

# 汽车悬架系统

## 设计机理、方法及准则

祁宏钟

# 目 录

1 驱动型式和悬架.....	1
1.1 前悬架和后悬架概论 .....	1
1.2 独立悬架概论 .....	1
1.2.1 要求.....	1
1.2.2 双横臂式悬架 .....	3
1.2.3 麦弗逊式悬架 .....	4
1.2.4 纵臂式悬架 .....	9
1.2.5 斜置单臂式悬架 .....	10
1.3 非独立悬架概论 .....	12
1.4 标准驱动型式—发动机前置后 .....	17
1.4.2 前悬架（非驱动桥） .....	20
1.4.3 后悬架（驱动桥） .....	23
1.5 发动机后置和发动机中置的驱动型式 .....	26
1.6 前轮驱动型式 .....	28
1.6.1 结构类型 .....	28
1.6.2 前轮驱动型式的优缺点 .....	31
1.6.3 前悬架（驱动桥） .....	33
1.6.4 后悬架（非驱动轴） .....	36
1.7 全轮驱动.....	41
1.7.1 轿车与小客车中的手动可分离式全轮驱动.....	41
1.7.2 商用车和多用途车中的手动可分离式全轮驱动.....	43
1.7.3 轿车和小客车中的常啮合式全轮驱动.....	44
1.7.4 全轮驱动的优缺点 .....	49
2 轮胎.....	50
3 车桥运动学和弹性运动学 .....	55
3.1 车轮定位值的目的 .....	55
3.2 轴距.....	56
3.3 轮距.....	56
3.4 侧倾中心和侧倾轴线 .....	65
3.4.1 定义.....	65
3.4.2 侧倾轴线 .....	67
3.4.3 独立悬架的侧倾中心.....	68
3.4.4 复合式旋架的侧倾中心 .....	73
3.4.5 非独立悬架的侧倾中心 .....	74
3.5 车轮外倾角 .....	77
3.5.1 外倾角值和外倾角定义 .....	77
3.5.2 外倾角的运动变化 .....	79
3.5.3 外倾角变化的图解法 .....	80

3.5.4曲线行使时的侧倾外倾角 .....	82
3.5.5弹簧外倾角 .....	85
3.6 前束和自转向特性 .....	86
3.6.1定义和规定值 .....	86
3.6.2前束的运动变化 .....	89
3.6.3侧倾转向引起的前束变化 .....	91
3.6.4侧向力引起的前束变化 .....	96
3.6.5纵向力引起的前束变化 .....	98
3.7 转向角和传动比 .....	103
3.7.1转向角 .....	103
3.7.2转弯圆和转弯通道外圆 .....	104
3.7.3转向角传动比 .....	107
3.7.4动态转向角传动比 .....	109
3.8 转向回正概论 .....	110
3.9 主销内倾角和主销偏移距 .....	112
3.9.1主销内倾角和主销偏移距的关系 .....	112
3.9.2转动力臂 .....	116
3.9.3纵向力臂 .....	117
3.9.4主销偏移距的变化 .....	119
3.10 主销后倾 .....	119
3.10.1车轮主销后倾拖和轮胎拖距 .....	119
3.10.2主销后倾和直线行驶 .....	122
3.10.3转弯时的回正力矩 .....	123
3.10.4转弯时主销内侧角、车轮外倾角和主销后倾角的变化.....	126
3.10.5前轮跳动引起的主销后倾角变化.....	130
3.10.6车轮跳动引起的后轮支架转动 .....	134
3.10.7主销后倾时垂直力的分解 .....	136
3.10.8规定值与公差 .....	138
3.10.9主销后倾角和主销内倾角的测量.....	139
3.11 抗制动纵倾性和抗起动纵倾性 .....	141
3.11.1定义.....	141
3.11.2前悬架纵倾中心 .....	142
3.11.3后悬架纵倾中心 .....	144
4 弹性元件.....	147
4.1 对弹性元件的要求 .....	147
4.2 质量、振动频率和弹簧刚度 .....	148
4.3 总质量与轴荷质量 .....	152
4.3.1空载质量 .....	152
4.3.2出厂说明书上的总质量 .....	153
4.3.3容许装载质量 .....	153
4.3.4汽车的设计质量 .....	154

4.3.5容许轴载质量 .....	154
4.3.6轴载质量分配 .....	155
4.4 弹性元件的特性曲线 .....	157
4.4.1前悬架 .....	157
4.4.2后悬架 .....	159
4.4.3弹性元件和操纵稳定性 .....	163
4.4.4弹性元件的侧倾 .....	167
4.5 弹簧种类.....	168
4.5.1分类.....	168
4.5.2钢制弹簧 .....	169
4.5.3行程限位块和辅助弹簧 .....	170
4.5.4横向稳定器 .....	171
4.6 减振器.....	172
4.6.1安装方式 .....	173
4.6.2不充气的双筒减振器 .....	174
4.6.3充气的双筒减振器 .....	178
4.6.4充气的单筒式减振器 .....	179
4.6.5不充气的单筒式减振器 .....	185
4.6.7减振器的吊挂装置 .....	189
4.6.8减振器中的限位块和辅助弹簧 .....	190
4.7 弹簧减振器 .....	194
4.8 弹簧柱和减振器柱 .....	195
4.8.1弹簧柱结构型式 .....	195
4.8.2充气的双筒式弹簧柱 .....	197
4.8.4减振器柱 .....	198
4.9 阻尼可调式减振器 .....	198

# 1 驱动型式和悬架

本章阐述驱动型式和悬架的直接关系。

## 1.1 前悬架和后悬架概论

悬架的型式根据其是用于可转向的前桥，还是后桥，是用于驱动桥，还是非驱动桥而有所不同。此外，还有非独立悬架和独立悬架之别。属于后者的有双横臂式悬架和麦弗逊式悬架，它们所需侧向（即占汽车中部的）空间小（有利于发动机布置）；以及纵臂式悬架和斜置单臂式悬架，它们几乎不占用高度空间，从而允许行李箱宽敞，而且底部平整。

介于非独立悬架和独立悬架之间的是复合式悬架。它非常节省空间，但仅可作为前轮驱动车辆的后悬架（图 1.1）。

在所有非独立悬架中，车桥在整个弹簧行程范围内运动，为此必须提供车桥上方的空间。对于后桥来说，这就要减小行李箱空间，并使备胎布置困难；而对于前桥来说，车桥要布置在发动机下方，为了获得足够的弹簧压缩行程，就不可避免地要抬高发动机或者是把它后移。由于这个原因，非独立悬架用于前桥仅仅是在载货汽车以及全轮驱动的多用途轿车中（图 1.1a）。

## 1.2 独立悬架概论

### 1.2.1 要求

轿车底盘的发展应该比发动机发展得快。加速性能不断改善，最高车速和转弯车速愈来愈高以及行驶减速度愈来愈大，要求有更加安全的底盘。独立悬架正是适合于此要求。它的主要优点是：

- a. 需用空间小；

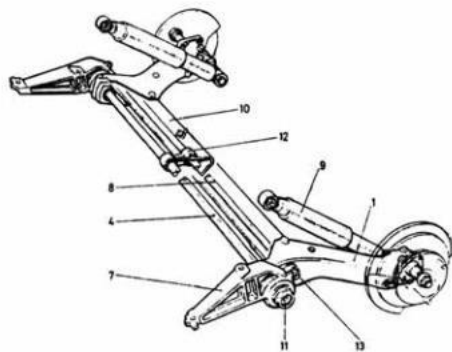


图 1.1 占用空间很小的四杆—复合式悬架。Ranault 5GT Turbo型、9、11、21型和 Rapid 型轿车采用该种悬架，它每侧都有 2根扭杆（件 4和件 8）。V型断面的横梁 10具有不等长的翼缘，抗弯性好，但抗扭性差，它承受由垂直&、侧向力以及制动力产生的总力矩；，它还部分地起到力横向稳定杆的作用。

直径 23.4mm的后杆 8粗于前杆 4（ $\phi 20.8\text{mm}$ ）带有细齿断面 13的杆 8外端与纵臂 1啮合。车轮跳动时，在连接块 12 中产生一个纯转矩。该转矩又由此传递给前杆 4，从而使它也受

扭。带有细齿断面 11 的杆 4 外端与支承臂 7 啮合（亦可参见图 1.45a），支承臂 7 同时和纵臂铰接。转动点同时也是一个位置恰当的纵倾中心（图 3.123）。支承臂（从而整个）仅用 4 个螺栓高度在车底板上。

为了获得无侧拱的宽敞行李箱，充气的单筒式减振器 9 倾斜布置，从而可将力向上传递该车底板的纵梁。当车身两侧车轮同向跳动其幅度相等时，所有四杆均工作；而当两侧车轮方向反向跳动时连接块 12 静止不动，仅仅是粗的后杆 8 和横臂 10 受扭。

通过杆系安排可使得车身振动柔和，此外还可提高侧倾稳定性，即大大地减小曲线行驶时车身的侧倾。

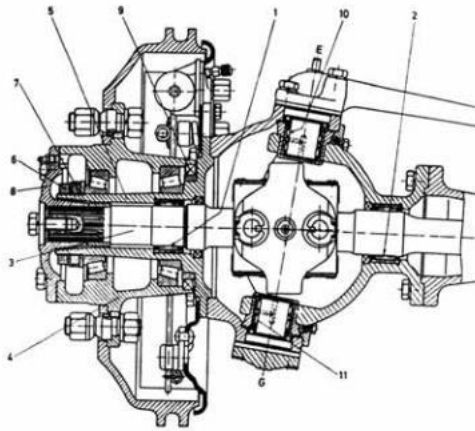


图 1.1a GWB公司的双联式结构。它安装在具有越野性的用全轮驱动的载货汽车的前非独立悬架上。内、外侧的驱动半轴支承在滚针轴承 1 和 2 上，其优点是外侧驱动半轴 3 仅受转矩。由垂直力、侧向力和纵向力产生的力矩作用在轮毂 4 上。轮毂通过 2 个圆锥滚柱轴承支承在外壳的颈体 5 上。拆下夹紧法兰盘 8 后，可通过外端的 2 个相互锁紧的防松螺母 6 和 7 来调整轴向间隙。

图中用叉形符号表示的，用于密封制动器的轴密封环 9 的直径选择应使得在拆卸轮毂时，该环可通过内轴承的原地旋转而无损坏地脱开。

两根短的转向节主销可在由 INA 公司生产的、小型组合式滚针轴承 10 和 11 中转动。这种轴承既能承受轴向力，也可承受径向力。如图中所见，连接中心点应该处在转向节轴线 EG 上。

- b. 前束的运动学变化及弹性运动学变化产生不足转向趋势（见第 3.6 节）；
- c. 易于实现驱动轮的转向；
- d. 质量小；
- e. 左右车轮互不影响。

后两个特点对于获取良好的地面辅助性——特别是在起伏的路面作曲线行驶时——尤为重要。

两横臂可使车轮的上下跳动符合所需的运动学特性，并由横臂传力给车身（图 1.1b）。侧向力  $F_{sva}$  产生一个附加力矩。该力矩使得曲线行驶时汽车车身的侧倾度增大，这是一个缺点

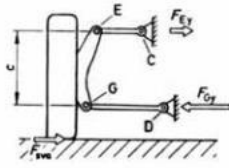


图 1.1b 在前独立悬架中，曲线行驶时的侧向力 $F_{sva}$ 在连接车身和车桥的横臂中引起反作用力 $F_E$ 和 $F_G$ 。由此在车身的左右侧均产生力矩，这些力矩增大车身的侧倾。不管这种情况如何，为了使得作用在车身和横臂支承处的力较小，从而使支承中的橡胶件的变形不超出极限范围，应让双横臂式悬架中E点和G点之间的有效距离 $c$ 尽可能大。

点。摆臂需要用支座支承，这些支座会在载荷作用下变形，并影响悬架刚度；或者是由于支座中的橡胶件的扭转使得刚度增大；或者是由于部件之间的相互滑动增大了摩擦（图 1.6）。

随着车身的侧倾，车轮也倾斜（图 1.2）。车身外侧车轮承受较大的侧向力分量，其外倾角沿正值方向变化，而车身内侧车轮的外倾角则沿负值方向变化，这会产生增大轮胎侧偏角的缺点。为避免这种情况，外倾角的运动学变化应弥补这一缺点（见第 3.5.4 节）。此外，还要尽可能地减小曲线行驶时车身的侧倾。通过采用较硬的弹簧，附加横向稳定杆或者是增大侧倾中心的高度可以达到这一目的（第 3.4.3 和第 4.4.3 节）

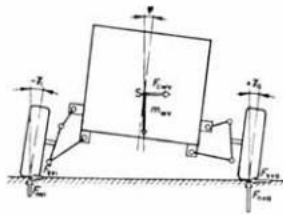


图 1.2 如果曲线行驶中车身侧倾一个角度 $\varphi$ ，车身外侧独立悬架的车轮的外倾角变化一个正值 $+\gamma_a$ ，而车身内侧车轮的外倾角变化一个负值 $-\gamma_i$ 。轮胎的侧偏角增大，从而传递侧倾力 $F_{sva}$ 的能力下降。 $M_{wv}$ 是车轮质量分配在前桥上的分量， $F_{cswv}$ 是作用在质心S高度上的离心力。一个车轮下跌，而另一个车轮上跳，即车身两侧车轮“反向跳动”，这时： $F_{nva}=F_{nv}+\Delta F_{nv}$ ， $F_{nvi}=F_{nv}-\Delta F_{nv}$ 。

## 1.2.2 双横臂式悬架

采用双横臂式悬架，特别能改善刚刚提到过的几个特性（图 1.3）。这种悬架在汽车的每一侧均有二根横臂，分别铰接在车架、副车架或者是车身上。如果是用作前悬架，则横臂外端通过球铰与车轮支架，确切地说是与转向节轴。横臂之间的有效距离  $c$  愈大（图 1.1b），作用在横臂及其支承上的力就愈小，即所有构件的变形就愈小，从而车轮的导向性愈精确。

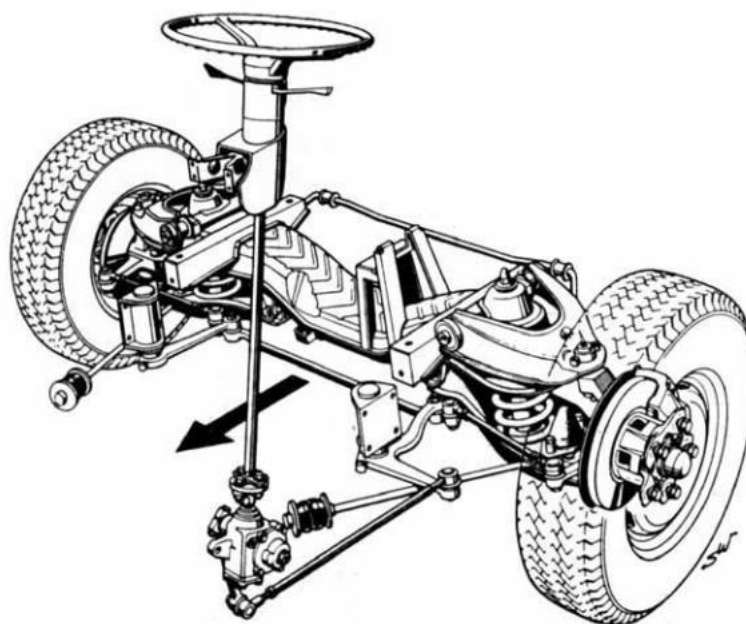


图 1.3 采用前置转向梯形的大众牌型货车的前悬架。一根横梁用作副车架，通过螺栓连接在车架下方。弹簧、限位块、减振器和两对横臂支承在横梁这一“受力中心”上。只有横向稳定杆、转向器、转向直拉杆和下横臂的拉杆固定在车架纵梁上。拉杆前部支承着一个具有纵向弹性的橡胶支座。该支座缓和带束轮胎的纵向刚度。图 1.51a 示出了这种用于驱动桥时的相应情况。

双横臂式悬架的主要优点在于其运动规律的可设计性。根据横臂的相互位置，即角度  $\alpha$  和  $\beta$ （图 3.19）的大小，可定出侧倾中心和纵倾中心的高度（图 3.120 中为角  $\alpha'$  和  $\beta'$ ），改变横臂长度，还会影响上下跳动的车轮的角运动，即车轮的外倾角变化和（在极限情况下）与此相关的轮距变化（图 3.41 和图 3.4）。当双横臂较短时，车轮上跳导致外倾角沿负值方向变化而车轮下落时导致外倾角沿正值方向变化，因此车身侧倾时的外倾变化规律正好与此相反（图 1.2）。纵倾中心  $O$ ，对于前悬架来说，处在车轮后方；而对于后悬架来说，则在车轮前方。如果  $O$  置于车轮中心上方（图 3.111b），不仅可以获得良好的抗转动纵倾性，而且还会减小驱动桥的启动下沉量。这也是双横臂式悬架愈来愈多地在较高级的轿车中用于后驱动桥的原因。

### 1.2.3 麦弗逊式悬架

麦弗逊式悬架是双横臂式悬架的发展。汽车翼子板上的铰链点代替了上横臂，减振器的活塞杆头和螺旋弹簧支承在这里。该铰点承受所有方向的力。这些力在活塞杆中引起弯曲。为了避免

它引起的不利的外倾角变化和主销后倾角变化，减振器活塞杆直径必须从 11mm 至少增大到 20mm。如果不改变活塞杆直径，则通常采用双筒式减振器（见第 4.8节）。

11mm 至少增大到

麦弗逊式悬架的主要优点在于所有承担弹性元件功能和车轮导向功能的零件可组合在一个结构单元里，如图 1.4所示。这些零件是：

- a. 支承螺旋弹簧下端的托盘；
- b. 辅助弹簧 11或压缩行程限位块（图 4.35）；
- c. 拉伸行程限位块（图 4.39）；
- d. 与拉杆 5连接的摆轴式横向稳定杆（件 7）；
- e. 车轮转向节。

这些零件可通过熔焊或硬钎焊，或者是用螺栓固接在外套管上（图 1.39）。麦弗逊式悬架的其它优点是：

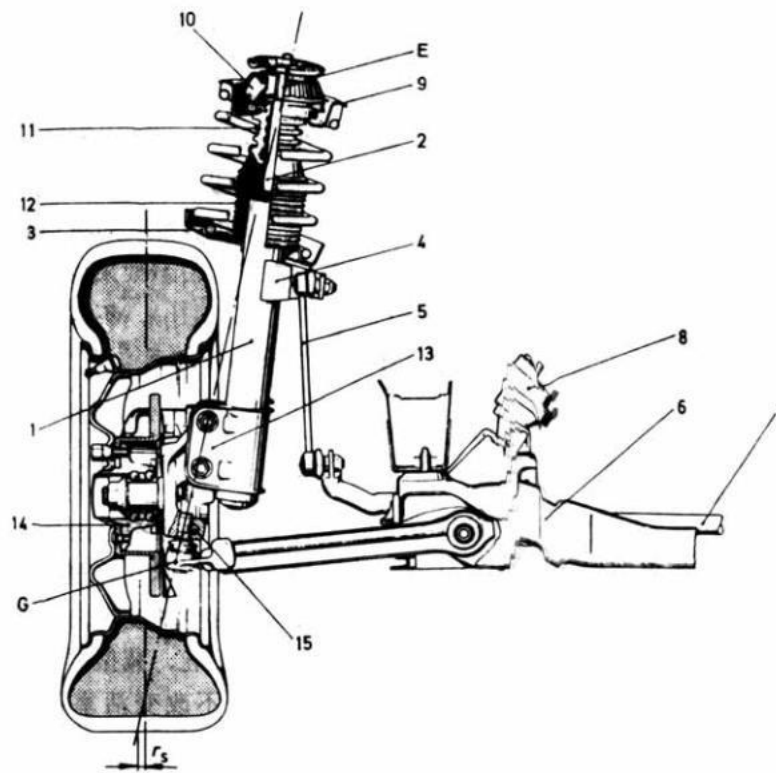


图 1.4 主销偏移距  $r_s$  为负值和带有摆轴式横向稳定杆的 Opel 牌 Omega 型和 Senator B 型轿车左侧的麦弗逊式悬架的后视图。为了减小活塞杆 2 和导向套之间的摩擦，弹簧上斜置的。活塞杆和弹簧上托盘 9 通过一个可分离支座：在 E 点固定在汽车翼子板上。

由弹性塑料制成的辅助弹簧 11 与托盘 9 的内孔连接，下端支承在防尘罩 12 上。它放在弹簧托盘 3 上，保护镀铬的杆 2。当车轮上跳时，辅助弹簧压在管 1 的封盖上。

支架 4 和 U 形夹 13 焊接在管 1 上。横向稳定杆的拉杆 5 的上球铰固定在支架 4 内。U 形夹则把车轮支架支承在 U 形弯脚中。为了能不外倾角精确地调整到设计值，U 形夹的上孔加工成长形孔（参见图 3.80a）。车轮的导向由一个第二代双排径向止推滚珠轴承（件 14）来承担。

导向铰 G 的转向球通过夹钳与车轮支架连接。横置的螺栓 15 穿过转向球销的环形槽，以防止球销在螺栓出现意外松动时滑脱。

副车架 6 是为了车身连接而采用的。

- a. 由于具有较大的有效距离  $c$ （图 1.1b），作用在车身连接点 E 和 D 处的较小；
- b. 点 G 和 N 之间只有很小的距离  $b$ （图 3.23）；
- c. 弹簧行程大；
- d. 省去了三处支承；
- e. 易于构造前部车底板形状。

设计时应考虑采取措施减缓与这些优点相反而又难免的、对前轴不利的因素：

- a. 不合适的运动特性（第 3.3 和 3.5.2 节）；
- b. 力和振动传递给汽车翼子板，从而传递给汽车头部；
- c. 道路噪声难以隔绝——为此需采用一个支座（图 1.5）；
- d. 活塞杆和导向套之间产生的有害摩擦使弹性作用变差（图 1.6）；
- e. 上置的齿轮齿条式转向器使转向横拉杆较长，从而增加了转向装置的（图 1.40）；
- f. 前轴对于轮胎的不平衡度和偏摆具有较大的敏感性；
- g. 有时在减振器和轮胎之间仅有很小的空间（图 1.25）。

但最后这点仅在前轮为驱动轮时才有影响，因为无法再装雪地防滑链。对于非驱动轮，空间紧缺至多是不允许装宽基轮胎。如果不得不采用这种，则需要车轮的压入深度  $e$  较小。

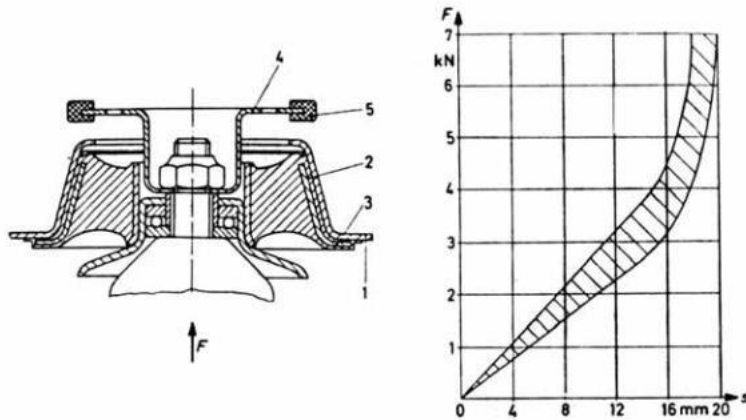


图 1.5 采用轴向滚珠轴承的 VW 牌 Golf II 型和 Jetta II 型轿车的弹簧柱支座。轴向滚珠轴承用来承受弹簧柱的转动。橡胶件用作隔声元件。压缩曲线在初始阶段呈线性而在主要工作范围——力在 3KN 至 4KN 之间——曲线斜率急剧增大。图中标出了离散范围。

在安装流水线上，整个支座被压入汽车翼子板 1 的锥孔中。支座外圈的橡胶层 2 用于固紧连接，边圈 3 主要是考虑垂直方向必要的支撑。卡在托盘 4 上的橡胶环 5 是为了在车轮完全放松落下时在板 1 上起限位作用，并以此保证必要的安全（Lemforder 金属制品公司产品挂图）。

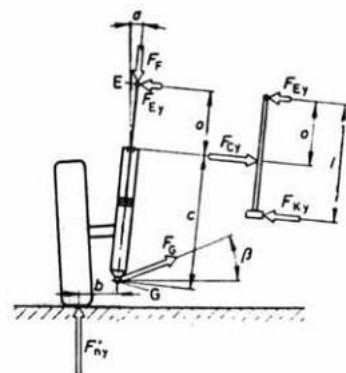


图 1.6 如果螺旋弹簧上的力 $F_F$ 和导向铰 $G$ 上的力作用线不落在减振器中心线上，则弹簧柱与车身连接的点 $E$ 上始终有横向力 $F_{Ey}$ 的作用。这个力在活塞导向套和活塞杆上引起反力 $F_{Cy}$ 和 $F_{Ky}$ 。 $F_{Cy}=F_{Ey}+F_{Ky}$ ， $F_{Cy}$ 这个力愈大，作用在活塞导向套上的摩擦力 $F_T$ 就愈大，从而使得推活塞杆下落所需的垂直力也要变大。

活塞头具有较大的直径，而且是在油中滑动。所以横向力 $F_{Ey}$ 在此仅起次要作用（见图 4.39），而更小的力 $F_{Ky}$ 就几乎没有什么影响。通过把弹簧斜置，可以减小力 $F_{Cy}$ （图 1.39）

近 10 年来，麦弗逊式悬架大都是用于前桥。但它也经常在前轮驱动车辆中用作后悬架。由于空气力学缘故，汽车后尾上翘，这就允许活塞导向套和活塞杆之间的导向长度较大。在图 1.7 所示的后悬架上：

- a. 省去了滚动轴承；
- b. 可采用较长的横臂，它几乎可伸到汽车中心线位置，从而使得外倾角变化和轮距变化

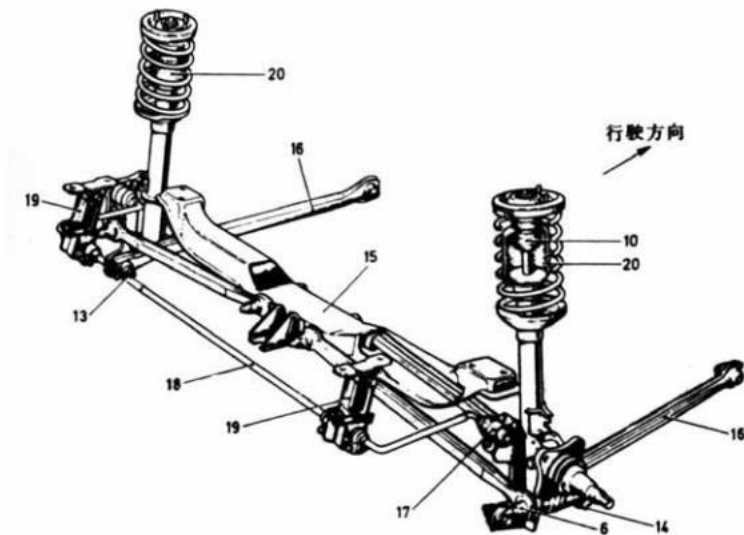


图 1.7 Lancia-Delta型车的麦弗逊式后悬架。该悬架的横臂较长，在横梁 15 上的固定点非常靠里面，横梁断面呈板状。为了保证准确的直线行驶，必须使车轮支架上点 6 和点 14 之间的距离尽可能大。纵臂 16 的固定点 13 和横向稳定杆 18 上的铰点 17 一样，位于车轮中心的后面。横向稳定杆通过连接块 19 铰接在车身上。辅助弹簧 10 位于减振器柱上方，用保护管 20 封住。整个悬架通过横梁 15 与车身连接。

化合理，并使得加载时汽车的侧倾中心有微小的下降（图 3.23）

这样做的缺点是会使主销偏移距 $r_s$ 变大并为正值（图 3.79）

c. 横臂外端点可深入车轮内，从而获得较小的距离  $b$ ；

d. 行李箱深度可增大，并在采用减振器柱时还可加宽（图 1.45）；

e. 然而，必须通过橡胶的硬度和恰当的横臂在转向节上固定点（图 1.7 中点 6 和点 14）之间的距离来保证不产生不希望的弹性自转现象（图 3.62 和图 3.63）。

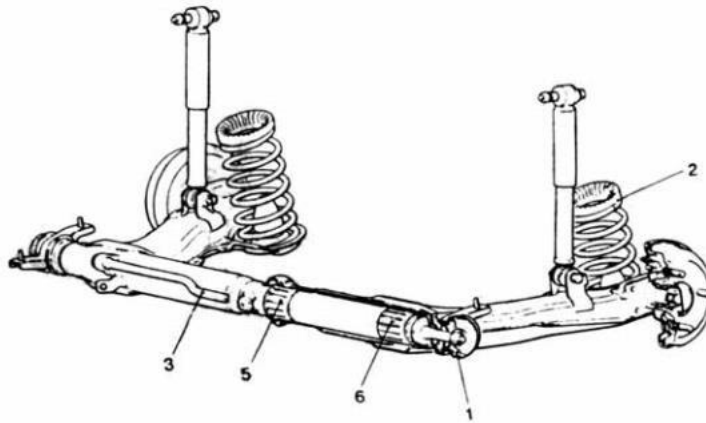


图 1.8 Mitsubishi 牌 Colt 型和 Lancer 型车的后悬架，螺旋弹簧靠内侧布置在车轴中心线上，上端通过橡胶环 2 支承在车身上。压缩行程限位块位于弹簧内部，减振器位置比较靠前。右侧横管被加长，并在端部变细，以便能通过常润滑的滑动轴承 5 和 6 来支承作横管。采用一个具有扭转弹性的橡胶轴环来密封横管（在件 5 旁边）。侧向运动由支座 1 限制。

其它的优点是：（象复合式悬架一样）在车身与车桥之间只有二个支点 1（并形成纵倾中心，参见图 3.123）；短的横向稳定杆可方便地固定在左右横管之间的连接处。

## 1.2.4 纵臂式悬架

纵臂式悬架亦称曲轴式悬架。它由沿行驶方向布置在汽车两侧的纵向摆臂组成。纵臂铰接在副车架或者车架上（参见图 1.8 和图 1.45a），必须承受所有方向的力，故而所受的弯矩及转矩均较大（图 1.8a）。此外，还要求垂直力和侧向力不致引起车轮外倾角和前束的变化。

纵臂式悬架比较简单，常在前轮驱动式车辆中用作后悬架。它的优点是车身底板平整，油箱和备胎可安置在纵臂之间。如果转动轴线与地面平行，则轮距、车轮外倾角和前束都不会因车轮的上下跳动而产生变化，只有轴距会稍微缩短。在采用扭杆时，纵臂的长度对悬架刚度有影响故可据此使得加载状态下的振动特性良好。纵臂转动点同时又是纵倾中心 O，即制动时车尾部分在这个位置下跌（图 3.123）。

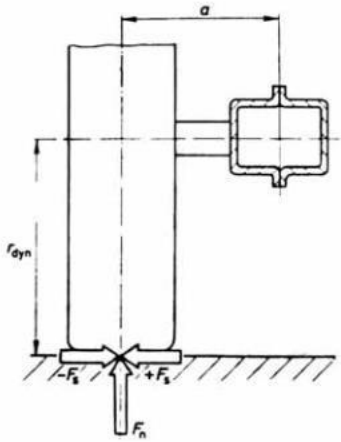


图 1.8a 垂直力 $F_n$ 和侧向力 $\pm F_s$ 一起在后悬架的纵向摆臂上产生弯曲和扭转应力，所以纵臂断面需采用封闭式箱形结构。最大的转矩为：

$$M_t = F_n \cdot a + F_s \cdot r_{dyn}$$

纵臂式悬架的缺点是侧倾中心低至地面；在曲线行驶时，车轮随车身一起倾斜的程度大于其它的独立悬架（图 3.45）。

## 1.2.5 斜置单臂式悬架

这里所述的实际上是一种纵臂式悬架，不过它几乎只有在后轮驱动的轿车中使用。在俯视图上，它的转向轴线 EG 有一个倾斜后掠角  $\alpha = 10^\circ \sim 25^\circ$ ；此外，在正视图上还形成一个坡度角  $\beta \leq 5^\circ$ （图 1.9、图 1.9a 和图 3.29）。车轮的上下跳动规律是一个空间运动。因此驱动半轴的每侧都需要有二个铰链，以保证角运动和长度补偿（图 1.9b）。

当摆臂长度给定时，通过角度  $\alpha$  和  $\beta$  可合理地影响几个运动特性（图 3.15）

- a. 侧倾中心的高度；
- b. 纵倾中心的位置；

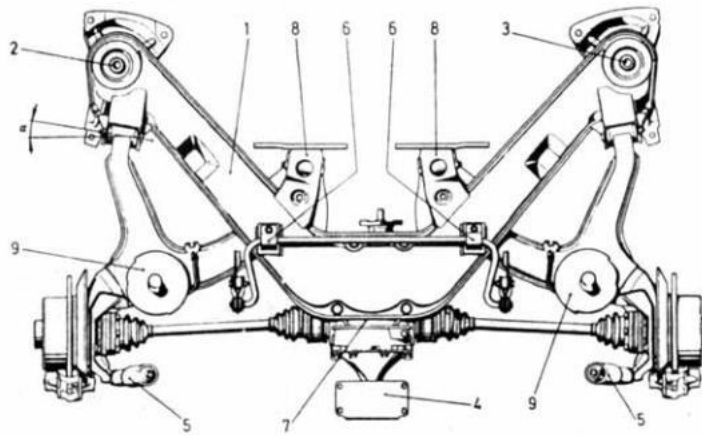


图 1.9 Opel牌 Senator型和 Omega型车后悬架俯视图。差速器 7用螺栓固定在副车架 1 上。横向稳定杆的杆身也是铰接在这个副车架上（位置 6）。整个结构组件通过特殊成形的橡胶支座 2、3和 4固定在车身上。

两根悬臂 8用来安置摆臂的内支点。桶形螺旋弹簧坐落在座板 9上。件 9布置在驱动半轴前面。传动比 $i_f$ （车轮至弹簧）因此而变得不太合适，其值为 1.5。减振器位于车轴中心后方，其传动比 $i_D=0.86$ 。此外，附加标出的后掠角大小为 $\alpha=10^\circ$ ，坡度角为 $\beta=1^\circ 20'$ （图 3.29），车中乘坐 2人时的车轮外倾角为 $\gamma_{tb}=-1^\circ 40'$ ，在额定轴荷下外倾角为 $\gamma_{be}=-2^\circ 45'$ ，侧倾中心的高度为 $h_{Wh}=100\text{mm}$ 。

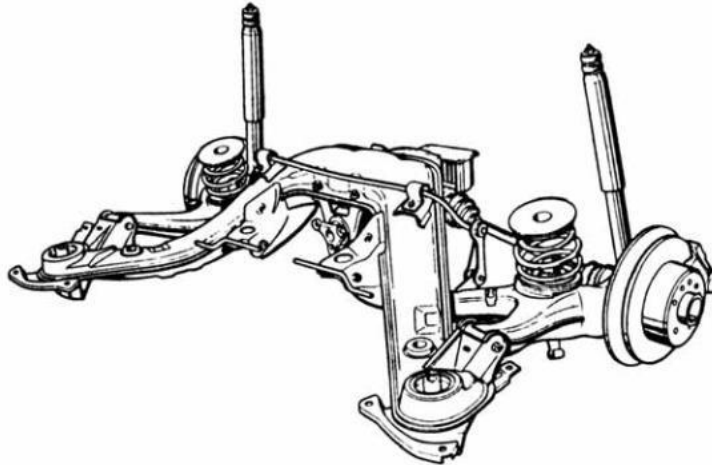


图 1.9a Opel牌 Senator型和 Omega型车后悬架的透视图。图中可清晰地看到桶形弹簧、弹簧中的压缩行程限位块、特制的副车架支座、连接万向节轴的三角形法兰盘和无通风孔的制动盘。

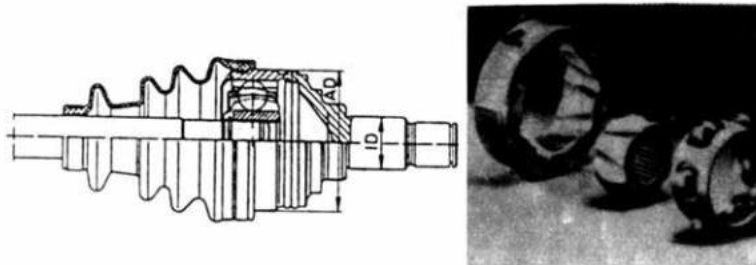


图 1.9b Löbro公司生产的等速万向节 VL。允许曲折角 $\beta \leq 22^\circ$ ，侧向位移最大为 45mm；当 $\beta \leq 10^\circ$ 时，可承受的最大转矩为 5.9KN·m。端部焊接在万向节壳上的轴肩 ID插入变速器内。由图中所见的壳体内外的斜向滚珠轨道是为了 6个滚珠对中定心。如果后桥为驱动桥，则需要二个等速万向节。滚珠的导向由护圈承担。

- c. 外倾角变化量；
- d. 前束变化量。

## 1.3 非独立悬架概论

正如独立悬架一样，非独立悬架也有一系列缺点。这对轿车影响较大，但对载货汽车来说，在销售中却能为人们所接受。这些缺点是：

- a. 如果差速器布置在车桥壳内（图 1.10），会使质量较大；
- b. 车桥会倾斜；
- c. 左右两侧车轮相互影响（图 1.11）；
- d. 在坑洼路段作直线行驶时（即车身两侧车轮反向跳动或只有一侧车轮跳动时），存在白兰地轴转向特性；
- e. 车桥上方空间要求须与弹簧行程相适应；
- f. 驱动转矩引起轮载变化（图 1.12）；

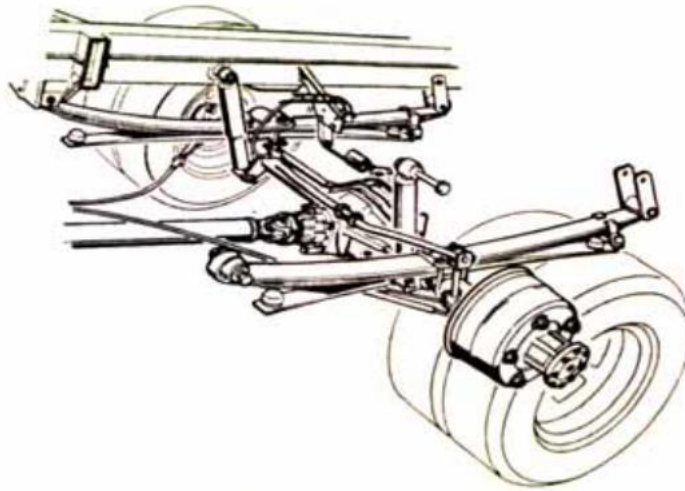


图 1.10 VW牌 LT轻型载货汽车的后悬架。长条抛物线形的轧制单片板簧能良好地支撑着车架，而且弹簧特性曲线斜率递增变化。副簧上的橡胶缓冲块在加载时一道起作用。弹簧压缩行程由限位块限定。为了防止位置移动，后端安置了开口向下的钢板弹簧夹。

横向稳定杆外伸固定在车桥桥壳上，其优点如图 1.13所示。相反，减振器则布置得位置非常靠内，并且还向前倾斜，这是为了使它能固定在车架纵梁上。

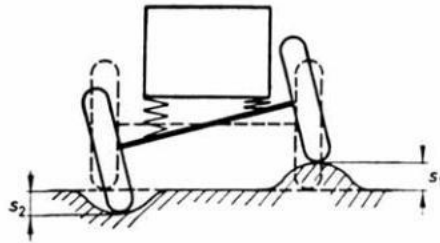


图 1.11 刚性车桥两侧车轮在通过坑洼路段时的相互影响可用车身两侧车轮反向跳动来描述：一侧车轮向下跳动距离 $s_2$ ，而另一侧车轮向上跳动距离 $s_1$

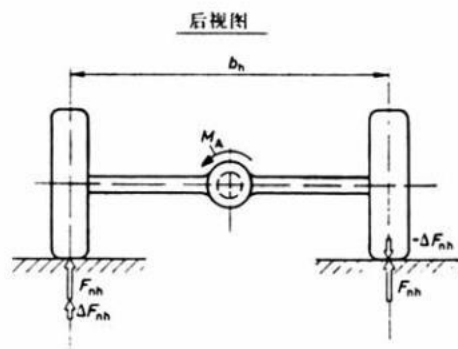


图 1.12 如果差速器布置在车桥桥壳内，则发动机传递来的转矩 $M_A$ 有车轮支承点 $L$ 产生的力来平衡，由此车轮垂直力产生变化 $\pm \Delta F_{nh}$ 。图例中 $M_A$ 使得左后轮载荷增大到 $(F_{nh} + \Delta F_{nh})$ ，而右后轮载荷减小到 $(F_{nh} - \Delta F_{nh})$ 。在向右转弯时，右轮“滑转”，使得整根车桥可承受的侧向力减小，从而导致汽车突然甩尾。

g. (特别是采用双胎结构时) 弹簧中心距  $b_F$  不足，只有通过复杂的结构安排，才能使得弹簧中心距增大 (图 1.26)。

通常弹簧中心距 $b_F$ 小于轮距 $b_h$ ，因此侧倾刚度  $c_\phi$  较小 (图 1.13)。如图 1.44 中所见，由于这一原因，弹簧或弹簧减振器柱应该尽可能向外侧布置。

在采用非独立悬架时，曲线行驶状态下作用在车身质心  $S$  处的离心力 ( $F_{cw}$ ，见图 1.2) 会增大车身的侧倾度 (参见第 4.4.3.5 节)。

通过悬架构件的进一步发展和弹簧及减振器元件的合理设计，使得用于驱动桥的非独立悬架的性能得到不断改善。因而尽管带有笨重的差速器，但非独立悬架目前仍在大批量生产的高级轿车和运动型轿车上采用。

