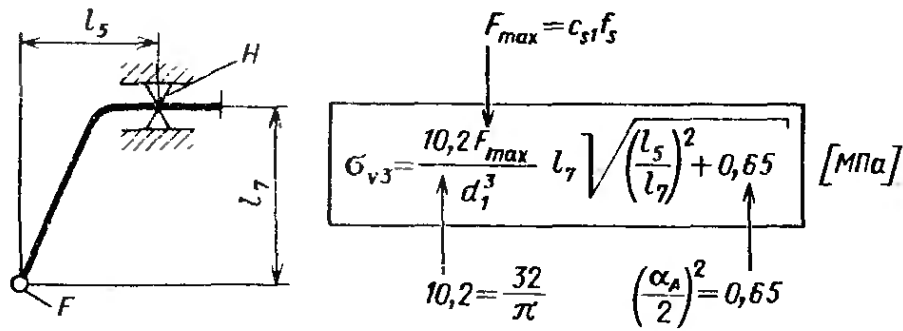


Рис. 2.142. Расчет максимальных напряжений в концевых участках стабилизатора типа 2 (Все величины в кгс и см)

3. Изгибы на переходе от центрального к концевым участкам (рис. 2.143). Хотя, как правило, возникающие на этом участке напряжения ниже, чем в центральном участке, но поломки в результате усталостных напряжений чаще всего происходят именно в этом месте. Чем больше радиус R , определяемый средней линией стабилизатора, тем более высокими будут напряжения.

В качестве влияющего параметра в расчетное выражение с учетом знака входит отрезок $\pm l_9$. После определения отношений $p = R/l_{10}$ и $q = l_9/l_{10}$ следует по рис. 2.144 определить коэффициент K_M . Чем меньше отогнуты наружу концы торсиона ($+l_9$), тем меньше величина K_M , а следовательно, и напряжения.

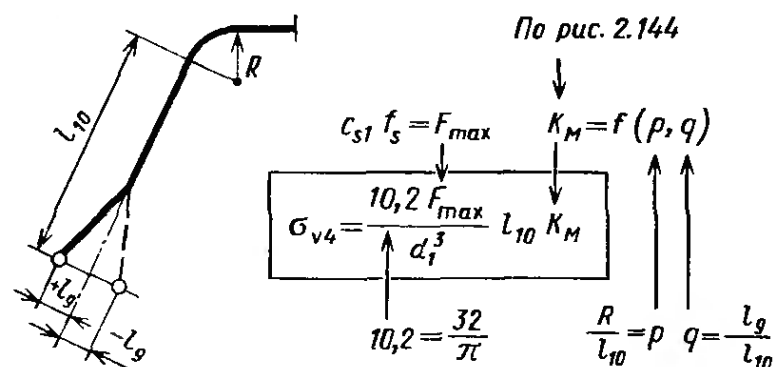
По наибольшему из трех напряжений теперь следовало бы по табл. 2.4 выбрать (так же как для типа 1) марку стали, которая должна удовлетворять следующему требованию:

$$\sigma_b \text{ поп} = 1,2\sigma_s/\nu \geq \sigma_{v2, 3, 4}$$

Стабилизатор типа 2 (так же как и типа 1) будет тем более экономичным, чем меньше материала требуется для его изготовления и чем более дешевый материал может быть использован. Уравнения, приведенные на рис. 2.140—2.143 показывают, что диаметр стержня зависит от ряда параметров, на которые можно влиять. Изменяя эти показатели, можно уменьшить диаметр стабилизатора и, следовательно, снизить себестоимость его изготовления. По этому поводу необходимо отметить следующее.

1. Жесткость c_{s0} зависит по величине от передаточного отношения i_x , т. е. стабилизатор должен быть закреплен по возможности ближе к колесу. В этом случае длина отрезка a остается ма-

Рис. 2.143. Расчет максимальных напряжений в изогнутой переходной зоне от центрального участка к концевым для стабилизаторов типа 2



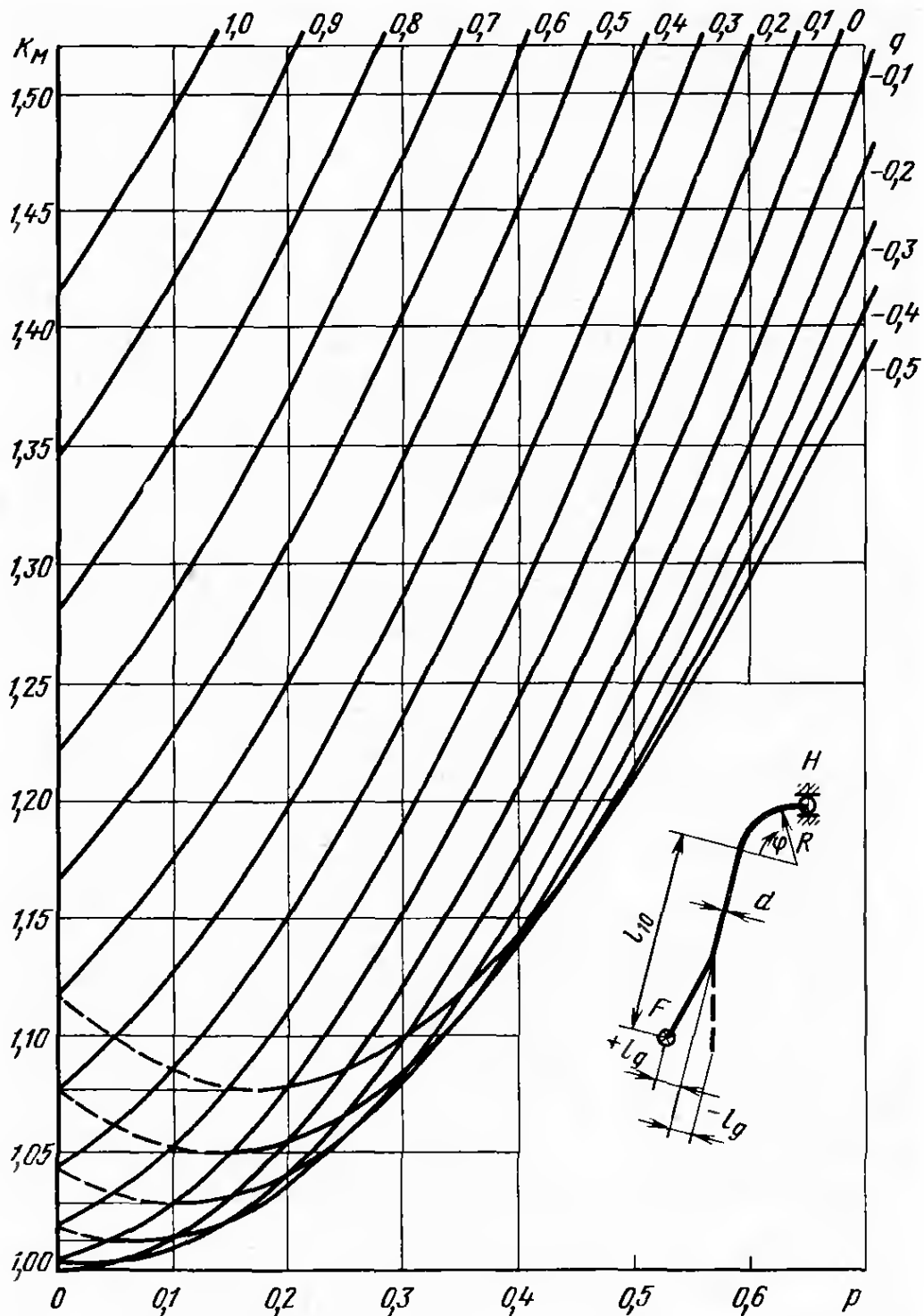


Рис. 2.144. Кривые для определения коэффициента K_M , который учитывают при расчете напряжений в стабилизаторах типа 2. Радиус R измеряют до оси изогнутого участка: $p = R/l_{10}$; $q = l_0/l_{10}$

лой по сравнению с длиной отрезка b (или σ , по сравнению с l_n) и величина i_x близка к единице (см. рис. 2.129 и 2.132).

2. Для более полного использования материала целесообразно при применении стабилизаторов типа 2 иметь как можно меньшую длину отрезков l_0 или l_7 . При этом получаем более тонкий стержень, но со слегка повышенными напряжениями σ_{02} .

3. Зоны шарниров H должны быть по возможности смещены наружу для уменьшения величины l_3 .

4. На себестоимость и величину напряжений благоприятно влияет также небольшое число изгибов и малый радиус R перехода от центрального участка к концевым.

2.5.5. Пример расчета. Тип 1

Проведем расчет стабилизатора, приведенного на рис. 2.145 и используемого в подвеске задних колес модели «Рено-6» (см. рис. 2.41) по следующим параметрам: $c_{3h} = 4,0$ Н/мм; $f_1 = 14,4$ см; $r = 35$ см; $l_2 = 45,5$ см; $f_2 = 14,3$ см (см. рис. 2.40); $l_0 = 6$ см; $l_1 = 6$ см; $L_s = L'_s = 91$ см.

Передаточное отношение i_x , необходимое для определения жесткости стабилизатора,

$$i_x = r/l_0 = 35/6 = 5,84.$$

Учитывая коэффициент $b_G = 0,86$, а также наличие с каждой стороны двух упругих шарниров, получаем

$$c_{s0} = i_x^2 c_{3h} / b_G = 5,84^2 \cdot 40 / 0,86 = 158,4 \text{ Н/мм.}$$

Поскольку для этого стабилизатора $L_s = L'_s$, может быть использовано упрощенное выражение

$$d_0 = \sqrt[4]{c_{s0} l_0^2 (l_0 + 3l_1 + 3,89l_2) / (3,09 \cdot 10^5)} = \\ = \sqrt[4]{158,4 \cdot 36 \cdot (6 + 3 \cdot 6 + 3,89 \cdot 45,5) / (3,09 \cdot 10^5)} = 1,39 \text{ см} = 13,9 \text{ мм.}$$

Следует использовать катаную пружинную сталь, которая, в соответствии с рис. 2.134, может быть получена с диаметром 14 мм. В соответствии с табл. 2.6, допуск составляет $\pm 0,2$ мм, поэтому для продолжения расчета следует использовать диаметр $d_1 = 14 \pm \pm 0,2$ мм.