有关计算的细节部分在第 4.4 节中有叙述。

由于质量大的原因，在波状的不平路面行驶时（尤其是作曲线行驶时）驱动桥采用非独立悬架不如采用独立悬架。配备充气的单筒式减振器可把倾斜度限制在适当的范围内，这样做自然要提高成本，但却能将压缩阶段性能调硬的情况下，使人感觉不到舒适性下降。当车轮突然向上跳起时，会产生一个反向的阻尼力。这是克服非独立下降主要缺点的最简单、也许是最经济的方法。第4.6.3.1节叙述得更详尽。

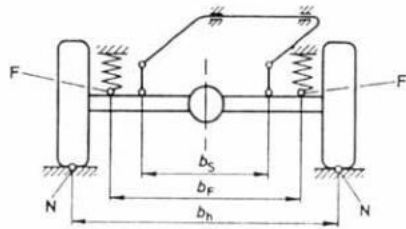


图 1.13 在考虑车身的侧倾时，用刚性车桥上的距离 $b_F$ （弹簧 $F$ 之间）和 $b_s$ （横向稳定杆的铰接点之间）来计算侧倾传动比 $i_\phi$ 。在刚度 $c_\phi$ 的计算式中出

$$i_\phi = \frac{b_{L5} \epsilon_\phi}{b_F} = \frac{c_{2b}}{i_\phi}$$

现 $i$ 的平方项：愈大，车身抗侧倾能力就愈小。也就是说，弹簧和横向稳定杆的臂杆应尽可能地向外固定在刚性车桥壳体上。

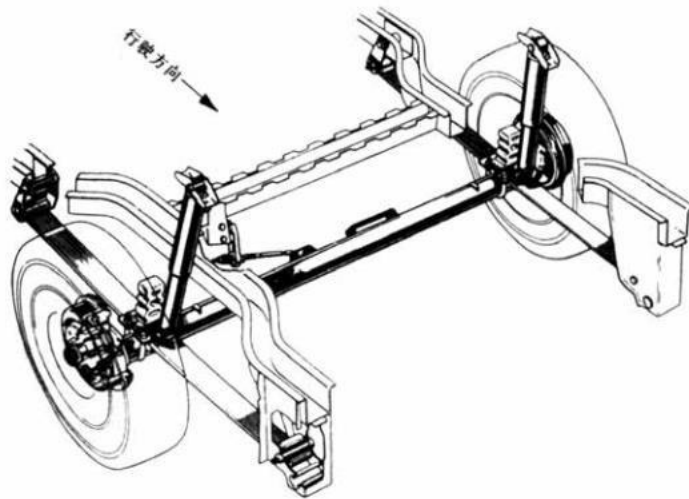


图 1.13a Ford牌 Escort型载货汽车的后悬架。该车的有效载货质量为 635kg（再加上 75kg 的驾驶员）。单片板簧负责充当导向，并以合理的 4点支承形式支承着车身。减振器垂直地紧贴着车轮布置，从而可使车轮罩壳较窄。辅助弹簧安装在车桥上面，并在主弹簧压缩后支承在车身纵梁上。

前轮驱动型式的汽车与标准驱动型式的汽车正好相反，后桥采用非独立悬架，其优点大于缺点（图 1.13a）。它并不比独立悬架重，此外还能提高侧倾中心（对于这种驱动型式来说是很合适的，图 3.34）。非独立悬架其它的对于驱动桥也适用的优点为：

- a. 制造简单且经济性好；
- b. 车轮跳动时，没有轮距、前束和外倾角变化；从而使轮胎磨损小和具有良好的转向性能。
- c. 拐弯时车身侧倾后也没有车轮外倾角变化（图 1.2 和图 3.45），即可保持轮胎传递侧向力的能力不变；
- d. 侧向力产生的力矩  $M_y = F_T \cdot h_{wh}$  通过一根可布置在任何高度的横臂（Panhard杆，图 1.14）来承受，并由此
- e. 影响侧向力引起的不足转向或过度转向性能（图 3.63a和图 1.17）。

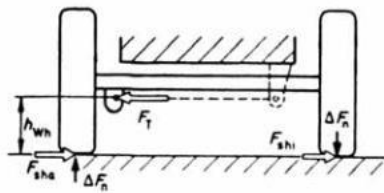


图 1.14在非独立悬架中，车桥壳体承受由于侧向力而引起的弯矩。在悬架与车身之间只产生力 $F_T$ 。这个力的大小与侧向力 $F_{Sha}$ 和 $F_{Shi}$ 相平衡。当Panhard杆水平布置时，距离 $h_{wh}$ 同时又代表了侧倾中心的。这个高度愈大，车轮载荷的变化值 $\pm \Delta F_n$ 就愈大。



图 1.15纵向布置的板簧既可承受各个方向的力，又可承受由起动力、制动力和侧向力等引起的力矩。

刚性后桥固定在车身或车架下的方法有多种。常用的方法是采用纵向板簧作为唯一的弹性承载件，因为该种弹簧能够承受所有三个方向的力以及起动、制动转矩（图 1.15和图 4.12）。这种经济的悬架型式同时还具有这样的优点：可以在汽车尾部两点处支承载货汽车的承载面，或者在后座下方和行李箱下方支承轿车车身（图 1.15a）。由此减小行李箱加重载时轿车车身尾部的应力以及满载时载货汽车车架的应力（图 1.17）。刚性后桥相对于汽车纵轴线转过一个小角度（图 1.16）；准

确地说是汽车外侧轴距有所缩短，而汽车内侧转向，即在不足转向方向有一个强制的轴转向（图 1.17）。

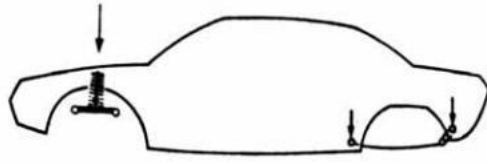


图 1.15a

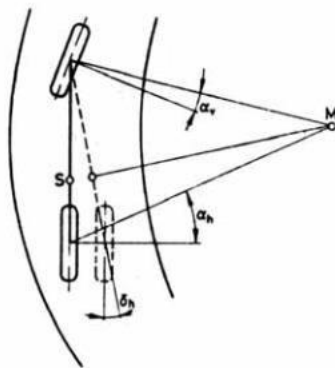


图 1.17

图 1.15a 纵向布置的后悬架板簧在二处——后座椅下面和行李箱下面——支承着车身，这样做的优点是能减小车身部件中的应力。

图 1.16 前低后高纵向侧倾布置在车身上的板簧使刚性后桥产生一个轴转向，这有利于“不足转向”。当车身侧倾时，车身外侧车轮上跳距离为 $s_1$ ，使得轴距被强制缩短 $\Delta l_1$ ；车

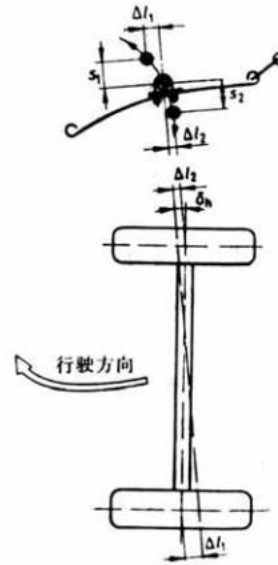


图 1.16

身内侧车轮下跌距离为 $s_2$ ，使得轴距被强制伸长 $\Delta l_2$ ，车桥倾斜一个转向角 $\delta_h$ 。

图 1.17 如果刚性后桥向“不足转向”方向转过一个角度 $\delta_h$ ，则转行驶时汽车车尾向外侧移动较小，驾驶员感觉到汽车具有中性转向性能。此外，还可在快速蛇形行驶时获得较高的安全性。

这种情况虽然在坏路时会产生不良影响但就标准驱动型式的轿车而言，却阻止了汽车本身在转弯行驶时所具有的过度转向趋势。刚性驱动桥也显示出产生载荷变换反应的趋势，这点几乎与悬架型式无关，不过其程度上异于斜置单臂式悬架。

在前轮驱动的汽车中，非驱动桥的车轮具有负的外倾角。由此轮胎的侧偏性能也许会有所改善，但从磨损来看，也并非总是无可指责的。这种情况对于复合式悬架也同样可能产生。复合式悬

架是介于非独立悬架和独立悬架之间的产物，至今为止仅在前轮驱动的汽车中应用。除了少数缺点外，这种悬架实际上只有优点。图 1.1和第 1.6.4.1节阐述了有关细节。

## 1.4 标准驱动型式—发动机前置后

在轿车和小客车中，发动机大致位于前桥中部，后轮为驱动轮（图 1.8）。为了使后桥轴荷增大，并由此获得更加均衡的轴荷分配，Porsche 牌 928S、924 型车把换档变速器和差速器组合在一起（图 1.19）。Alfa Romeo公司生产的高级轿车和 Volvo牌车也都采用这种办法。

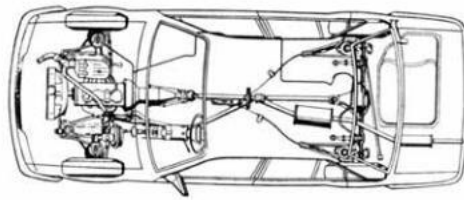


图 1.18 标准驱动型式构造方案：发动机纵置在前桥上方，通过法兰盘与换档变速器连接，再通过万向节轴与后桥差速器相连。可明显看出，非独立细节需要的空间较大，燃油箱安置在紧靠尾部碰撞区的位置处。汽车前悬长度 $L_{0v}$ 为车身前边缘（防撞保险杠）至前桥中心的距离。

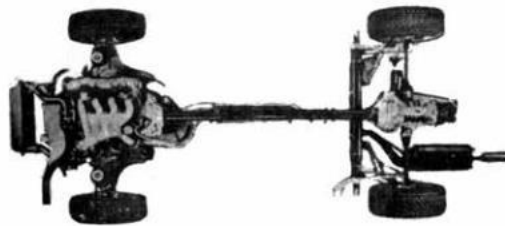


图 1.19 Porsche牌 944Turbo车底盘俯视图。该底盘采用双横臂式前悬架，斜置单横臂式后悬架，并在发动机与后置换档变速器及差速器之间使用坚固的连接套管。这种所谓的“传动系”有利于增大后驱动轮的载荷。当乘坐 2人时，前后轴荷分配比为 49%/51%。

除了少数的轻型货车外，所有的载货汽车都把发动机前置，或者是中置在前桥与后桥之间，并以后轮为驱动轮。由于载货面远伸至后方，从而几乎不允许有其它的选择。对于半挂车来说，也是一样，挂车质量的主要部分——装载质量——由后轮支承。大客车的情况则与此，运载的乘客均匀地分布在车内空间。这就说明了大客车的发动机既可前置、中置，又可后置的原因。

### 1.4.1 标准驱动型式的优缺点

标准驱动型式的轿车和小客车具有一系列的优点：

a. 发动机长度几乎不受限制，因此特别适用于排量在 2.5L以上的汽车（即具有 6缸和 8缸大发动机的汽车）；

- b. 发动机支架承受的载荷较小，因为它要承受的力矩仅仅是发动机的最大转矩乘以变速器最低档传动比；
- c. 发动机噪声的隔音基本上没有问题；
- d. 满载时，分配在后驱动桥上的质量占主要部分（这点对小客车和挂车工况尤为重要，图 1.19a）；
- e. 排气管路长，消声效果好，安装催化反应器几乎没有困难；
- f. 前部折弯，易于使动力装置的位置下降；
- g. 可使前悬架构造简单；
- h. 轮胎磨损均匀；
- i. 换档传递不复杂；
- j. 在直接档具有最高的传动效率；
- k. 有足够的位置用以安装转向装置；
- l. 冷却效果良好，因为发动机和散热器在前部，并可安装节省功率的风扇；
- m. 采用较短的暖气管和水管达到有效的供暖效果。

	前轮驱动		标准驱动		后置发动机	
	前	后	前	后	前	后
空 载	61	39	53	47	40	60
乘 2人（前）	60	40	52	47	42	58
乘 4人	55	45	49	51	40	60
乘 5人带行李	49	51	43	57	41	59

图 1.19a 与驱动型式和加载状态有关的平均轴荷分配值（用百分比表示），在标准驱动型式的高级轿车中，满载时驱动的后轮承受的载荷最大；在前轮驱动型式的汽车中情况则相反，当仅乘坐 2人时，前轮承受的载荷最大。

从世界范围来看，近几年来新投放市场的高级轿车中只有少量排量在 2L以下的采用标准驱动型式。导致这种情况的原因是与上述优点相反的缺点：

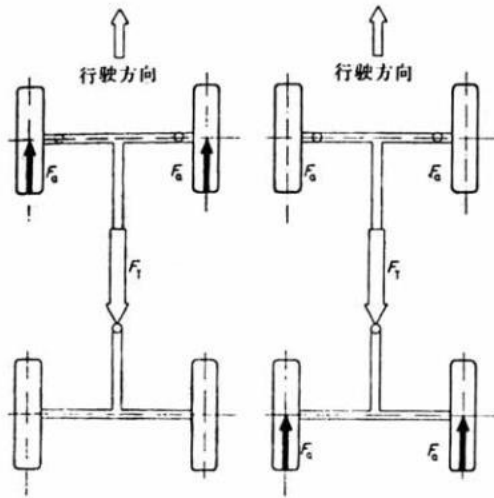


图 1.20 当前轮驱动轮时（左图），汽车被“拉”。在驱动力 $F_a$ 和惯性力 $F_T$ 之间存在一个“稳定”状态。与此相反，当后轮为驱动轮时，可以观察到理论上的“不稳定”状态。前轮定位值可保证所需的稳定性。

- a. 直线行驶能力不稳定（图 1.20），但这点可以通过特殊的前轮定位值和相适应的轮胎完全消除；
- b. 由此可能会使得转向较费力；
- c. 当仅乘坐 2 人时，后驱动桥承受载荷较小，这就意味着在冬季和湿路面状况下行驶时牵引性能较差，特别是在狭窄的车道上带挂车行驶时存在后轮滑转的危险（难以处理的行驶稳定性，图 1.19a）；
- d. 易于出现载荷变换反应；
- e. 由此而采用费钱的带副车架的后独立悬架，或者用笨重的后非独立悬架（因为是驱动桥），而非独立悬架又带来了车桥壳体上方附加的空间要求等缺点；
- f. 因此减小了行李箱；
- g. 在变速器和差速器之间需用万向节轴（图 1.21）；
- h. 难免要在车底板上开出凸道；
- i. 汽车长度和车内空间长度之比不合适。

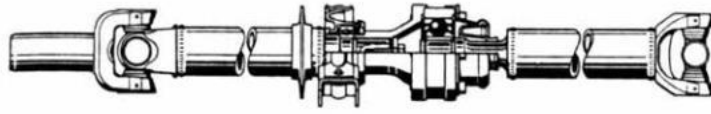


图 1.21 一根剖开的常用万向节轴结构。该轴的两端是十字。在第一根轴的支承前有轴承档油板。中间是 Löbro 公司生产的等速万向节，它是用来保证在“刚性后桥”跳动时，使快速旋转且受有较大转矩的万向节轴具有必需的运转平稳性，并能在载荷作用下轻便地移动（ Opel 牌 Record E型车）。

## 1.4.2 前悬架（非驱动桥）

几乎所有近几年投放市场的高级轿车和小客车都是采用麦弗逊式悬架作为前悬架，只有少数轿车的产品采用导向减振器柱式悬架或双横臂式悬架。也有一些轻型载货汽车的前悬架采用麦弗逊式悬架或双横臂式悬架（图 1.3），但大部分是象几乎所有中型和重型载货汽车一样，使用非独立悬架。为了能使发动机布置得低些，车桥向下弯成曲轴状（图 1.22）。

前轮是转向轮。在双横臂式悬架中采用两个球铰链为转向节 5（图 1.23）导向，允许产生各个方向的运动——车轮的上下跳动和转向。支承着弹簧的横臂必须支承在一个承载铰链（件 7）上，以便能够传递垂直力。对于另一根横臂来说，通常仅用一个能传递纵向力和侧向力的导向铰链（件 8）即可。两个铰链之间的距离布置得愈大，作用在构件上的力也就愈小。图 1.23a所示为两个球铰链相互远离的前悬架。

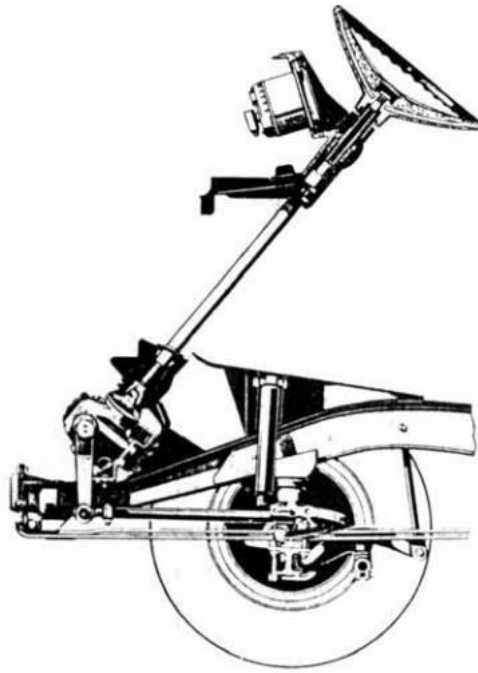


图 1.22 Daimler—Benz 207D/308型轻型载货汽车的前非独立悬架。该车采用循环球式转向器。转向直拉杆与通过两点支承的抛物线状板簧相互平行，其长度必须稍短于车桥前侧的弹簧长度，以便在车桥上下跳动时，这两部分的运动轨迹为同样的圆弧线。

转向柱管和车身之间的连接支杆在碰撞时可折弯。从截面图中可明显看出 T形断面车桥下移，弹簧安装在它上面。辅助弹簧支承在车架纵梁上。转向横拉杆将两个前轮相互连接。安全式转向盘内有附加的填料。

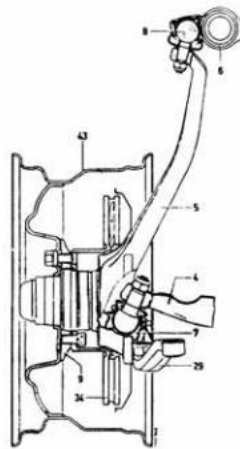


图 1.23 Daimler-Benz 260 SE/560 SEC型车的前轮转向节。它的有效距离  $C$ 较大（图 1.1b）。上横臂 6上带有导向球铰链的壳体。下承载铰链 7压入车轮转向节 5中。图中可清楚的看到可通风的制动盘 34，他正对直径较大的轮毂 9自里向外伸出。深槽轮辋 43的底部不对称，从而为制动钳（图中未画出）留出了位置。

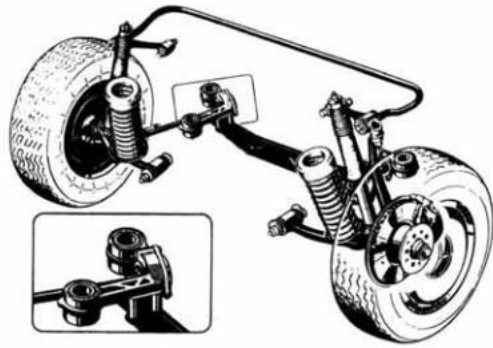


图 1.23a Daimler-Benz 牌 260 SE/560 SEC型车的前悬架。为了使得主销偏移距 $r_s=0\text{mm}$ 时（见第 3.9.2 节），可通风的制动盘具有较大的直径，该悬架的下承载铰链必须大致位于车轮中心处。拉伸和压缩行程限位块布置在充气的单筒式减振器中。先后伸出的支撑杆支撑着一根附 S 的隔音横梁。它的橡胶支座在图的左下方特别标出。

在麦弗逊式悬架中，这两个铰链之间的距离还要大，因而也就更加有利。图 1.24所示为常用结构，而图 1.4这描述了细节部分。

导向减振器柱式悬架不需要高成本的支承轴承。活塞杆以适当的方式在减振器中转动（图 1.25）。只有活塞杆需要匹配隔声件。螺旋弹簧支承在下横臂上，下横臂必须通过承载铰链与车轮转向节连接。减振器支柱比弹簧支柱轻，在减振器中允许有较长的导向长度。采用这种减振器柱还可得到一个更宽更平（从而流线性也更好）的发动机空间，便于维修。但这种悬架也可能会使成本提高，而且即使弹簧斜置（图 1.4 和图 1.6）也不能减小活塞杆与导向套间的摩擦。图 1.25 也是一种目前常见的带有 2 个锥形滚柱轴承的前轮支座，可作为参考例子。

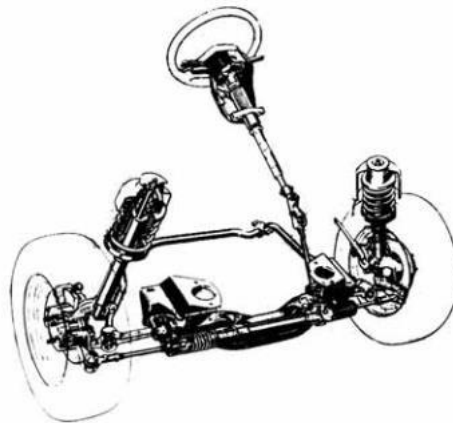


图 1.24 Ford牌 Sierra型车的麦弗逊式前悬架。前置的齿轮齿条式转向器、发动机支架和横臂支座都布置在横梁上。为了获得纵倾斜中心，横向稳定杆要向后移（参见图 13.110）。从图中可清楚的看到安全式转向柱，它具有一根长的斜置中间轴和波形管（在转向盘和仪表板的

固定位置之间),主销轴承不可拆卸,两侧的车轮支座中都装有两个相同的锥形滚柱轴承,轴承外环对准法兰盘伸入轮毂孔中。

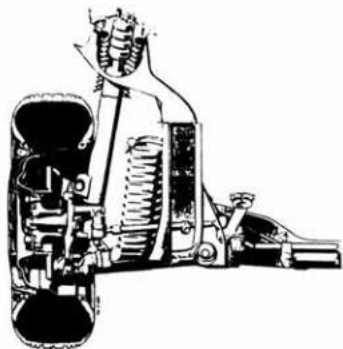


图 1.25 Daimler-Benz 牌 230 E/300 D 型车的前悬架。兼作车轮导向作用的减振器柱的下部有 3 处与车轮转向节用螺栓连接。为了在设计规定的负主销偏移距 ( $r_s = -14\text{mm}$ ) 下, 195/65 R15 90H型的轮胎能够安装在  $6\frac{1}{2} J \times 15$  规格的轮辋上, 减振器支柱在轮胎旁边的一段压成凹状, 辅助弹簧附设在减振器筒体的上方。轮毂有 2 个锥形滚柱轴承支撑, 轴承的间隙可通过装在外面的环形螺母来调整。制动盘固定在轮毂法兰盘外侧。

### 1.4.3 后悬架（驱动桥）

非独立悬架由于具有成本低、牢固、易于修理和使用寿命长等优点, 而且所使用的弹簧可以是板簧、螺旋弹簧或是空气弹簧(图 1.10 及图 1.26), 从而得以在几乎所有的载货汽车上应用。相反, 在轿车中则很少使用非独立悬架。尽管这种悬架具有在 1.3 节中所述的优点, 但它的结构形式所带来的质量大的问题显然不能令人满意。图 1.27和图 1.27a所示的为一种具有 4根纵臂和 1根横臂的悬架结构型式, 它的特殊优点是具有良好的操纵稳定性和转向性能。

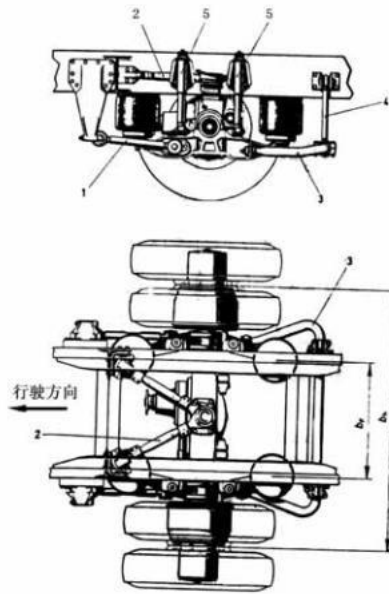


图 1.26 Daimler-Benz 牌 1017L 至 2219L  $6 \times 2$  型载货汽车后驱动桥，该后驱动桥采用空气弹簧。车桥在纵向和侧向上的导向由两根支杆 1 和其上方的三角形摆臂 2 来实现。4 个空气弹簧安装在车架纵梁下面。由于采用了双胎结构，从而使得弹簧中心距  $B_f$  较小。轮距  $B_n$  除以  $B_f$  得出传动比大致为  $i_e = 2.2$ 。正如公式 5.19 中所证明的，两侧车轮反向跳动时的侧倾刚度  $C_{eh}$  只有两侧车轮同向等幅跳动时的刚度  $C_h$  的 21%。

为了减小车身的侧倾度，横向稳定杆 3 布置在车桥后侧，并通过杠杆 4 支撑在车架上。4 个减振器 5 几乎都是垂直布置，并且紧贴车轮，以便能够迅速衰减车身的侧倾。

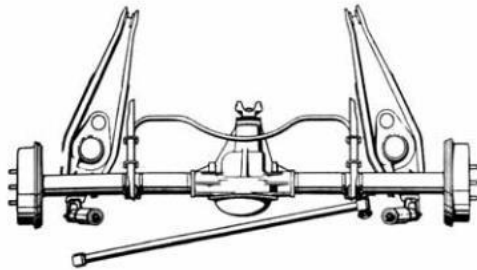


图 1.27 Opel 牌 Record E 型车用于驱动桥的后非独立悬架的俯视图。该悬架的下摆臂向前倾斜，Panhard 杆大至与它垂直。横向稳定杆固定在上摆臂上。

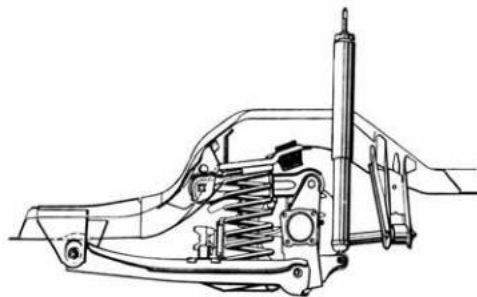


图 1.27a Opel 牌 Record E型车的后非独立悬架的俯视图。从图中可清楚的看出下摆臂的侧面形状和支撑在它上面的螺旋弹簧。固定在车身上的限位缓冲块以及大致布置在车桥高度位置的 Panhard杆。布置在车桥后侧的减振器的行程大于车轮的跳动量 ( $I_v < 1$ ) 这有利于车桥的减震效果。

作为独立悬架，在图 1.9、1.9a 和 1.53 中所见的斜置单横臂式悬架得到了广泛的应用。这种悬架具有一个副车架，它与差速器固结在一起（或是出于隔音隔振的附加要求，采用有限的弹性连接）。弹簧大致安装在摆臂中心处，其优点是可使行李厢平坦且空间更大；缺点是使所有构件的受力增大。

相反，如果弹簧减振器柱安装在摆臂旁的车桥中心处（如图 1.28 所示），这可避免出现较大的构件应力。但这又需要一个固定罩顶，使得行李箱的横向空间变窄，合理的解决方法是采用

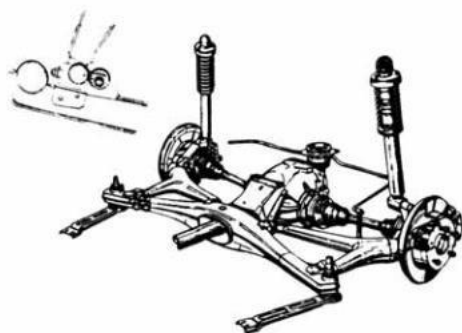


图 1.28 BMW 牌 5er 系列型轿车的斜置单横臂式后悬架。悬架的弹簧总行程为 220mm，横向稳定杆移至后侧。图左上方所示为两侧的摆动支座，它产生一个螺旋运动，其优点是与车辆的负荷状态无关，“后掠角”为  $\alpha=13^\circ$ 。弹簧减振器柱安装在车轴中心附近，驱动半轴的两侧有等速万向节，它允许有弯折角和长度补偿（图 1.29）。运动原理参见图 3.15。

为了提高行驶安全性，愈来愈多的中档以上的轿车采用双横臂式悬架作为后悬架。图 1.50 所示为一种现代的结构形式（用在一种全轮驱动的轿车上）

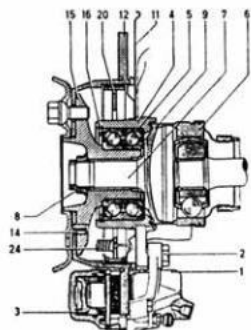


图 1.29 配有轴承和制动器的 Mercedes 牌 190/190E 型车后悬架的驱动半轴支承架。驱动半轴 7 对焊在等速万向节 6 上，并通过细齿槽把驱动转矩传递给轮毂 15。用不需要维修的双排径向推力球轴承支承轮毂 15，单体的轴承外环由车轮支承架 4 上的安全环 16 来定位。

常润滑的轴承的两侧装有密封环，外侧的密封罩板 11（围住制动盘 12）用来辅助防尘，内侧防尘是靠等速万向节的凸缘 9 来实现的，该凸缘卡在车轮支承架 4 的凹槽中，形成一个迷宫式密封，罩盖的离心作用也能辅助防尘和防水。

制动盘 12 的外侧与法兰盘 15 夹紧，并用固定销 14 辅助保险。制动体 20 在件 12 内部形成一个毂式制动器，作手刹车用。在图的下部可看到盘式制动器的制动钳 1，2 个六角螺母（位置 2）把它固定在车轮支承架 4 上，活塞 3 和外面的制动块剖开示出

为了更好地导向和隔绝噪声，大部分独立悬架都采用一个易于安装的副车架。所有与此不同的结构型式都要求驱动半轴能够做到长度补偿。同时在车轮和差速器上安置等速万向节可满足这一要求。图 1.9b 示出了这种万向节的剖面，图 1.29 还同时示出了目前常用的后驱动轮的支承架。

## 1.5 发动机后置和发动机中置的驱动型式

发动机布置在汽车尾部，与差速器和换档变速器连成一体，后轮为驱动轮。发动机可以布置在后桥后方（图 1.30、发动机后置驱动型式），或者是布置在后桥（图 1.31，发动机中置驱动型式）。当采用后一种驱动型式时，要取消汽车后排座椅，因为在此位置需安置发动机。由此而产生的双座汽车仅适用于运动型跑车或赛车。下面将叙述这两种驱动型式的其它缺点。

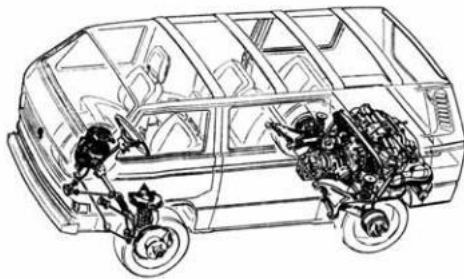


图 1.30 VW 牌 Transport 型小客车。该车作为 8 座的旅行车或载货汽车。在几乎所有的负荷状况下，均可获得最佳的轴荷分配 50%/50%。从图中可见，前悬架为双横臂式悬架，后悬架为斜置单横臂式悬架，转向系为前置梯形机构纵向的齿轮齿条式转向器（图 1.51）。

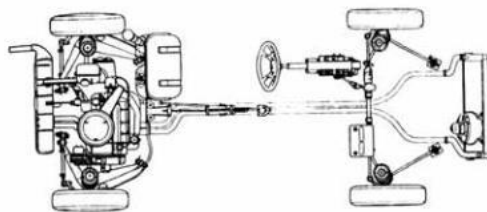


图 1.31 Fiat 牌 X 1/9 型车。直列式发动机横置在后桥前方，因此这种双座式跑车属于发动机中置驱动型式。燃油箱直接安置在司机座椅后侧，这种布置方式不够安全。该车的前后悬架均采用麦弗逊式悬架。齿轮齿条式转向器的小齿轮移至中部，以便能获得更大的转向角和弯折的安全式转向柱。

采用电动通风机的冷却器位于汽车头部，从而使得水管很长，而且成本高。附加的转向横拉杆可为后轮精确导向。

发动机后置和发动机中置驱动型式的缺点为：

- a. 直线行驶性能一般（主销后倾角的出厂值大  $\tau = 8^{\circ}$ ）；
- b. 侧风敏感性大；
- c. 极限状态下的曲线行驶性能差（对于发动机中置驱动型式而言）；
- d. 转弯行驶时呈现明显的过度转向性能（对于发动机后置驱动型式而言）；
- e. 由于前轮负荷小，所以在冰面上行驶时转向不灵敏；
- f. 轮胎负荷利用不合理（后轮负荷过大，图1.19a）；
- g. 发动机支架需承受的力矩为发动机转矩乘以总传动比；
- h. 由于管路短，排气装置难以达到消声效果；
- i. 发动机消声问题难以解决；
- j. 换档传动系费用高；
- k. 当冷却器前置时，需要很长的水管（图1.31）；
- l. 由于采用强制冷却，冷却器所需功率大；电动通风机仅在冷却器前置时才能；
- m. 供暖装置的暖水管或暖风管较长；
- n. 燃油箱难以布置在安全区域；
- o. 行李箱空间受到很大的限制。

已经有20年以上不再见到采用发动机后置驱动型式的高级轿车投放市场，其原因也就是上述这些缺点。

相对于这些缺点，发动机后置和中置型式也有少量的优点，这也许是 Porsche 牌 911 型、Renault 牌 Alpine V6 型和 VW 牌 Transport 型车（图 1.30）仍坚持采用发动机后置型式的的原因。这些优点是：

- a. 良好的起动和爬坡性能，而且几乎与负荷状态无关；
- b. 由于发动机、变速器和差速器连成一体，所以力的传递线路很短；
- c. 由于前轮负荷小、所以转向轻便；
- d. 制动力分配合理；
- e. 前悬架构造简单；
- f. 发动机易于拆卸（仅对发动机后置驱动型式而言）；
- g. 车身底板没有或者只有很小的凸道；
- h. 汽车前悬部分可以很短；

- i. 驱动装置占用空间小。

## 1.6 前轮驱动型式

在前轮驱动型式的车辆中，发动机、差速器和变速器组合成一体，它可布置在前桥的前方、上方或后方。这种驱动型式结构非常紧凑。与标准驱动型式相比，前轮驱动型式可使汽车缩短 100~300mm，或者说可使汽车中的乘客及行李箱空间更大。这也许是世界上愈来愈多的汽车生产厂采用前轮驱动型式的主要原因。近年来，新投入市场的排量达 2L 的高级轿车中，只有少数不采用前轮驱动型式。在意大利、日本和，功率在 120kW 以上，带有 6缸和 8缸 V型发动机的轿车也采用前轮驱动型式。

相反，对于载货汽车来说，这种驱动型式并不怎样合适。在载货汽车中，后轮负荷大，而前轮负荷小。尽管如此，为了能够使货箱下降，并由此提供更大的空间以及更好的载货可能性，一些轻型载货汽车的生产厂仍然能够接受上述的不适应而采用前轮驱动型式（图 1.32）。在标准驱动型式的车辆中，由于需要用万向节轴，因而满足不了这些要求。

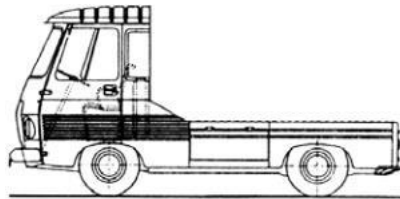


图 1.32 Pangeot牌 J5/J7型轻型载货汽车。该车的货箱下降得很低，这是由于采用了前轮驱动型式和后纵臂式悬架（类似于图 1.45a中所见）。

### 1.6.1 结构类型

#### 1.6.1.1 发动机纵置在前桥前方

将直列式发动机或 V 型发动机纵置在车桥前方（这样做不受轴距限制），可使得前轴负荷较大，由此亦使汽车的质心明显前移（图 1.33）。前轴负荷大，有利于侧风状态下的行驶性能和增大汽车的牵引力。尤其在冬季气候条件下更为明显。前轴负荷大的缺点是要求有较大的转向力（这点可通过转向助力器来克服），并且在弯道行驶时具有明显的不足转向性能，还有就是制动力分配不合理。

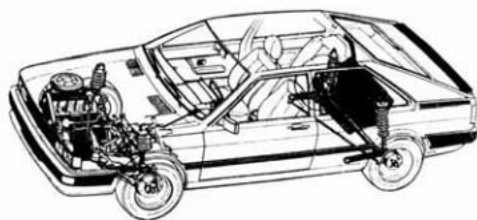


图 1.33 Audi 牌运动型。该车为大功率的前轮驱动型式汽车，最大功率达 100kW (136 PS)。底盘结构与 Audi 牌 80/90型轿车相同：前悬架为麦弗逊式悬架，后悬架采用曲轴式扭杆结构。Panhard杆向前倾斜，这会导致产生“侧向力作用下的过度转向性能”（见图 3.63a）。

这种布置型式优先使用中高级轿车上。因为其与发动机横置型式相反，可用较大体积的发动机。此外，所有采用这种布置型式的汽车在发生正面碰撞时，发动机形成了一个恰当的缓冲区。这种结构类型的代表产品是 Audi 牌 100/200型、Renault 牌 25型轿车等。通过把直列式发动机倾斜布置和把冷却器侧置在发动机旁，可以减短汽车前悬长度。自动变速器由于采用变矩器而需要更大的空间，它可通过发动机纵置来给出。

### 1.6.1.2 发动机横置在车桥前方

前悬较短是有利的，但这会使得前轮翼子板之间的空间受到限制（图 1.34和图 1.35）。这个限制使得在中档轿车中不许采用比 4缸直列式发动机和 6缸 V型发动机更大的发动机。发动机和变速器不对称的横置，会带来一些问题。通常驱动半轴长度不相等会影响转向性能。汽车加速时车头部分会抬起，驱动半轴不等长，则它们的倾斜程度也不一样，从而使得绕主销线作用

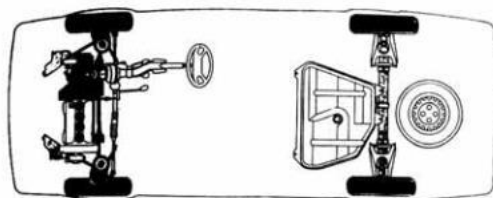


图 1.34 结构紧凑的前轮驱动组合单元。发动机横置，左侧依次连接的有变速器、差速器和麦弗逊式前悬架。燃油箱位于后减振器柱前方的防撞保护区域内。后减振器柱支承在横置板簧上。这种结构类型很适合于大批量生产的中低档轿车（Fiat公司的产品挂图）。

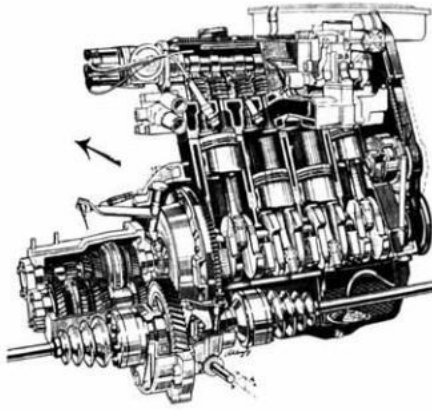


图 1.35 VW牌 Polo型轿车中横置发动机、变速器和差速器的布置型式。由于侧向偏置，通向左前轮的驱动半轴比通向右前轮的短。在两根驱动半轴之间可以看到换档。总的传动效率可达  $\eta \approx 0.9$ 。

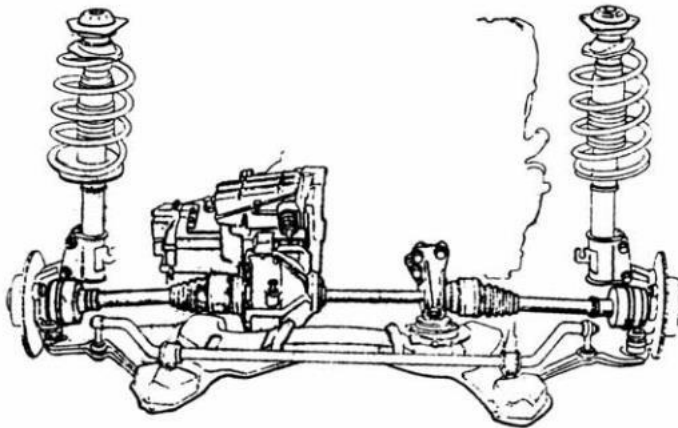


图 1.36 Lancia Thema 型车的传动单元。它安置在横置发动机旁的两个麦弗逊式前悬架之间。由于发动机功率较大，采用一根中间传动轴，使得两根驱动半轴等长。此外还采用了内部通风的盘式制动器。

### 1.6.1.3 其它结构类型

发动机可以纵置在车桥上方或者后方，但这种结构弊大于利，因此在新的设计中不再予以考虑。此外还可以看到发动机横置在变速器上方的结构型式（图 1.36a），在这里仅仅一个供油系统，必须同时给发动机、变速器和差速器提供润滑油。