Установленный на автомобиле стабилизатор также имеет диаметр 14 мм, что подтверждает правильность расчета. Определяем жесткость стабилизатора

$$c_{s1} = c_{s0} (d_1/d_0)^4 = 158,4 (1,4/1,39)^4 = 163 \text{ Н/мм.}$$

Напряжения в концевых участках в зоне шарниров H

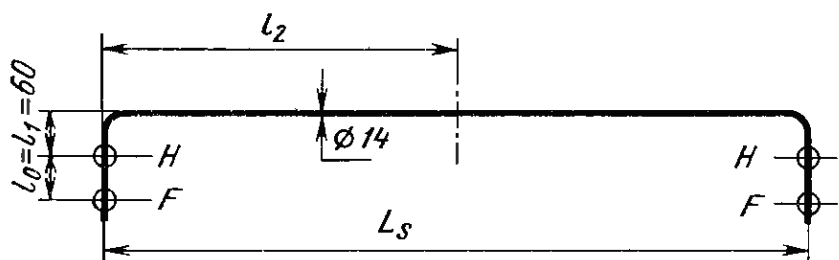
$$\sigma_{v1} = (10,2 F_{\max} / d_1^3) l_0 \sqrt{1 \pm 0,65 (l_9/l_{10})^2}.$$

Поскольку $l_9 = 0$, уравнение упрощается:

$$\sigma_{v1} = (10,2 F_{\max} / d_1^3) l_0.$$

Рис. 2.145. Выполненный в масштабе эскиз стабилизатора типа 1, который крепится к продольным рычагам задней подвески модели «Рено-6»:

$$l_2 = L_s/2 = 455 \text{ мм}; L_s = \\ = L'_s = 910 \text{ мм}$$



Для расчета F_{\max} требуется

$$f_s = (f_1 + f_2) b_G / (2i_x) = (14,3 + 14,4) 0,86 / (2 \cdot 5,84) = 2,16 \text{ см.}$$

Откуда

$$F_{\max} = c_{s1} f_s = 163 \cdot 2,16 = 3520 \text{ Н;}$$

$$\sigma_{v1} = 10,2 \cdot 3520 \cdot 6 / 1,4^3 = 785 \text{ МПа.}$$

Напряжения в центральном участке

$$\sigma_{v2} = [8,14 F_{\max} l_7 / d_1^3] \{1 + \lambda [(l_6 - l_8) / l_7]\}.$$

Поскольку для стабилизатора $L_s = L'_s$, то $l_7 = l_0$ и $\lambda = 0$:

$$\sigma_{v2} = 8,14 F_{\max} l_0 / d_1^3 = 8,14 \cdot 3520 \cdot 6 / 1,4^3 = 626 \text{ МПа.}$$

Сравнительно большой общий ход подвески ($f_G = 287$ мм) приводит к возникновению в стабилизаторе высоких напряжений, если сравнить их с напряжениями в рассчитанном ниже стабилизаторе автомобиля модели «Кадетт». Ход задней подвески этой модели, выпускаемой фирмой «Опель», составляет всего 181 мм. По большему из двух напряжений, т. е. в данном случае по σ_{v1} , определяем материал и его прочностные свойства:

$$\sigma_{v1} \leq \sigma_b \text{ доп} = 1,2 \sigma_s / v;$$

$$\sigma_s \geq \sigma_{v1} v / 1,2 = 785 \cdot 1,2 / 1,2 \geq 785 \text{ МПа.}$$

В качестве пружинной стали в соответствии с табл. 2.4 экономически наиболее целесообразно применение стали марки Ск53V + Cr группы прочности I с $\sigma_s = 950$ МПа. В связи с диаметром 14 мм необходима присадка хрома. На чертеже должны быть указаны материал и временное сопротивление с допуском:

$$\text{Ск53V + Cr; } \sigma_b = 1100 \dots 1300 \text{ МПа.}$$

2.5.6. Пример расчета. Тип 2

Проведем расчет стабилизатора типа 2, применяемого на модели «Опель-Кадетт-В» и показанного на рис. 2.138.

По технической характеристике автомобиля известно: $c_{3h} = 5,0$ Н/мм; $f_1 = 10,6$ см; $f_h = 127,4$ см; $f_2 = 7,5$ см; $v_s = 67$ см; $b_G = 0,82$.

Коэффициент b_G учитывает по два шарнира в пластинах, соединяющих концевые участки с осью, и по одному шарниру в точках H . Что касается самого стабилизатора, то на основании рис. 2.139 можно определить следующие размеры: $l_0 = 18,2$ см; $l_5 = 3,5$ см; $l_9 = 3,25$ см; $l_2 = 37,65$ см; $l_8 = 7,3$ см; $l_{10} = 10,75$ см; $l_4 = 4,15$ см; $l_7 = 17,7$ см; $R = 4,5$ см.

На чертеже радиус R относится к внутренней кромке, поэтому к указанному размеру 38 мм следует добавить $d/2 = 7$ мм. Необ-

ходимое для определения жесткости стабилизатора c_{s0} передаточное отношение i_w определяем по уравнению (2.1.40):

$$i_w = t_h/v_s = 127,4/67 = 1,904.$$

Откуда

$$c_{s0} = c_{3h} i_w^2 / b_0 = 5 \cdot 3,62 / 0,82 = 22,2 \text{ Н/мм.}$$

Диаметр стержня определяем по рис. 2.140 при $k = 1$ и знаке плюс перед произведением $2l_4^3$:

$$\begin{aligned} d_0 &= \sqrt[4]{c_{s0} [2kl_0^3 + l_5^2 L_s + 7,78l_2 l_7^2 \pm 2l_4^3] / (6,18 \cdot 10^5)} = \\ &= \sqrt[4]{22,2 [(2 \cdot 1 \cdot 18,2^3) + (3,5 \cdot 67) + (7,78 \cdot 37,65 + 17,7^2) + \\ &\quad + (2 \cdot 4,15^3)] / (6,18 \cdot 10^5)} = 1,39 \text{ см} = 13,9 \text{ мм.} \end{aligned}$$

Полученный расчетом диаметр d_0 следует округлить до стандартного размера и в соответствии с рис. 2.134 и табл. 2.6, с учетом использования катаной заготовки выбираем $d_1 = 14 \pm \pm 0,2$ мм.

Теперь уточняем жесткость стабилизатора

$$c_{s1} = c_{s0} (d_1/d_0)^4 = 22,2 (1,4/1,39)^4 = 22,8 \text{ Н/мм.}$$

Учитывая допуск на диаметр, получаем следующие максимальные и минимальные значения жесткости стабилизатора:

$$c_{s \text{ max}} = (d_{\text{max}}/d_1)^4 c_{s1} = (1,42/1,4)^4 \cdot 22,8 = 24,1 \text{ Н/мм;}$$

$$c_{s \text{ min}} = (d_{\text{min}}/d_1)^4 c_{s1} = (1,38/1,4)^4 \cdot 22,8 = 21,5 \text{ Н/мм,}$$

т. е. $c_{s1} = 22,8 \pm 1,3$ Н/мм, что означает $100 \pm 5,7$ %.

Напряжения в середине центральной части стабилизатора:

$$\sigma_{v2} = 8,14 F_{\text{max}} l_7 / [d_1^3 (1 \pm \lambda_6/l_7)];$$

$$\lambda = (L_s/L'_s) - 1 = (67/60) - 1 = 1,115 - 1 = 0,115;$$

$$f_s = (f_1 + f_2) b_0 / (2i_w) = (10,6 + 7,5) \cdot 0,82 / (2 \cdot 1,904) = 3,9 \text{ см;}$$

$$F_{\text{max}} = c_{s1} f_s = 22,8 \cdot 3,9 = 887 \text{ Н;}$$

$$\sigma_{v2} = 8,14 \cdot 887 \cdot 17,7 [1 + (0,115 \cdot 7,3/17,7)] / 1,4^3 = 503 \text{ МПа.}$$

Напряжения σ_{v3} в шарнирах H центральной части стабилизатора определяем по уравнению

$$\sigma_{v3} = 10,2 F_{\text{max}} l_7 \sqrt{(l_5/l_7)^2 + 0,65} / d_1^3 =$$

$$= 10,2 \cdot 887 \cdot 17,7 \sqrt{(3,5/17,7)^2 + 0,65} / 1,4^3 = 486 \text{ МПа.}$$

В изгибе на переходе от центрального участка к концевым возникают следующие напряжения:

$$\sigma_{v4} = 10,2 F_{\text{max}} l_{10} K_m / d_1^3;$$

где $K_m = f(p, q)$; $p = R/l_{10} = 4,5/10,75 = 0,418$; $q = l_p/l_{10} = 3,25/10,75 = 0,302$.

По рис. 2.144 определяем коэффициент $K_n = 1,36$ и, используя его, получаем

$$\sigma_{\sigma_4} = 10,2 \cdot 88,7 \cdot 10,75 \cdot 1,36 / 1,4^3 = 478 \text{ МПа.}$$

По большему из возникающих напряжений (в данном случае по σ_{σ_2}) определяем материал и его прочностные свойства:

$$\sigma_s \geq \sigma_{\sigma_2} \nu / 1,2 = 503 \cdot 1,2 / 1,2 \geq 503 \text{ МПа.}$$

В качестве пружинной стали, так же как и в примере 1, выбираем сталь Ск53V + Cr с $\sigma_s \geq 950$ МПа (см. табл. 2.4). Однако можно было бы использовать и более дешевую улучшаемую сталь, например Ск45V или Ск60V (см. табл. 1.2). На чертеже должны быть указаны материал и предел прочности при растяжении с указанием поля допуска (см. [4], п. 7.3.3):

$$\text{Ск53V + Cr; } \sigma_B = 1100 \dots 1300 \text{ МПа.}$$

С целью увеличить запас прочности или из соображений рационализации фирма «Опель» использует пружинную сталь 65S.7V с временным сопротивлением $\sigma_B = 1350 \dots 1550$ МПа.