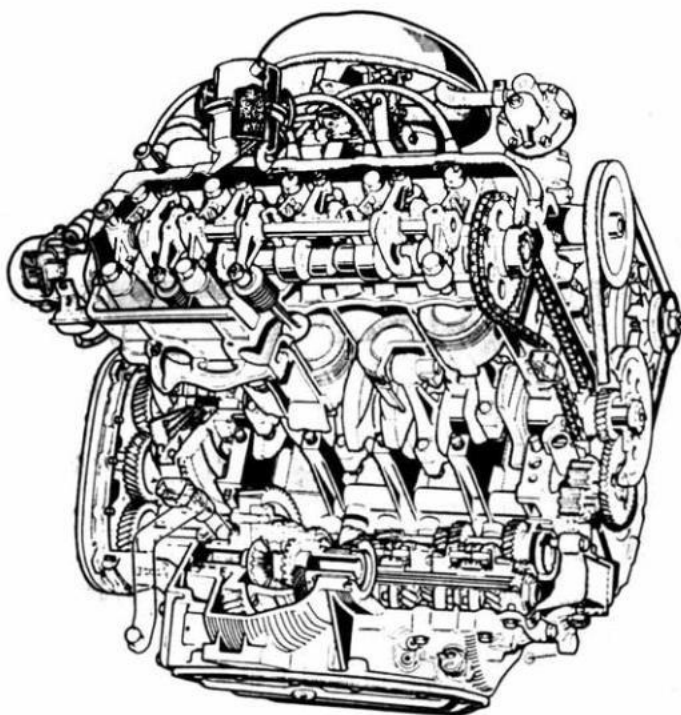


图 1.36a Citroën牌 Visa型和 Peugeot牌 205型车的驱动单元。变速器安置在发动机下方，差速器连接在变速器的后方。只用一个油箱为在这种布置型式下形成的狭长的驱动单元提供润滑油。

## 1.6.2前轮驱动型式的优缺点

无论发动机的位置如何布置，前轮驱动都有大量的优点。它们是：

- a. 负荷主要分配在转向及驱动轮上；
- b. 行驶安全性高，尤其是在湿路面上和冬季气候条件下行驶时。原因在于车辆是被拉着跑而不是被推着跑（图 1.20）；
- c. 在装载量较小时也具有良好的起动性能和充足的爬坡能力；
- d. 弯道行驶时具有不足转向性能；
- e. 对侧风不敏感；
- f. 尽管起动装置的质量都分配在前桥上，转向却不一定笨重（与标准驱动型式），在此车轮定位值必须在限定范围内（参见中心轴转向，图 3.87a）；
- g. 后悬架构造简单（非独立悬架不一定就不利）；
- h. 轴距较长，从而能够获得较好的行驶平顺性；

- i. 传力路线短，因为发动机、变速器和差速器构成一体；
- j. 发动机冷却效果好（冷却器前置），易于安装风扇；
- k. 暖气管路短，效率高；
- l. 车身底板平整；
- m. 排气管道长，这点对于装有催化反应器的轿车尤为重要；
- n. 行李箱较大。

前轮起动的缺点是：

- a. 满载时，在湿路面、光滑路面以及坡道路面上的起动能力较差（图 1.19a）；
- b. 发动机功率大，对转向性能的影响也大，发动机的长度受到限制；
- c. 由于前轮负荷大，要求转向传动比也大，或者要求配备转向助力器；
- d. 当车轮齿条式转向器上置时，要求转向横拉杆在中间相连（图 1.40），或者说前束的动态变化几乎不可避免（图 3.52a）；
- e. 起动装置支座必须承受的力矩为发动机转矩乘以总的传动比（图 3.85）；
- f. 起动装置支座难以设计，必须考虑噪声传递、与悬架有关的共振、以及载荷变换时敲击等  
诸多因素；
- g. 当支座较软时，路面不平会激起起动装置的自振（即所谓的“颠簸振动”）；
- h. 在起动和制动时，随发动机而产生的起动装置的振动使得排气装置受到弯曲应力；
- i. 带起动半轴的前悬架费用高，起动半轴内要有三销式万向节（图 1.36b）或等速万向节  
（图 1.29）；
- j. 转弯圆和轨迹圆因起动轴万向节的弯折角有限（最大达 50°）而受到限制（图 1.46a）；
- l. 轮胎磨损不均匀，因为承受载荷较大的前轮既是转向轮，又是起动轮；
- h. 对前轮不平衡更敏感和轮胎纵向刚度更敏感；
- n. 制动力分配不合理，大致分配情况为前轮占 75%，后轮占 25%；
- o. 换档传动机构复杂昂贵，而且还会受到起动装置振动的影响。

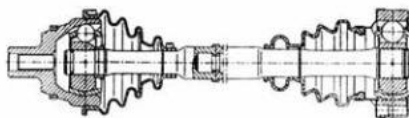


图 1.36b Löbro公司生产的Audi牌 80/90型轿车上的前轮驱动半轴。其内侧装有一个等速万向节，外侧支在自动调心轴承上。大弯折角为  $22^\circ$ 或  $50^\circ$ ，移动距离可达 48mm，支承轮毂的轴颈上开有短的槽齿，并在内部带有细螺纹，上面安有一个拉力螺栓，按一定的扭矩固紧并保证轮毂始终安全地安装在槽齿上。

为了避免振动和减轻质量，由经调质处理的 Ck 45 钢制成的轴体中心挖空，并通过摩擦焊接相互连接。

在湿路面和冰雪路面上的爬坡能力差这一缺点可通过质量分配偏向前轴而得到改善。 Citroen 牌 CX型轿车的后桥布置得较近车尾，从而使前桥负荷率从 67%升到 69%，而后桥负荷率从 33%降到 31%。前轮负荷愈大，汽车愈是趋于不足转向，其结果是使得车轮转角更大和转向更加困难，从而不可避免地使用转向助力器。

### 1.6.3前悬架（驱动桥）

可在轿车、小客车以及轻型载货汽车上采用的前悬架型式有：

- a. 双横臂式悬架；
- b. 麦弗逊式悬架；
- c. 导向减振器柱式悬架（仅在少数情况下采用）。

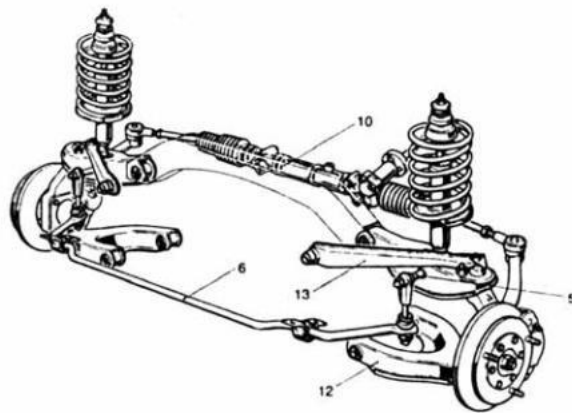


图 1.37 Renault 牌 18和 25型车的双横臂式前悬架。为了给驱动半轴留出通道，弹簧减振器柱支承在上横臂上。齿轮齿条式转向器 10 安置在车身旁的横梁上。螺栓 5 是一个“受力中心”，它既要支承弹簧减振器柱，又要固定横向稳定杆 6 的导向杠杆。车轮转向节上承载铰承受总的垂直力。因此在下横臂中可以采用摩擦小的铰接装置。

采用双横臂式悬架时，需要在通常支承在下横臂上的螺旋弹簧的位置处为驱动半轴留出通道，为此可改为将弹簧布置在上横臂上（图 1.37）。其缺点是（象麦弗逊式悬架中一样）向上垂直力直接传给汽车翼子板的内衬板。

更好的做法是弹簧仍然支承在下横臂上，上下横臂支承在同一构件上。减振器和弹簧可以布置在驱动半轴后方（图 1.51a）或者支承在围绕着驱动半轴且与下横臂铰接的叉状结构体上。车桥布置得较平，发动机罩还可再向下移一些。图 1.38所示即为这种结构型式。这里上横臂相对较短，而且斜置。这样做有利于增大安置发动机的空间宽度，此外还可使弹簧减振器柱的固定点靠近横臂支承处。当轮距变化很小时，车轮具有良好的外倾角运动变化规律，并且还具备抗制动纵倾性。

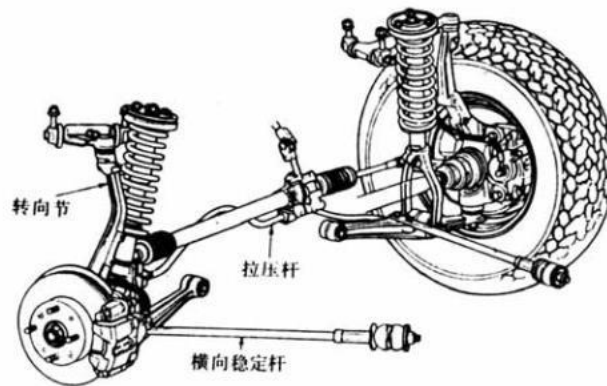


图 1.38 Hoda 牌 Prelude型和 Accord型车的双横臂式前悬架。它具有较短的斜置 3 角形上横臂、下横臂和纵向杆。纵向杆的前支座承受带束轮胎的滚动刚度。弹簧减振器柱支承在横臂上，其优点是整个悬架较低，汽车翼子板的内衬板可以再向下移些。在图 1.1b 中所示的上导向铰和下承载铰之间的有效距离  $c$  较大，使得所有支座中的力都较小，从而挠度也小，车轮的导向效果好。

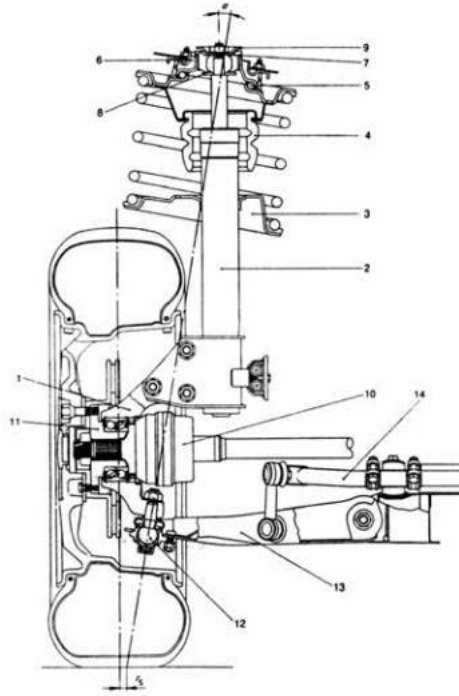


图 1.39 Lancia型轿车的前悬架。弹簧柱由车轮转向节 1和减振器元件 2组成，通过三个螺栓相互连接。弹簧下托盘 3固定在减振器外管上，并同时用作为辅助弹簧 4的限位块。辅助弹簧环绕在外管 2上，其优点是可获得较大的导向长度（距离来  $l-o$ ，图 1.6）

支座轴承 5斜置，以便与弹簧的位置相适应。橡胶支座 6承受弹簧力，并支承着起缓冲作用的软性构件 7。这个弹性支座的压缩限位块为盘 8。拉伸限位块为盘 9，当阻尼力超出规定值时，这二个构件就起作用。

等速万向节 10的中心位于转向节轴线上。轮毂 11支承在一个双排径向推力球轴承上。球铰 12置于车轮转向节 1的一个锥孔中，并用螺栓固定在下横臂 13上。连接横向稳定杆 14的球铰为非弹性体。图中标出了由上支点与球铰 12的连线决定的主销内倾角  $\delta$  以及主销偏移距  $r_s$ （在这里它具有微小的正值）。

最近投入市场的大多数前轮驱动型式的车辆都采用麦弗逊式悬架。这种悬架用前轮驱动型式的车辆中的前悬架要比在标准驱动型式车辆中晚得多。在减振器元件下方需要为驱动半轴留出通道（图 1.39）。这样可能会减小对车轴导向起重要作用的有效距离  $l-o$ （图 1.6）从而使作用在活塞杆和导向套筒上的横向力  $F_{cy}$  和  $F_{ky}$  变大，增大摩擦。

在前轮驱动型式的车辆中，用来安装齿轮齿条式转向器的空间很小。如果车辆采用弹簧支柱或减振器支柱，转向器的布置方式是转向横拉杆从侧面与齿条连接，那么就几乎不可避免地要引起前束值的变化（图 3.52a）。转向器布置得高些，可以正好固定在刚性好的车厢前壁上（图 1.40）。但这样要求转向横拉杆连接在齿条中部，从而使得转向器的成本增大。

在前轮驱动型式车辆中的导向减振器柱式悬架均采用扭杆弹簧。只有 Mercedes 牌 300 TE 4 MATIC型轿车中的该种悬架采用螺旋弹簧（图 1.54）。不过该车是全轮驱动型式的车辆。

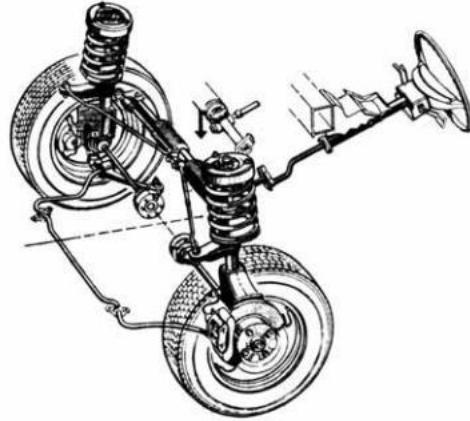


图 1.40 Audi牌 100/200型轿车中用作驱动桥的麦弗逊式前悬架。图 3.66中所见的位于下横臂上的橡胶支座缓和带束轮胎的纵向刚度。支座内孔固定横向稳定杆的杆臂。为了避免齿轮车轮跳动时前束的变化，设计中将齿轮齿条式转向器布置得较高，长得纵向横拉杆连接在它的中部。右边的转向减振器与转向横拉杆一起固定在齿条上。

转向柱管端部有一个脱钩式离合器，并在外套管上附有一个仪表板连接座。发动机纵置，从而驱动半轴可等长（图 1.33）。

## 1.6.4 后悬架（非驱动轴）

### 1.6.4.1 复合式悬架

70年代的新型后悬架结构可以说是一种复合式悬架（图 1.41和图 1.1）。它由焊接在一根横梁上的 2 根纵向摆臂组成。这根横梁承受所有垂直力和侧向力产生的力矩，并且必须可扭转（因为 2 根纵臂可能交叉反向运动），同时起到横向稳定杆的作用。这种悬架具有很多优点，从而在一系列新投入市场轿车中得到应用。

复合式悬架的优点是：

a. 构造简单；

整根车桥易于装拆；

空间要求低；

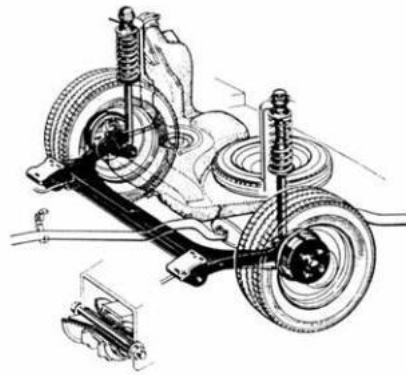


图 1.41 VW牌Golf II和Jetta II型轿车的复合式后悬架。轨迹调正支座在图左下方放大示出。该支座的优点是当在曲线行驶中出现侧向力 $F_{Sha}$ 和 $F_{Shi}$ 时，在纵向力（ $F_{ox}$ ，图 1.42）作用下几乎不变形。图中可明显看出弹簧减振器柱垂直支承在车桥中心上（参见图 4.36），备胎布置所占的空间以及塑料燃油箱的所在位置。技术参数为：

轮距 $b_h = 1422mm$ ， 外倾角 $\gamma = -35' \pm 20'$ ，

弹簧行程  $s_g = 200mm$ ， 前束角 $\delta_v = 0^\circ \pm 10'$ 。

弹簧减振器或减振器和弹簧固定方便：

省去了所有的导向铰和导向杆，从而使得构件数少。

#### b. 弹性效果好

车轮至弹簧减振器的传动比合理：

只有 2 个对悬架弹性几乎没有影响的支座 $O_L$ 和 $O_R$ （图 1.42）；

非簧载质量小；

横臂可以一道起横向稳定器的作用。

#### c. 运动学性能好

在车轮等幅同向跳动或交叉跳动时，几乎不产生前束和轮距变化；

侧向力作用下的外倾角变化小（图 3.46b）；

整根车桥侧倾时不足转向程度随载荷而变化（图 3.61）；

车轮纵倾中心恰好位于 $O_L$ 和 $O_R$ 点（图 1.42），从而减小了制动时车尾的抬高。

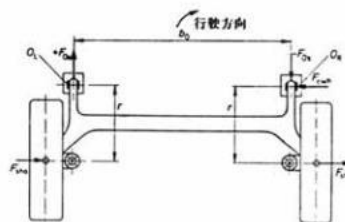


图 1.42 在曲线行驶中出现车轮接地点上的侧向力 $F_{Sha}$ 和 $F_{Shi}$ 由支座 $O_L$ 和 $O_R$ 承受。由此产生力矩：

$$M_Y = (F_{Sha} + F_{Shi}) \cdot r = F_{Ox} \cdot b_o$$

这个力矩会引起“侧向力下的过度转向”（由于橡胶支座中存在弹性）。摆臂长度（距离 $r$ ）愈长， $O_L$ 和 $O_R$ 两点之间的距离（ $b_o$ ）愈小，产生的纵向力 $\pm F_{Ox}$ 就愈大。

与上述优点相比，复合式悬架仅有少量的缺点。它们是：

- a. 在侧向力作用下呈过度转向趋势（图 3.57）；
- b. 横梁上存在扭转应力和减切应力；
- c. 焊缝处应力大，从而使得后桥的允许负荷受到强度的限制。

### 1.6.4.2 非独立悬架

非驱动桥的非独立悬架可以比相应的独立悬架轻。在前轮驱动型式的车辆中采用这种悬架时，因其轮距和外倾角均为常数，故既有优点又有缺点。图 1.13a所示为一种成本既低又实用的结构型式：

- a. 车桥用钢管制造；
- b. 车桥悬挂在单片板簧上。

这种悬架的侧向和纵向的导向性能已足以满足中级轿车的要求。采用较硬的弹簧亦为消费者所接受。此外，这种车桥上的车轮支座不复杂（图 1.43）。相反，行驶速度高、舒适性好的汽车需要采用螺旋弹簧、用来精确导向的纵向摆臂和一个中心导向铰（图 1.43a），或者需要一根推力杆（Panhard杆）。这种推力杆可以安置在车桥后方（图 1.44）或者车桥前方（图 1.33）。

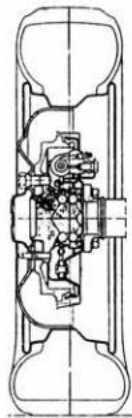


图 1.43 Fiat牌 Panda型车的后轮支座。该支座具有一个第三代双列径向推力球轴承。整个内圈作为轮毂。正方形的外环用 4个螺栓固定在刚性桥体上（SKF公司的产品挂图）。

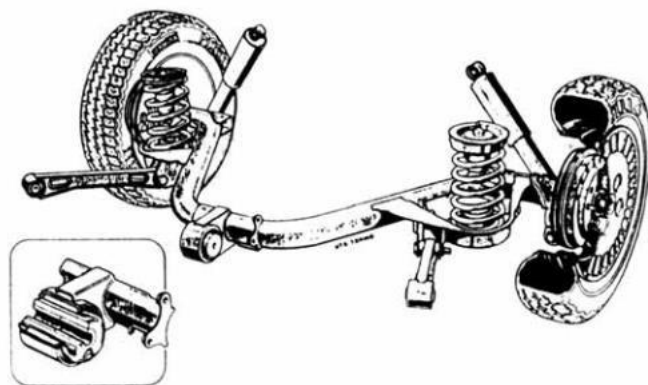


图 1.43a Lancia Y10型车和 Fiat牌 Panda型车的 Omega式后悬架。该悬架具有一根弯成 U 字形状的牵引式车桥及鼓式制动器、斜置减振器、布置在比较靠内侧的螺旋弹簧和安置在其上面的辅助弹簧。图中特别标出的安装在牵引式车桥支座点的橡胶元件具有间隙，其目的在于获得为缓和带束式轮胎的纵向刚性所需要的轴向弹性。前面 2 根的支座情况也是这样。支座点同时又是车桥的纵倾中心。侧倾中心正好在车桥轴线上，并且由连接车身的 3 个铰接点来确定。这三点处亦承受侧向力。杆的倾斜角度应这样选择，以便使得这两根杆能消除因为不这样做而产生的（如图 1.42 和图 3.62 中所示）侧向力引起的过度轴线转向现象。螺旋弹簧位于车桥轴心前方，因而必须较硬。这样做的优点是曲线行驶时车身的支承情况更好。

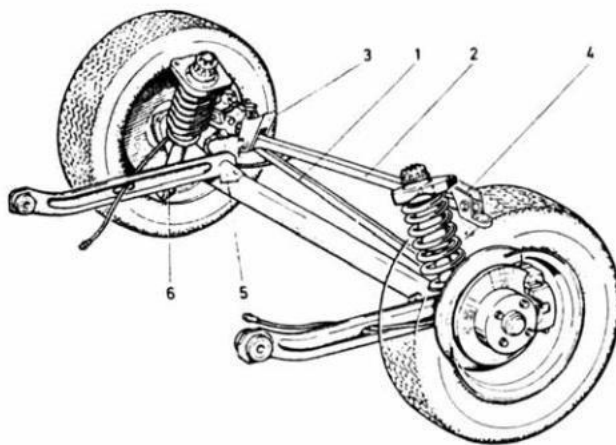


图 1.44 速度可达 230km/h 的 Audi 100/200 型车的扭杆式曲轴状车桥。该悬架的弹簧减振器柱固定在点 6（即远离车轮处）。它在较大的程度上克服了汽车的侧倾振动。而纵向摆臂则必须更加靠内侧布置。它焊接在 U 字形断面的横梁上，并通过脚部筋块 5 加强。此外，U 字形截面可以增高，从而具有较大的抗扭刚度。这种结构不需要横向稳定杆。

杆 2 把推力杆 1 传来的侧向力分配给 2 个车身上的支承点 3 和 4。杆 1 位于车桥后方，由此引起的在图 3.63a 中所述的“侧向力下的不足转向”情况可以通过把纵臂长度从 408mm（过去的型式）增长到 638mm 而克服。另外的好处是可提高行驶平顺性。并可在车桥前面布置一个

容积达 80L 的燃油箱及主消声器。缺点仅仅是纵臂支承点（也就是车轮纵倾中心） $O_n$ 也跟着前移，从而使得在图 3.123 所述的抗制动点头性能降低。

### 1.6.4.3 独立悬架

独立悬架对于后桥来说并非绝对优越。车轮将随车身一起倾斜，轮胎的侧偏性能降低（图 1.2）。此外从质量的大小上来看也几乎没有优势，并且所占的空间很少小于复合式悬架所占的空间。

实际使用中可采用麦弗逊式悬架（图 1.7）、减振器柱式悬架（图 1.45）、纵臂式悬架（图 1.45a 和图 1.8）。自 1987 年以来，也用双横臂式悬架作后悬架。

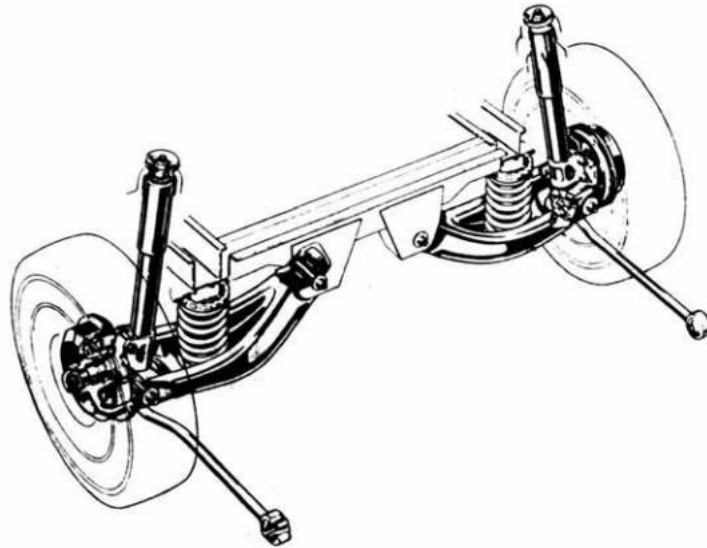


图 1.45 Ford 牌 Escort 型车的减振器柱式后悬架。该悬架的螺旋弹簧支承在车身纵梁下，从而允许采用较宽敞的行李箱。减振器柱上端用销连接车身，下端用螺栓连接在车轮支架上。制动力由两侧的纵杆承受。该杆前端支座具有纵向弹性，可缓和带束式轮胎的纵向刚性。

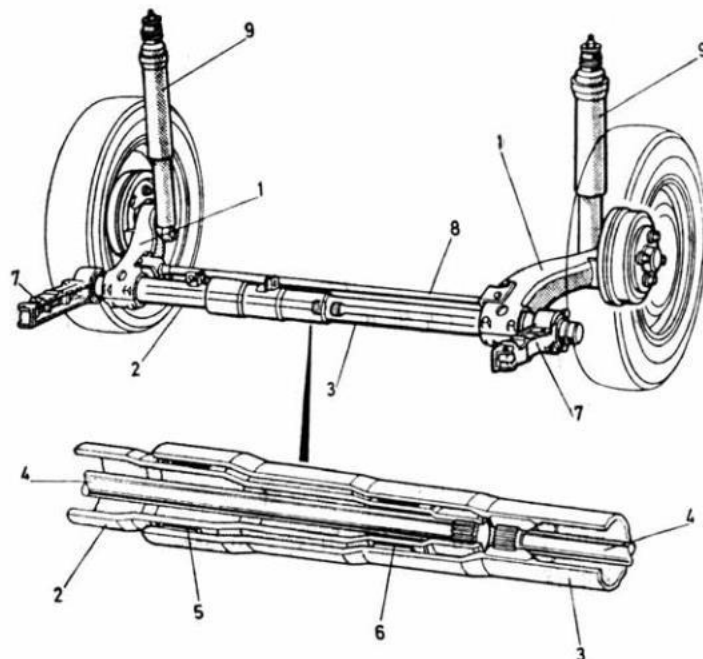


图 1.45a Renault 牌 9 型和 11 型车的纵臂式后悬架。该悬架占用空间小，采用短扭杆结构。扭杆在车辆纵轴线位置与外套管 2 和 3 连接。构件 2、3 和 4 共同承受扭矩，因此计算弹簧刚度时要计入横置套管的扭转刚度。此外，铸件式纵臂 1 与套管焊接，套管之间又以嵌入式相互支承在具有扭转弹性的支座 5 和 6 处。该结构还具有足够长的外倾角变化和前束变化。

支承臂 7 用来固定整个悬架结构。套管 2 和 3 铰接在件 7 上。两根扭杆 4 的外端也固定在件 7 上。两根支承臂将总的垂向力和总的弹性力矩传递给车身。横向稳定杆 8 通过两个 U 字形夹头与两根纵臂连接。处于两根套管 2 和 3 之间的橡胶支座 5 和 6 也起到辅助稳定作用。减振器 9 为了便于安装而向前移。在减振器上装有压缩行程限位块和拉伸行程限位块。车轮至减振器的传动比为  $i_d=1.24$ 。这就意味着在作用力较大的情况下，活塞速度却较小（参见公式 5.20 和 5.21）

## 1.7 全轮驱动

全轮驱动是指轿车或货车的所有车轮始终作为驱动轮，或是一根车桥始终与发动机连接，而另一根车桥与发动机的连接是可分可合。

本节仅介绍最常见的全轮驱动型式。

### 1.7.1 轿车与小客车中的手动可分离式全轮驱动

可分离式全轮驱动（无轴间差速器）仅在需要时把发动机的输出力分配给所有 4 个车轮。这种结构型式在小型、廉价的车辆中优先得到使用，其制造费用低于常啮合式全轮驱动。有利于在特别

滑的路面上行驶的后差速器在这种结构中由于空间上的原因不被采用，这可使成本及装备质量下降。

始终驱动的车轮是前轮。在用图 1.46 中所示的纵置发动机将具有较多的优点。力从变速器 1 出来，经过一根有两个万向节的附加万向节传动轴 5，通向带差速器的后桥 9。可以想像，与前轮驱动型式相比，这种结构所增费用不多，即使在 Alfa 33 4×4型车中特别采用较重的非独立悬架其质量不过增加约 10%（80kg）。后轮驱动可在行驶中通过固定在车身底板传动轴通道上的操纵杆 2 来实现其离合。

Subaru公司汽车的全轮驱动的离合是通过按钮和气动系统来操纵的（也可在行驶中操纵）。该种汽车的后悬架为独立悬架，与前轮驱动的基本车型相比，质量仅增加了 6%。原则上讲，与单桥驱动的汽车相比，驱动能力有了明显的改善，当然，这要在驾驶员发觉需要更大的牵引力并把发动机的动力接合到四个车轮上去以后才能实现。在紧急工况下，这往往太迟了；这时两种驱动状态下的行驶特性的改变会附加产生不利情况。

如果驾驶员忘记了在干燥路面行驶时分离成单桥驱动，转弯时会在驱动系统中产生扭力。前轮走过的圆半径比后轮更大（图 1.46a）。转弯半径愈小，驱动系统传受扭力就愈大。

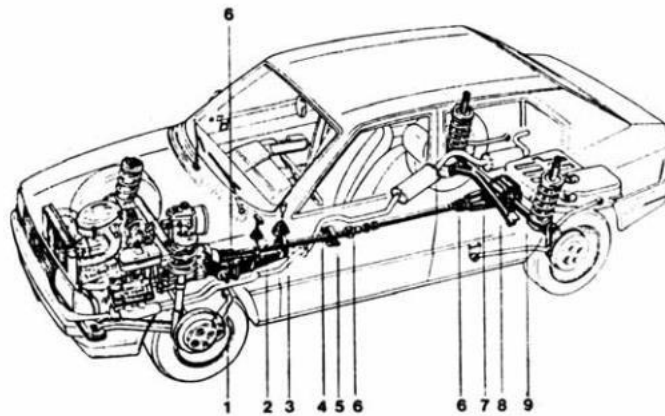


图 1.46 具有可分离式全轮驱动的 Alfa 33 4×4型轿车。该车采用纵向卧式对置多缸发动机并后接变速器，这很适合扩展成全轮驱动的类型。

推力杆（Panhard杆）8位于刚性桥 9前面。刚性桥在纵向由两对杆件，即所谓的“瓦特杠杆”精确导向。图中上杆向后，下杆向前。

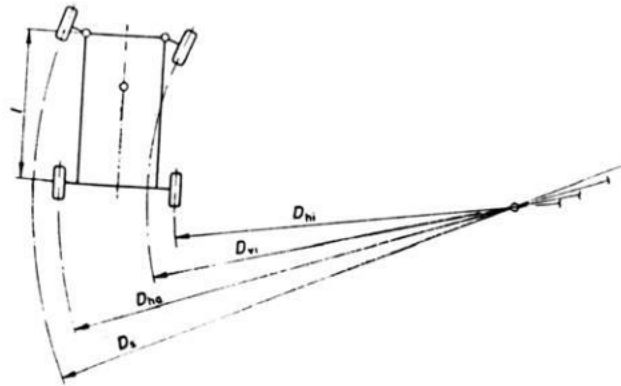


图 1.46a 缓慢行驶时，车身外侧前轮滚过的圆弧最大——转弯直径大，内侧车轮滚过的圆弧  $D_{vi}$  要小的多。这也是前轮驱动车辆的驱动前桥中要装差速器的原因。后轮滚过的圆弧直径  $D_{ha}$  和  $D_{vi}$  还要小，因此后轴的 2 个车轮滚过的路程也小。如果 2 根车轴固定连接，并驶过同一圆弧，则会在驱动系统中产生扭力。干燥的路面由于附着系数较大而使车轮的滑转不易发生。

## 1.7.2 商用车和多用途车中的手动可分离式全轮驱动

这类汽车的基本驱动型式是标准驱动型式。由于在越野行驶时要求较大的离地间隙，因而在发动机和前桥差速器之间留有较大的空间。通常情况下，这种汽车只是后轮驱动。图 1.47 所示为需要增加的部分：

- 布置在中部的可接合前桥的分动箱，并构成一个可选择接合的、驱动力大的越野档；
- 三根万向节轴；
- 如果前桥为非独立悬架（图 1.1a），驱动半轴万向节的安置复杂。

仅仅是可分离式的全轮驱动传动效率差，所需空间大，成本高以及质量过大，也许就是这种驱动方案在轿车和小客车中得到应用的原因。

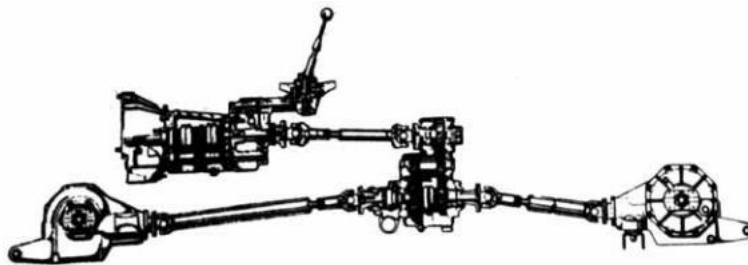


图 1.47 功率流程复杂的 Fiat 牌 Campagnolo 型车是一种全轮驱动的多用途轿车。驱动转矩自变速器经中置的二档分动箱传递给前后桥的差速器。传动效率不高。

## 1.7.3 轿车和小客车中的常啮合式全轮驱动

所有四个车轮始终是驱动轮，这可在前桥和后桥之间采用不同的设计方案来实现：

- a. 用带或不带可分离式差速器的圆锥齿轮差速器；
- b. 用轴间差速器（图 1.47a）；

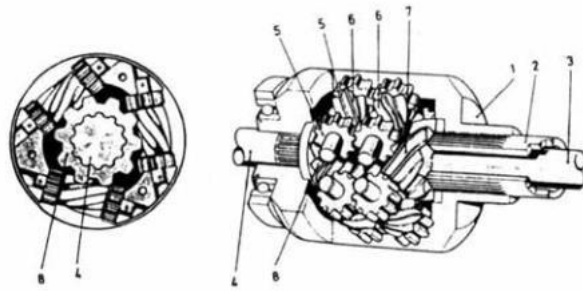


图 1.47a 在 Audi 牌所有 Quattro 型车中采用了可控制转矩的轴间差速器。它由通过正齿轮传动相互连接的两个蜗轮蜗杆传动器构成。按照牵引力要求，可将最大达 25% 的驱动转矩分配给前桥或后桥。正常情况下分配给两根桥的转矩各为 50%。

- c. 具有固定转矩分配的行星轮式轴间差速器和附加的粘性离合器，在转速不同时自动起锁定作用；
- d. 万向节传动轴中的粘性离合器，传递给原先不驱动的桥的转矩由轮胎滑转决定（图 1.48）

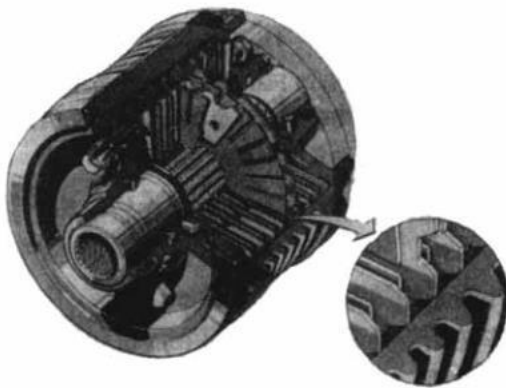


图 1.48 驱动转矩分配随滑转率变化的 VW 牌 Golf Syncro 型轿车的粘性离合器。在封闭的鼓形壳体内有二组不同的零件：径向开缝的钢制膜片，安装在空心轴的齿面上；以及开孔的膜片与壳体的内槽啮合（如小图所见）空心轴与差速器连接，壳体与通向后桥的万向节轴连接。

膜片在壳体内部交叉安排，总是用开缝膜片隔离开孔膜片。单个膜片之间没有确 定的距离，在轴向

是可相互移动的，整个内部充满粘稠的硅树脂油，转矩特性（即锁定作用）可通过充满程度来调节。

如果在前后桥之间出现滑转，离合器中的两组膜片之间也相对产生转动，并通过硅树脂油传递出。剪力的大小随着滑转率的增大而增大，传递给后桥的转矩因此而增大。在粘性离合器内消耗的功率导致发热，使内压上升。压力的升高使传递的转矩增大，这使得在极限驱动要求时最终导致几乎没有滑转的驱动转矩（刚性驱动）。

在这种驱动型式中前轮驱动的轿车是基本车型。Audi 公司 1979 年才推出第一辆常啮合式驱动型式的 Quattro 型轿车（图 1.49）。而现在所有 Audi 轿车品种中都能买到这种驱动型式的轿车。转矩控制式轴间差速器负责分配转矩。

Audi 牌 80/90 型车后悬架为麦弗逊式悬架。出厂说明中全轮驱动型车基本车型的装备质量增加了约 10%。在 Audi 牌 100/200 型车中，双横臂式悬架取代了图 1.44 所示的扭杆式曲轴状车桥，它们所占空间相同（图 1.50）。装备质量增加 7% 至 8%。

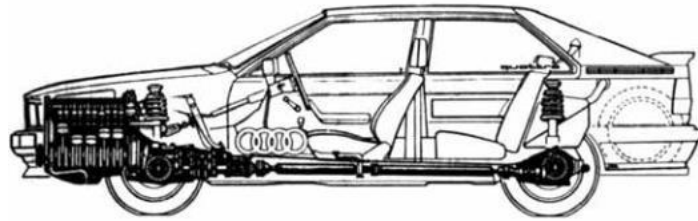


图 1.49 采用纵置 5 缸发动机以及前后麦弗逊式悬架的全轮取代型式的 Audi 牌 Quattro 型车。圆锥齿轮式分动箱位于变速器颈部，并（在不锁定时）按 50%/50%（前/后）分配。万向节轴由于转速高的原因被分成二段。分动箱和后桥差速器可手动锁定。总的传动效率  $\eta = 0.85 \sim 0.87$ 。备胎竖立安放。

在发动机纵置的后置发动机驱动型式的车辆中，粘性离合器亦可安装在万向节传递轴中，在需要时可将转矩传递给前桥（图 1.51 和图 1.51a）。

图 1.51 所示的 Transporters syncro 型车是 VW 牌汽车中首次采用图 1.48 所示的没有轴间差速器的粘性离合器。该离合器的优点是转矩分配由轮胎的滑转率确定。如果通常具有较大的驱动转矩的后桥在湿路面或冰面以及越野行驶时的滑转率升高，则前轮的驱动转矩将增大。无需驾驶员来操作。

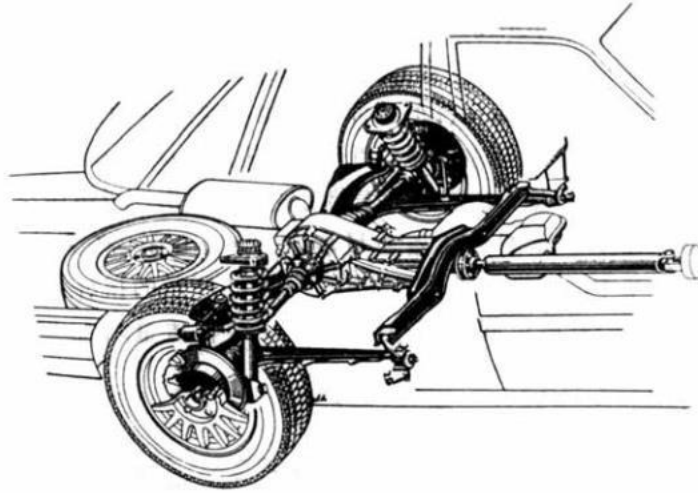


图 1.50 Audi 牌 100/200 Quattro 型车四铰一梯形大小臂式后悬架。下梯形导向臂承受起动转矩、制动转矩以及所有的纵向力。纵向可移动的转向横拉杆作为上横臂，它安置在弹簧减振器旁边。弹簧减振器直接固定在锻制的车轮支架上，因此不（象其它的通常情况一样）把垂直力传给上横臂。这是一个设计上和经济上都较合理的做法。弹簧减振器和转向横拉杆的上部都支承在副车架上。副车架通过橡胶支座与车身连接。象普通的 Audi 牌 100/200 型车一样，备胎置于凹槽内。燃油箱的容积可保持不变（80L）。横向稳定杆不再需要。这种双横臂式悬架的良好运动学特性可参见图 3.58。

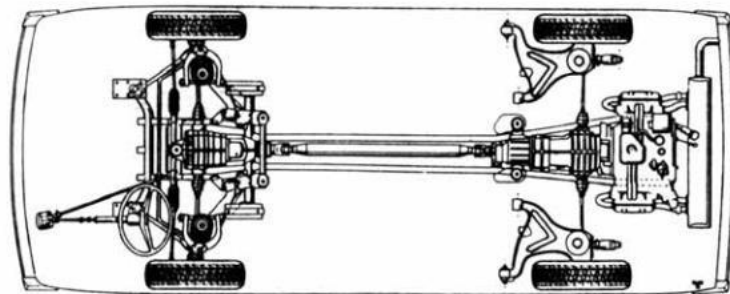


图 1.51 VW牌 Transporters Syncro型车的底盘和驱动系统。在前桥和后桥之间的万向节轴较短且不中断。粘性离合器位于前桥差速器内。壳体的颈部可向后远远地伸出，因此不必要断开万向节轴。可明显看到的是尾部的卧式对置多缸发动机、斜置单臂式悬架、通过前悬架上横臂的弹簧减振器柱和带有中间变速器的齿轮齿条式转向器。

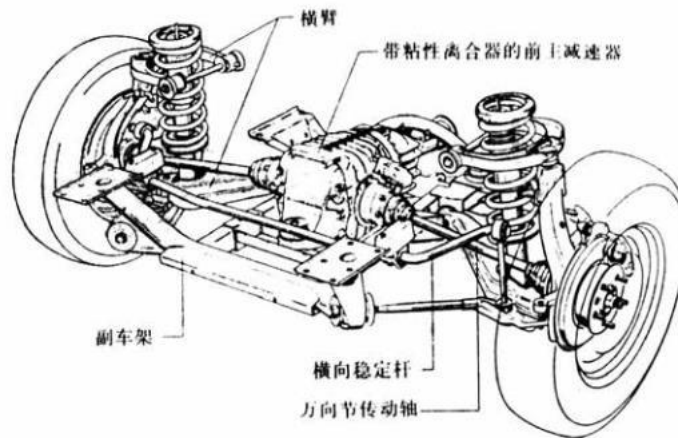


图 1.51a VW 牌 Transporters Syncro型车的驱动前桥。纵向杆支承在副车架上。它的前端支座缓和带束轮胎的纵向刚度。弹簧减振器柱安置在驱动半轴旁边，下端固定在箱形的、倾斜向后的横臂上，上部穿过宽的三角形横臂。图 1.3所示的为相应的非驱动桥。