Приведенные на рис. 2.136 марку стали Ск67 + Cr, а также марку 65Si7V, указанную на рис. 2.138 и 2.139, не следует применять для новых разработок. Высокое содержание углерода создает дополнительные трудности при термическом улучшении, а также увеличивает опасность обезуглероживания кромок.

2.5.7. Стабилизаторы и управляемость на поворотах

Крен кузова на повороте зависит от поперечно-угловой жесткости подвески, а также от высоты мгновенного центра крена передней и задней осей. На управляемость автомобиля — нейтральную, избыточную или недостаточную, — кроме того, оказывает влияние распределение массы автомобиля. В табл. 2.7 приведены эти параметры ряда моделей легковых автомобилей, имеющих независимую подвеску и передней, и задней осей. Наибольшие различия в данных, приведенных в табл. 2.1—2.3 объясняются обычными колебаниями размеров деталей в пределах полей допусков. Были исследованы различные автомобили одной модели. Как можно видеть из табл. 2.7, все модели имеют стабилизаторы в подвеске передних колес. В подвеске задних колес ряда моделей стабилизаторы не используются. Исключение представляет модель «Фиат-127». В подвеске задней оси этой модели вертикальные силы воспринимает поперечная листовая рессора, закрепленная в двух точках (см. рис. 2.86—2.89 и [21, рис. 3.5/11]). Стабилизирующее действие этой рессоры, зависящее от расстояний e и l , указано в табл. 2.7 вместо жесткости стабилизатора c_{3h} (расчет приведен в п. 2.4.4).

Таблица 2.7

Модель	Год начала выпуска	Жесткость передней подвески на колесо, Н/мм			Жесткость задней подвески на колесо, Н/мм			Высота игновенного центра крена **, мм		Распределение нагрузки на оси **, %		Подвеска, приведенная на рисунке	
		РП €2v + €3v	ОП €2v	ЖС €3v	РП €2л + €3л	ОП €2л	ЖС €3л	вперед	сзади	передней	задней	передняя	задняя
Классическая компоновка:													
Форд-Гранада-2300	1974	26,0	13,0	13,0	18,0	18,0	—	73	155	53	47	3.4/4 [21]	3.10/6 [21]
БМВ Туринг-2000	1973	25,0	19,5	5,5	18,8	17,3	1,5	90	130	52	48	3.5/1 [21]	3.10/6 [21]
Даймлер-Бенц-200	1974	36,5	15,0	21,5	22,2	18,0	4,2	95	115	52	48	3.4/6 [21]	3.10/6 [21]
Заднее расположение двигателя:													
Фольксваген-1303	1973	17,2	9,0	8,2	17,8	17,8	—	80	100	43	57	—	3.10/11 [21]
Фольксваген-1303 *	1974	15,9	8,5	7,4	17,8	17,8	—	65	100	43	57	8.2/12 [22]	3.10/11 [21]
Передний привод:													
Ситроен-Ами-Супер	1974	25,4	19,0	6,4	14,3	10,1	4,2	0	0	59	41	3.9/5 [21]	3.9/5 [21]
Рено-5	1974	12,1	10,0	2,1	13,1	13,1	—	50	0	58	42	3.4/10 [21]	7.2/76 [22]
Рено-6	1974	11,6	9,0	2,6	19,0	12,4	5,6	100	0	54	46	3.4/10 [21]	7.2/76 [22]
Фиат-127	1973	26,0	19,0	7,0	21,0	15,0	6,0	110	175	60	40	3.5/8 [21]	3.5/11 [21]

* С отрицательным плечом обкатки.

** В салоне автомобиля два человека.

ЖС — жесткость стабилизатора; ОП — вертикальное поддресоривание; РП — поперечно-угловое поддресоривание.

Измерения проводились на двух весах фирмы «Бицерб», обеспечивающих точность 1 Н. Каждое колесо устанавливалось на отдельную платформу весов. Замер при вертикальном подрессоривании не сложен. Автомобиль поднимается и нагружается параллельно. Нагружение осуществлялось почти до двойной величины допустимой нагрузки на оси (коэффициент ударной нагрузки $k_2 = 2$, см. рис. 1.2). Замер при поперечно-угловом подрессоривании является более сложным. Нагрузка на ось $G_{v,h}$ должна в процессе всего замера оставаться постоянной. Это означает, что одновременно должно происходить увеличение нагрузки на одну сторону и уменьшение на другую. Увеличение показаний $+\Delta G$ одних весов должно точно равняться уменьшению показаний $-\Delta G$ других.

В табл. 2.8 приведены показатели ряда легковых автомобилей, оборудованных сзади неразрезной осью. Все эти модели имеют стабилизаторы и в передней, и в задней подвесках. В этой таблице введены три дополнительные колонки, что позволяет лучше показать разницу между вертикальным и поперечно-угловым подрессориванием, замеренным без стабилизатора. Как уже было показано на основе рис. 2.28 и 2.132, при неразрезной балке оси и поперечно-угловом подрессоривании в качестве передаточного отношения i_{wF} в расчет входит отношение t_h/v_F (колея к расстоянию между точками приложения нагрузок от пружин).