作为扩展的车型， VW 牌 Golf syncro 型轿车也采用这种全轮驱动型式而投放市场（图 1.52）。由于发动机横置，在分成两段的万向节轴前部还需要一个伞齿轮传动。粘性离合器位于后桥差速器内部。此外还存在一个空转工况，在油门放松时可使后轴自动脱离驱动状态，以保证良好的制动性能。因此，这种驱动型式也可以和 ABS（以及 ABV）组合在一起使用。为了使在空转工况下也能倒车，在接入倒车档时移动一个滑转套筒，以消除空转的影响。

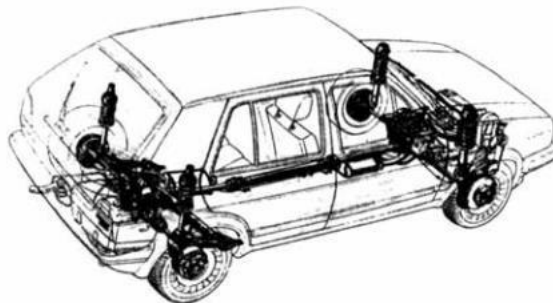


图 1.52 VW牌 Golf syncro 型轿车。横置驱动总成后接有伞齿轮传动。前悬架是麦弗逊式悬架，后悬架是带弹簧减振器柱的斜置单臂式悬架。安置在尾部的燃油箱的容积为 55L。而与基本车型相比装备质量增加了 90kg。后桥占用的空间更大，从而使行李箱的容积从 345L 减小到 230L。为了能承受驱动系统在起动和制动（带发动机）时的运动，万向节轴分二处断开。

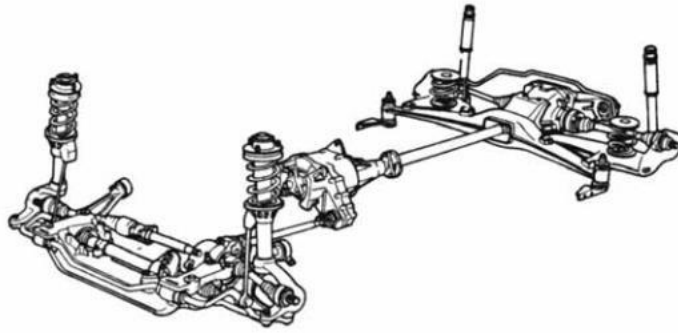


图 1.53 BMW 325 iX型车的底盘和驱动系统。麦弗逊式前悬架侧置在图 3.65a中所见的镰刀式摆臂旁。斜置单臂式后悬架的螺旋弹簧布置在中间，减振器（合理地）布置得远远靠后/

分动箱直接通过法兰盘连接在变速器上，并将转矩按 37%/63%（前/后）分配。需要两根万向节轴。前桥差速器偏向汽车纵向中心轴线的左侧，并与油底壳连接。中间穿过油底壳。与基本车型相比，装备质量增加 90kg。

如果标准驱动型式轿车的所有 4个齿轮都要变为驱动轮的话，设计中的问题将更大，驱动系统的效率也更不理想。在大部分情况下离地间隙不允许增大，因此为了能安置前桥差速器，就不可避免地要改变发动机的油底壳。如图 1.53中所示，分动箱把发动机转矩通过一根短的万向节轴传递给前桥差速器。

变速器包括行星式轴间差速器，它可（根据内部传动比）获得可变的动力分配。驱动转矩约 37%分配给前桥，约 63%分配给后桥。还装有粘性离合器，根据转速差（前桥和后桥）可 100%地锁住差速器。齿轮传动系延伸到侧方，并把转矩自轴间差速器传给前万向节轴。这种安排方式使驱动系统总的效率下降。

Daimler-Benz 在 4MATIC 型车中采用同一种型式的分动箱。图 1.54 示出了该车的前悬架，驱动半轴以简单的形式从弹簧穿过。

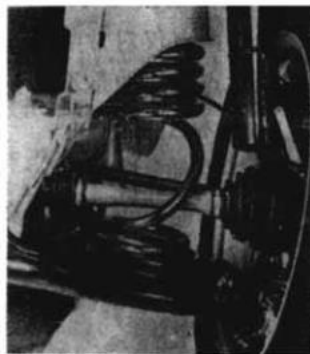


图 1.54 Daimler-Benz中级轿车 4MATIC型车用于驱动轴的减振器柱式前悬架。基本车型的车桥如图 1.25中所示。为了保留原有设计基本不变，螺旋弹簧具有出乎寻常的急剧变化的升角，使驱动半轴能够穿过。

## 1.7.4全轮驱动的优缺点

与单轴驱动相比，全轮驱动的优点在于：

- a. 在所有的路面状况，尤其是在湿路面和冬季路面状况下，具有优良的牵引力；
- b. 起动能力和爬坡能力增强，并与加载情况；
- c. 尤其是在发动机功率超过 120kW时，具有较大的加速能力；
- d. 侧风敏感性小；
- e. 在雪泥地及带雪的车迹上行驶的稳定性好；
- f. 水层效应良好（在轴间差速器不锁定时）；
- g. 具有特别好的带挂车能力；
- h. 合理的轴荷分配；
- i. 载荷变换反应性降低（图 3.57）；
- j. 轮胎磨损均匀。

最后两点仅对常啮合式全轮驱动成立。

与优点相对的是不可克服的缺点：

- a. 价格上涨；
- b. 空载质量增加 6%~10%。而且在发动机功率低于 100kW时加速能力略有下降（最高车速通常不会下降）；
- c. 燃油消耗增加 5%~10%；
- d. 行李箱空间减小。

## 2 轮胎

来自地面的力和力矩是通过轮胎传递到汽车上的，如图 2.1。轮胎是一种由天然和人工橡胶制成，由合成纤维或钢丝包裹得以加强，充有气体的弹性圆环体。轮胎的卷边被安全轮毂的肩部，而通常由钢丝制成的胎缘填充芯也安是这个位置。胎体或帘布外胎含有若干层帘布。它们被压在胎缘填充芯的周围，用以加强轮胎来承受空气的压力。对于斜纹帘布层或交叉帘布层轮胎，连续的帘布层 4 与旋转方向成 45 度交叉排列，而对于带来或子午线轮胎，它们在卷边之间直的排列与旋转方向近似的偏向右侧的角度，并靠轮冠 5 下的周向的加强束带来增强轮胎。

以下将讨论轮胎最重要的性质：在垂直车轮载荷 的作用下轮胎产生一个变形，同时它的接触区域增大了，如图 4-1（左）。力是通过接触区域而达到平衡，而空气压力（几乎保持不变）尽可能少的牵引胎壁，来避免由热压力和滚动阻力产生的挠曲变形，静力半径（车轮中心到地面的距离）就是设计半径与静态变形  $f$  的差。

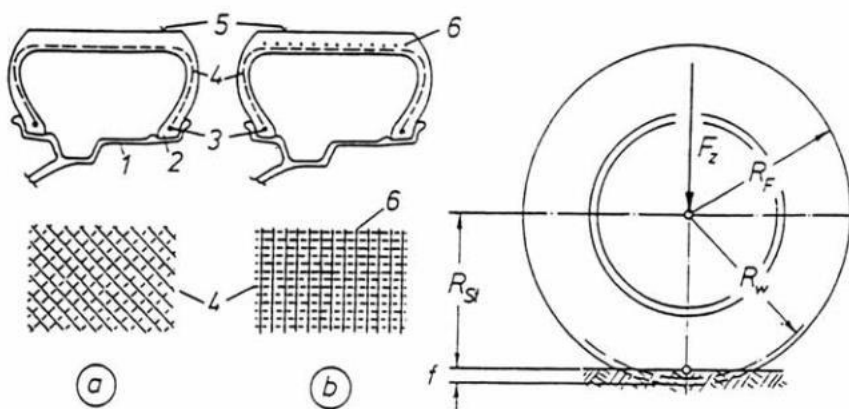


图 2.1 轮胎类型示意图

归功于载荷传递的模式，轮胎首先体现了一种柔和渐增性的弹性特征，它几乎与弹簧刚度成线性关系，对于客车来说，就是大约悬架弹簧的十到二十倍。

滚动的时候，接触区域纵向的收缩，所以车轮中心前进的速度要低于轮胎边缘的周围速度。实际的滚动半径  $R_w$  在设计半径  $R_f$  和静力半径 之间。对于子午线轮胎来说，变形  $f$  大于斜交胎，因为它的周向的束带更能抵抗收缩，与斜交轮相比，它的滚动半径与设计半径比静止半径更为接近，

滚动半径与高速下由离心力产生的“轮胎动态增加”是无关系的。这种增强只导致一种几乎不值得考虑的车轮中心的抬高，因此为了避免无混淆，现在通常用滚动周长来代替滚动半径表述。

由于束带具有较高的切向刚度，子午线轮胎表现出较小的接触区域的收缩和由此产生的较低的纵向滑移，还带有一些优点，诸如，较低的滚动阻力，较好胎面耐磨性以及改良了的路面附着性，摩擦系数很低，例如在湿路面或是冰雪路面上。

轮胎的承载能力主要取决于封闭的空气容积，因此扁的轮胎比普通轮胎需要更大一点的宽度，其扁平率达到 80%。

当轮胎受到一个侧向力时，接触区域会根据汽车车轮横力改生效率产生侧向的变形，因此依照行驶方向平面有一个侧偏角（图 2.2a）因为从前面到达接触区域的胎面并不完全受侧向变形的影响，而且尽力使自己保持在行驶方向平面上，所以接触区域的侧向变形面后面增加，因此轮胎的有效平面由于侧偏角，而从行驶方向平面偏离，由侧向剪切力图（方形或梯形）合成的作用位置。从车轮中心后移了一段距离称“拖距”，结果是侧向力产生了一个回正力矩。它促使车轮平面回到运动方向。

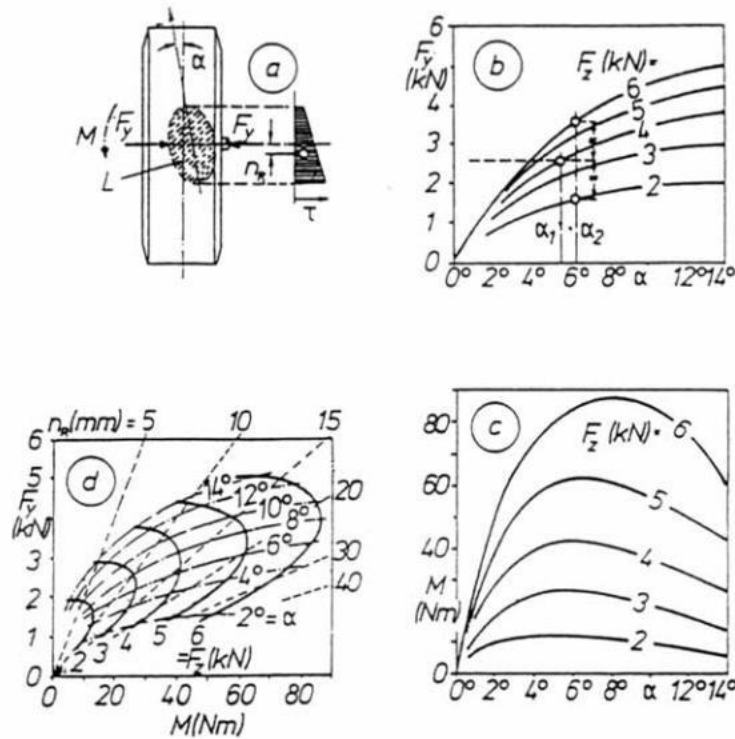


图 2.2受侧倾力的轮胎：

a)侧向滑移角 b) 侧向力 c) 回复力矩 d) Gouch图

随着侧向变形的加剧，产生最大剪力的接触区域的后部不会超过摩擦极限。所以会向行驶方向滑移，这样会产生能量损失和一侧的磨损以及限制向别处传递的侧向力。其结果是，侧向剪力图开始在接触区域后部被破坏，回正力矩和减少了，侧向力与侧偏力的特性图（图 2.26）由此表示了渐增的形状。当轮胎开始在它的胎肩和胎壁上发生侧向滚动时，车轮载荷的增加不会引起可传递的侧向力比例性的增加，该图与一相当大的摩擦系数有关。

侧向力随侧偏角以及车轮载荷增长而增长的关系对行驶性能和悬架的协调以及弹簧的参数非常重要，它将以下数据来说明（图 2.26），当一轮胎受到一 4KN 的车轮载荷（也就是一根车轴 8KN）它在侧偏角为 5.3 度时产生 2.6KN 的侧向力，车轴总共能平衡 5.2KN 的侧向力，或者是  $5.2/8=0.65g$  的侧向加速度，但是对于一辆其重心在路面以上的真的车来说，侧向加速度会产生一个转矩，使车身产生侧倾，并引起两侧不同的载荷，假设一辆卡车重心高度为 550mm，车宽为 1400mm，车轮载荷的位移大约为 2KN（除非汽车的其他轴分担）转矩，例如，通过一抗扭杆，这样外侧车辆的载荷增加到大约 6KN，而内侧车轮只要大约 2KN 显然一个很大的侧偏角。为了达到侧向力是必须的。对于所给的侧向力加速度，轴的侧偏角会随着车轮载荷差异的增加而增加，那种差异主要取决于车辆重心的高度和车辆的宽度，它还受悬架几何参数（侧倾中心，第七章）和弹簧系统（抗扭矩，看第五章）的影响。

从侧向力和回正力矩与侧偏角关系图中（图 2.2b和 c）我们可以提取出哥夫图（图 2.2d）它用侧偏角和车轮载荷作为参数表明侧向力和回正力矩，扭矩也可以被提取出来。

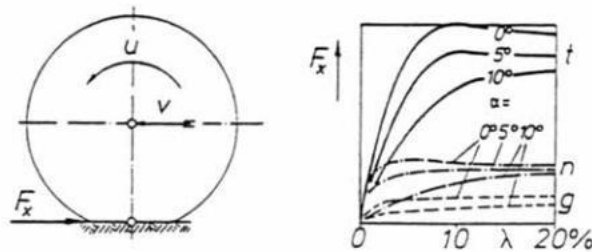


图 2.3纵向力和周向滑移

当进入接触区域的胎面部分被制动力拉伸或是被牵引力收缩时，纵向力（例如制动或牵引力）引起了切向的滑动，纵向力和切向滑移率呈现了一种渐增的关系（图 2.3 t=dry, n=wet and g=slippery road）因为侧向力或纵向力的最大附着利用率受到牛顿摩擦力定律的限制所以侧向力和纵向力的合成或是侧偏角和切向滑移率的合成可以一起在一张有附着限制圆的图上得到计算。

图 2.4b是在一空间图上包含有侧向力和纵向力，而侧偏角  $\alpha$ ，切向滑移率  $\lambda$  组成基本的区域，附着极限形成圆的高度（在  $\alpha=90^\circ$   $\lambda=100\%$ 有相同的值）。

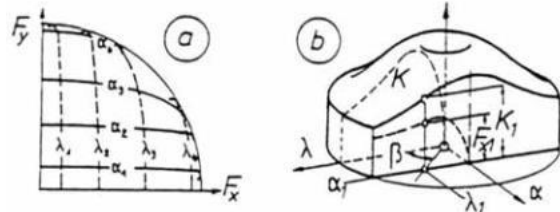


图 2.4侧向力和周向力

轮胎中间平面的侧倾至一个角  $\gamma$ （图 2.5）产生了一个侧向的侧倾力，同时胎面变形，两面发生不同的收缩，并在近似于圆锥的曲线上滚动，这一影响在斜纹胎上比在子午线胎上更为明显，因为后者有较大的切向刚度，侧倾角产生大约  $1/6$  的侧向力。这个侧向力等于同斜交胎产生的侧偏角和子午线胎产生  $1/12$  侧偏角时的侧向角，附着极限并不由于侧倾角而增加，但对于一个所给的侧向力，侧偏角减小了。

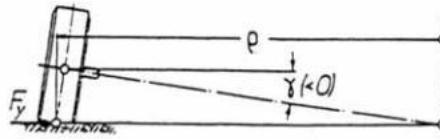


图 2.5外倾作用力

轮胎的侧倾使得车轮的材质要承受随轮荷和行驶速度增长的热应力，因此对于不同载荷条件（只有驾驶员或满载）静态的侧倾必须在很窄的范围内，对于优化控制行为，一个微小的负的侧倾（可能和前束角结合）是有益的。因为轮胎预先被一个小的侧向力加载，这样对转向输入能作出更快的反应。对于在冰面最佳的牵引， $0^\circ$  的侧倾角和前束角当然是理想的。而且这样的优化条件自然期望被考虑到，刚性轴最好的证明了它保持了不变的侧倾角，但是在带有综合式主减速齿轮的驱动刚性轴（活动轴）上，涉及到半轴形式，侧倾角和前束角必须为  $0^\circ$ 。

复合悬架的设计一般是考虑到合适的侧倾性质，另一方面，非独立悬架需要在直线行驶和转弯的要求之间作出协调，侧倾角随轮跳而渐增看上去很理想，因为它允许在转弯时，外侧车轮有合适的负的侧倾角，即使在静载荷时只提供中性的侧倾角。例如在双横臂悬架上这很容易实现，但是它一般会在内侧车辆引在一个相当大的正的侧倾角（与路面有关），而且会产生横向转向中心。它会

引起著名的“jacking-up”效应，所期待的优点也许就这样被抵消了。

类似于侧倾力的效应可以通过轮胎带来的非对称结构来得到，其结果是产生一个稳定的侧向力（所谓的“锥形效应”）锥形效应可能是由于公差产生也可能是有意设计成的是为了得到类似于前束力的侧向预加载荷力。

由于下胎面的帘布是一层叠一层排列，顶端的帘布有最大的影响作用。每一轮胎体现出一种“轮胎帘布层的偏转”效应——也就是在没有产生侧向力的情况下有一稳定不变侧偏角，在倒车的时候则会有相反的效应。转胎帘布层的偏转和锥形效应在行驶中是不明显的，除非它们随牵引力或制动力变化而改变。

上面只讨论了轮胎静态的特性，根据经验方法，一瞬态在车轮近似转一周后会成为稳态。底盘的所有结构部件中，轮胎受制造公差的影响比其他部件都大，当人们考虑到它的材料时并不吃惊，形状上的差异比如径向或侧向摆振容易被发现，但是材料或刚度分布上的不规则性只有通过特殊的检测仪器才被确定，所以这些变化会导致径向，侧向和切向力的波动，其振幅会随着行驶速度和条件而改变，与一般的机械工程的经验相反，振幅可能会相当大，甚至对高序谐波也是这样，随之带来的高频振荡包含可所范围，悬架系统的橡胶支座的一种很重要作用就是使车身隔离振动和噪音。

## 3 车桥运动学和弹性运动学

车桥运动学描述的是车轮在弹性变形过程和转向时的运动。而弹性运动学则是阐述由于轮胎和路面之间的力和力矩引起车轮定位值的变化，这是悬架部件具有弹性的结果。DIN7000 规定了反映所有运动的坐标方向（图 3.1）。

有关该部件的其它细节可在《悬架》、《转向系》、《行使性能》和《汽车力学》等汽车专业书籍手册中查到。

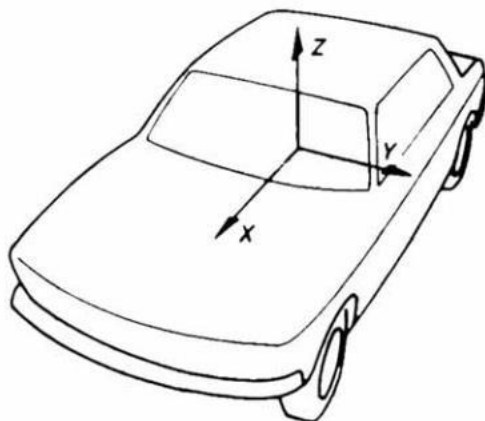


图 3.1 DIN70000中规定的车桥坐标系。正的 Z轴方向向上；从行使方向看，Y轴箭头向左

### 3.1 车轮定位值的目的

为了确保所期望的行使特性和直线行使能力以及避免轮胎的过度磨损，汽车生产厂规定了所有车辆前桥定位角，包括允许的公差在内。如果后桥不是非独立悬架的驱动桥，这一规定同样适用。前束可以通过转向横拉杆或一个偏心轮（图 3.49a）来调节，大多数情况下车轮外倾角和主销后倾角也一样。在规定的出厂说明中有关于内倾角、主销偏移距、主销后倾拖距和前束角的设计值，这些值的测量是不方便的，他们可用于检验发生事故的车辆和使用了很多年的车辆的交通安全。

正于以下章节中的插图所表明的，车轮定位值与负荷及载荷分配有关。为了不给修理中的测量工作造成不必要的麻烦，DIN70020（见第 4.3.1）中仅仅是把空载状况作为测量基准。

## 3.2 轴距

轴距  $L$ -从前桥轴心至后桥轴心测得的距离 -对行使性有决定性的影响。与汽车长度相比，大的轴距可以使乘客合理的安置在车桥之间，从而减小负荷对载荷分配的影响（见第 4.3.6 节）。并且车身的前悬部分和车身的后悬部分都较短，使纵倾振动的趋势下降，这样可以采用较软的弹簧，提高行使平顺性。相反，轴距较短则使转弯轻便，即同样的转向轮转角下，转弯圆较小（见第 3.7.2 节）。

在前轮驱动型的车辆中优先采用较长的轴距。对于标准驱动形式的轿车来说，轴距较长就要求万向节轴分段（图 1.21），尽管如此，大部分最近投入市场的这种形式汽车的轴距还是比以前的要长。比值  $K_1$  可以作衡量依据。在现在轿车中这个值为：

$$k_1 = \frac{\text{轴距}}{\text{车辆长度}} = 0.60 \pm 0.07$$

汽车越小， $K_1$  值应越大。轴距一般在  $L=2150-3070$  之间，可从汽车公司的说明书中获知。

## 3.3 轮距

较大的前轮距  $b_v$  和后轮距  $b_h$ （图 3.1a 和图 3.69），对汽车的曲线行使性能和侧倾具有决定性的影响。轮距应尽可能大，但其与汽车宽度的比值不能超过一个给定值。就前桥而言，车轮在上跳且转向角达最大时不允许擦及汽车翼子板。而且对于驱动桥（不管是前桥还是后桥都适用）来说，至少都有安装雪地防滑链所需的空空间。车轮在上跳时不允许碰上任何底盘部件或车身。目前轿车的轮距为  $b_{v, h}=1205-1550$ 。比值  $k_B$  可作为衡量宽度利用率的参数，它尽可能大：

$$k_B = \frac{\text{轮距}}{\text{车辆宽度}} = 0.81 \sim 0.86$$

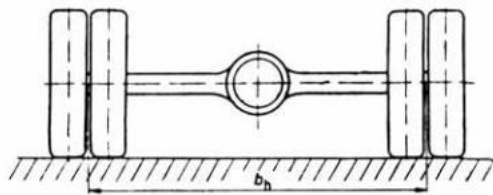


图 3.1a 在双轮结构中，轮距  $b_v$  是指车轮中心平面之间的距离。在此必须注意的是，每个车轮的承载的能力变小

在几乎所有的独立悬架中，车轮的上下跳动都会导致轮距发生变化。轮距变化的后果由其产生的作用而定；或者说-如以下章节所述-当需要较高侧倾中心时，轮距变化是不可避免的。轮距变化

的缺点是会引起滚动轮胎的侧偏（图 3.2和图 3.3）。从而（特别是轮胎断面扁平时）产生侧向力、较大的滚动阻力和使直线行使能力下降。此外，轮距变化还对转向系有影响。

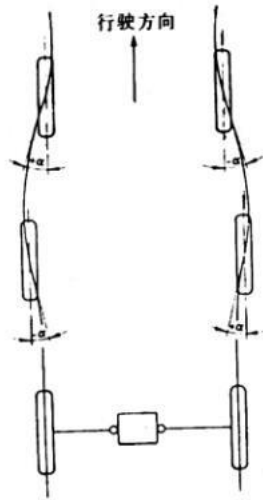


图 3.2在独立悬架中，汽车驶过不平路面时车轮的上下跳动会引起轮距的变化，从而使轮胎产生侧偏角  $\alpha$ 。由此不仅产生了侧向力，还使直线行使的能力下降，滚动阻力增大。

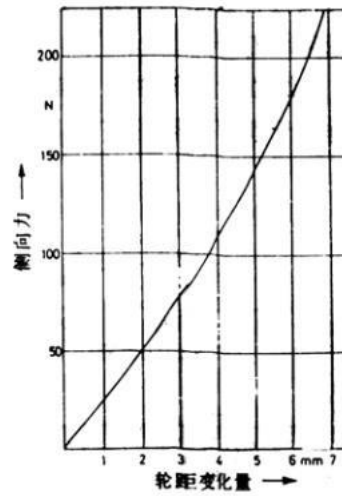


图 3.3由于轮距的变化产生轮胎作用在路面上的侧向力 $F_s$ 。图示为在一个充气气压下 1.9bar、载荷为 38.kg及速度为 80km/h的 165R1484S型子午线轮胎上测量的结果。

在底盘设计中要求事先在图纸上检查前桥和后桥上的轮距变化。为此可在双横臂式悬架中作出长度为 $c$ 和 $f$ 的横臂绕 $C$ 点和 $D$ 点（也就是横臂转轴）转动的圆弧。外侧球绞中心用点 1 和点 2 表示（图 3.4）。为了描述车轮支架和车轮，配制了一块模板（图 3.5）它上面的孔点除了点 1和点 2外还有车轮接地点 $N$ 以及需要时还包括转向横拉杆外端铰中心 $U$ 。如图 3.4所示，着块模板上的点 1和点 2沿着绕 $C$ 点和 $D$ 点的圆弧运动。而且向上的运动的极限位置由模板上的 $N$ 点到达预先按车轮上跳距离 $s_1$ 绘出的与地面的平行线决定，向下运动的极限位置由车轮下落距离 $s_2$ 决定。在次将 $N$ 和 $U$ 的位移逐点绘出。由这些找到的点的连线即可定出轮距的变化以及转向横拉杆铰点的位移。但在此没有考虑横臂支承中的弹性。

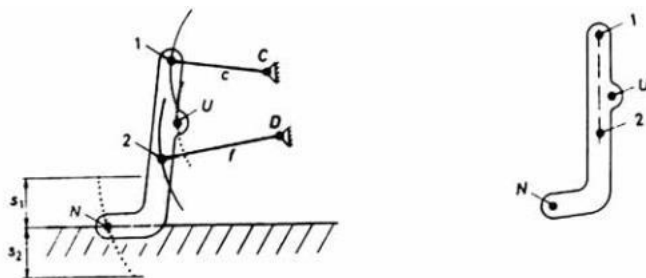


图 3.4借助于图 3.5中所述模块确定双横臂式悬架轮距变化（在车轮接地点 N）和转向横拉杆外端绞点 U 的轨迹图解法。

图 3.5可简单确定轮距变化的模板。适用于双横臂式悬架（图 3.4）和纵臂式悬架（图 3.6）

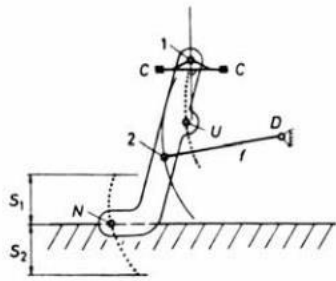


图 3.6 适用图 3.5 中所述模板确定纵横臂式悬架的轮距变化和转向横拉杆外端绞点 U 点的轨迹。

在纵横臂悬架中，下部仍作出绕 D 点的圆弧，而上部则作出垂直于摆臂转轴的直线（图 3.6），它必须通过点 1。根据图 3.5 中的模板可同时在圆弧和垂直线上获得轮距的变化。麦弗逊式悬架在汽车翼子上有一个支撑点 C。在车轮上跳时下球绞点 2 和点 C 之间的距离缩短，而在车轮下落时该距

离增长。模板必须适应这个长度变化（图 3.7）。他在减振器柱轴线 E-E 方向（当点 2 也在这条延长线上时，该方向也是 C-2 的轴线方向）有一条开口缝。同时也在模板上的 2 沿绕 D 点的圆弧运动，而开口缝则必须在 C 点上移动（图 3.8）。可用一根针在绘图板上代表这个点。

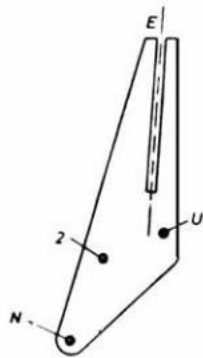


图 3.7 图解麦弗逊式悬架轮距变化所需的模板必须在减振器柱轴 E 方向上开一条缝。

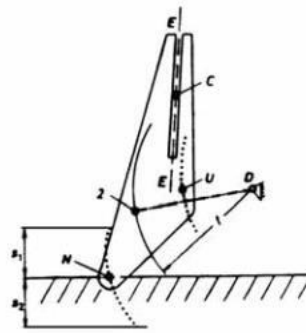


图 3.8 借助于图 3.7 中所述模板确定麦弗逊式悬架轮距变化和转向横拉杆外端绞点 U 点的轨迹的图解法。

通过作出绕极点 P 的圆弧可方便地绘出双铰-摆动轴式（又称单横臂式）悬架的轮距的变化。这可在图 3.8a 中看出，同时指出了由于降低汽车后尾下沉带来的优点。

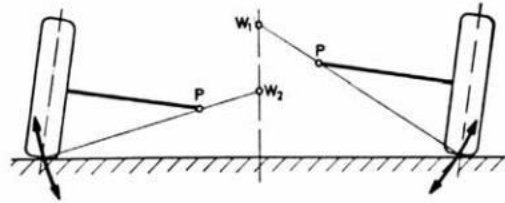


图 3.8a 在双铰-摆动轴式（单横臂式）悬架中横臂转动点布置的很低，可减小轮距的变化并使侧倾中心从  $W_1$  下降到  $W_2$ ，从而获得较宽的轮距。在乘坐 2 人时已经形成了负的车轮外倾角。优点是提高了轮胎可承受的侧向力。而缺点是车轮的上跳行程变小，从而使载量减小。

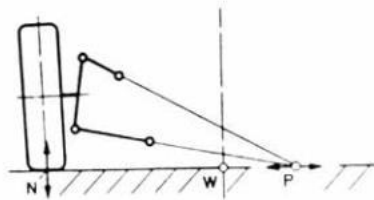


图 3.9 在侧倾中心位于地面上（或在无穷远，图 3.20）的条件下，轮距变化约为零。当极点也同样位于地面时，可以获得良好的运动学特性。

在所有的独立悬架中，极点  $P$  的位置确定了（在小的弹性范围内的）瞬时轮距变化  $\pm \Delta b$ 。如果  $P$  点位于地面上，并且双横臂式悬架的横臂长度选择得使极点当车轮上下跳动时在地面上来回侧向移动，则可避免轮距变化（图 3.9）。通过计算、作图或借助于模拟器可以在弹簧行程  $S = \pm 70\text{mm}$  的范围内证明这一事实。不过在此还没有考虑存在的弹性（图 3.13a）。

在安装完毕的汽车上，轮距变化是可测量的。它是车轮上下跳动值（ $s_1$  和  $s_2$ ）的函数，可通过测量支承着同一车桥上的 2 个车轮的 2 块平行板的侧向位移而获得。2 块板相互平行是必要的，因为在车轮上下跳动时产生的微小的前束变化（见第 3.6.2）引起板的转动，会使得测量不准。在图形表达中车轮跳动值标在纵坐标上（图 3.10），并且-与车桥的运动方向一致-上跳值（ $s_1$ ）向上为正，下落值向下（ $s_2$ ）。零位置应与设计质量相对应（见第 4.3.4 节），即汽车中乘坐 3 名（也可能是 2 名）68Kg 的乘客。观察空车可能会与实际情况不符。

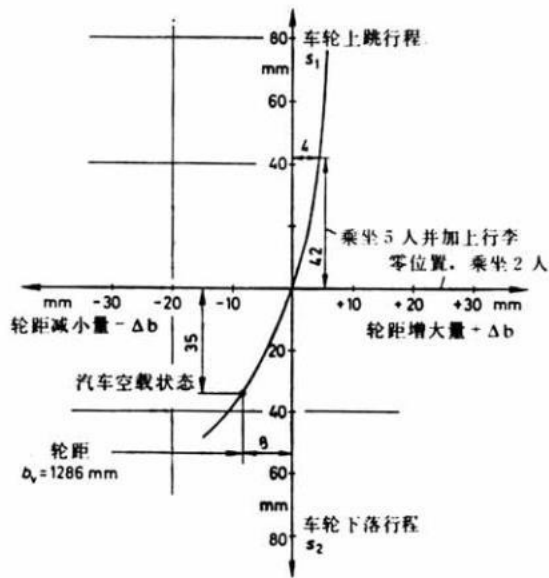


图 3.10独立悬架上两个车轮之间轮距 $b_v$ 或 $b_h$ 与载荷状态有关

2个车轮的轮距变化 $\Delta b$ 标在横坐标轴上，这是轮距增大（作为正值）向右，轮距减小（作为负值）向左。零位置的轮距 $b_v$ 、 $b_h$ 是重要的参数必须标出，它与满载（或空载）时的轮距差值 $\Delta b$ 可在弹簧特性曲线上确定。零位置至允许轴荷时的轮距差值 $\Delta b$ ，可在弹簧特性曲线上确定。零位置至允许轴荷时的压缩行程 $\Delta s_1$ （或至空载状况下的拉伸行程 $\Delta s_2$ ）可在弹簧特性曲线上读出， $\Delta b$ 作出 $\Delta S$ 的函数，可从轮距变化曲线上得到。

图 4.4a为一辆前轮驱动型车辆的前悬架弹性曲线。图中尺寸从 115mm中减去 80mm，在允许轴荷下汽车压缩（从零位置起）行程 $\Delta s_1=92-50=42\text{mm}$ 。在图 3.10中标入这些参数。由 $\Delta s_1$ 产生

$\Delta b_1=+4\text{mm}$ ，由 $\Delta s_2$ 产生 $\Delta b_2=-8\text{mm}$ 。根据 DIN70020 轮距必须按空载状况给出： $b_v=1286\text{mm}$ 。

图 3.11，图 3.13和图 1.3a示出了双横臂式悬架和麦弗逊式悬架的轮距变化曲线。可以看出轮距变化值很小。正如第 3.4.1 节中所详细描述，曲线的形状由侧倾中心 $W_v$ 的高度决定。图 3.11 中 Renault牌车的侧倾中心位于地面上，优点是在无干扰的直线行使中只有很小的轮距变化值。其它两种轿车的侧倾中心则在地面上方。

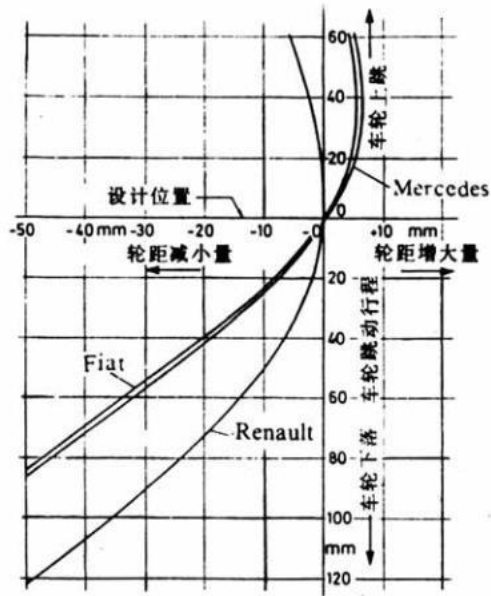


图 3.11在前桥驱动型车的 Fit牌 Uno型车和 Renault牌 20型车以及标准驱动型式的 Mercedes牌 190E型车上测得的 2个车轮的轮距变化。具有双横臂式悬架的 Renault牌车，其优点是显而易见的。

如果汽车生产厂将侧倾中心设计在地面上，而后汽车还要下沉（图 3.12）则所取的侧倾中心位置是不恰当的。这时侧倾中心点 $W_v$ 要移至地面下方，并且-特别是采用宽基轮胎时-可能使直线行使性能变差。

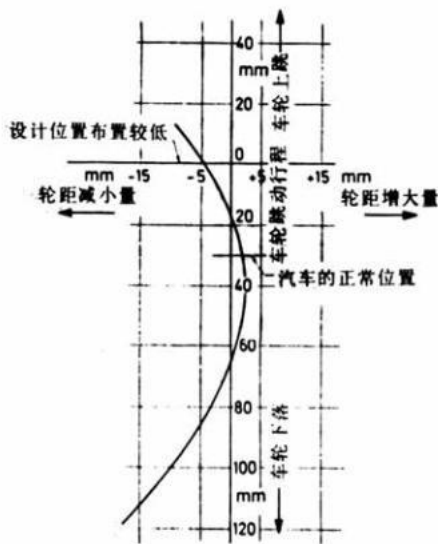


图 3.12在 VW牌 Golf Gti81型车 桑测得的 2个车轮的轮距变化。按厂方预先规定的零位置，侧倾中心位于地面上。汽车下沉 30mm将使侧倾中心滑至地面下方 115mm处，从而导致侧倾力臂增长。从理论上讲侧倾要加剧。然而，实际上曲线行使时的侧倾无如此严重（有关内容参见图 4.11）。

在双横臂式悬架中，弹簧安装在上横臂或是下横臂上。两种情况下都将出现一组力偶（图 3.13 和图 1.3）。这个力偶根据横臂支承中的弹性使轮距变化曲线有微小变化，从而也使侧倾中心的位置

置稍有变化（图 3.13a）。在每种情况下根据在汽车（装有弹簧）上测得的变化曲线都可给出正确的侧倾中心高度。

图 3.14、3.15、3.58a 和 3.8a 所示为典型后悬架的轮距变化曲线。非驱动的非独立悬架和复合式悬架的轮距也可以增大及缩小，这是由于弹性的车轮外倾角变化带来的结果（图 3.46）。

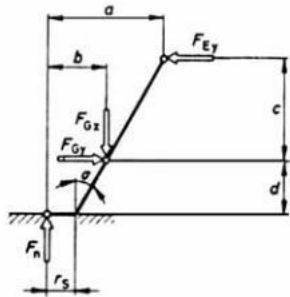
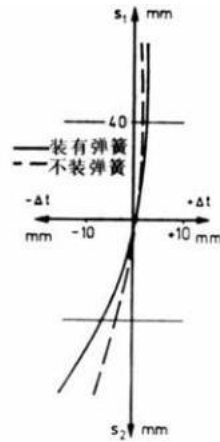


图 3.13作用在车轮接触地点的力 $F_n$ 和作用在下支承铰的力 $F_{Gv}$ 形成一个力矩。它侧向作用在横臂上并产生一组力偶 $+F_{Ev}$ 和 $-F_{Gv}$ 。为简明起见在此假定上，下横臂水平布置。

图 3.13a在 Opel牌 Manta型车的双横臂式悬架上根据装有弹簧和不装弹簧的形式测得的 2个车轮的轮距变化和车轮跳动量的关系曲线。2种形式下的曲线曲率不同。这与安装完毕的汽车的侧倾中心高度比理论上（无弹簧反作用力）从绘图板上获得的或计算出的侧倾中心高度要高些是具有同样意义的。



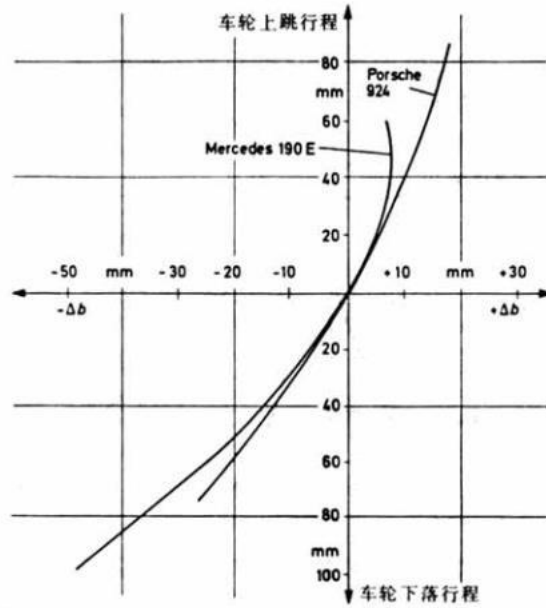


图 3.14 Porsche牌 924型车的斜置单臂式悬架和 Mercedes牌 190E型车的空间摆臂式参见 的 2个车轮的轮距变化曲线。设计位置是指汽车加满油并乘坐 3名 68kg重的乘员时的位置。当 车轮上跳时，Mercedes车的轮距变化为  $\Delta = 7\text{mm}$ （即每个车轮仅为 3.5mm）。在设计位置时侧 倾中心离地高度为 65mm。

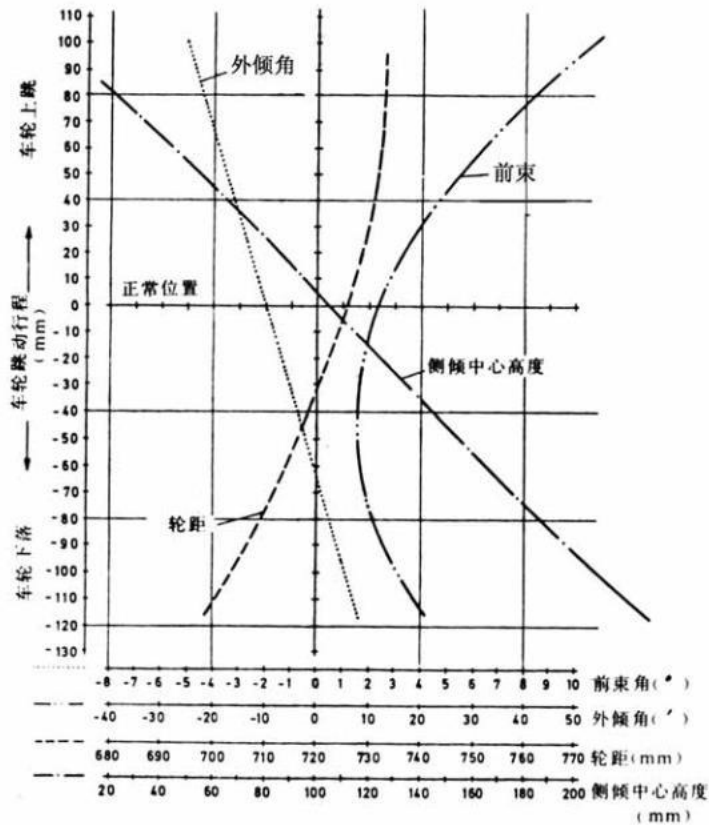


图 3.15 BMW牌第 4 系列型车的斜置单臂式悬架的运动学特性曲线。通过摆动支座的螺旋运动及矢量角  $\alpha = 13^\circ$ , 可获得很小的轮距变化和外倾角变化以及随负荷及升高而下降的侧倾中心。前束的变化表明后桥有不足转向趋势。在 BMW 公司的这次测量中, 轮距仅仅是指单轮的。车桥形式参见图 1.28。

### 3.4 侧倾中心和侧倾轴线

在所有的独立悬架中, 轮距变化和侧倾中心高度之间有直接的关系。因此这二者总是一起考虑。

#### 3.4.1 定义

根据 DIN 7000 规定, 侧倾中心是指通过车轮中心的横向垂直平面上的一点, 在这点上给簧载质量—即车身—施加一个侧向力 (y 轴方向), 可以不产生侧倾角运动。因此侧倾中心是汽车是汽车

轴线（从前面看）和车桥中心（从侧面看）上的点，围绕着这点车身在侧向力作用下做侧倾运动。此外车桥和车身之间的侧向力通过这个点。在已有的单轮轮距变化曲线上，侧倾中心是汽车轴线上的点W（图 3.17）。轮距变化曲线上车轮接地点处的切线A-B的垂直线也通过这个点。据此可由 $\Delta s$ 和 $\Delta b$ （在切线上量取）确定前悬架的侧倾中心 W点高度 $h_{wv}$ （及后悬架的 $h_{wh}$ ），而且这里还考虑了摆臂支撑中的弹性（图 3.13a。）其中的关系为：

$$\frac{\Delta b}{\Delta s} = \frac{h_{wv,h}}{0.5 \cdot b_{v,h}} = \tan \alpha \quad (3.1)$$

由此可得折算到单个车轮上的侧倾中心高度为：

$$\begin{aligned} \text{前悬架: } h_{wv} &= \frac{\Delta b}{\Delta s} \cdot \frac{b_v}{2} \\ \text{后悬架: } h_{wh} &= \frac{\Delta b}{\Delta s} \cdot \frac{b_h}{2} \end{aligned} \quad (\text{单轮, 3.2})$$

当 $b_v=1400\text{mm}$ ，单轮 $\Delta b=6\text{mm}$ 及 $\Delta s=40\text{mm}$ 时有：

$$h_{wv} = \frac{6}{40} \cdot \frac{1400}{2} = 105\text{mm}$$

在任一负载状态点下的轮距变化越大（图 3.10），切线的垂直线就越陡，侧倾中心距离地面也就越高。而轮距变化越小时 W点的离地高度也就越小，并且当切线 A-B与纵坐标轴平行时，W点就在地面上，（图 3.9）。如果（象第 3.3节中插图所示）图中所给的是 2个车轮的轮距变化，侧倾中心高度也可以用同样的方法得出，只须仅考虑轮距变化的一半 $\frac{\Delta b}{2}$ 即可。由此得出公式：

$$h_{wv,h} = \frac{\Delta b \cdot b_{v,h}}{\Delta s \cdot 4} \quad (\text{双轮, 3.3})$$

在图 3.12中曲线上所作的切线，在正常载荷下将趋向与纵坐标轴平行。加载时，侧倾中心下降（这是不理想的），这是麦弗逊式悬架的缺点。相反，在双横臂悬架中切线的角度是变化的，从而使 W点的高度在负荷状态下的变化很小（图 3.11和图 3.13a）。对于斜置单臂式悬架来说，情况也是如此（图 3.14和图 3.15）。

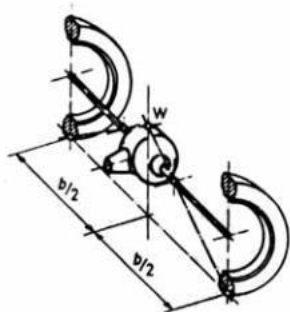


图 3.16侧倾中心 W位于汽车轴线（从前面看）和侧视图中的车桥中心上。

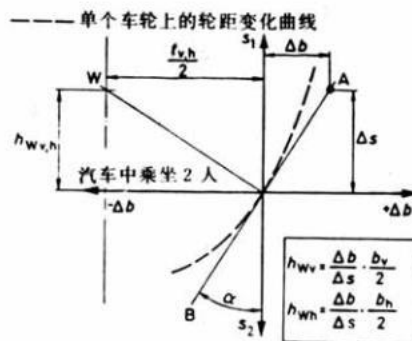


图 3.17根据测得的单轮轮距变化曲线，作出曲线上任一负载状态下的切线，可确定侧倾中心的高度 $h_{Wv,h}$ 。

### 3.4.2侧倾轴线

汽车上理论的侧倾线 C（即前、后悬架侧倾中心的连线，图 3.18）的位置和侧倾中心在负荷作用下的高度变化一样对行使性能具有决定性的影响。在独立悬架中这根轴线应大致与地面平行，但尽可能离地高些。平行是为了使得在曲线行使时前后轴上的轴荷变化接近相等（从而保证中转向性能）；而尽可能高则是为了使车身的侧倾限制在极限范围内（图 1.2）。然而前悬架的侧倾中心高度受到允许的轮距变化极限所限制；并且几乎不可能超过  $h_{Wv} = 150mm$ 。此外，在前轮驱动型式的车辆中，由于前桥轴荷大，且为驱动桥，故尽可能使前轮轮荷变化小。由于独立悬架（除纵臂式悬架外）中侧倾中心高度为：前悬架 $h_{Wv} = 0 \sim 120mm$

后悬架 $h_{Wh} = 0 \sim 150mm$

底盘的设计首先要确定（与轮距变化有关的）前悬架的侧倾中心高度  $h_{Wv}$ ，以便随之能确定相应的后桥。采用独立悬架时，后悬架侧倾中心的高度  $h_{Wh}$ 要稍大些。如果采用非独立悬架，则曲线行使中的车身支承范围更小。它是由比轮距  $b_n$ 更窄的弹簧中心距 $b_F$ 决定的（ $i_\phi = \frac{b_F}{b}$ ，图 1.13）。

为了补偿这一不足，建议将后悬架的侧倾中心设计更高些（参见图 3.18）。

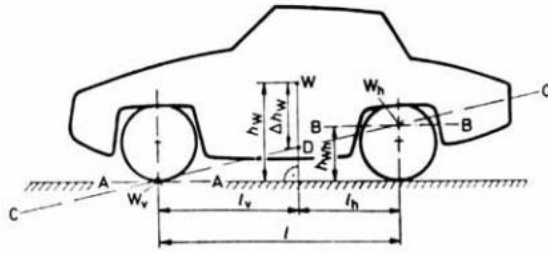


图 3.12前后悬架侧倾中心之间的连线C（这里是倾斜的）称之为理论侧倾轴线，距离  $\Delta h_w$  是指侧倾轴线和车身质心之间的垂直于地面的侧倾力臂。如果汽车的后悬架是非独立悬架，图示倾斜的侧倾曲线是有利的。而当前后悬架都是独立悬架时，侧倾轴线略有些倾斜即可。

图 3.18中附加标出的线 A和 B是实际的侧倾轴线，大都平行于地面。确切的位置与摆臂的状态有关。车身在侧向力作用下围绕 A线和 B线倾斜。

### 3.4.3独立悬架的侧倾中心

极点的高度确定了侧倾中心W的位置（图 3.19）。如果P点高于地面，则侧倾中心同样也高于地面。如图 3.17中所见，在轮距变化曲线零点处的切线与垂直线偏离一个角度  $\alpha$ 。而这一点的曲线曲率与极点p和车轮接地点N之间的距离有关。两点相互离得越远（即距离q愈长，图 3.23），曲线的曲率就愈小，而车轮外倾角的运动学变化规律也就愈不理想（见第 3.5.2 节）。下面的图例说明了侧倾中心高度 $h_w$ 和距离P的图解法和计算法。极点距离q可以量出或简单计算出：

$$q = \frac{p \cdot b_v}{h_w} \quad (3.4)$$

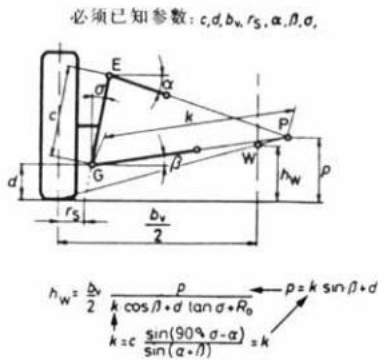


图 3.19双横臂式悬架和纵横臂式常见的距离 $h_w$ 和P的图解法和计算法。

如图 3.19和图 1.3a所示，在双横臂式悬架中只有横臂的相互位置（即角度  $\alpha$  和  $\beta$  的大小）有影响作用。将横臂内外转动点的连线延长，以便得到极点 p。将 P点与车轮接地点 N 连接，即可在汽车轴线上获得侧倾中心 W。当横臂相互平行时，则 P点位于  $\infty$ 。作出与其平行的通过 N点的平行线（图 3.20）。

当极点P远离车轮接地点时，建议通过计算求出距离P和 $h_w$ 。参照图 3.19下方

的计算公式。在侧视图上相互交错的横臂转动轴-设计上要求，以便获得纵倾中心（图 3.120）-需从  $E_1$  点和  $G_1$  点引出向下及向上的垂直线得出点  $E_2$  和  $G_2$ （图 3.21），在后视图上由  $E_1 E_2$  线和  $G_1 G_2$  线得到极点  $P$ 。它与车轮中心平面的连线（如图 3.19 所示）又给出了侧倾中心。如果车桥的导向由横置板弹簧承担，则在采用中心夹具的情况下（图 3.21a），运动杠杆臂  $L_3$  对求得侧倾中心有决定影响。而在 2 点支撑的情况下，弹簧上的距离  $L_2$  是决定性因素（图 3.21b）。

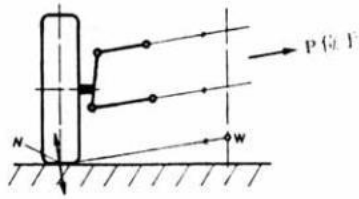


图 3.20 横臂相互平行的双横臂式悬架的侧倾中心的确定。极点  $P$  位于  $\infty$ 。

的线段  $EP$  为减振器柱轴的垂线该图表明  $h_w$  与摆臂的长度无关，该长度只对运动学特性有决定性影响。当摆臂位置较平时，建议通过计算来求得  $h_w$  和  $P$ 。这时在作图时极点  $P$  可能会落在绘图板以外（图 3.24）。

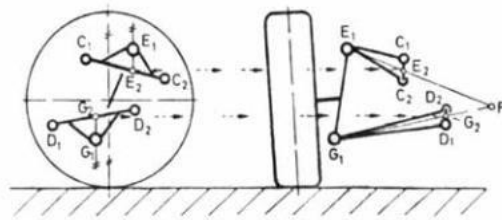


图 3.21 当横臂转动轴空间相互交错时，先在侧视图上通过  $E_1$  和  $G_1$  点作垂直地面的直线。它们与转动轴  $C_1 C_2$  和  $D_1 D_2$  的交点为  $E_2$  和  $G_2$  点，由此可在后视图上用这两点确定极点。

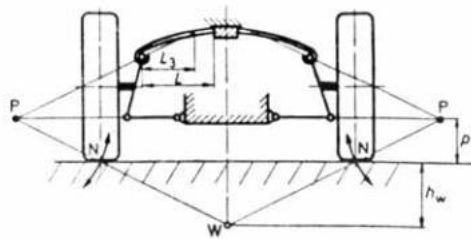


图 3.21a 在上置中心夹紧的横置板簧中的  $W$  和  $P$  的确定。

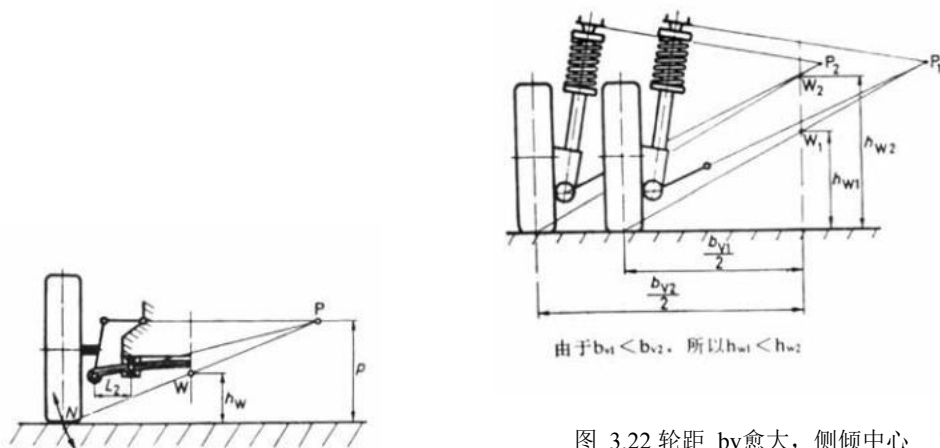


图 3.21b 在下置 2 点支承的横置板簧中的 W 和 P 的确定。

图 3.22 轮距  $b_v$  愈大，侧倾中心 W 位置就愈高。这点在麦弗逊式悬架的例子中得到说明。图 1.39 示出了 E 和 G 的确切位置。

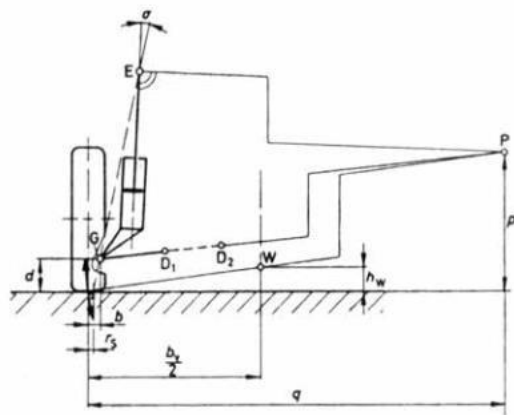


图 3.23 麦弗逊式悬架的弹簧减振器柱布置得愈垂直，下横臂 GD1 布置得愈水平，则侧倾中心 W 就愈接近地面，从而使得在车轮上跳时车轮外倾角的变化不理想。通过加长下横臂可改善运动学特性。为了获得较小的以及负的主销偏移距  $r_s$ ，点 G 必须外伸至车轮内部。优点是缩短了垂直力  $F_n$  的力臂  $b$  ( $b = a \tan \sigma$ )。距离  $b$  愈小，活塞杆和导向套之间的摩擦和活塞头上的磨损就愈小，作用在支座点 D、E 和 G 处的力也就愈小。距离  $q$  较长，可使轮距变化保持在极限范围内。

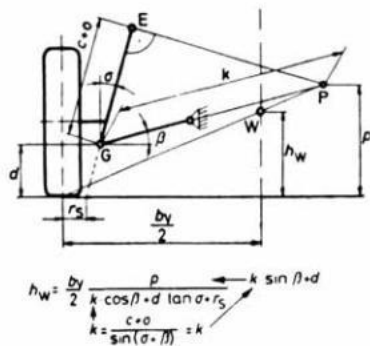


图 3.24 普通规格的麦弗逊式悬架的尺寸  $h_w$  和  $P$  的计算方法。

在纵摆臂式悬架（图 3.25）中，上部点  $E$  的运动方向（垂直于摆臂转动轴）很有影响。为了获得  $P$  和  $W$ ，必须通过  $E$  点作  $C-F$  的平行线。计算方法与图 3.19 中所述一致。在麦弗逊式悬架中侧倾中心的高度仅仅是受到下横臂的倾斜度的影响以及还略微受到转动轴线和弹簧柱轴线（图 3.23）之间夹角的变化影响（着是该悬架的缺点）。而纵横臂式悬架可以把转动轴线  $CF$  布置得更倾斜并由此使  $W$  升高。同时极点  $P$  也靠近车轮，这又附带地带来了车轮外倾角急剧向负方向变化的优点。

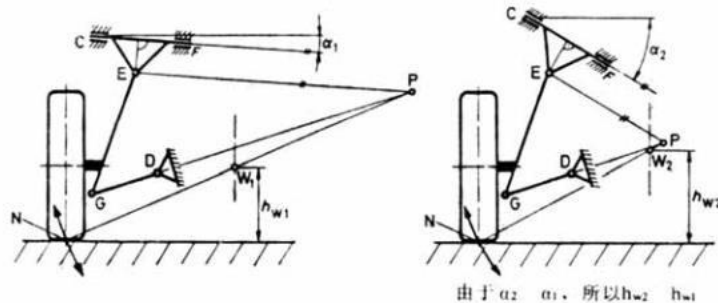


图 3.25 为了获得侧倾中心  $W$ ，在纵臂式悬架中通过  $E$  点作  $CF$  的平行线，并使其与  $GD$  线的延长线相交。将极点  $P$  与  $N$  点相连，连线在汽车轴线上给出了  $W$ 。在后视图上的上摆臂倾斜度愈大， $P$  点就愈接近汽车中心。轮距和外倾角的变化将增大， $W_1$  上升到  $W_2$ 。

根据图 3.19 至图 3.25 求得的前悬架侧倾中心高度  $h_w$  仅适用与完全转动支座，且支座无变形，以及倾斜角度最大为  $\phi = 2^\circ$  时的情况。采用的橡胶元件的弹性会使汽车的实际侧倾中心高度稍有变化（3.13a）。此外，图解分析和计算表明。在侧倾角较大时尽管左右极点有不同的位置，但汽车轴线上的侧倾中心的变化只有  $\Delta h = \pm 10mm$ 。而与此同时在轿车上进行的测试表明下降值达  $\Delta h_{wv} = 20mm$ 。

与前悬架不同，部分后独立悬架每侧只有一根摆臂。在此极点的位置同样也确定了侧倾中心的高度，附带说明车轮的运动方向。如果在纵臂式悬架中转动轴线水平布置（图 3.26），车轮的运动方向正好垂直，则  $W$  位于地面上。如果转动轴线象 Talbot-city-aster 型车中那样倾斜布置（图 3.27），则  $W$  位于地面上方，若与图中的倾斜方向相反，则  $N$  位于地面下方。

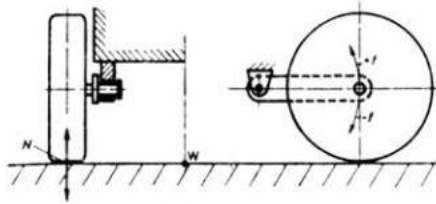


图 3.26 如纵臂式相交的转动轴线水平布置，则侧倾中心位于地面上，而极点  $P$  在  $\infty$ ；车轮侧倾跳动的大小  $\pm f$  与摆臂长度有关。

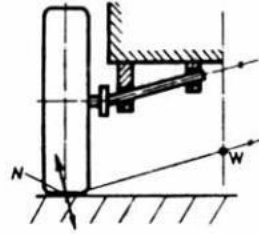


图 3.27 如果纵臂式悬架的转动轴线倾斜布置，侧倾中心位于地面上方。若倾斜方向相反时，则位于地面以下。 $P$  点在 2 种情况下都处在  $\infty$ 。

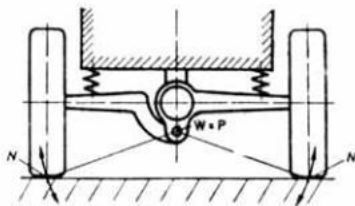


图 3.28 在单铰—摆动轴式悬架中，大致位于汽车轴线上的转动点同时又是极点和侧倾中心。

单铰-摆动轴式悬架（图 3.28）的转动点在汽车轴线上，极点同时又是倾斜中心。这与双铰-摆动轴式悬架不同。双铰式悬架的  $P$  点位于差速器旁侧，而使  $W$  点位置太高。图 3.8a 示出了  $W$  点的图解法。由此可明显地看出，在负的外倾角  $-\gamma$ （左）的情况下倾斜中心位置下降。

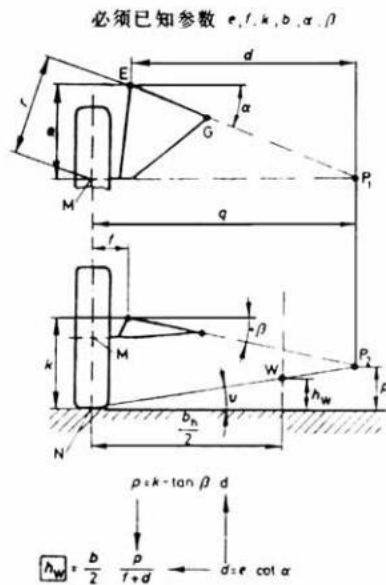


图 3.29 在斜置单臂式悬架中，极点  $P$  和侧倾中心  $W$  的位置由摆臂长度  $r$  及后掠角  $\alpha$  和坡度角  $\beta$  确定。公式可用来计算在汽车轴线上的高度。在加载状态下  $E$  点和  $G$  点下移，从而  $P$  点和  $W$  点也下降。瞬时轮距变化由绕  $P_2$  点的圆弧决定。

在斜置单臂式悬架中，车轮的运动垂直于空间布置的转动轴  $EG$ ，因此影响较大（图 3.29）。转动轴线的延长线与通过车桥中心的垂直平面的交点给出了极点  $P_{1, 2}$ 。根据它即可在汽车轴线上得出侧倾中心的高度  $h_w$ 。为了求出这个值，先在俯视图上按角度  $\alpha$  作出摆臂转动轴线，并将它延长与车桥轴线相交，由此获得极点  $P_1$ 。从它向下引垂直线至后视图，并与转动轴线（这里所用角度为  $\beta$ ）的延长线相交。最后再把在后视图上找到的极点  $P_2$  与  $N$  点相连。当角度  $\alpha$  和  $\beta$  的值都较小时，可以把  $h_w$  和  $P$  作为设计中确定参数的函数，通过计算求得。图 3.29 的下方列出公式。

### 3.4.4 复合式悬架的侧倾中心

这种悬架的动态和静态侧倾中心都是支承点  $O$ （图 3.30 和图 1.42）。在这点上-如 DIN7000 中所规定和第 3.4.1 节中所描述-支承横向力。而弹簧动态侧倾中心只是当两侧车轮反向跳动时对前束变化和外倾角变化有很大影响。如果横梁的抗扭刚度差，转弯时车轮会（象在斜置单臂式悬架中那样）绕点  $O_L$  和  $O_R$  与剪切中心  $SM$  的连线摆动（图 3.31）。

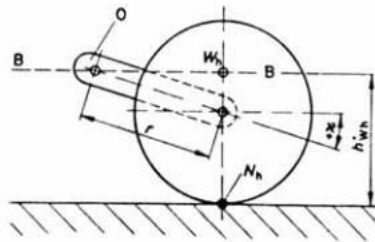


图 3.30 在复合式悬架中，车身的侧向力支承由两个向前的、抗弯和抗扭刚度好的纵向臂来承担。转动点 $O$ 与地面之间的距离 $h'_{wh}$ 确定了动态侧倾中心的位置 $W_h$ 。此外，摆臂长度 $r$ 及倾斜度即角度 $\pm\kappa$ ，也有影响。

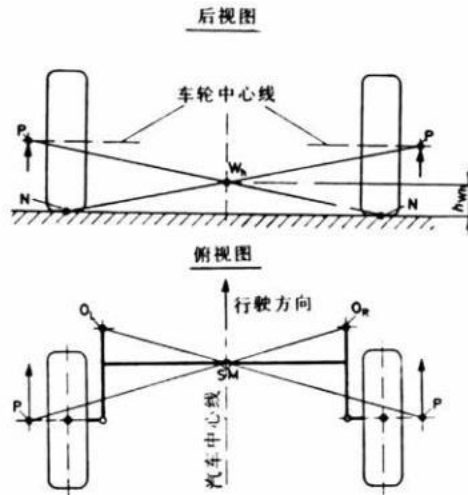


图 3.31 弹性动态侧倾中心 $W_h$ 高度 $h_{wh}$ 的确定。车身在作用于质心的离心力影响下围绕 $W_h$ 产生侧倾。横梁上的剪切中心 $S_M$ 必须是已知的。在俯视图上将它与支承点 $O$ 相连，并与通过车轮中心的直线相交。从得到的极点向上引铅垂线至后视图，再作与车轮接地点 $N$ 的连线，从而在汽车轴线上得到点 $W_h$ 。

### 3.4.5 非独立悬架的侧倾中心

如图 1.14 和 1.15 中所示，非独立悬架的侧向力支承仅有一点或两点来承担。因此，各种情况下的侧倾中心仅需根据机械原理中的定律就可确定，静力学定律尤为适用。轿车的中心也需注意，车身和车桥之间的力就是通过这点传递的。

如果采用纵置板簧式悬架，侧向力由主板弹簧承受，则  $W$  位于夹紧件内部中心处（图 3.32）。为了降低车身高，轿车上要求侧倾中心高些，弹簧则安置在车桥上方（图中左侧，也可参见图 1.22）。其优点是固定螺栓不受附加的拉力作用。

如果侧向力有横向推力杆承受（图 3.33），则侧倾中心位于它与汽车轴线的交点上（而不象有

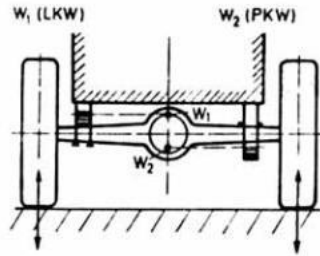


图 3.32 如果刚性桥采用纵置板簧导向，则侧向力由主片板簧承受。侧倾中心位于车桥固定处的主片板簧中心上。而与弹簧究竟是安置在车桥上方（左侧及图 1.13a 和 1.22）还是下方（右侧和图 1.15）无关。

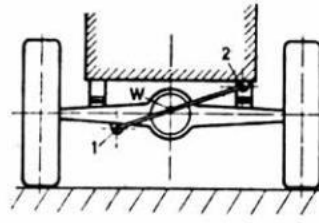


图 3.33 如果由横向推力杆来承受侧向力，则侧倾中心位于该杆与汽车轴线的交点上。

时假定的那样在杆中点上)。在曲线行驶时杆的位置发生变化，因此  $W$  的高度也变化，如果侧向力的传递由瓦特杆承担，则它在车桥桥体上的固定点即为决定性的参考点（图 3.33a）。

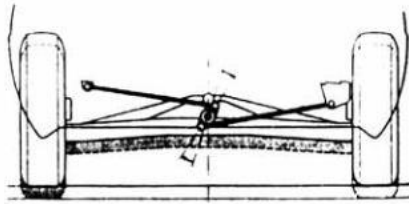


图 3.33a Alfa 90 型车的后悬架上的瓦特杆。它可使导向不产生任何一侧的偏移。当车轮上下跳动时，平衡杆绕其在车桥上的固定点转动。该点同时又是侧倾中心。

上置的一对纵臂和横向推力杆可用一个三角形摆臂来代替（图 3.34）。它可把侧向力及纵向力传递给车身。侧倾中心则是其在车桥上的固定点  $W$ 。与采用横向推力杆时不同。加载状态下点  $W$  的高度  $h_w$  不变。

也可以设计 2 根互相倾斜的摆臂（图 3.35）来代替上置三角形摆臂。从俯视图上的摆臂延长线得到极点  $P$ 。从  $P$  点向下作垂直线至侧视图后得到  $P_1$ 。从  $P_1$  作与下摆臂平行的直线，与车桥中心垂线的交点即侧倾中心  $W$ 。

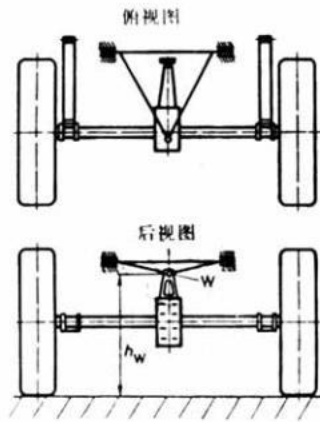


图 3.34 如果刚性桥采用纵置的三角形摆臂导向，则其在车桥上的固定点即为侧倾中心  $W$ 。

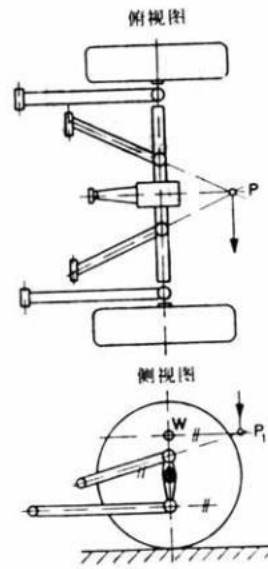


图 3.35 如果采用 2 根上置的、在俯视图上相互倾斜的摆臂来承受侧向力，则由它们的延长线可给出极点  $P_1$ 。为了确定侧倾中心，可在俯视图上从  $P_1$  引出下摆臂的平行线，如在俯视图所见；当这 2 根摆臂相互平行时，其极点在  $\infty$ 。

与至今所述的非独立悬架不同的是牵引式悬架中的侧向力由前支承点和 2 根斜杆支承（图 1.43a）。侧倾中心则在这 3 个部件在车身上的固定点的高度上。如果用一根横向推力杆代替这两根斜杆，则横向力由它和点  $O_h$  来承受。从图 3.36 俯视图旁所见的静力系中，可清楚的看到 2 个支反力  $F_o$  和  $F_T$ 。侧倾中心则在俯视图所见到的 2 点的连线上。如果横向推力杆斜置（图 3.33），则首先要确定该杆在后视图中的中心高度，然后再把它转化到俯视图上来。

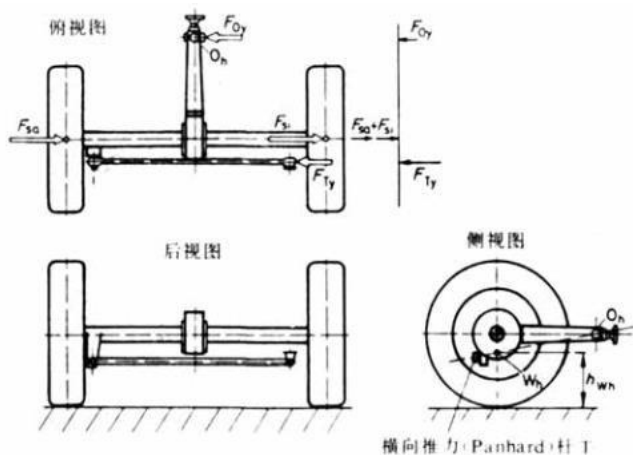


图 3.36 侧向力 $F_{sha}$ 和 $F_{shi}$ 从车桥经前面的牵引支承点和后面的横向推力杆传递到车身上，产生支反力 $F_{Oy}$ 和 $F_{Ty}$ 。因此侧倾中心必定是在侧视图中的点T和 $O_h$ 的连线上。

## 3.5 车轮外倾角

### 3.5.1 外倾角值和外倾角定义

根据 DIN70000 规定，外倾角是指车轮中心平面和道路平面垂直线之间的夹角。如果车轮上部向外倾斜（图 3.37），外倾角取正值，向内倾斜取负值  $-\gamma$ 。在旧的文献中，设计车轮外倾角的原因解释为通过车轮的斜置来消除支承及转向节中的间隙，并规定外倾角为  $2^\circ \sim 3^\circ$ 。这一假设只是适用于农用车辆，而对轿车、载货车及其相应的挂车来说是不合适的。在这些车辆的车轮接地点存在交变的侧向力，即使在平路面上也是如此。间隙不仅引起噪声，而且还干扰直线行使性能。

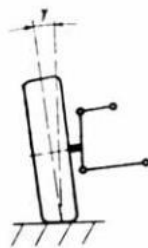


图 3.37 正的外倾角是指车轮平面上部向外偏离垂直线。

在乘坐 2~3 名乘员（零位置）时，轿车的前轮通常设计得具有微小的正外倾角，以使车轮尽可能垂直于稍许有点拱形的路面滚动，并使磨损均匀和滚动阻力小。如图 3.38 所示，理想的外倾角值为：

$$\gamma = 5' \sim 10' \text{ 即约 } 0.1^\circ$$

为了获得良好的轮胎转弯侧偏性能，目前所取得外倾角大都偏离了理想制值。轿车空载时外倾角基本上在理想值附近，而加载状况下车轮则取有轻微的负值外倾角（图 3.39和 3.40）。

除外倾角的大小外，有关公差范围的说明也是重要的也就是说既允许偏离规定值，也可以让左右车轮的外倾角不相等。大量的研究表明，为了使前桥零件制造经济并且不要因狭小的公差限制生产，通常取得的公差为 $\pm 30'$ 。大部分前悬架中，外倾角是可调的。

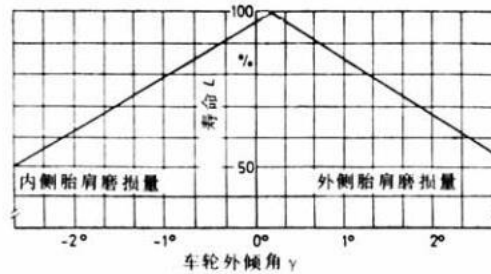


图 3.38 研究表明，当外倾角  $\gamma = +5^\circ \sim +10^\circ$  时，轮胎的磨损最均匀。更大的正值外倾角会使轮胎外侧胎肩磨损加剧。而更大的负值外倾角则加剧内侧胎肩的磨损。

为了避免在直线行使中产生单侧牵引转向，应该使左右车轮的柱销内倾角之差不大于  $\Delta\sigma = 30'$ 。如图 3.80 所示，外倾角和柱销内倾角有直接的关系，即外倾角偏差愈大，柱销内倾角的偏差也愈大。因此厂方规定左右外倾角之差不允许超过  $30'$ 。比如在前桥总成图上的说明可写成：

外倾角  $+ 30' \pm 30'$

左右车轮外倾角最大偏差  $30'$

还需附加说明的是测量工况。根据 DIN70020 规定，必须在空载（即汽车无人乘坐）时进行测量。

在采用独立悬架和复合悬架的后悬架中，为了提高轮胎的侧偏性能，车轮外倾角常设计成负值。各种轿车在空载下的外倾角已是  $\gamma = 1^\circ$ 。但这样对于斜置单臂式悬架来说，在满载工况下存在车轮外倾角负的太大的危险（图 3.40）。而这种危险会使轮胎发热过量并由此导致轮胎胎面剥离。一般轿车生产厂把这种形式的悬架的车轮外倾角又再设计成空载下取正值，其原因亦在此。在非转向的后桥上，外倾角公差值可达  $\pm 30'$ 。附加的限制是不必要的。

### 3.5.2 外倾角的运动变化

如第 1.2.1 节中所述，独立悬架的缺点在于汽车作曲线行使时车轮随车身一起倾斜，即车身外侧车轮相对于地面向正的外倾角方向变化，从而降低了承载较高一侧的轮胎（与车身内侧轮胎相比）的侧偏性能（图 3.45和图 3.46）。为了消除这一影响，轿车的悬架常常设计成车轮上跳时外倾角朝负值方向变化，而在下落时朝正值方向变化（图 3.38a和 3.39）。

横坐标为以（°）为单位的外倾角值，向左为负，向右为正。纵坐标上则以 mm为单位标出了向上的车轮上跳量  $s_1$ 及向下的车轮下落量  $s_2$ 。双横臂式悬架在车轮上跳曲线向负的外倾角方向凹入，表明了这种悬架的优点。而导向弹簧柱和减振器柱式悬架的曲线向相反的方向凹入（这是不利的）。相反，在车轮下落后 2 种悬架的车轮外倾角向正值方向变化，这就意味着（承载下的）车身的内侧车轮承受侧向力的性能更好。

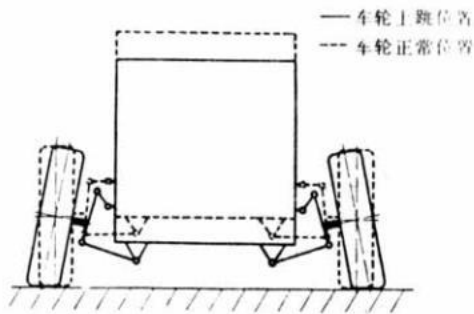


图 3.38a 研究表明，当外倾角  $\gamma = +5' \sim +10'$  时，轮胎的磨损最均匀。更大的正值外倾角会使轮胎外侧胎肩磨损加剧。而更大的负值外倾角则加剧内侧胎肩的磨损。

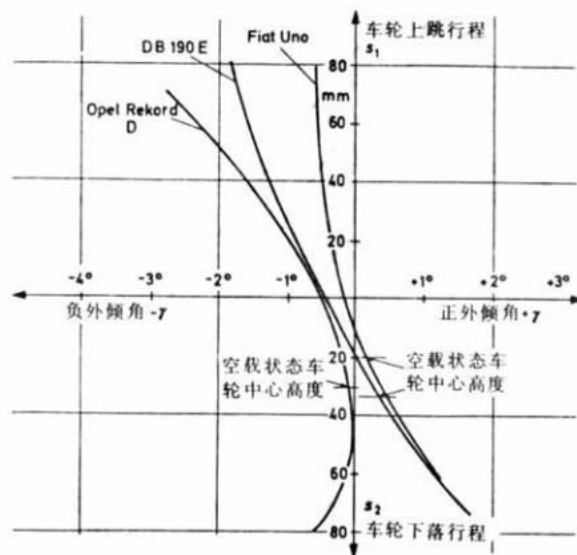


图 3.39 在Opel牌Rekord D型车双横臂式前悬架上测得的外倾角变化与车轮上跳量 $S_1$ 和下落量 $S_2$ 之间的函数关系曲线。图中同时给出Fait Uno型车弹簧柱式前悬架和Mercedes 190E型车麦弗逊式前悬架的相应曲线。

图 3.40、图 3.15、图 3.58a 给出了独立悬架的外倾角变化曲线。可以看出它比前悬架的性能更好。由于不存在转向角，斜臂和横臂可以安排得更合理。从所描述的零位置起（如图 4.9），Mercedes 车在满载下压缩量为 53mm，于是外倾角为 $\gamma_{\text{满载}} = -2^\circ 50'$ ，处于零界值 $\gamma = -4^\circ$ 之下。零界值是不允许超过的。

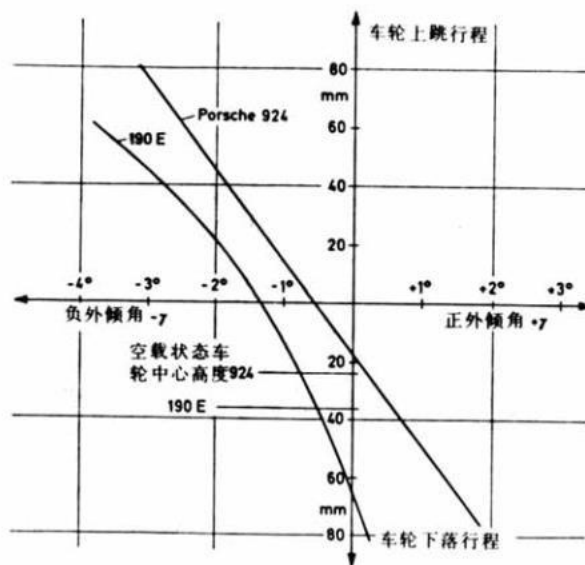


图 3.40 Mercedes 190E型和Porsche 924型车的后轮外倾角变化曲线。所分析的 190E型车的空间摆臂式悬架可调整出精确的外倾角，空载时 $\gamma_{\text{OL}} = -55'$ 及 $\gamma_{\text{OR}} = -35'$ ，乘坐 3 人后增大到约 $-1^\circ 30'$ 。当车轮上跳时，曲线呈斜率递增性变化。出厂说明中空载下 $\gamma = -50' \pm 30'$ 。Porsche 924 型车的斜置单臂式悬架的变化曲线呈直线型。当车轮上跳时，它的负外倾角小于所分析的 190E型车。出厂说明规定空载状态下 $\gamma = -25' \pm 30'$ ，左右最大偏差 30'。

### 3.5.3 外倾角变化的图解法

在设计中，前轮外倾角变化作为车轮跳动量的函数可根据柱销内倾角变化  $\Delta\sigma$  方便的确定。在双横臂式悬架中，作出长度为 $e$ 和 $f$ 的横臂绕C点和D点（即横臂转动轴）运动的圆弧，并标出在零位置时外侧球铰的中心点 1 和 2（图 3.14）。在上圆弧上任意确定一点 3，并绕该点以长度 1-2 作圆

弧，即可得出点 4。当车轮上跳为 $S_1$ 时，3-4连线与线 1-2的夹角即为变化角 $\Delta\sigma$ 。如果这个角向负的外倾角方向变化（如图例中），则用零位置时的外倾角 $\gamma_0$ 减去 $\Delta\sigma$ ，即

$$\gamma = \lambda_0 - \Delta\sigma \quad (\text{例如} +45' - 2^\circ = -1^\circ 15')$$