При наклоне кузова как продольные листовые рессоры, так и все опорные элементы, в которых закручиваются рычаги, воспринимают продольные силы и действуют при закрутке как стабилизаторы. Поэтому жесткость $c_{2w\text{ gem}}$, полученная замером, всегда должна быть выше жесткости, рассчитанной по уравнению

$$c_{2w\text{ err}} = c_{2h}/i_{wF}^2 = c_{2h}(v_F/t_h)^2.$$

Поэтому в табл. 2.8 приведены обе величины и коэффициент увеличения $B_g = c_{2w\text{ gem}}/c_{2w\text{ err}}$. Этот коэффициент показывает, в какой мере детали подвески увеличивают жесткость при поперечно-угловом подрессоривании. Тип и исполнение подвесок можно видеть на указанных в таблице рисунках. Если направляющими элементами являются продольные листовые рессоры, как на модели «Форд-Капри-73», то для их закрутки требуется определенный момент, что означает примерно на 15 % более жесткую подвеску при поперечно-угловом подрессоривании. Если к этому добавить две продольные тяги, приведенные на рис. 3.2.8а [21], которые на повороте обуславливают нагрузку всех направляющих элементов, то общее увеличение жесткости составит 30 ... 35 %, т. е. коэффициент увеличения должен быть не менее 1,3. Обычно в качестве направляющих элементов используют четыре продольные тяги и одну тягу Панара. Последняя при поперечно-угловом подрессоривании не играет никакой роли. Однако восемь втулок в шарнирах закрепления продольных тяг оказывает влияние на приведенный в табл. 2.8 коэффициент 1,05 ... 1,1. Исключение

Таблица 2.8

Модель	Год начала выпуска	Жесткость передней подвески на колесо, Н/мм			Жесткость задней подвески на колесо, Н/мм						Высота мгновенного центра крена *, мм		Распределение нагрузки на ось *, %		Подвеска, приведенная на рисунке	
		РП $c_{2v} + c_{3v}$	ОП c_{2v}	ЖС c_{3v}	РП $c_{2h} + c_{3h}$	ОП c_{2h}	РП		B_g	ЖС c_{3h}	вперед	сзади	переднюю	заднюю	передняя	задняя
							$c_{2w\text{ eff}}$	$c_{2w\text{ geom}}$								
Классическая компоновка:																
Форд-Таунус-600	1974	23,3	13,3	10,4	11,0	22,0	9,3	10,0	1,08	1,0	100	380	54	46	3.4/14 [21]	3.2/13 [21]
Форд-Капри-I-2600	1973	20,4	15,6	4,8	14,7	18,4	10,8	12,5	1,16	2,2	105	230	53	47	3.5/2 [21]	3.2/8a [21]
Опель-Рекорд II-1700	1974	26,6	13,5	13,1	23,6	19,5	9,8	10,1	1,03	13,5	25	270	52	48	3.4/14 [21]	1.57
Передний привод:																
Ауди-80	1974	23,9	13,0	10,9	20,0	17,0	10,0	—	—	10,0	50	215	61	39	8.3/6a [22]	—
Фольксваген-Пассат	1974	20,8	13,5	7,3	25,4	21,2	11,6	—	—	13,8	50	215	59	41	8.3/6a [22]	2.146
Рено-15ТС	1974	27,2	12,8	14,4	14,2	15,0	7,5	8,3	1,11	5,9	10	335	59	41	3.4/7a [21]	3.2/126 [21]

* В салоне автомобиля два человека.

ЖС — жесткость стабилизатора; ОП — вертикальное поддрессирование; РП — поперечно-угловое поддрессирование.