如果向正的方向变化，则要加入 $\Delta\sigma$

$$\gamma = \lambda_0 + \Delta\sigma$$

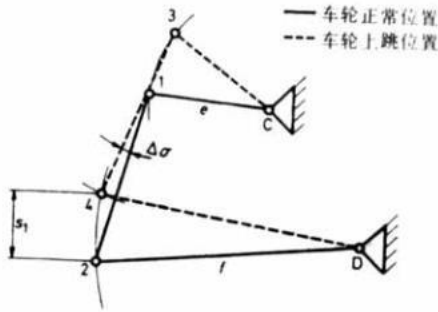


图 3.41 设计中双横臂式悬架的车轮外倾角变化的确定方法。它与主销内倾角变化 $\Delta\sigma$ 相同。

在麦弗逊式悬架中，当车轮上跳时，1-2的距离缩短。上固定点位于汽车翼子板上，只有下端点 2 移向点 3。 $\Delta\sigma$  仍是指两条连线之间的夹角（图 3.42）。

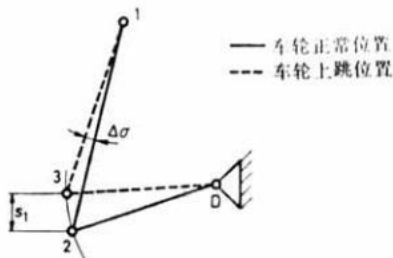


图 3.42 设计中麦弗逊式悬架的车轮外倾角变化和主销内倾角变化的确定方法。

对于纵横臂式悬架（图 3.43），先从点 1 作出摆臂转动轴 CC 的垂线，以便根据绕点 3 的圆弧和 1-2 的长度来确定点 4。假如 CC 轴线与水平线之间偏离再大些， $\Delta\sigma$ （从而也是外倾角变化，（图 3.25）还是理想。

在摆动轴式悬架中作出绕极点 P 的圆弧（图 3.8a），然后在圆弧上作出切线即可得出外倾角变化。可用 $\gamma_0$ 减去或加入这个变化值。同样情况也适用于斜置单横臂悬架。在此只需作出绕 P<sub>2</sub> 圆弧即可（图 3.29）。

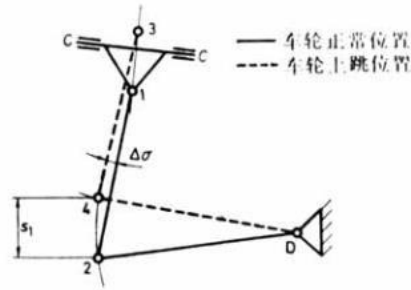


图 3.43 设计中纵横臂式悬架的外倾角变化和主销内倾角变化的确定方法。

### 3.5.4 曲线行使时的侧倾外倾角

当车身产生侧倾时，独立悬架中的车轮外倾角也发生变化，车身外侧的车轮的角度的变化为  $\Delta\gamma_i$  (图 1.2)。二者的平均值  $\Delta\gamma_\phi = 0.5(\Delta\gamma_a + \Delta\gamma_i)$  与车身的侧倾运动角  $\phi_k$  一并给出了侧倾外倾系数  $d\gamma/d\phi$ 。

倾斜支撑在地面的车身外侧车轮有正的外倾角  $+\gamma_a = \gamma_o + \Delta\gamma_a$  内侧车轮为  $+\gamma_i = \gamma_o - \Delta\gamma_i$ 。在垂直力分量：

$$F_{ya} = F_{na} \cdot \sin\gamma_a \text{ 和 } F_{yi} = F_{ni} \cdot \sin\gamma_i$$

的作用下，车轮外倾角还有一个附加增大值 (图 3.44)。摆臂支座越软，两根横臂之间的距离  $c$  (图 1.1b) 及麦弗逊式悬架中活塞和导向套之间的距离  $l-o$  (图 1.6) 愈短，侧倾外倾就越不理想。其它的影响因素还有活塞杆的粗细和悬架布置运动学等。

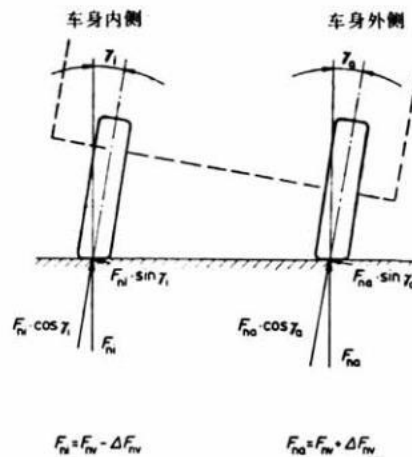


图 3.44 车身倾斜时 (由此车轮也倾斜)，垂直力分量  $F_{na} \cdot \sin\gamma_a$  使车身外侧车轮 (右边) 在左转弯时附加产生正的外倾角；而力  $F_{ni} \cdot \sin\gamma_i$  使车身内侧车轮 (同样也不利地) 附加一个负外倾角。

通过使车身两边倾斜，并测出侧倾角和外倾角，可以确定侧倾外倾系数。也可用车轮上跳量和下落量代替侧倾角标在纵坐标（图 3.45和 3.46）。根据轮距 $b_v, h$ 可容易的折算出倾斜角：

$$d\phi = \frac{S_1 + S_2}{b_{v, h}} (\text{rad}) \text{ 和 } d\phi^\circ = 57.3 \cdot d\phi \quad (3.5)$$

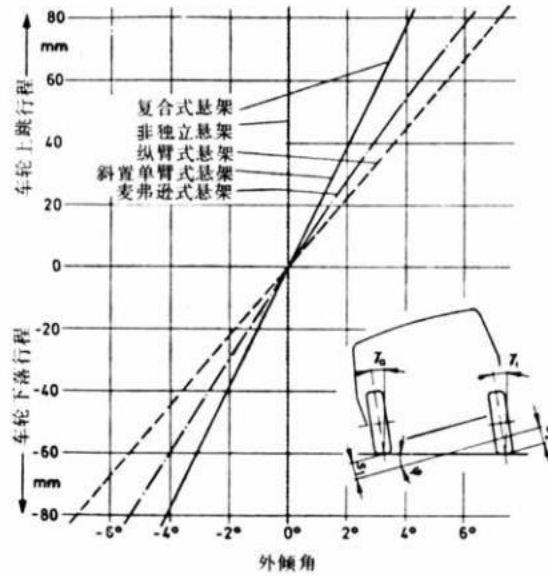


图 3.45 各种后悬架在两侧车轮反向跳动时相对于地面的外倾角变化曲线。除非独立悬架外，所有悬架的车身外侧车轮都向正的外倾角方向变化，而内侧车轮向负方向变化。车轮的上下跳动量标在纵坐标上。根据跳动量差  $\Delta s_1$  和  $\Delta s_2$ ，可方便地算出侧倾角  $\psi$ 。

VW牌Golf II型复合式悬架的轮距为 $b_h=1408\text{mm}$ ，当车轮跳动量为：

$$s_1 + s_2 = 80\text{mm} \text{ 时,}$$

$$\text{侧倾角为: } d\phi = 80/1408 = 0.00568\text{rad} = 3.26^\circ = 3^\circ 16'$$

该车的弹性曲线呈斜率递增性变化，故允许车身外侧车轮上跳动量比内侧车轮的下落量小（见第 4.4.2节）。根据允许轴荷，可假定车轮跳动量如下： $s_1=27\text{mm}$ 和 $s_2=53\text{mm}$

这时：

$$\text{外倾角 } \gamma_a = -0.1^\circ \quad \gamma_i = -3.55^\circ$$

$$\text{外倾角变化 } d\gamma = (\gamma_a - \gamma_i)/2$$

(3.6)

$$d\gamma = [-0.1 - (-3.5)]/2 = 1.7^\circ$$

倾角外倾系数  $\gamma^\circ$

$$d\gamma/d\varphi = 1.7/3.26 = 0.52 \quad (3.7)$$

通常侧倾外倾系数为:

- 纵臂式悬架: 1.05
- 麦弗逊式悬架 0.85
- 双横臂式悬架 0.80
- 复合式悬架 0.55
- 非独立悬架 0.0

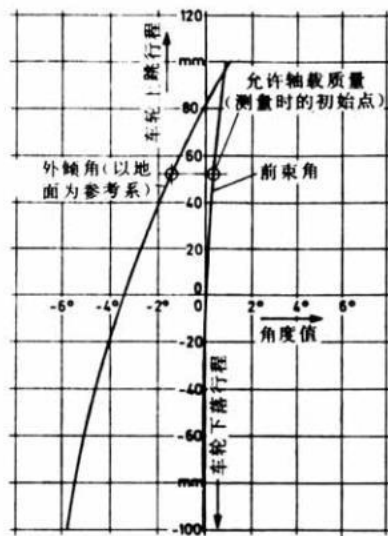


图 3.46 在 VW牌 Golf II型车复合式悬架上测得的两侧车轮反向跳动时前束和外倾角值, 将其作为车轮相对于车身的跳动量的函数。以地面为参考系, 车身外侧车轮上跳并向正的外倾角方向变化, 内侧车轮下落并向负方向变化。测试是在汽车后桥满载工况下进行的。前束值的变化是不合理的。侧倾角  $\psi$  见图 □。

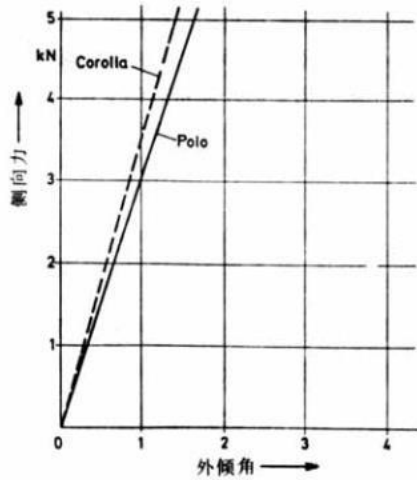


图 3.46a 当在车轮接地点加上向内的静态侧向力后，在 VW 牌 Polo 型车和 Toyota 牌 Corolla 型车的麦弗逊式悬架上测得的外倾角变化曲线。车轮轮辋的弹性排除在外。对此无影响的轮胎拖距亦不考虑在内。

### 3.5.5 弹簧外倾角

在曲线行使时，还必须考虑把由于侧向力引起的外倾角变化附加到侧倾外倾角中去。根据 DIN70000 规定， $\Delta\gamma_e$  是车轮外倾角的一个分量，它是由于悬架及转向系中存在弹性，从而在车轮和路面之间的力以及由其产生的力矩的作用下产生的。

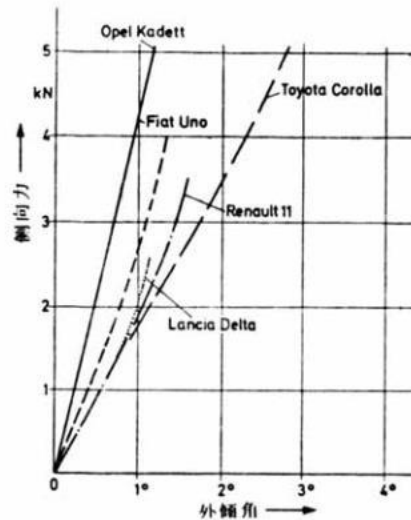


图 3.46b 当在车轮接地点加上静态侧向力后，在各种后悬架上测得的弹性外倾角变化曲线：

Opel 牌 Kadett 型车：复合式悬架

Fiat牌Uno型车：复合式悬架  
 Lancia Delta型车：麦弗逊式悬架  
 Toyota牌Corolla型车：麦弗逊式悬架  
 Renault牌11型车：纵臂式悬架

可明显看出，复合式悬架具有较小的弹性外倾角变化。考虑轮胎的拖距后所得的结果相同。

图 3.46a所示为在两辆轿车的麦弗逊式前悬架上测得的曲线，而图 3.46b则是在各种悬架上测得的曲线。在没有研究结论的情况下，所有的独立悬架均可参考下值作为弹性外倾系数（每 KN）

$$dy / dF \approx 22' / 1kN \quad (3.7a)$$

## 3.6 前束和自转向特性

### 3.6.1 定义和规定值

根据 DIN70000 规定，静态前束角  $\delta_v$  是指在静止的汽车上（参考状态下）汽车纵向中心平面和地面的交线之间的角度。如果车轮的前部靠近汽车纵向中心平面，则前束为正值；反之则为负值（后束角）。

静态总前束角是左右车轮前束角之和。

在前面所述的，1983 年公布的标准规范中规定前束角的单位为弧度、度（也可用分）。而在 DIN70020 第一部分（1976年 8月 9日公布）

中规定前束用 mm。这里前束是指差值  $V=B-C$

（图 3.47），既左右车轮轮辋边缘后部间距大于前部的余量。前束应在空载时车轮停在直线行使位置的状态下，在车轮中心高度上测量。

$V$ 和车桥上的两个车轮有关。在用角度表达的形式下，车轮前束角  $\delta_v$ 与车轮侧偏角相当。

也就是说，在具有前束的状态下，汽车的两个前轮是斜向对置的。缺点是使滚动阻力增大。

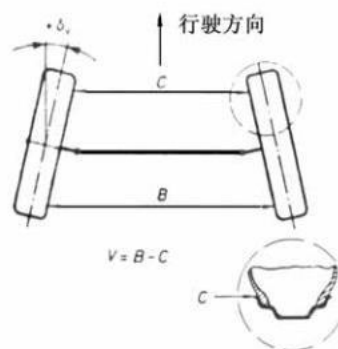


图3.47 根据DIN 70020中规定，前束V是指B-C的差值，单位为mm，在车轮中心高度处的轮辋边缘上测得。

$$\Delta F_R \approx 0.01 F_R \text{ 每 } \delta_v = 10'$$

确定前束角  $\delta_v$  要用到单个车轮的前束值  $V$ （即  $V/2$ ）：

用弧度表示： $\delta_v = \frac{v}{D}$  (3.8)

用角度分表示： $\delta'_v = \frac{v}{D} \cdot 57.3 \cdot 60$  (3.8a)

$v$  在轮辋边缘上测的，应此必须考虑到距离  $D$  这一因素。在给定的前束值下，比如  $v=2\text{mm}$ ，小规格的 12" 轮辋的前束角比 15" 的要大。图 3.47a 所示为轮辋直径的影响。查轮胎找出各个尺寸， $D=d+2d$ 。前桥和后桥的前束值在：

$V=1.0\text{mm}$ 和  $4.5\text{mm}$ 之间，

通常相当于  $\delta_v = 0.0058\text{rad}$ 。由于这个数量级的数字对修理行业是不适用的，目前在所有的车间手册中的前束说明都只用角度中的 ( $'$ ) 或 ( $\text{mm}$ ) 为单位，而且是指两个车轮上的前束。

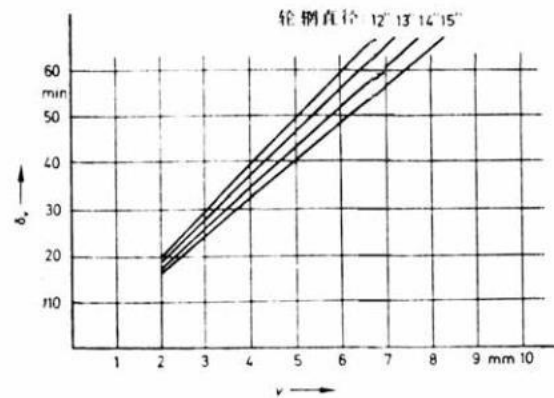


图3.47a 前束角  $\delta_v$  与轮辋规格和单位为mm的单个前轮前束值的关系曲线。

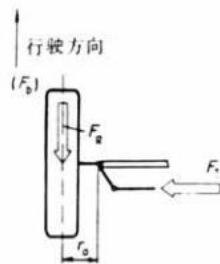


图 3.48 滚动阻力使得在车轮中心作用一纵向力  $F_R$ ，它通过杠杆臂  $r_a$  把车轮向后压向后束方向。为简化起见，在此及后面的图中把主销轴假定成垂直的。力矩  $M_R = F_R \cdot r_a$  使得在转向横拉杆中产生力  $F_t$ 。制动力  $F_b$  与  $F_R$  方向相同，但作用力臂不同（见图 3.84）。

直线行驶的车轮具有最小的轮胎磨损和最小的滚动阻力。滚动中在接地面上出现一个由前向后的滚动阻力  $F_R$ ，通过杠杆臂  $r_a$  产生一个力矩，该力矩经过转向拉杆作用在转向系上（图 3.48 和图 3.86）。

如果还存在弹性——尤其是在摆臂支座中——这个力矩还会轻微的向后挤压车轮。为了达到直线行驶目的，就规定了车轮相互斜相对立，即前束的方式。在前轮驱动行驶的车辆中驱动力是由后向前作用的，这是车轮前侧受到挤压（图 3.49），从而使的在此采用后束（即负前束）可能是有利的。为了不是反拖工况（即放松油门）下的行驶稳定性变坏，前轮驱动行驶的车辆也有部分采用前束。

除前束值的大小外，还规定了公差。对前轮来说，由于可以通过改变转向横拉杆的长度进行调节，公差值不要超过±1mm。后独立悬架的前束只能通过转动摆臂转动轴才可调节，即必须有相应的工具，以便能保证约±1mm 的同样的公差（图 3.49a）。如果汽车的前束不能调节，则必须允许取更大的偏差值，以便不会因零件的公差范围下而使制造不经济。

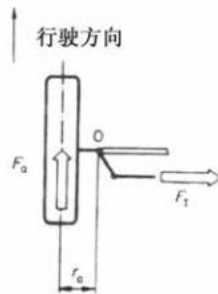


图3.49 在前轮驱动型式的车辆中，驱动力使得车轮受到向前束方向的挤压。两侧都出现力 $F_t$ 。

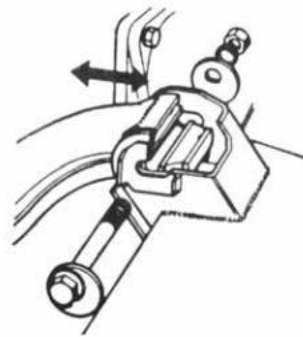


图3.49a 为了调节外倾角和前束，可在斜臂支承处设计带有偏心盘片的六角螺栓。它安装在侧面的法兰盘上（Ford公司产品图）。

一些轿车的出厂说明中表明：

	前	后
Mercedes 190E	+20' ± 10'	+ 25 <sub>±10</sub> '
Mercedes 500SE	+3 ± 1mm	+ 3.5 <sub>±11.5</sub>
Ford E E scort	-2.5 ± 1mm	
Audi 80	+10' ± 15'	
Audi (V) quattro	0 <sub>-10'</sub> <sup>+5</sup>	-10' ± 10'

（A=全轮驱动，S=标准驱动型式，V=前轮驱动）

这些说明适用于空载状况。

### 3.6.2 前束的运动变化

比在静止的汽车上调整出一个正确的前束更为重要的是，前束值在行使中能否保持，或者说是否会因汽车的上下跳动而变化。后者可能是由于不足转向性能的结果或者是为了达到确定的行使性能所需要的。为了不因轮胎的侧偏而使磨损加剧，滚动阻力加大以及直线行使能力受到损害，如图 3.50和图 3.51中曲线 1所示，无论在车轮下落还是上跳都不应出现前束值的变化。在图中纵坐标上是车轮跳动量（向上和向下），在横坐标上向右是单轮正前束，向右是负前束，即后束。曲线 1 是理想的形式，在设计中很难实现。必须允许与理想形式有小的偏差。

前束的变化可能是由于转向横拉杆的长度和位置不确定的结果。在转向横拉杆位于前桥后方的情况（图 3.48），双横臂式悬架的例中表

明了不同长度的转向横拉杆是如何在起作用用的（图 3.52）。长度太短（点 2），车轮在上跳及下落时均被向后往一起拉，这就导致出现后束，如图 3.51 中曲线 2 和图 3.52a 所示。转向横拉杆长度太长，车轮相互压向前束方向，见曲线 3。在两中情况下曲线都类似与圆弧状。如果转向横拉杆的长度较正确而内铰链太高（或外铰链太低，图 3.53），在车轮下落时其后侧被向内拉，出现后束，而当车轮上跳时则产生前束。结果是曲线类似一条倾斜的直线

（图 3.51中曲线 4）。转向横拉杆内侧铰链 5 太低或外侧铰链太高，则产生相反的影响，如相应的曲线所示，如转向横拉杆位于前桥前方则所有讨论的情况均出现相反的影响。

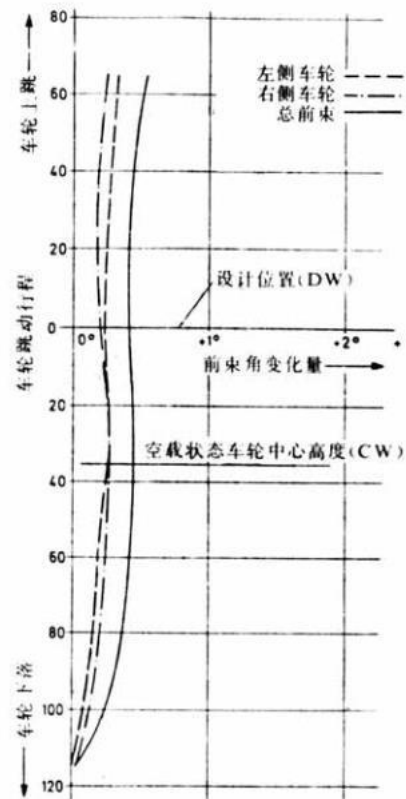


图3.50 在Mercedes 190/190E型车的空间摆臂式后悬架上测得的车轮上下跳动时的后轮前束变化曲线。在车轮跳动量不超过±70mm的范围， $\delta_h=27'$ 的前束只产生因弹性引起的极其微小的变化。定位值非常精确地符合出厂说明， $\delta_h=25'-5''$

-10

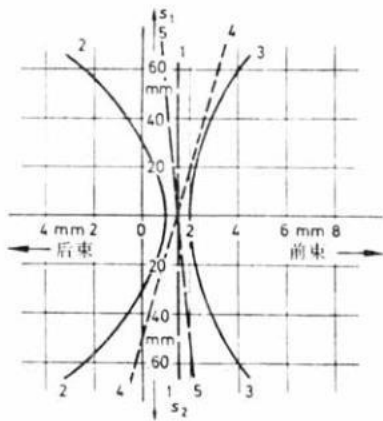


图 3.51 单个车轮在上下跳动时因转向横拉杆的长度或位置不确定而可能产生的前束变化。

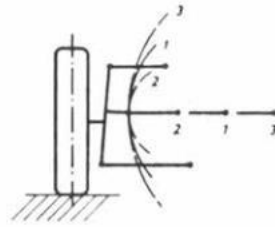


图 3.52 转向横拉杆太短（点 2），使车轮在上跳或下落时均产生后束。太长则相反在两个方向均产生前束（参见图 3.51）。

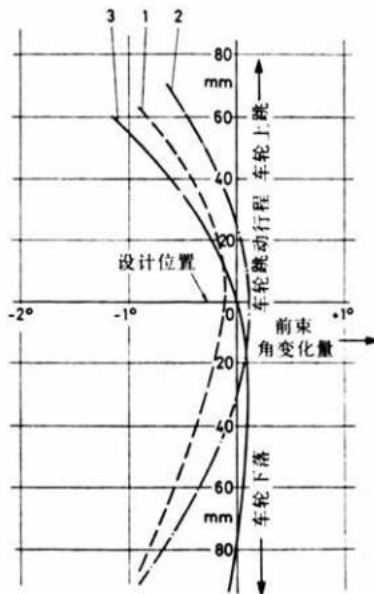


图 3.53 转向横拉杆内侧铰（点 4）太高得到图 3.51 中曲线 4，太低则得到曲线 5。

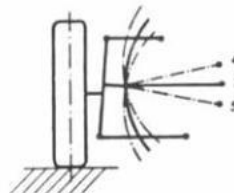


图 3.52a 在麦弗逊式悬架中，转向横拉杆太短会产生圆弧形的前束变化曲线。如果转向横拉杆在车桥后方，则不管车轮上跳还是下落，均会产生后束。图中所示为在 Ford Fiesta（曲线 1）、Nissan Stanza（曲线 2）和 Opel Corsa（曲线 3）型车中左前轮上测得的值。Opel 车使前桥产生侧倾转向，这可使 Corsa 型车具有更安全的和令人放心的行驶性能。运用转向横拉杆的内外侧铰高度差（如图 3.51 中所示），可实现不足转向的措施。

### 3.6.3 侧倾转向引起的前束变化

图 3.54 和图 3.55 所示为几辆轿车在运动过程中引起的前束变化曲线。在曲线行使时，上跳的车身外侧车轮产生后束，而下落的内侧车轮产生前束。在车身侧倾的影响下转向轮转角轻微的回转，从而由前桥的侧倾不足转向性可抵消汽车的过度转向趋势（图 3.56）及改善换道行驶时的性能。

如第 3.6.4 节中所述，后桥在侧倾时产生侧向力过度转向-并非没有危险性。它可能在换道行使时引起二次转向（图 3.57）。为了防止这种情况发生并改善汽车的综合性能，可将后轴也设计的具有侧倾不足转向性（图 3.58）。这时独立悬架中上跳的车身外侧产生前束，而下落的内侧车轮产生后束。图 3.15、3.46、3.58a 中示出了这种形式的变化曲线。

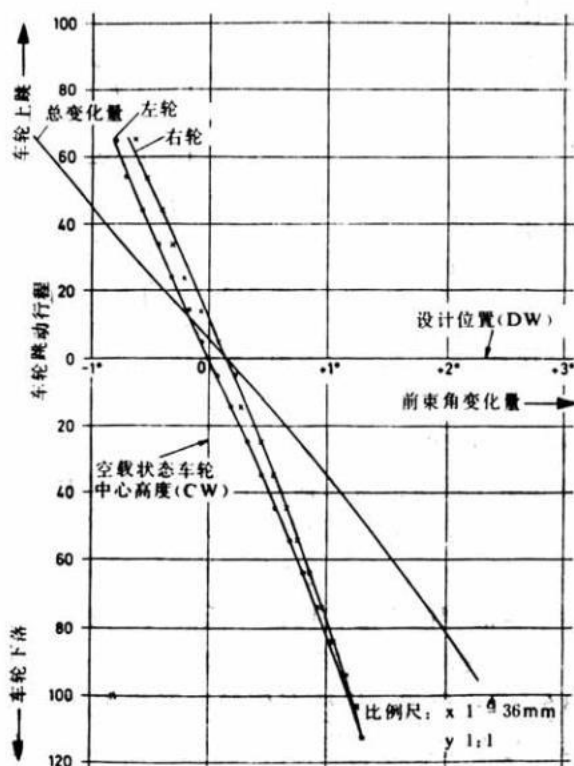


图 3.54 在 Opel 牌 Senator 3.0E 型车上测得的前束变化曲线。它表明了前桥产生的侧倾不足转向性。为了迭加出总的前束，在每个单轮上都进行了测量。设计位置相应于车中乘坐 3 名质量为 68kg 的乘员时的状态。图中还附加标出了空载高度。

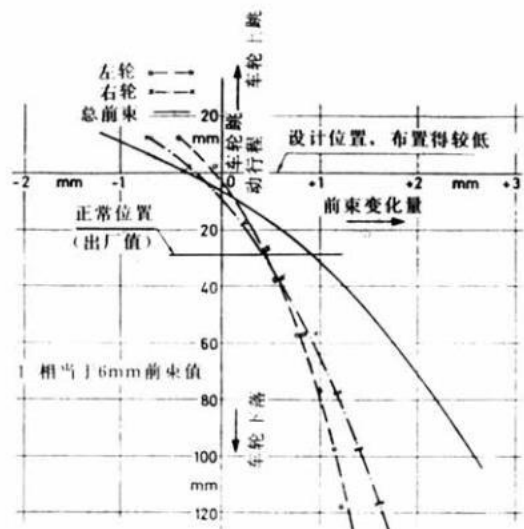


图 3.55 在车身下沉  $\Delta s=30\text{mm}$  的VW牌Golf GTi 81 型车上测得的前束变化曲线。在（按工厂规定附加标出的）设计位置处的车轮上下跳动时的前束变化值小于汽车在下沉位置时的情况。这对行驶性能和轮胎磨损的影响是不利的。此外图中还可以看出只有微小的车轮上跳余量。

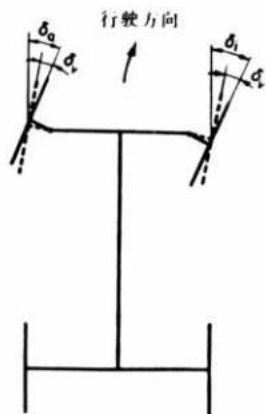


图 3.56 如果在车身侧倾或者由于侧向力的作用而上跳的车身外侧前轮产生后束，而下落的内侧前轮产生前束，则转向轮的转向角轻微地回转一个角度  $\delta_v$ ，车桥具有不足转向性。

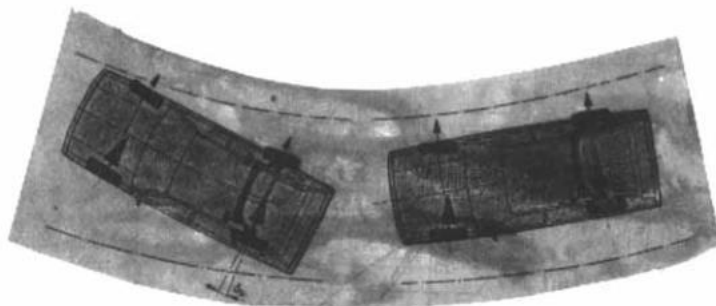


图 3.57 在侧向力作用下，后桥倾斜一个角度  $\delta_h$ ，并引起使汽车向曲线内侧转的过度转向（左图）。VW牌汽车在Golf、Jetta和Passat型车中装有轨迹校正轴承，它可进一步防止过度转向。另一种可能的解决方法是使车轮具有侧倾不足转向（亦见图 3.60和图 3.61）。

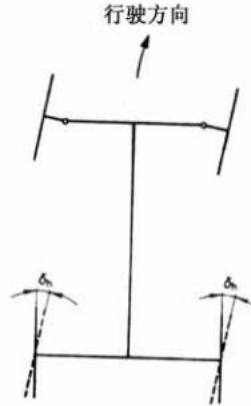


图 3.58 为了减小过度转向趋势，后悬架可以设计成在转弯时车桥产生侧倾不足转向，即在车身侧倾的影响下，上跳的车身外侧车轮产生前束，而下落的内侧车轮产生后束。

非独立悬架和复合式悬架的车轮（由于相互直接连接）在同向跳动时前束一点也不变化。由于结构公差或调整错误，车桥也可能在汽车中倾斜安装，即相对于汽车的纵向轴线，一个车轮具有前束，而另一个车轮有后束（图 3.58b）。在这种情况下，汽车不再巡轨而行，造成不稳定行驶。这是一个缺点，它在光学测量中往往不易察觉。

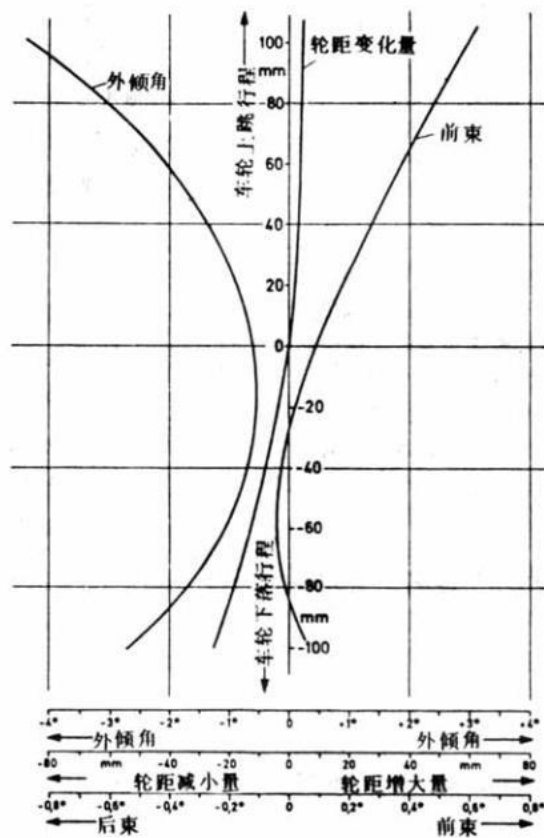


图 3.58a Audi牌 100/200 quattro型车后轮在上下跳动时的运动特性。可以看出，车轮上跳时两个车轮的轮距变化很小，外倾具有恰当的值，而前束的变化（单轮）则表明可使后桥产生侧倾不足转向。

如图 3.59、图 1.16 和图 1.17 所见，通过在车身侧倾时将车桥的车身外侧端向前拉和内侧端向后压，也可是非独立悬架具有侧倾不足转向性能。整根桥的转向角变化值  $\Delta\delta$  除以运动侧倾角变化  $\Delta\phi_K$ ，称之为侧倾转向系数（图 3.60）。

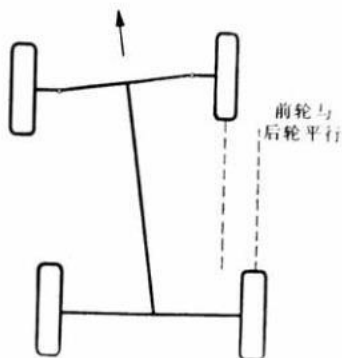


图 3.58b 如果非独立悬架的后桥安装得与汽车纵向轴线不成直角，为了保证直线行驶需要有一个微小的转向角（猎罐狗式汽车）。

该图也用同样的方式说明，当要汽车在不平的路面作直线行驶时，克服后桥的轴转向需要前轮也有一个转向角。

在车身侧倾时会引起轴转向的非独立悬架的后桥，当汽车在不平的路面上作无干扰的直线行驶时，也会产生轴转向。这种强迫转向现象不仅在曲线行驶中两侧车轮方向跳动时会出现（图 1.11），在车轮同向跳动时也存在少许。这就是为什么轴转向 ---只能通过附加的前轮转向来平衡（参见图 3.58b）---要限制在一定范围内的原因。

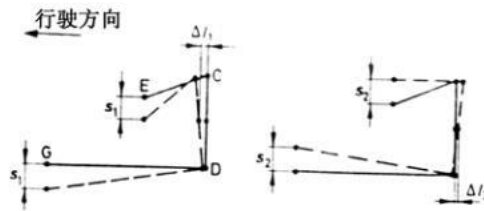


图 3.59 如果车身在曲线行驶时外侧下沉距离 $s_1$ ——在采用图 1.9a中所见的不等长且相互倾斜的纵置摆臂的条件下——车桥中心向前移动一个微小距离 $\Delta l_1$ 。而在内侧车身抬起距离 $s_2$ 时，车桥中心向后移动 $\Delta l_2$ 。由此倾斜后的刚性车桥产生了侧倾转向，并减小了标准驱动型式车辆本身具有的过度转向趋势。

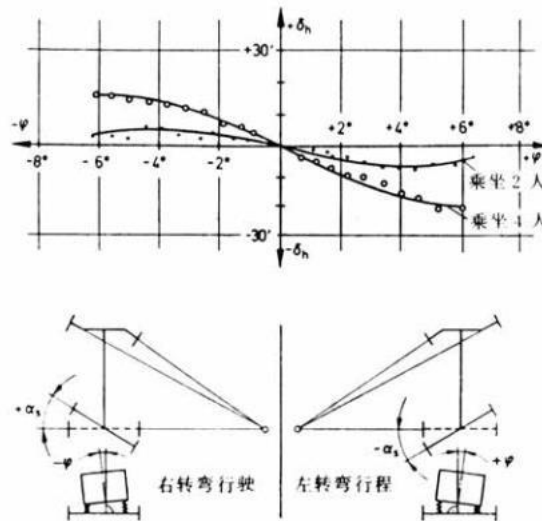


图 3.60 在乘坐 2 人和 4 人的 Opel 牌 Manta 型车上测得的侧倾角  $\psi_k$  和非独立悬架的后牵引式车桥倾斜角  $\delta_h$  之间的关系曲线。在乘坐 2 人且  $\psi_k=4^\circ$  时  $\delta_h=6'$ 。于是侧倾转向系数为： $d\delta/d\psi_k=0.1^\circ/4^\circ=0.025$ 。在乘坐 4 人时该值升至 0.075。从而这种标准驱动型式车辆的过度转向趋势——与负荷有关——被抵消。

在复合式悬架中，图 3.30 中所见的支承点 O 在加载状态下降低到车轮中心以下，从而产生负的角度。由此使得其侧倾转向性能随负载一起升高，侧倾转向系数也变得更为理想（图 3.61）。

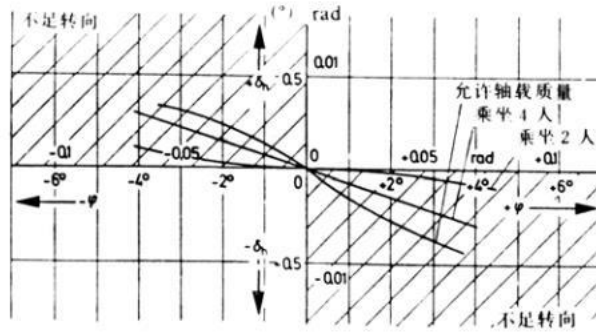


图3.61 在VW牌Polo型车上测得的侧倾转向曲线。随着负载的增大，复合式悬架的不足转向性也加强。在 $\Psi_k=4^\circ$ 时，根据负载情况侧倾转向系数分别为 0.025，0.07和 0.1。

### 3.6.4侧向力引起的前束变化

如图 3.91a 所见，在曲线行驶时侧向力作用在车轮接地面中心后距离为轮胎拖距  $N_r$  处。根据摆臂的位置由此可能引起前轮转向角的增大，即导致不理想的侧向力过度转向。如果在侧向力作用下转向角反而使减小（图 3.56），则产生有利于行驶安全性的侧向力不足转向。产生这一弹性运动的原因大部分是因为设计时给定的摆臂支承中的挠性。

通过横臂、拉力杆和转向横拉杆的恰当布置，可是前轮具有所需的自转向性。而后桥对此可能困难更多。为了实现后桥的不足转向性，如图 3.58所述，转弯时车身外侧车轮必须产生前束，而内侧车轮产生后束。

从图 3.62中可见到一些恰恰相反的情况：后复合式悬架（Opel牌Kadett型和Fiat牌Uuo型车）的车身外侧车轮获得后束，而内侧车轮则有前束。这就导致侧向力的过渡转向。这种现象也可以在Renault9型车的纵臂式悬架（图 1.45a）上清楚的看到。在lancia Delta型车的麦弗逊式悬架上也略微存在这种现象。Toyota车将两根横 1侧车轮产生后束（如图 3.62中所见）。研究中侧向力是静止的作用在车轮接地中心，如果把它向后移使轮胎拖距呈  $n_r=10\sim 40$  mm,其影响将是所有的曲线向左转动。于是Toyota牌Corolla型车具有轻微的侧向力不足转向趋势。而相反所有其它车桥则加大了过度转向。

采用非独立悬架也可实现侧向力不足转向。如果横向推力杆位于车桥后方（图 3.63a），则由于两个后轮上的侧向力 $F_{Sha}$ 和杆件力 $F_{Ty}$ 之间的有效距离 $a$ 的作用而形成力偶。它在纵臂中引起力 $\pm F_x$ ，并由于橡胶支撑中的弹性产生所需的自转向。

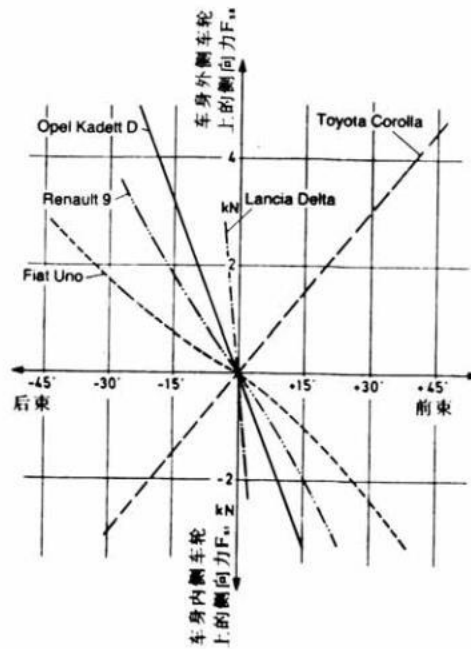


图 3.62 在车轮接地面中心处作用的静态侧向力使 Toyota 牌 Corolla 型车外侧车轮产生前束。而在其他的研究车辆中则相反产生后束。与 Corolla 车不同，这些车的侧向转向均在过度转向方向。这些车辆的悬架结构型式为：复合式悬架（Opel 牌 Kadett 型和 Fiat 牌 Uno 型），麦弗逊式悬架（Lancia Delta 型，图 1.7）和纵臂式悬架（Renault 牌 9 型，图 1.45a）。如果侧向力反向作用（即从内向外），则后束要代替前束。图中横坐标上的前束变化单位为分（'），纵坐标上力的单位为 KN。

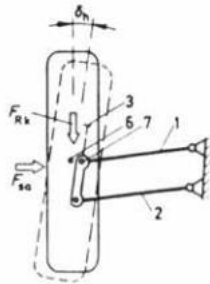
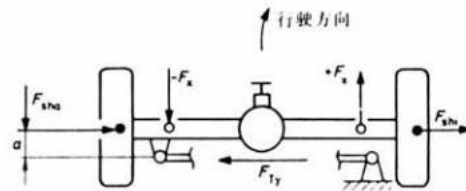


图 3.63a 非独立悬架车轮上的侧向力  $F_{sho}$  和后置横向推力杆中的力  $F_{Ty}$  之间相隔有效距离  $a$ ，从而形成一个力偶。它在纵臂中形成力  $F_x$ ，并由于橡胶支承中的弹性产生侧向力不足转向。如果横向推力杆置于车桥前方，则可能产生过度转向。

图 3.63 在作用于车身外侧车轮中心后，距离为轮胎拖距  $nR$  处的侧向力影响下，横杆 1 的支座变形大于杆 2。点 6 移向点 7，产生了前束角  $\delta$ 。



## 3.6.5 纵向力引起的前束变化

### 3.6.5.1 制动过程中的前束

前束能使汽车在制动过程中稳定行驶。良好的直线行驶性能既可通过采用负的主销偏移距，又可通过前束的弹性运动变化来实现。

车头部分在制动时下沉。如果象图 3.54 中那样，把运动规律设计得具有侧倾不足转向，两个车轮产生后束，即附加的转向方向与在正的主销偏移距下制动力  $F_b$  产生的相同（图 3.48）。需要前束方向的反向转向时，可通过使前悬架具有  $r_s=0$  或较小的正主销偏移距来实现。为此只要在横臂 1 和转向横拉杆 7 之间设置矢量  $\zeta$  即可（图 3.64）。现以 1985 年前生产的 Mercedes W123 型车的前悬架为例。纵杆 4 前端支承在摆臂上的点 G 处，后端置于支承座 5 上。在制动力  $F_b$  作用下，由于件 5 上的纵向弹簧变形，下导向铰 G 向点 4 偏移，转向横拉杆外端铰 U 侧移向点 9。由于点 G 和 U 沿不同的圆弧运动，而且转向横拉杆的侧向弹性小于横臂 1 的支座 D，故两个前轮受到向前束方向的挤压，尽管如图 3.84 所示存在着反向作用力矩  $M_b = F_b \cdot r_b$ 。

根据同样的方法，可获知后轮在制动中的前束弹性运动变化。细节可在《悬架》和《转向系》等相关资料中查到。

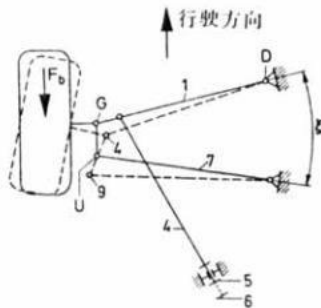


图 3.64 在转向横拉杆 7 和相邻横臂 1（大都是下置的）之间设置有用的矢量角  $\zeta$ ，可在制动时产生前束弹性运动变化。图中以 Mercedes W123 型车为例。

### 3.6.5.2 不产生前束变化的子午线轮胎纵向刚度的克服

目前在大量生产的轿车中只采用钢丝子午线轮胎。与以前使用的斜交轮胎相比，其缺点是子午线轮胎具有纵向刚度（请参阅《轮胎和车轮》等相关书籍手册）。刚性很大的钢丝带束层引起纵向振动，并通过车轮支架和摆臂传给车身，使车身中产生令人不适的嗡嗡噪声，特别是在石块路和粗糙不平的水泥路上以及速度低于 80km/h 行驶时。如果使车轮支架具有确定的纵向可动性，则可吸

收这种振动。这又牵涉到一个设计上不易解决的问题。因为在此时出现的位移  $S \leq +2\text{mm}$  的影响下既不允许产生前束变化，又不可在车轮接地点存在侧向力（图 3.3），直线行驶能力及滚动阻力将变差。

在前桥上这个问题可通过一根横臂来解决，它带有一向后（或向前）的动臂（图 3.65 和 3.65a）。该动臂又侧向支承在一个具有急剧递增变化的和精确选定弹簧特性的橡胶支承座上。重要的是安装在点 D 和 G 处的支承件在转弯侧向力及制动力的作用下只能有少许的变形。

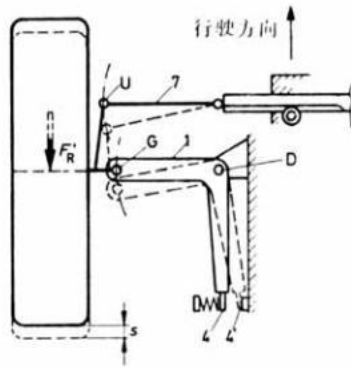


图 3.65 为了缓和钢丝子午线轮胎的纵向刚度 BMW 牌 3 系列型车在前悬架上设计了一根镰刀形摆臂。该摆臂在纵向力作用下绕只有少许变形的球铰 D 转动并通过动臂 4 用大块橡胶支座支承在车身上。该支座在侧向具有起始软，随即急剧递增变化的弹性。

转向横拉杆 7 位于横臂相应的高度上，且几乎与支座连线 GD 平行。

因此点 U 和 G 的运动圆弧半径差不多相等，车轮的纵向运动不会引起前束变化。如图 3.86 中所见，其大小在变化的滚动阻力  $F_{R}$  和  $F_{R}'$  作用在车轮中心。

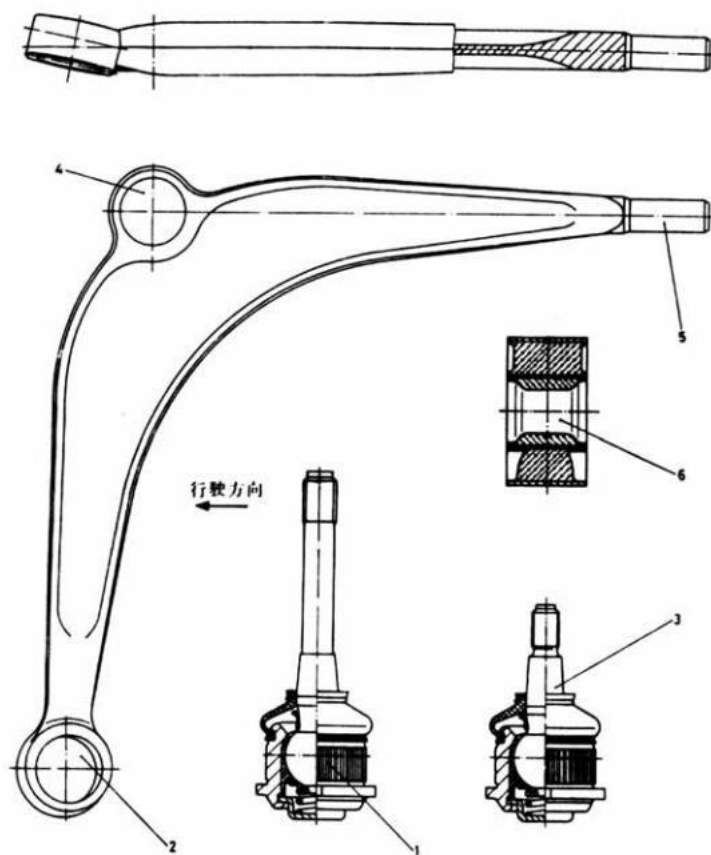


图 3.65a 用 C 45 N 钢制成的 BMW 牌 3 系列型车的前悬架的镰刀形摆臂。铰 1 连接摆臂和弹簧柱，并压入孔 2 中。铰 3 位于孔 4 中。摆臂在纵向力作用下绕铰 3 转动并通过动臂 5 支承在具有侧向弹性的支座 6 中（Lemförder 金属成品公司产品图）。

如果支撑在点 D 的横臂担负车轮导向作用，则它要具有一个可装入有纵向弹簧支撑的导向孔（图 3.66、图 3.66a 和图 1.40）。该零件的内管支撑在横向稳定杆 5 上，或者是支撑在一根向前或向后的拉杆上。

对于独立悬架的后驱动桥来说，为了避免产生弹性外倾变化和前束变化，纵置臂或斜置臂的精确导向尤为重要，可以将用来连接副车架及差速器和车身的 3 个或 4 个橡胶支座设计的能缓和子午线轮胎的纵向刚度（图 1.9 和图 1.9a）。对于非独立悬架来说，则由纵杆中的支座来承担这一任务。复合式悬架则是通过安置在转动点中部件来实现的（见图 3.67、图 1.41 和图 1.44）。

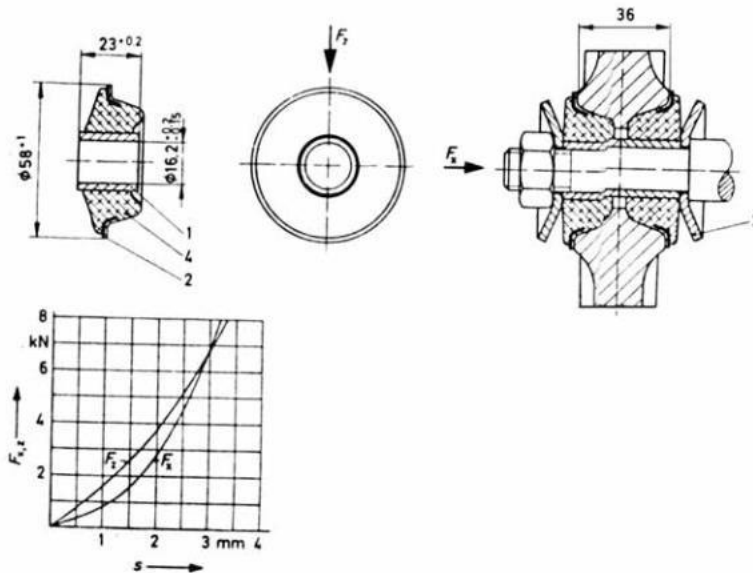


图 3.66 Audi 100/200型车的前置横向稳定杆在横臂上的支承座。两个安装在横臂上的橡胶件与内管 1 和环 2 硫化在一起。在纵向力 $F_x$ 的作用下，一块橡胶件靠紧在拱形盘 3 上，而另一块则放松。如左图所示，橡胶件 4 要高出内轴套 1。为此安装时需要产生一个预紧力。环 2 是为了能固定地安装在摆臂上。为了使支座能传递横向稳定杆上的垂直力  $F_z$ 而且变形不大。这个环是重要部件。曲线图标出了安装后的两个支座的纵向呈斜率递增变化和垂向几乎是线性变化的特性曲线（Boge公司产品图）。

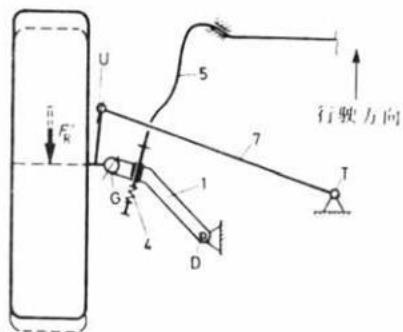


图 3.66a 三角形摆臂可以用两根单独的摆臂代替：一根横置（件 1），用来传递侧向力，而另一根（件 5）纵置，传递纵向力。两部件的连接由一个具有纵向弹性的支座（件 4）来承担，它安装在件 1 的导向孔中并克服子午线轮胎的纵向刚度。和 Audi 100/200 型车（图 1.40）一样，件 5 也可以是横向稳定杆的臂。

### 3.6.5.3 前轮驱动力引起的前束变化

如图 1.35 所示，在发动机横置时差速器由汽车的轴线侧线移出到变速器的位置。因此具有不等长的驱动半轴。在低档启动时车头将抬起，短的（左）半轴与车轮轴线之间的衍射角度  $\alpha$  比长的

(右)半轴更陡(图 3.67a)。由于角度 $\alpha$ 而引起了绕主销轴线的力矩。由于驱动半轴的转动方向,该力矩使两个车轮产生朝前束的方向转动的趋势。由于左边的 $\alpha$ 更大,从而该处的力矩也略大于另一侧,于是存在汽车被拉向右转的危险。如果驾驶员松开油门,发动机产生制动力矩,车头下沉,则不可避免的会产生向相反方向转动的趋势。这是(如图 11.36和 1.40中所见的)带大功率发动机的前轮驱动型式的车辆采用等长的驱动半轴的主要原因。

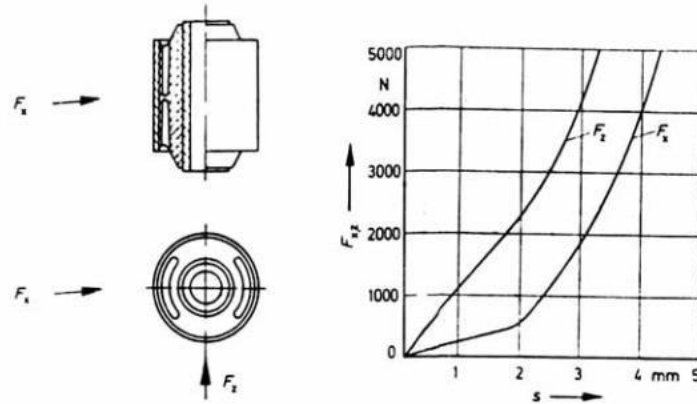


图 3.67 安装在 Ford牌 Fiesta型车后悬架纵杆上的纵向弹性支座。橡胶件中的间隙用来保证所需的呈斜率递增变化的弹性。为了能给非独立悬架精确导向并传递由横向稳定杆产生的力,支座在垂向非常硬,弹性曲线几乎是线性的(Boge公司产品图)

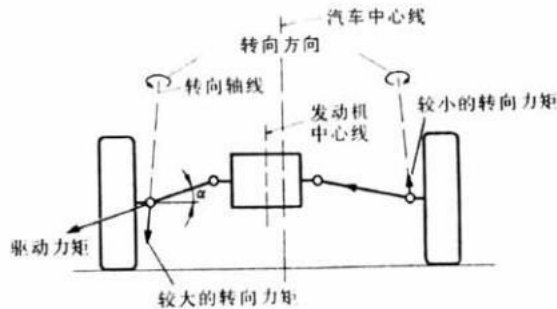


图 3.67a 发动机横置时, 差速器不再处在汽车轴线上, 为此需要采用中间或不等长的驱动半轴(图 1.36) 如果半轴的倾斜角度不同, 将会产生大小不同的绕主销轴线的力矩, 引起单侧转向系受拉。

## 3.7 转向角和传动比

### 3.7.1 转向角

如果通过所有 4 个车轮中心的车轮平面垂直线都相交于一点——转向中心 M，汽车在缓慢行驶时的转弯是精确的。如果后轮不一定转向，则 2 个前轮的垂线必须与后轮中心连线的延长线相交于 M 点（图 3.68）。如是在车身内外侧的前轮上出现不同的转向角  $\delta_i$  和  $\delta_{Aa}$ 。根据较大的内侧车轮转向角  $\delta_i$  可以算出外侧车轮的理论值，即所谓的阿克曼角：

$$\cot \delta_{Aa} = \cot \delta_i + j/l \quad (3.9)$$

式中：l 为在地面测得的两主销轴线延长线与地面交点交点的距离，即

$$j = b_v - 2 \cdot r_s \quad (3.10)$$

在负的主销偏移距  $r_s$  的情况下，它在式中的运算符号变成加号。

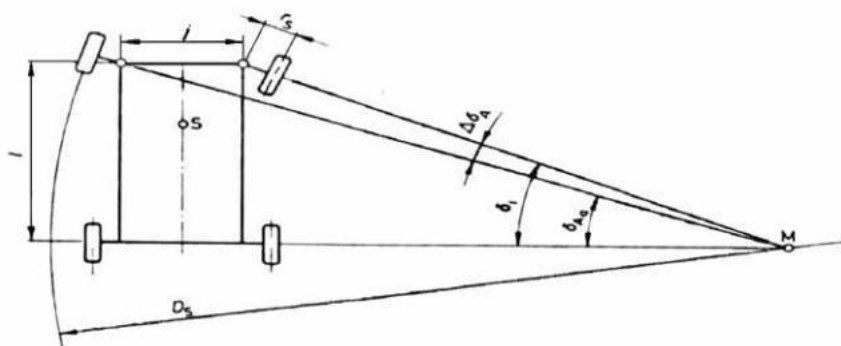


图 3.68 由阿克曼角确定的车身外侧车轮转向角和内侧车轮转向角  $\delta_{Aa}$  之间的运动学关系。图中还标出了转向角差  $\Delta \delta_A$  和转弯直径  $D_s$ （亦见图 1.46a）。

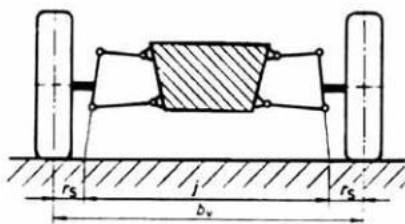


图 3.69 前悬架上的尺寸说明： $b_v$  是前轮轮距， $r_s$  是在图示情况下为正的主销偏移距。

图 3.68 中标出的转向角差（也称弯角差） $\Delta \delta_A$  在所获得理论值中必须始终为正值。

$$\Delta \delta_A = \delta_i - \delta_{Aa} \quad (3.11)$$

根据角 $\delta_{Aa}$ 可得出理论转弯直径 $D_s$ （图 3.68），即车身外侧前轮平面以最大的转向角转弯时经过的圆弧直径。汽车的转弯圆应尽可能小，以易于转弯及停车方便。依图示可推导出公式：

$$D_s = 2 \left( \frac{\sin \delta_{1Aa \max}}{\delta_{1Aa \max}} + r_s \right) \quad (3.12)$$

这个要求是以轴距小和车身外侧车轮转向角大为前提的。而后一项条件取决于更大的内侧车轮转向角。但它受到限制，因为车轮上跳并转向至极限时既不允许触及车轮罩壳也不允许碰到前悬架的零件。车轮罩壳在侧向不能超宽伸到前排乘员放脚空间，否则踏板机构——不论转向盘是左置还是右置——要偏向座椅方向，乘员放脚时就会感到局促。在前轮为驱动轮时还要考虑加装雪地防滑链的位置。此外还受到确定半轴万向节最大折弯角的限制（图 1.1a和图 1.36b）。

### 3.7.2 转弯圆和转弯通道外圆

车身内侧车轮转向角要规定极限值，而相反（由功能上决定它是较小的）外侧车轮转向角则不需限制。它可以具有与内侧车轮转向角同样大的角度。缺点只是汽车不再是精确的转弯（图 3.70），而优点则是具有更小的转弯圆和外侧车轮轮胎承受的侧向力增大。由于这一原因，大部分轿车增大了外侧车轮的转向角，即实际值 $\delta_a$ （无下标 A）比阿克曼算出的理论值 $\delta_{Aa}$ 增大了一个转向误差 $\Delta\delta_F$ ——所需的转向偏差。

$$\Delta\delta_F = \delta_a - \delta_{Aa} = \Delta\delta_A - \Delta\delta \quad (3.13)$$

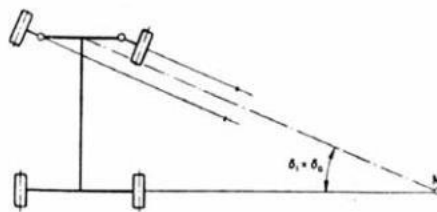


图 3.70 为了充分利用汽车翼子板中的空间并提高轮胎的侧偏性能，可使车身外侧车轮转向角和内侧车轮一样大，于是两个车轮平行转动， $\Delta\delta$  为零。

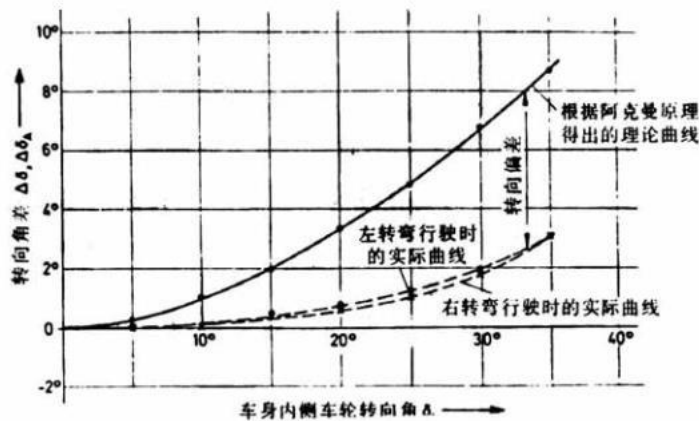


图 3.71 根据式 3.9算得的 1981年生产的 BMW 323 I型车的转向理论曲线。同时标出的还有在左右转弯时测得实际曲线，以及转弯偏差  $\Delta\delta_F$ （亦称转向误差）。横坐标是车身内侧车轮转向角 $\delta_i$ ，纵坐标是转向角差 $\Delta\delta = \delta_i - \delta_a$ （与实际曲线有关）和 $\Delta\delta_A = \delta_i - \delta_a$ （适用于理论曲线）。在车间维修手册中 $\Delta\delta$ 以 $\delta_i = 20^\circ$ 时的公差形式出现。在此 $\Delta\delta = 40'$ 。

采用已知的容许转向偏差可以减小图 3.68 中所见的转弯圆直径 $D_s$ 。为此，除 $\Delta\delta_F$ 外还须已知 $\delta_{Aa \max}$ ，即根据阿克曼确定的车身为此车轮的最大理论转角，才可用式 3.9 进行计算。一系列的测试研究表明：每 10转向偏差可获得减小值 $\Delta D_s \approx 0.1m$ ；于是，公式更改为（式中所有参数单位均为m）：

$$D_s = 2 \cdot \left( \frac{\sin \delta_{Aa \max}}{\sin \delta_{Aa}} + r_s \right) - 0.1 \cdot \Delta\delta_F \quad (3.14)$$

以一辆具有常转向误差的前轮驱动型式车为例。在右转弯时的计算数据为：

$$l = 2.677m, \quad bv = 1.47m, \quad rs = -0.015m, \quad \delta_{imax} = 42^\circ, \quad \delta_{amax} = 35^\circ 40'$$

$$j = 1.47 - [2 \cdot (-0.015)] = 1.5m \quad \cot \delta_{Aa} = \cot 42^\circ + 1.5 / 2.677 = 1.671, \quad \delta_{Aa} = 30^\circ 55'$$

$$\Delta\delta_F = 35^\circ 40' - 30^\circ 55' = 4^\circ 45'$$

$$D_s = 2 \cdot [2.677 / \sin 30^\circ 55' + (-0.015)] - 0.1 \cdot 4.75^\circ$$

$$D_s = 9.91m$$

在轿车上实测得转弯圆直径为 $D_{s_g} = 9.92m$ 。

转弯圆直径只描述了一个原则上用于理论的，设计上可理解的值。对于驾驶员来说，有意义的是街道边石圆，即相互平行的，通常高于路面的街道路边石之间的距离（图 3.72），驾驶员可在其

间架车直行再转弯。这个圆直径是可测量的，但亦可简单地通过转弯圆直径 $D_s$ 和轮胎的作业宽度算出：

$$D_B = D_s + B \quad (\text{m}) \quad (3.15)$$

然而更重要的是转弯通道外圆，其直径 $D_w$ 约比转弯圆大一个汽车前悬长度 $L_{ov}$ （图 1.18）。

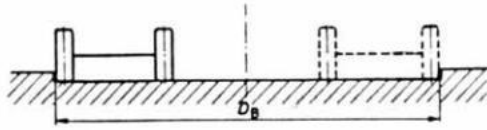


图 3.72 街道路边石圆。它是驾驶员架车转弯时的一个重要参数。

DIN 70020 中将 $D_w$ 规定为汽车在极限转向角下作圆周行驶时的最小柱形包络体的直径（图 3.73）。最小转弯通道外圆可以从设计中获得，也很容易测出。它作为产品说明列入车型手册中，也作为测试报告内。

从已知的转弯圆直径 $D_s$ ，可算出车身外侧后轮及内侧后轮驶过的圆弧半径 $R_{ha}$ 和 $R_{hi}$ 。分别为：

$$R_{ha} = \sqrt{(D_s/2 - r_s)^2 - l^2} + \frac{b_{h-j}}{2} \quad (3.16)$$

$$R_{hi} = R_{ha} - b_h \quad (3.16a)$$

公式表明：轴距 $l$ 愈长， $R_{ha}$ 和 $R_{hi}$ 则愈小（与 $D_s$ 相比），即汽车作缓慢转弯行驶时的宽度要求更大（图 1.46a）。

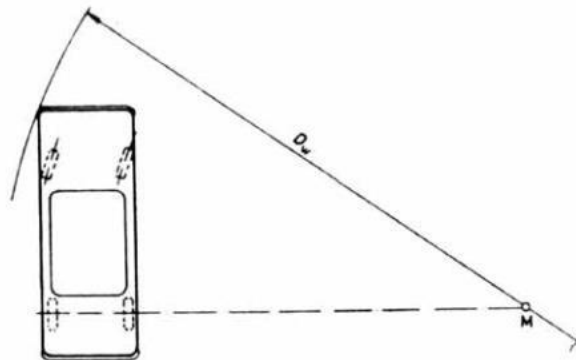


图 3.73 转弯通道外圆是指汽车在极限转向角下，最外侧零件所描绘出的圆弧。

### 3.7.3 转向角传动比

转向角传动比 $i_s$ 是指转向盘转角变化值  $\Delta\delta_H$  与一对转向车轮的平均转向角变化值  $\Delta\delta_m$  之间的比值，它是在不加力矩操纵转向处于直线行驶位置起的情况下得出的值。即先不考虑转向弹性和转动时传动比的变化。其值为：

$$\text{平均转向角 } \delta_m = (\delta_a + \delta_i) / 2 \quad (3.17)$$

$$\text{转向角传动比 } i_s = \Delta\delta_{Hh} / \Delta\delta_m \quad (3.18)$$

公式不仅适用于转向角范围较大时的情况（例如  $\delta_m = 20^\circ$ ），而且也适用于传动比保持不变时的情况（图 3.74）。相反，如果传动比有变化（见图 3.75），则要根据转向时的转向盘转角分量  $\Delta\delta_{Hh}$ （下标 h 表示手）和两个车轮的平均转向角  $\Delta\delta_{HS}$ （下标 S 表示操纵）得出转向角传动比：

$$i_s = \Delta\delta_{Hh} / \Delta\delta_{HS} \quad (3.19)$$

当总的转向角传动比涉及到行驶位置时，还出现一个零下标： $i_{s0}$ 。

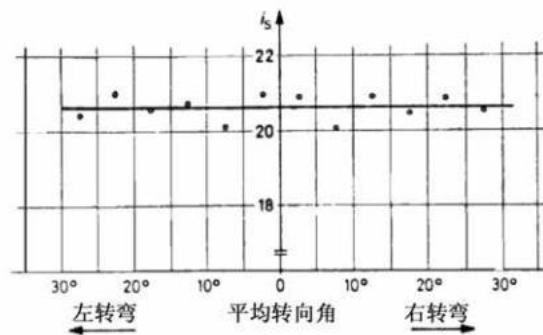


图 3.74 为了使转向传动比  $i_s$  能在整个转向角范围内保持不变，既可采用后置转向梯形也可采用前置梯形。图中所示为在一辆 Opel 牌 RecorE 型车（无转向助力装置）上研究的结果。测得的平均值  $i_s = 20.6$ ，产品说明中  $i_s = 20.3$ 。

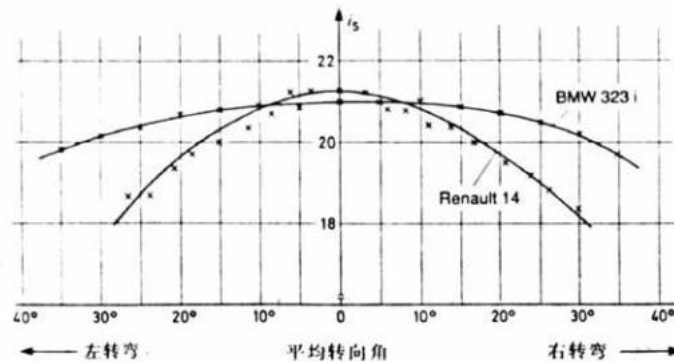


图 3.75 从一辆 BMW 323 I 型车上获得的转向角传动比和左转及右转转角之间的关系曲线，以及一条前轮驱动式车辆的典型传动比曲线（Renault 14 型车）。BMW 将标准驱动型式

轿车中的安置在车桥后的转向梯形设计得使转向传动比仅有很小的下降。在发动机横置的前轮驱动桥中，这样做有困难。

经济的结构是齿轮齿条式转向器，但它有缺点：转向角传动比随着转向角的增大而减小，如图 3.75 所示。在助力式转向装置中，转向角传动比的下降符合行驶技术要求。在直线行驶位置，为保证高速行驶需要的安全，期望有大的转向传动比。相反为了使转弯和驻车时转向盘的回转圈数减小，传动比下降是有利于车轮转向的。

与无转向助力的汽车情况不同，液压助力器会在转向角较大时增大操纵力。这个力可以变得很大，尤其是对前轮驱动型式的车辆来说，几乎不受转向角传动比的下降的影响。其原因在于：

- a. 转向器可安置在车厢前壁和发动机之间的狭长空间里；
- b. 连接处有所需的侧向刚性；
- c. 可避免任何形式的前束变化（图 3.52a）；
- d. 满足所要求的转向实际曲线（图 3.70）。

设计中在俯视图上转向横拉杆布置的位置也很有影响。它处在车桥中心前还是在后或与其相交，以及它的内侧较是侧置在齿条上还是中置，结果均有不同。此外，还有主销内倾角和后倾角以及转向节臂角度  $\lambda$  大小的影响。

一系列的研究表明，在前轮驱动型式的车辆中自直线行驶位置至极限转向角位置转向传动比下降 17%~30%。标准驱动型式的轿车在发动机—变速器总成下方有更大的空间，从而使得传动比的下降小得多，仅为 5%~15%。图 3.75 中所示为标准驱动型式车辆的转向传动比曲线。它表明：在直线行驶位置  $i_{s0}=21$  和在平均转向角为  $\delta_m$  上  $i_{smin}=19.7$ ，故  $i_{smin}/i_{s0}=0.94$ ，即传动比下降仅为 6%。发动机后置的车辆在车头行李箱下方的空间还要大，这种情况下轿车采用齿轮齿条式转向器，其传动比在整个转向角范围内保持不变。

ZF公司的一项新开发技术可以消除无液压助力器的转向系中转向传动比下降的缺点。齿条的齿距从  $t_1$  过渡到  $t_2$ （图 3.76），从而使得小齿轮的节圆直径从直线行驶位置的  $d_1$  向两侧减小到  $d_2$ 。由此在车轮转向角增大时出现变小的位移  $s_2$ ，并导致总的转向角传动比  $i_s$  增大。结果使得两个极限位置之间的转向盘转动圈数更多，但转向盘阻力矩也下降（图 3.77）。

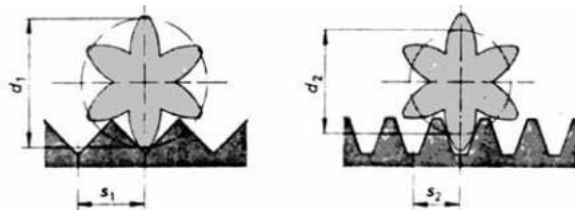


图 3.76 如果齿条设计得使小齿轮在中的节圆直径 $d_1$ （左图）比（右图）大，则当转向角增大时移动距离从 $s_1$ 降到 $s_2$ ，从而使得传动比变得更大（ZF公司产品图）。

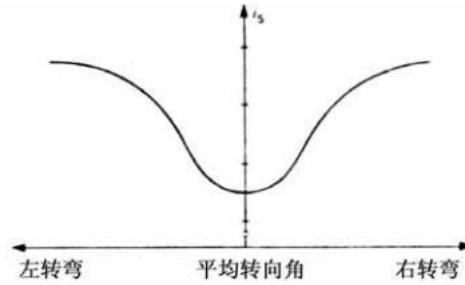


图 3.77 在 3.76 如图所示的齿条具有不同的齿距情况下的 $i_s$ 。

### 3.7.4 动态转向角传动比

实际上由驾驶员感觉到的转向传动比可能是动态转向角传动比  $i_D$ 。它由因转向角引起的转向盘转角分量  $\Delta\delta_{Hh}$  和弹性引起的转向盘转角  $\Delta\delta_{He}$  组成。为了计算曲线图，假定两个车轮具有一个确定的转向角范围  $\Delta\delta_{HS}$ （例如  $0^\circ \sim 5^\circ$ ， $0^\circ \sim 10^\circ$ ， $0^\circ \sim 1^\circ$  等等），并由此附加得出其平均值（在此  $\Delta\delta_m = 2.5^\circ, 5^\circ, 7.5^\circ$  等等），以便能在曲线中的这些位置上取出转向角传动比。动态转向传动比取决于转向盘上转矩  $M_H$  的大小，从而每次仅能考虑给定曲线上的一个点。计算公式为：

$$i_D = i_s + (\Delta\delta_{He} / \Delta\delta_{HS}) \quad (3.20)$$

以一辆 BMW 323 i 型车为例。计算当  $M_H = 10 \text{ N} \cdot \text{m}$ ，转向角范围  $\Delta\delta_{HS} = 0^\circ \sim 5^\circ$  时  $i_D$  的。从图 3.75 中得出总转向角传动比为  $i_s = 21$ 。根据图 3.77a，可得出由于弹性引起的转向盘转角分量为  $\Delta\delta_{He} = 19^\circ$ ，为此有：

$$i_D = 21 + 19/5 = 14.8$$

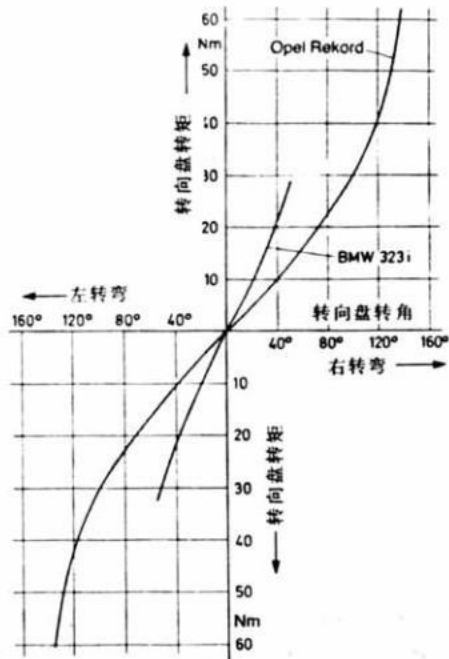


图 3.77a 在一辆BMW 23 i型车和一辆Opel牌Record E型车上测得的车轮在直线行驶位置处的转向弹性，在DIN 70000中称为由于弹性引起的转向盘转角分量。图中标出了在转角双排作用一个上升的转矩后产生的转向盘转角，这时前轮固定不能转向。两量标准驱动型式的轿车均将转向器安置在前桥后面。Opel牌车采用转动副式转向器， $i_{s0}=20.6$ ；BMW车安装的是齿轮齿条式转向器， $i_{s0}=21$

作曲线时则在  $\Delta\delta_m=2.5^\circ$ 处标上这个值。转角范围愈小， $M_H$ 愈大，则动态转角传动比增值也愈大。例如当 $M_H=20N\cdot m$ 时， $i_D$ 已增为 28.8。图 3.77b示出了常规的转向盘转矩下，在标准驱动型式轿车上测得的动态转角传动比曲线。

图 3.77b 在一辆BMW 23 i型车上获得的，3种转向盘转矩 $M_H=5N\cdot m$ 、 $10N\cdot m$ 和  $15 N\cdot m$ 下的动态转角传动比。下面还标出了运动转角传动比 $i_s$ ，其相应于图 3.75中的情况。

### 3.8 转向回正概论

如果取出的前轮上没有转向回正力矩，则它的直线行驶能力必受到损害，只要一个微小的力就可使它转弯。在转弯结束转向盘必须回转，没有回正力矩它也不会自己回到直线行驶位置，驾驶员对转弯行驶速度和行驶性能也没有感觉，此外还存在驾驶员在转弯结束后不能及时回转转向盘使取

出偏离道路的危险。在第 1.4.1, 1.5 和 1.6.2 节中已经说明了在不同驱动型式下的关系图 1.20 还指出了相差之处。

存在很多种转向系在转弯后回正的可能性。在此对于任一种情况都必须使作用在车轮接地面上的四个力——垂直力  $F_n$ 、侧向力  $F_s$  及纵向力  $F_l$ ——中的一个具有能产生力矩的力臂。为了便于区别, 将这些力矩加上下标, 以说明回正力的方向 (图 3.78) 或其它关系:

$M_{SR}$ : 由侧向力  $F_s$  和轮胎托距 (图 3.91a) 产生的力矩;

$M_{Sz}$ : 由垂直力  $F_n$ , 主销偏移距  $r_s$  和主销内倾角  $\sigma$  (图 3.81 和 3.82) 产生的力矩;

$M_{Sy}$ : 由侧向力  $F_s$  和侧向力臂  $n_s$  (图 3.93 和 3.98) 产生的力矩;

$M_{Sx}$ : 由滚动阻力  $F_R$  和由侧向力臂  $n_s$  (图 3.94) 产生的力矩。

此外, 在前轮驱动型式的车辆中由于驱动力 (图 3.100) 和驱动半轴万向节的中心在转向节轴外 (图 3.79), 也会产生回正力矩。

根据 DIN 70000 规定, 转向力矩  $M_s$  等于绕转向车轮转向节轴作用的力矩之和。这个力矩由驾驶员引入。相反, 回正力矩则是一个有关行驶状态的问题。影响所有回正力矩的垂直力  $F_n$  等于前桥轴荷  $G_v$  的一半, 而且是在设计位置 (见第 4.3.4 节), 即汽车中乘坐三位质量 68kg 的乘员时的值:

$$F_n = G_v/2 \text{ 和 } G_v = m_v \cdot g \quad (\text{KN}) \quad (3.21)$$

前桥轴载质量  $m_v$  在此起决定作用, 因此也有一些地方称之为重力转向回正。

根据  $F_n$  可得出:

$$\text{侧向力} \quad F_s = \mu_s \cdot F_n$$

$$\text{滚动阻力} \quad F_R = \kappa_R \cdot F_n$$

$$(\text{在有些情况下}) \text{ 驱动} \quad F_a = \mu_H \cdot F_n \quad (\text{也可见式 3.36})$$

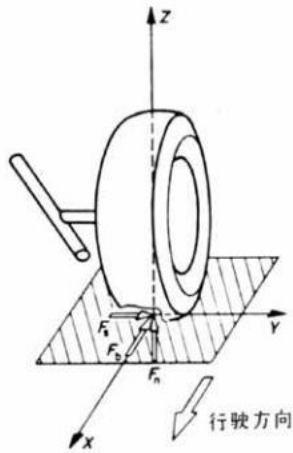


图 3.78 在轮胎和地面之间出现的力通过悬架传递给车身。图中作用于左前轮上的力有：垂直力 $+F_n$ 、滚动阻力或制动力 $-F_b$ 和从内向外（增大力矩）作用的侧向力 $+F_s$ 。

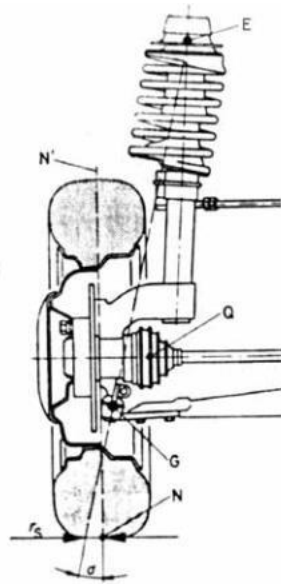


图 3.79 Audi牌 80 型车的左前悬架。具有负的主销偏移距 $r_s = -18\text{mm}$ 和几乎垂直布置的减振器柱。为了减小活塞杆和导向套之间的摩擦，弹簧倾斜布置。由于空间要求，万向节中心Q向内移。可从图中看到为布置雪地防滑链留出的位置。

有时还有一种观点认为，在车轮转向时由于车头抬起而产生转向回正。这仅适用于主销后倾角为零时的情况。如图 3.118 所示，当 $\tau = 0^\circ$ 时车轮位移曲线在两侧都是下降（ $-\Delta H$ ）。相反当一侧下沉，重力对转向小影响不是回正，而是增大转向角。在负载较小的内侧车身则是抬起。

## 3.9 主销内倾角和主销偏移距

### 3.9.1 主销内倾角和主销偏移距的关系

根据DIN 70000 规定主销内倾角是指转向节轴线  $EG$ 与一个垂直于路面的平面之间的夹角（图 3.80和图 3.79）。主销偏移距是指转向节轴线与路面的交点至车轮中心平面之交线 $N'N$ 距离 $r_s$ 。在现代轿车中，它们的取值如下：

后轮驱动型式车  $\sigma = 11^\circ \sim 14.30'$

前轮驱动型式车  $\sigma = 11^\circ \sim 14.30'$

通常情况下

$r_s = -18 \sim +30 \text{mm}$

为了将主销偏移距设计得比较小或为负值，必须有较大的主销内倾角。在商用车、牵引车和工程车辆中转向节销的斜置常常就等同于有内倾角  $\sigma$ （图 1.1a）。而在车桥轿车的前悬架中车轮的导向采用球铰，在双横臂式悬架中转向节轴线通过标出的球头中心（图 3.80 和图 1.23）。在零件图中，必须显示出由外倾角和主销内倾角构成的总角度。

麦弗逊式悬架在下端球铰  $G$  与上部汽车翼子板上的固定点（图 3.79 和图 1.4），但这要求上部车轴导向件靠近车轮，以致必须采取措施为安装雪地防滑链留出足够的靠近空间。正如在这两张图中所见，为了获得负的主销偏移距，点  $G$  必须移向车轮，转向节轴将不再与弹簧支柱中心线共线（亦可见图 3.23）

由于在图 3.80 中所表明的外倾角与主销内倾角之间的关系，在双横臂式悬架中主销内倾角  $\sigma$  不需再标注公差。总角度  $(\sigma + \gamma)$  的允许偏差在转向节零件图中已确定。

如果外倾角调整得不正确，则这种悬架的主销内倾角  $\sigma$  也确定了。然而重要的是，（如在外倾角公差中说明的那样）左右车轮之间偏差最大为  $30'$ ，否则可能由此引起单侧转向系受拉。

在麦弗逊式悬架中，转向节通常用螺栓与减振器支柱连接在一起（图 1.39 和图 4.39）。在这种情况下螺栓与连接孔之间可能存在间隙，甚至可用来调节外倾角（图 3.80a）。这时给主销内倾角确定公差是有意义的，因为当外倾角确定后，主销内倾角就不再需要确定了。

此外，当车轮上下跳动时，在外倾角和主销内倾角之间也有直接关系。如第 3.5.2 节所述，上跳的车轮将产生负的外倾角变化趋势，这就意味着外倾角减小，而为了保证相同的总角度主销内倾角就要增大。图 3.41~3.43 示出并附加说明了的外倾角变化图解法，严格地讲与主销内倾角有关，因此图中标出了变化角  $\Delta \sigma$ 。