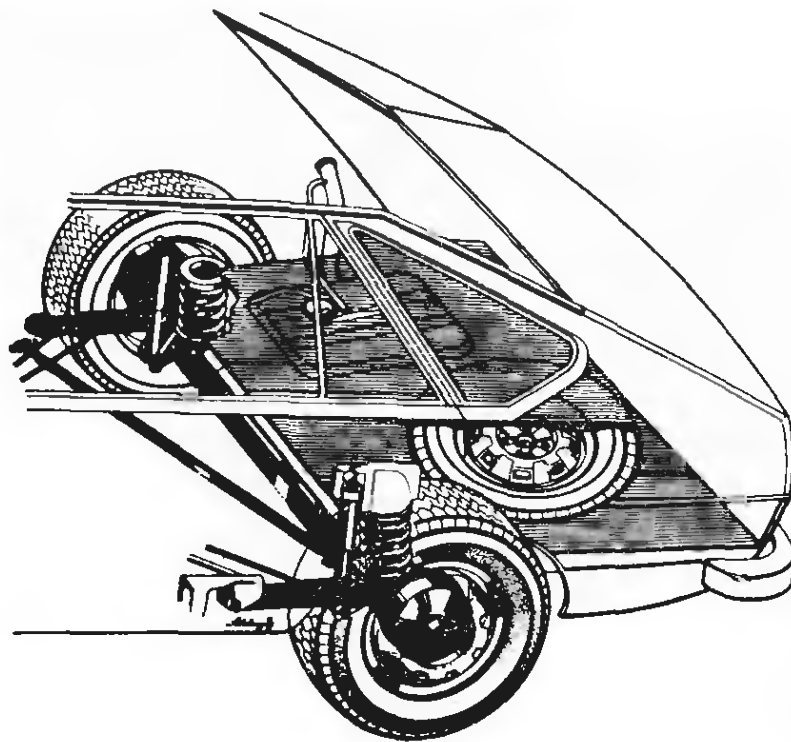


Рис. 2.146. Торсионная подвеска на продольных рычагах модели «Фольксваген-Пассат» с винтовыми пружинами с прогрессивной характеристикой и амортизаторами, расположенными вертикально перед осью. Боковые силы воспринимает расположенная под углом тяга Панара. Продольные силы и тормозные моменты воспринимаются двумя продольными рычагами, приваренными к U-образной балке

представляет собой полунезависимая рычажная подвеска моделей «Фольксваген-Пассат» и «Ауди-80» (рис. 2.146).

Собственно балка оси представляет собой профиль U-образного сечения 1 (рис. 2.147), который должен воспринимать моменты, создаваемые вертикальными, боковыми и продольными силами (см. рис. 1.47 и 1.49). К концам этого профиля приварены пластины 3 (рис. 2.148) ступиц колес и рычаги 2. Показанный на рис. 2.147 круглый стержень 2 также соединен с пластинами 3 (см. рис. 2.148). Стержень соответствует стабилизаторам типа 3, однако в отличие от них он расположен не по оси качания рычагов, а связывает оба колеса. Расчетное определение стабилизирующего действия этой системы не представляло бы трудностей,

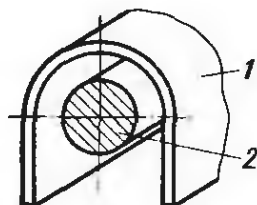


Рис. 2.147. В подвеске моделей «Фольксваген-Пассат» и «Ауди-80» функции стабилизатора совместно выполняют U-образный профиль 1 и круглый пруток 2

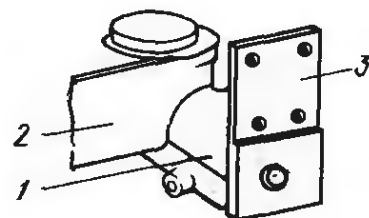


Рис. 2.148. К U-образному профилю 1, заменяющему балку моста, приварены пластины 3 для крепления ступиц колес и продольные рычаги 2

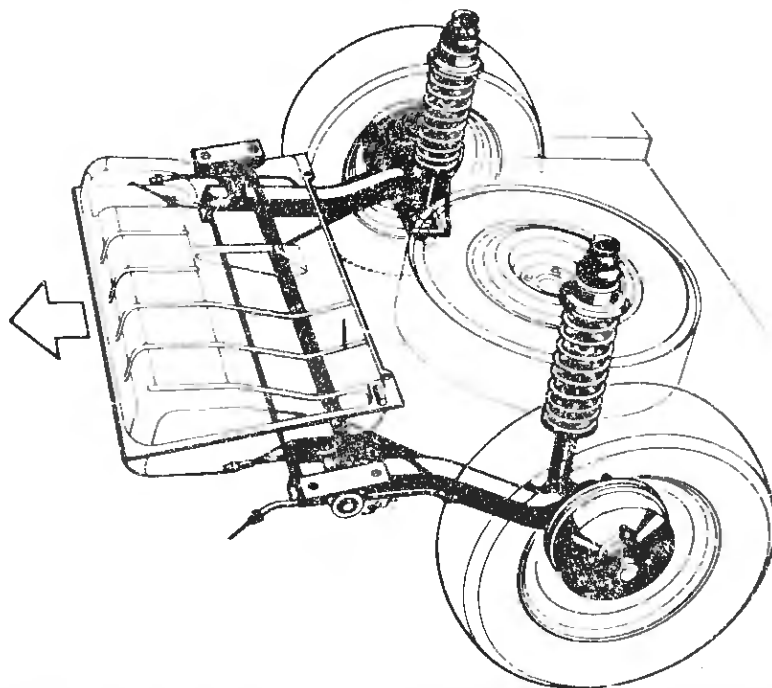


Рис. 2.149. Подвеска на связанных балкой продольных рычагах автомобиля модели «Фольксваген-Сирокко». Оба продольных рычага соединены с Т-образной балкой, которая воспринимает моменты от вертикальных и боковых сил и одновременно выполняет функции стабилизатора

если бы концы балки U-образного сечения не были приварены к пластинам \mathcal{Z} , несущим ступицы колес. Поэтому можно лишь сравнить расчетную величину $c_{2w\text{err}}$ общей жесткостью $(c_{2h} + c_{3h})$ при поперечно-угловом подрессоривании, получить таким образом жесткость стабилизатора c_{3h} .

Появившаяся в 1974 г. модель «Фольксваген-Сирокко» (рис. 2.149) имеет подвеску задних колес, напоминающую подвеску на продольных рычагах (см. рис. 2.131). Единственное отличие заключается в том, что в качестве стабилизатора использован не круглый стержень, который связывает между собой оба рычага. Торсион представляет собой Т-образный профиль, расположенный горизонтально и приваренный к рычагам. Обращенная назад полоса профиля одновременно воспринимает моменты, создаваемые боковыми силами S и равные их произведению на длину рычагов r (см. рис. 1.136), а также моменты, создаваемые вертикальной силой N_h , действующей на плече j (рис. 1.133).

Поддержание положения оси относительно кузова осуществляется с помощью стоек и заделанных снаружи резиновых упоров. Приваренный Т-образный профиль позволяет обойтись всего двумя шарнирами, расположенными на достаточном расстоянии один от другого, благодаря чему дополнительная нагрузка на них при угловом подрессоривании относительно невелика. Указанное выше определяет основные достоинства этой недорогой и очень простой конструкции. Другие известные варианты подвески на продольных рычагах требуют применения с каждой стороны двух шарниров продольной тяги (см. [21, п. 3.9] и п. 1.9).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Buschmann, Koebler. Taschenbuch für den Kraftfahrzeugingenieur. Deutsche Verlags-Anstalt. Stuttgart, 1973.
2. Bussien. Automobiltechnisches Handbuch. Verlag Herbert Cram. Berlin, 1965.
3. Reimpell, Pautsch, Stangenberg. Die normgerechte technische Zeichnung. Band. 1, VDI-Verlag. Düsseldorf, 1967.
4. Ditto, Band 2.
5. Mitschke. Dynamik der Kraftfahrzeuge. Springer-Verlag. Berlin/Heidelberg, 1972.
6. Pippert. Antriebstechnik—Strömungsmaschinen in Fahrzeugen. Vogel-Verlag. Würzburg, 1974.
7. Fakta-Handbuch: Beuth-Vertrieb. Berlin 30 und Köln, 1969.
8. VDI-Richtlinie 2226: Empfehlung für die Festigkeitsberechnung metalischer Bauteile. VDI-Verlag. Düsseldorf, 1965.
9. Deutsche Kraftfahrforschung. VDI-Verlag. Düsseldorf.
10. Auto, Motor und Sport. Vereinigte Motorverlage, Stuttgart.
11. Auto-Zeitung. Bauer-Verlag, Köln.
12. Automarkt, Vogel-Verlag, Würzburg.
13. Automobil—Industrie, Vogel-Verlag, Würzburg.
14. Automobiltechnische Zeitschrift (ATZ), Franckh'sche Verlagsanstalt, Stuttgart.
15. Der Verkehrsunfall, Verlag-Information, 763 Lahr II.
16. mot, Vereinigte Motorverlage, Stuttgart.
17. VDI-Nachrichten, VDI-Verlag, Düsseldorf.
18. VDI-Zeitschrift, VDI-Verlag, Düsseldorf.
19. Brüninghaus: Technische Daten, Fahrzeugfedern.
Teil 1: Fahrzeugfedern, allg., Werdohl, 1965.
Teil 2: Parabelfedern, Werdohl, 1967.
Teil 3: Stabilisatoren, Werdohl, 1969.
Teil 4: Drehfedern, Werdohl, 1973.
20. Hoesch: Federn, Technische Blätter, Hohennlimburg, 1973.
21. Reimpell. Fahrwerktechnik 1. Vogel-Verlag. Würzburg, 1970. (Опубликован перевод: Раймпель Й. Шасси автомобиля. М.: Машиностроение, 1983, 360 с.).
22. Reimpell. Fahrwerktechnik 3. Vogel-Verlag. Würzburg., 1974. (Опубликован перевод: Раймпель Й. Шасси автомобиля: Амортизаторы, шины и колеса. М.: Машиностроение, 1986. 264 с.).

ПРОИЗВОДСТВЕННОЕ ИЗДАНИЕ

Йорнсен Раймпель

**ШАССИ АВТОМОБИЛЯ
ЭЛЕМЕНТЫ ПОДВЕСКИ**

Редактор Д. П. Бут
Художественный редактор С. Н. Голубев
Обложка художника Р. А. Казакова
Технический редактор Н. М. Харитонова
Корректор Л. Е. Солюшкина

ИБ № 4919

Сдано в набор 22.04.86. Подписано в печать 11.07.86.
Формат 60×90^{1/16}. Бумага офсетная № 2. Гарнитура литературная.
Печать офсетная. Усл. печ. л. 18,0. Усл. кр.-отт. 18,0.
Уч.-изд. л. 18,26. Тираж 10 000 экз. Заказ 112. Цена 1 р. 50 к.

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

Ленинградская типография № 6 ордена Трудового Красного Знамени
Ленинградского объединения «Техническая книга» им. Евгении Соколовой
Союзполиграфпрома при Государственном комитете СССР
по делам издательств, полиграфии и книжной торговли.
193144, г. Ленинград, ул. Моисеевко, 10.