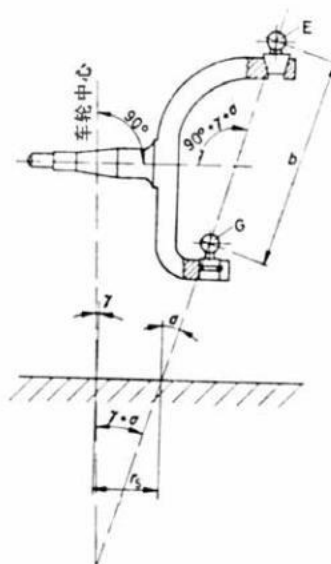


图 3.80 只有当两个球铰的中心点  $E$  和  $G$  都标出来后，才能确定转向节轴（也称主销内倾轴）的标准位置。在转向节零件图中必须标注由主销内倾角和车轮外倾角构成的角度  $(\sigma + \gamma)$ 。

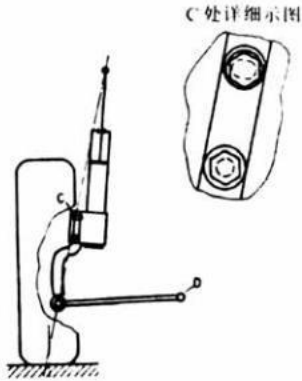


图 3.80a 在 VW 牌 Golf I 型车中，外倾角的调节可以在车轮支架和弹簧支柱连接处借助于一个安装在上部螺栓 C 上的偏心块来实现，这时下部螺栓作为转动点。在这种情况下对于行驶特性更为重要的主销内倾角是不可校正的。

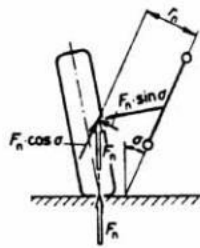


图 3.81 为了进行静力分析，必须将垂直力  $F_n$  移至车轮轴线上，并把它分解。分解点至转向节轴的距离就是垂直力臂  $r_n$

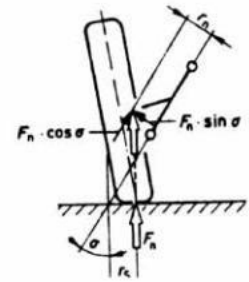


图 3.81a 负的主销偏移距使垂直力臂  $r_n$  减小。两者的大小一

起决定了转向回正力矩  $M_{sz}$  的大小。为了使保持原有大小，则必须增大主销内倾角  $\sigma$ 。

为了获得对转向回正非常重要的转向回正力矩  $M_{sz}$ ，要对始终作用在车轮接地点的垂直力  $F_n$  进行静力分析。将它移向车轮中心，并按转向节轴线方向和其垂直方向分解成：

$$F_n \cdot \cos \sigma \text{ 和 } F_n \cdot \sin \sigma$$

力分解点的垂直力臂  $r_s$  为：

$$r_n = (r_s + r_{dyn} \cdot \tan \sigma) \cdot \cos \sigma \quad (3.21a)$$

该公式适用于常用的外倾角  $\cos \gamma = 1$  时的情况。如果汽车有主销后倾角，力分量  $F_n \cdot \sin \sigma$  还要按角度  $\tau$  继续分解（见式 3.33）。 $r_{dyn}$  由式  $r_{dyn} = U/2\pi$ （ $U$  为滚动周长，在速度为 60km/h 时给出）车轮转向时力  $F_n \cdot \sin \sigma$  与车轮轴线相夹角度  $\delta$ （图 3.82）在折算到整根车桥上的转向角较小时， $F_n \cdot \sin \sigma \cdot \sin \delta$  产生的近似转向回正力矩为：

$$M_{sz} = G_v \cdot \sin \sigma \cdot \sin \delta \cdot r_n \quad (3.22)$$

精确值需要考虑转向时由于侧向力和车身侧倾引起的主销内倾角变化以及所具有的主销后倾角或前倾角（图 3.39、3.45、3.46a 和 3.102）

转弯时还附加出现轮荷变化，因此  $F_{mva} > F_{mvi}$ 。此外， $\delta_i$  和  $\delta_a$  也不总是一样大，以致使得在这种情况下各个车轮上出现不同的力矩。在两个公式中出现的主销偏移距  $r_s$  对转向回正力矩  $M_{sz}$  的大小

有影响。如果 $r_s$ 大，转向回正能力加强；而如果它取值较小或者甚至为负值，则转向回正力矩下降（图 3.81a）。

转向回正力矩的大小取决于主销偏移距的大小。主销偏移距愈大， $M_{Sz}$ 也愈大。因此可以得出明确的趋势是采用具有较小正值或负值的主销偏离距。

如果要保持 $M_{Sz}$ 不下降，必须增大主销内倾角，但这又带来了转向时车身外侧车轮外倾角向正值方向增大的缺点，并且由于转动盘必须移入车轮凹下部而要求有更大的空间（图 3.79）。在给定主销负移距 $r_{s1}$ 时，所需求的角度 $\sigma_1$ 可根据现有的 $r_s$ （单位mm）和 $\sigma_0$ 算出：

$$\tan\sigma_1 = -\frac{r_{s1}}{2 \cdot B} + \sqrt{\left[\frac{r_{s1}}{2 \cdot B}\right]^2 + A/B} \quad (3.23)$$

式中： $A = (r_s + r_{dyn} \cdot \tan\sigma_0) \cdot \sin\sigma_0 \cdot \cos\sigma_0$

$$B = r_{dyn} - A$$

轮胎动力半径可由滚动周长  $U$  确定：

$$r_{dyn} = U/2\pi \quad (3.24)$$

以装有 185 SR 14规格轮胎的早期 Ford牌 Granada型车为例。轮胎滚动周长为 1965mm，在这种 80型车中车辆定位值为：

$$A \sigma = 5^\circ \text{ 和 } r_s = 73\text{mm}$$

试求在负的主销偏移距 $r_s = -18\text{mm}$ 时的主销内倾角 $\sigma_s$ ：

$$r_{dyn} = 1965/2\pi = 313\text{mm}$$

$$A = (+73 + 313 \cdot \tan 5^\circ 54') \cdot \sin 5^\circ 54' \cdot \cos 5^\circ 54'$$

$$A = 11\text{mm}, \quad B = 313 - 11 = 302\text{mm}$$

$$\tan\sigma_1 = -\frac{-18}{2 \cdot 302} + \sqrt{\left[\frac{-18}{2 \cdot 302}\right]^2 + 11/302}$$

$$= 0.0298 + 0.191$$

$$\tan\sigma_1 = 0.211, \quad \sigma_s = 12.46^\circ = 12^\circ 28'$$

于是在图纸和维修手册上将改为：

$$\text{主销内倾角 } 12^\circ 30'$$

这是在负的主销偏移距下的常用值。

$r_s$ 作为变化后的主销内倾角 $\sigma_1$ 的函数，也可容易的算出：

$$r_{S1} = \sin\sigma_1 \cdot \frac{A}{\cos\sigma_1} - r_{dyn} \cdot \tan\sigma_1 \quad (3.25)$$

### 3.9.2 转动力臂

在外置制动器产生的制动过程中，制动力  $F_a$  在制动力臂（图 3.83）：

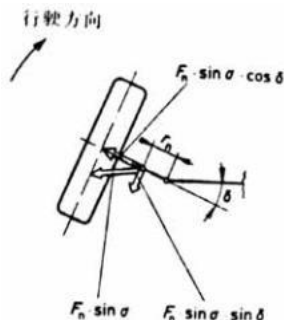


图 3.82 在转向角  $\delta$  下，垂直力分量  $F_n \cdot \sin \sigma$  产生回正力矩  $M_{Sz}$ 。这个重力转向回正力矩的大小取决于主销内倾角  $\sigma$ 、力臂  $m$ 、前桥轴载质量  $mv$  和主销后倾角（图 3.113）。

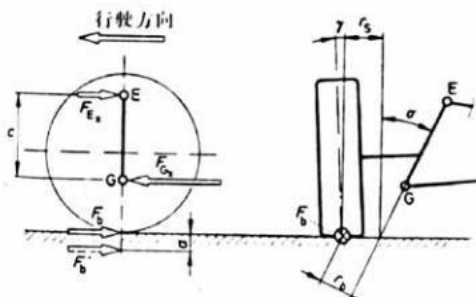


图 3.83 制动力臂  $F_b$  距转向节轴  $EG$  的力臂  $r_b = r_s \cdot \cos \sigma$ 。将  $F_b$  移至地面下方深  $a$  处垂直地作用在转向节轴上，并在  $G$  点引起最大的力： $F_{Gx} = F_b + F_{Ex}$ （图 3.120）

$$r_b = r_s \cdot \cos \sigma \quad (3.26)$$

的作用下使车轮转向节轴转动，即出现力矩  $M_{Sb} = F_b \cdot \cos \tau \cdot r_b$ 。它（如图 3.84 所示）引起转向横拉杆反作用力  $F_T$ ，并在  $r_s$  为正值时将车轮压成后束形（有关主销后倾角  $\tau$  见图 3.88）。

距离  $r_s$  愈长， $M_{Sb}$  力矩就愈增大，因两侧前轮制动力不等而产生的对转向的影响就愈大。使  $r_s$  尽可能小或者设计成负值，（图 3.79 和图 3.81a），其原因也在此。作用力不等的制动器在为负值时产生反向转向效应，它可使车身的偏转减小或抵消。在存在弹性前束变化时也会出现同样情况（图 3.64）。

在地面上出现的纵向力  $F_b$  在转向节的铰点上引起反作用力  $F_{Ex}$  和  $F_{Gx}$ 。为了能确定其抵消，将  $F_b$  沿制动力臂方向移至转向节轴  $EG$  的延长线上。在图 3.83 的侧视图上， $F_b$  由此而在主销偏移距为正值时位于地面以下作为  $F'_b$ ，而离地面深度：

$$a = r_b \cdot \sin \sigma = r_s \cdot \cos \sigma \cdot \sin \sigma \quad (3.27)$$

如果  $r_s$  为负值，则  $F'_b$  移至地面上方。

当制动器位于差速器内部时，制动力矩通过万向节轴传递到驱动装置上，并在发动机支架上引起支反力 $\Delta F_z$ （图 3.85）：

$$\pm \Delta F_z = (F_b \cdot r_{dyn}) / c$$

车轮 $r_{dyn}$ 愈小，有效距离 $c$ 愈大，力就愈小，从而橡胶支承的变形也愈小。出现在车轮接地点的制动力 $F_b$ 在这种情况下可被移至车轮中心（图 3.86 中的  $b'$ ），因为轴承座仅能在其作用方向传递力，而不能传递力矩。

$b'$ 通过纵向力臂 $r_a$ 起作用，纵向力臂也称干扰力臂或驱动力臂：  

$$r_a = r_s \cdot \cos \sigma + r_{dyn} \cdot \sin(\sigma + \gamma) \quad (3.28)$$

这时 $F_b$ 引起力矩 $M_{sb} = F_b \cdot \cos \tau \cdot r_a$ ，这个力矩在 $r_s = 0$  时也存在。必须注意公式的符号，当主销偏移距为负值时，把第一项 $(-r_s \cdot \cos \sigma)$ 从第二项前去掉。

因为 $r_a > r_b$ 时，在内置制动器中产生的力矩更大，它对转向的影响也更大；相反在下球铰中的支反力 $F_{Ex}$ 则明显变小。为了确定力 $F_{Ex}$ 和 $F_{Gx}$ ，将  $F_b$  垂直地移至转向节轴上，并作为  $b'$ 落在图 3.119a 上的侧视图中车轮中心下侧，而且落下的距离

$$a = r_a \cdot \sin \sigma$$

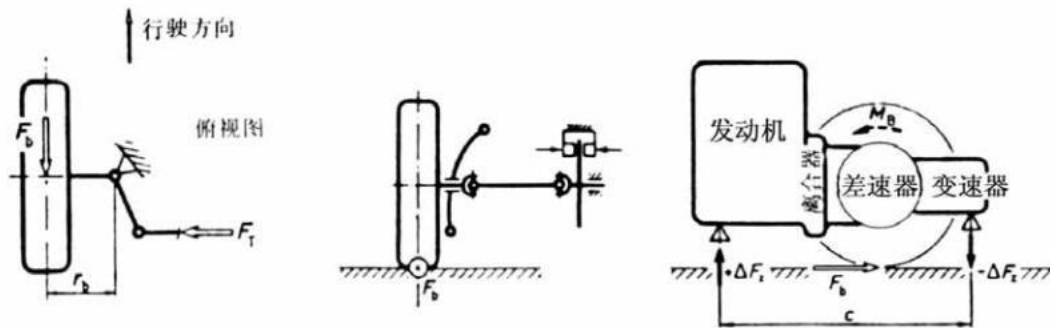


图 3.84 如果制动器位于车轮上，则制动力  $F_b$  产生力矩  $M_{sb} = F_b \cdot r_b$ 。它使车轮压成后束，并引起转向横拉杆中的反力 $F_T$ 。为简化起见假定转向节轴是垂直站立的。

图 3.85 如果前轮驱动型的车辆采用内置制动器，则发动机支架不仅要承受起动力矩，而且还要承受制动力矩。在橡胶缓冲块上出现支反力 $\pm \Delta F_z$ ，其大小取决于作用距离 $c$

### 3.9.3 纵向力臂

图 3.86 示出了在行驶中始终存在的滚动阻力 $F_R$ 。它在左右两侧产生相同的力矩：

$$M_{Sx} = F_R \cdot r_a$$

该力矩由转向横拉杆承受（图 3.86a）。如果两侧力矩大小相等，汽车直线行驶；而如果它们不相等，则汽车单侧受拉。轮胎的滚动周长不同或者左右的角度  $\sigma + \gamma$  存在偏差，就可能产生这种现象。

确定力臂  $r$  长度的主要因素是  $r_{dyn} \cdot \sin(\sigma + \gamma)$

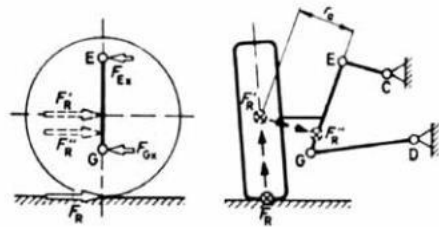


图 3.86 在直线滚动的车轮上滚动

阻力  $F_R$  可以在车轮中心处作为  $F'_R$  来分析，它距转向节轴的距离为  $r_a$ 。这个所谓的纵向力臂的大小取决于主销的偏移距  $r_s$ 。 $r_s$  愈小， $F_R$  作为  $F'_R$  作用在转向节轴上的位置就愈高，点  $E$  和  $G$  在纵向上所加载荷就愈均匀。同样的静力条件也适用于制动力，如果制动器内置在差速器内的或（图 3.119a）。

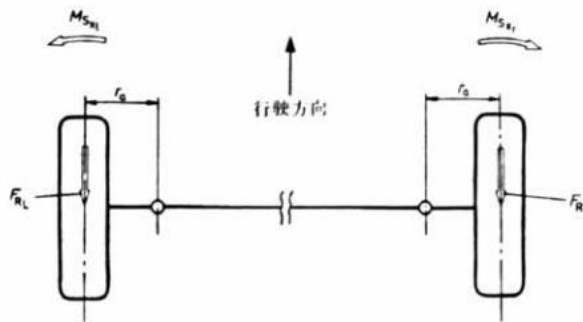


图 3.86a 滚动阻力  $F_R$  通过纵向力臂  $r_a$  将车轮向后压，即产生后束  $\delta_v$ 。两侧均出现力矩，它们由转向横拉杆承受并相互抵消。

转弯时车身外侧车轮受力增加（ $F_n + \Delta F_n$ ），而内侧车轮受力减小，即  $F_{Ra} > F_{Ri}$ 。在无后束时（图 3.94）外侧车轮向回转的趋势比内侧车轮向转弯方向的趋势更大。

在前轮驱动型式的车辆中前轮接地面上出现的驱动力  $F_a$  则是完全反向作用的，但同样也必须在车轮中心上进行分析（图 3.87），即在这种结构型式的汽车（它也许还采用内置制动器）中使纵向力臂  $r_a$  小显得尤为重要。Citroën 车通过把球铰  $E$  和  $G$  置于车轮中心平面而实现这一目的（图 3.87a）。由此它有：

$$\sigma + \gamma = 0, r_s = 0, \text{ 从而也有 } r_a = 0$$

纵向力臂应尽可能短，与垂直力臂  $r_n$  的计算公式相比表明这样做很困难：

$$r_n = r_s \cdot \cos \sigma + r_{dyn} \cdot \sin \sigma \text{ 和 } r_a = r_s \cdot \cos \sigma + r_{dyn} \cdot \sin(\sigma + \gamma)$$

如果象目前流行的那样，外倾角  $\gamma=0^\circ$ ，则在不存在或仅有很小的主销后倾角  $\tau$ 及直线行驶无干扰时有  $r_n=r_a$ 。

转弯行驶时则相反， $r_n$ 明显变化，而 $r_a$ 实际上保持不变。

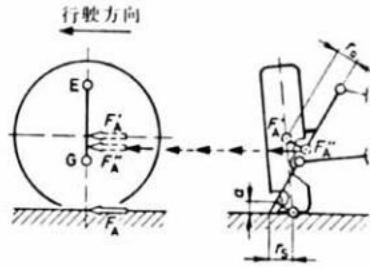


图 3.87 通过采用负的主销偏移距使纵向力臂 $r_a$ 以有利的方式缩短。

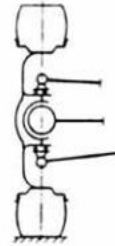


图 3.87a Citroën GSA型车的中心主销式转向系断面图。导向及承载铰位于车轮中心平面。

### 3.9.4 主销偏移距的变化

为了改善曲线行驶性能，有时车轮辐板采用较小的压入深度  $e$ 或者在车轮和转动盘之间设置隔离板，以利于前轮轮距稍微加宽（约  $2\% \sim 4\%$ ），但其缺点是使主销偏移距增大可能达到  $100\%$ 。结果是路面不平度，以及特别是制动力不同的前轮制动器转向的影响加剧。假如就象在所有采用负的主销偏移距的轿车中那样，两条制动油路对角交叉布置，则无论如何不允许采用这种辅助装置。如果在前桥设计上规定了弹性前束变化（图 3.64），则主销偏移距从负值变为正值变得过大。于是制动时后束代替了前束。

## 3.10 主销后倾

### 3.10.1 车轮主销后倾拖距和轮胎拖距

车轮运动主销后倾拖距 $n_k$ 、主销后倾角 $\tau$ 、车轮后拖距 $n_\tau$ 、轮胎拖距 $n_R$ 、和侧向力臂 $n_s$ 是不同的概念。

根据DIN 70020 规定，主销后倾角 $\tau$ 是指转向节轴 $EG$ 在 $xz$ 平面上的投影与过车轮中心的垂直线之间的夹角（情况 1，图 3.88），或者用地面上点 $K$ 和 $N$ 之间的静力表示，称之为主销后倾拖距 $n_k$ 。车轮接地点 $N$ 在交点 $K$ 后的主销后倾也可通过把转动轴移置到车

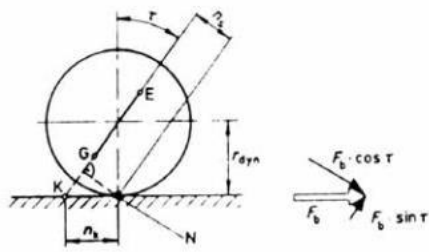


图 3.88 如果转向节轴的延长线与地面在车轮中心前的  $K$  点相交，则称车轮后拖在相交点后，相应的距离称为主销后倾拖距  $n_k$ 。通过车轮接地点  $N$  作  $EG$  的垂线则获得投影在  $xz$  平面上的侧向力臂  $n_s$ （情况 1）。

所有出现的纵向力必须沿角度  $\tau$  进行分解。

中心前方来实现。情况 2（图 3.89）。在一些前轮驱动型式的车辆中由于驱动力使轮胎回正力矩增大，故采用主销前倾（即有负的主销后倾拖距  $-n_k$ ），这可通过将转轴  $EG$  在车轮中心后方倾斜一个角度  $\tau$ ，并使车轮后拖距为负值（图 3.91 和 3.107）也可达到此目的。由于下述原因，设计上往往将正的主销后倾角和  $-n_s$  组合使用：

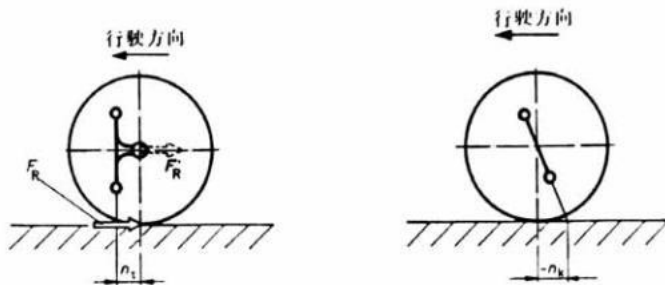


图 3.90 主销后倾（情况 3）：将转向节轴反向倾斜一个角度  $-\tau$ ，则产生了主销前倾。其缺点是转弯时车身外侧车轮外倾角向正值方向增大。但在角度  $-\tau$  较小时，轮胎拖距  $n_k$  可抵消所产生的前倾拖距（图 3.93）。相反在后独立悬架中车轮支架可以采用主销前倾，以便获得侧向力不足转向性。

图 3.89 主销后倾也可以通过将车轮中心置于转向节轴之后来实现（情况 2）。如图所示，如果转向节轴垂直安置，则车轮后拖距等于力臂： $n_s = n_k$ 。作用在车轮接地点的滚动阻力  $F_R$  在此作为  $F_R'$  置于车轮中心处来观察。

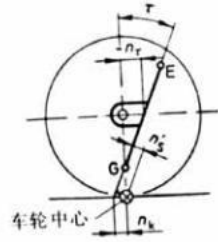


图 3.91 通过采用负的车轮后拖距 $-n_r$ 可以改善前悬架的性能。地面上的主销后倾拖距 $n_k$ 将减小一个相应大小的值。在麦弗逊式悬架中，转向时的外倾角变化规律将更为合理，纵倾极心离车轮更近。

- a. 运动主销后倾拖距 $n_k$ 较小，即减小了路面不平度对转向的影响；
- b. 增大了转向时的外倾角变化（图 3.102）。

根据轮胎动力半径 $r_{dyn}$ ，不管有无车轮后拖距 $n_r$ ，均可方便地确定主销后倾拖距 $n_k$ 和侧向力臂 $n_s$ （即在沿垂直面 $xz$ 上的投影距离）：

$$n_k = r_{dyn} \cdot \tan \tau \quad (3.29)$$

$$n_k = r_{dyn} \cdot \tan \tau - n_r$$

$$n_s = r_{dyn} \cdot \sin \tau \quad (3.30)$$

$$n_s = r_{dyn} \cdot \sin \tau - n_r \cdot \cos \tau$$

转弯时轮胎接地面由于侧偏角 $\alpha$ 产生变形（图 3.91a）。侧向力的作用点向轮胎中心后方移动一段距离 $n_r$ ，称之为轮胎拖距（图 3.92）。因此在所有静力和弹性运动分析中都将包括值为 $n_r=10\sim 40\text{mm}$ 的轮胎拖距在内。在没有车轮后拖距时，大小关系为（图 3.93）：

$$n_{kg} = n_k + n_r \quad (3.31)$$

$$n_{sg} = n_s + n_r \cdot \cos \tau \quad (3.32)$$

在后面的一些图中，无论简单明了，略去了距离 $n_r$ 的描述。

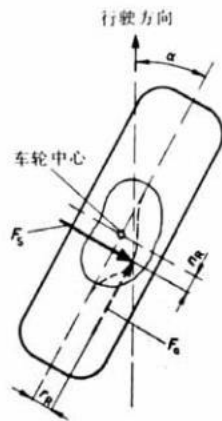


图 3.91a 在侧向力作用下，斜向滚动的轮胎的接地面（也称印迹）变形成腰子形。由此垂直力 $F_n$ 和侧向力 $F_s$ 的作用点均向车轮中心后方移动一段距离 $n_r$ （轮胎拖距），从而产生轮胎回正力矩 $M_{SR} = F_s \cdot n_r$ 。如果汽车采用前轮驱动，则力 $F_s$ 在接地面上偏离车轮中心平面一段距离 $r_s$ ；对于转弯时的滚动阻力 $F_{RK}$ 来说，情况也相同。轮胎拖距在 $n_r = 10 \sim 40\text{mm}$ 之间。侧向偏移距为每 $\mu = 0.1$ 下 $r_r \approx 3\text{mm}$ 。如果用侧偏角 $\alpha$ 来代替摩擦系数 $\mu$ ，则适用于式 2.4c。

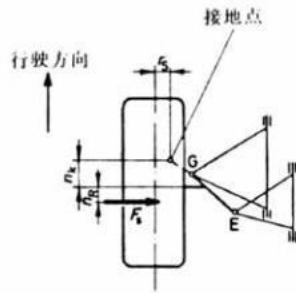


图 3.92 由于主销内倾和后倾而在空间倾斜的转向节轴的延长线与地面在车轮中心前方相交，并产生正的主销偏移距 $r_s$ 和运动主销后倾拖距  $n_R$ 。曲线行驶时，侧向力作用点在轮胎接地面上移动一段轮胎拖距  $n_R$ 。因此实际的主销后倾拖距为 $n_{kg} = n_k + n_R$ 。

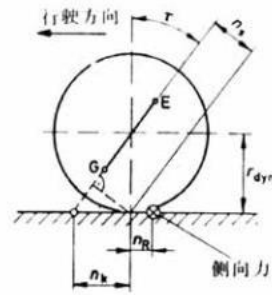


图 3.93 由于在转弯时始终存在轮胎拖距，因此侧向力臂增大，其值为  $n_{sg} = n_s + n_R \cdot \cos \tau$ 。

### 3.10.2 主销后倾和直线行驶

主销后倾可以用茶水车效应来比较。在这种车上被牵引车轮沿牵引拉力方向运动，车轮中心位于转轴 1 后方（图 3.93a）。牵引力和大小滚动阻力位于同一作用线上，即处于相互稳定状态，因为导向轴和车轮轴线前后排列。在汽车的车轮上（尽管有主销偏移距和主销）也存在同样的效应，这些车轮均可绕车轴旋转，两侧车轮都存在主销后倾拖距并通过转向横拉杆连接。

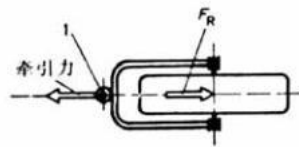


图 3.93a 如果滚动阻力作用在转向轴 1 后方，则车轮沿牵引力方向被稳定地拖动。

如果路面不平度或转向运动使车轮自直线行驶方向转过一个角度  $\delta$ （图 3.94），则滚动阻力分为  $F_R \cdot \sin \delta$  通过力臂  $n_s$ （或  $n_{sg}$ ）使车轮回转，直至返回直线行驶位置。左右出现的分力  $F_R \cdot \cos \delta$  相互抵消，它们仅使转向横拉杆受压。车轮采用主销前倾，则会产生相反的效果：汽车变得不稳定。

主销后倾在直线行驶时并不单有优点，也有缺点。路面不平度在车轮接地点上引起交变的侧向力，通过力臂  $n_s$ （或  $n_{sg}$ ）产生绕转向节轴的力矩（图 3.95），力矩作用在转向横拉杆上并会引起转向冲击及转向不稳定。此外，作用在车身上的风力（图 3.96）引起车轮接地点上出现反向作用的侧

向力 $F_s$ ，前轮上的力 $F_{sv}$ 通过后倾力臂 $n_s$ （或 $n_{sg}$ ）产生力矩，这些力矩使汽车按风作用方向转向，即附加在车身被风压转的方向上的。由于这些原因而使汽车的侧风敏感性升高。

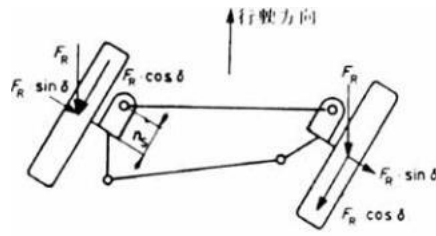


图 3.94 主销后倾使得直线行驶稳定性好。如图 3.113 所示，还需进一步将力分量沿接地  $\tau$  分解。

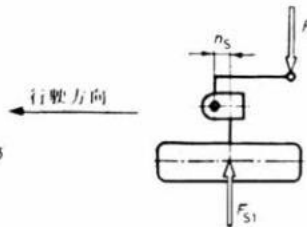


图 3.95 由于路面不平度引起的侧向力 $F_{S1}$ 通过后倾力臂  $n_s$ 引起作用在转向横拉杆中的力 $F_T$ 。

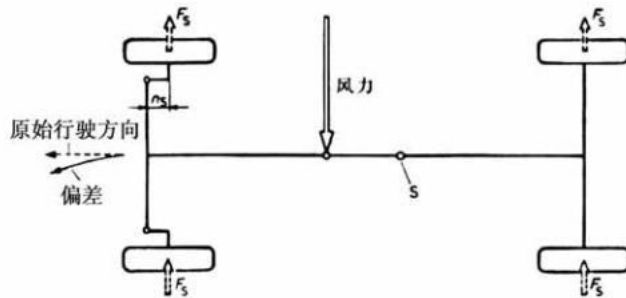


图 3.96 主销后倾增大汽车的侧风敏感性。风力作用点常常位于质心  $S$  之前，从而产生了一个要使汽车转动的力矩。车轮上引起的转向还以相同的方向加大这个转动。

### 3.10.3 转弯时的回正力矩

作为车轮转向的结果（图 3.102 和 3.104），由于车身侧倾影响产生的主销后倾角和内倾角（或车轮外倾角）的变化（图 3.45 和 3.111）也引起所有垂直力、侧向力的力臂发生。在分析各个车轮时必须考虑这些非常复杂的运动关系。由于附加的弹性运动引起的误差在此几乎不可避免。

分析各个车轮的相互关系是非常复杂的，但对折算到整根车桥及汽车与地面平行的位置处的转向阻力矩，尤其是在转向角较小和转弯车速不高时，却是可以足够精确地确定的。然而（在直线行驶时不存在的）轮胎拖距 $n_R=10\sim 40\text{mm}$ （图 3.92）在计算时必须考虑进去。转向阻力矩的单位应为 $\text{N}\cdot\text{m}$ 。因为  $1\text{KN}\cdot\text{mm}=1\text{N}\cdot\text{m}$ 。

如果前桥具有主销后倾，则计算垂直力引起的转向阻力矩的公式 3.22 应稍许变化，改为： $\delta\delta$

$$M_{sz} = G_v \cdot \sin\sigma \cdot \cos\tau \cdot \sin\delta_m \cdot r_n \quad (3.33)$$

在侧向力引起的转向回正力矩中，主销后倾的影响计入力臂 $n_s$ 中。在此计算中还必须附加考虑主销内倾角的影响（图 3.97）。计算时：

$$F_{sva} + F_{svi} = \mu_s \cdot G_v = F_{svg}$$

$F_{svg}$ 作用在车轮中心后距离为侧向力臂 $n_{sg}$ 处（图 3.98和式 3.32）：

$$M_{Sy} = F_{svg} \cdot \cos \sigma \cdot n_{sg} \quad (3.34)$$

如果转向节轴在侧视图上是一条垂直线，情况 2（图 3.89），计算公式没有变化，只是 $n_{sg}$ 应代入 $n_\tau + n_R$ （即车轮中心在转向轴后的距离与轮胎拖距之和）。

当汽车采用主销前倾时，情况 3（图 3.90），侧向力使得车轮向转弯方向转动，假如轮胎拖距的影响以及在前轮驱动时驱动力  $F_a$ 产生的回正作用（图 3.91 和 3.100）不足以与其平衡，主销前倾时，式 3.31中必须代入 $n_R - n_k$ 。

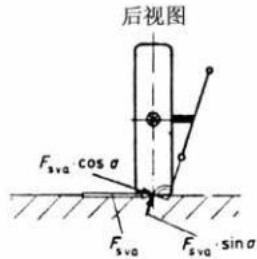


图 3.97 将在前轮接地点出现的侧向力沿转向节轴及其垂线方向分解，图示为转弯时车身外侧车轮，则力  $F_{sva} \cdot \cos \sigma$  产生回正作用，而力  $F_{sva} \cdot \sin \sigma$  使垂直力  $F_{nva}$  增大。

在转弯时增大的滚动阻力 $F_{Rkv}$ 在两侧车轮上的值为：

$$F_{Rka} = k_{RK} \cdot F_{nva} \text{ 及 } F_{Rki} = k_{RK} \cdot F_{nvi}$$

然后将其（综合起来考虑）分解成两个分量：

$$F_{RK} \cdot \cos \alpha_v \text{ 及 } F_{RK} \cdot \sin \alpha_v$$

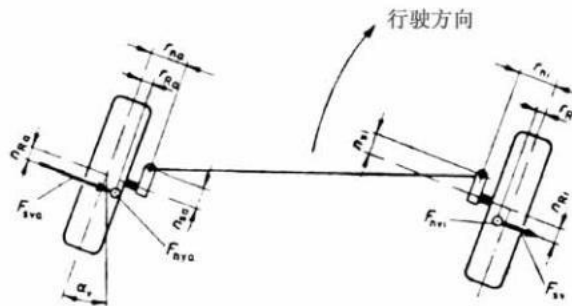


图 3.98 在滚动侧偏角为  $\alpha_v$  的车轮上，转弯侧向力  $F_{sv}$  作用在车轮中心后距离为轮胎拖距  $n_R$  处，并使接地点（从而也使垂直力  $F_{nv}$ （图 3.91a））偏向转弯圆心方向。图中力和标出的距离在外侧（a）和内侧（i）的大小是不同的：

$$F_{nva} = F_n + \Delta F_n \text{ 和 } F_{nvi} = F_n - \Delta F_n$$

$$F_{sva} = \mu_s \cdot F_{nva} \text{ 和 } F_{svi} = \mu_s \cdot F_{nvi}$$

当主销后倾时，情况 1，后面的那个分力在两个车轮上均产生回正作用（图 3.99）：

$$M_{Sxi} = k_{RK} \cdot G_v \cdot \sin \sigma \cdot \sin \alpha_v \cdot n_{sg} \text{ [或 } (n_\tau + n_R)] \quad (3.55)$$

在此讨论的是作用在车轮中心（偏向转弯圆心方向）的纵向力（图 3.86 和 3.91a）。所需的滚动阻力系数可通过相应轮胎计算公式式计算。

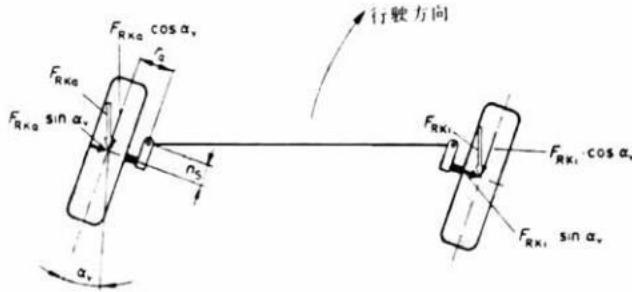


图 3.99 转弯时由于轮胎的侧偏角使滚动阻力  $F_{Rka}$  和  $F_{Rki}$  增大，将其沿侧偏角  $\alpha_v$  方向分解。分力  $F_{Rk} \cdot \cos \alpha_v$  作用在车轮中心，并有力臂  $r_{ka}$ 。 $\alpha_v$  愈大，主销后倾拖距  $n_{k}$  愈大，则因  $F_{Rk} \cdot \sin \alpha_v$  引起的转向回正力矩也愈大。为了简明起见，在此不考虑轮胎拖距  $n_k$ 。

前面的图例同样也适用于在前轮驱动型式车辆上出现的驱动力  $F_a$ （折合到单个车轮上）。驱动力也是作用在车轮中心上，但朝车轮转向方向移动  $r_R$ 。当转弯时差速器和轮荷变化是  $\pm \Delta F_n$  将力矩均匀地分配给两个前轮时，驱动力  $F_A$ （折算到整根车桥上）将产生下列力矩（图 3.100）：

$$M_{SA} = F_a (r_a - r_R) + F_a (r_a + r_R) = F_a \cdot 2 \cdot r_R$$

$$M_{SA} = F_A \cdot r_R$$

力  $F_A$  的大小或者是由附着系数  $\mu_H$  决定 ( $F_A = \mu_H \cdot G_v$ )，或者是取决于驱动力矩；侧偏距  $r_R$  的大小在图 3.91a 的说明中有叙述。

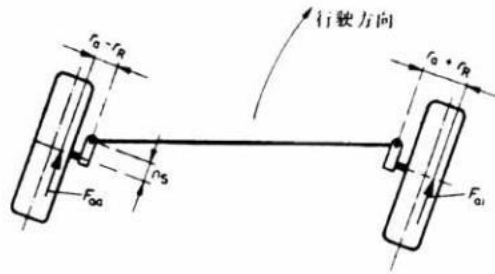


图 3.100 转弯时车身内侧车轮驱动力  $F_{a1}$  的力臂  $r_a + r_R$  大于外侧车轮驱动力  $F_a$  的力臂  $r_a - r_R$ 。

### 3.10.4 转弯时主销内侧角、车轮外倾角和主销后倾角的变化

由于转向节轴（必须将垂直力 $F_n$ 移置其上，图 3.81 和图 3.82）的空间运动，要准确地计算单个车轮上的回正力矩，必须考虑转向时主销内倾角的变化。如果在零位置转向节轴只倾斜一个角度 $\sigma_0$ ，即根本不存在主销后倾，或者主销后倾是通过移动车轮中心的位置而实现（图 3.89），则可容易地确定在朝左右两个方向转向时都会变小的主销内倾角 $\sigma_{a,i}$ ：

$$\text{车身外侧轮} \quad \tan \sigma_a = \tan \sigma_0 \cdot \cos \delta_a \quad (3.37)$$

$$\text{车身内侧轮} \quad \tan \sigma_i = \tan \sigma_0 \cdot \cos \delta_i \quad (3.37a)$$

如图 3.80 所示，主销内倾角直接和车轮外倾角有关，即如果两者中有一个发生变化，另一个也随之变化。因此，用简单的方式即可得出转向时车身外、内侧车轮的外倾角 $\gamma_{a,i}$ ：

$$\gamma_a = (\sigma_0 + \gamma_0) - \sigma_a \text{ 及 } \gamma_i = (\sigma_0 + \gamma_0) - \sigma_i \quad (3.38)$$

$\sigma_0$ 和 $\gamma_0$ 是指车轮在设计位置或在所研究的负载状态下置于直线行驶位置时所具有的角度（ $\tau_0$ 也是适用于同样情况）。如果转向节轴还附加倾斜一个主销后倾角 $\tau_0$ ，则首先必须根据 $\sigma_0$ 和 $\tau_0$ 得出两个辅助角 $\sigma'$ 和 $\delta'$ ：

$$\tan \delta' = \frac{\tan \tau_0}{\tan \sigma_0} \text{ 及 } \tan \sigma' = \frac{\tan \tau_0}{\tan \delta'} \quad (3.39)$$

然后由此可直接确定车身外、内侧车轮上的角度 $\delta_{a,i}$ ：

$$\text{车身外侧} \quad \tan \sigma_a = \tan \sigma' \cdot \cos(\delta' - \delta_a) \quad (3.39a)$$

$$\text{车身内侧} \quad \tan \sigma_i = \tan \sigma' \cdot \cos(\delta' + \delta_i) \quad (3.39b)$$

这时的车轮外倾角 $\gamma_{a,i}$ 仍适用于上述式 3.28。作为例子，假定一辆轿车有如下的车轴定位值：

$$\gamma_0 = 15', \quad \sigma_0 = 9^\circ 53' \text{ 及 } \tau_0 = 10^\circ 4'$$

计算得出 $\delta' = 45.54^\circ$ 及 $\sigma' = 13.97^\circ$ ，当 $\delta_a$ 及 $\delta_i = 20^\circ$ 时，变化后的值为：

$$\sigma_a = 12^\circ 39', \quad \gamma_a = -2^\circ 31', \quad \sigma_i = 5^\circ 53' \text{ 及 } \gamma_i = +4^\circ 15'$$

即这辆轿车车身外侧车轮产生负的外侧角，而内侧车轮产生正的外倾角。在一辆前轮驱动型式的车上却不是这样的情况，该车的车轴定位值为（图3.101）：

$$\gamma_0 = +40', \quad \sigma_0 = 12^\circ 25' \text{ 和 } \tau_0 = +36'$$

由于前轮驱动，汽车几乎没有主销后倾，从而在转向的车身外侧前轮上，外倾角为正。

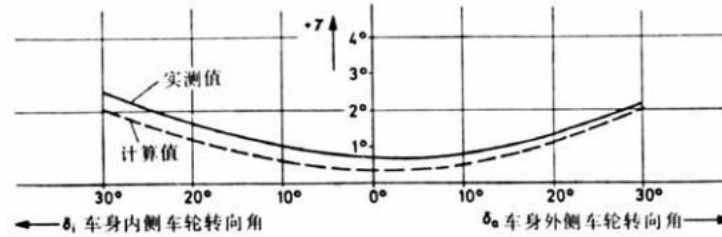


图 3.101 在一辆 Audi 牌 80 型车上测得及计算得到的外倾角变化与转向角的关系曲线。当主销内倾角较大时，车身外侧及内侧车轮都产生正的外倾角。由于所研究的汽车的车轮外倾角具有正的公差，故测量值大于计算值。计算是根据产品说明（即  $\gamma = 20'$  和  $\tau = 0^\circ$ ）进行的，因此曲线的变化趋势略有不同。

Mercedes 190/190E型车（标准驱动型式轿车）采用负的车轮后拖距  $-n_{\tau}$ 、较大的主销后倾角  $\tau_0$  所得结果如图 3.101a 所示：车身外侧车轮产生较大的负外倾角，内侧车轮外倾角则合理地朝正向变化。

为了清楚起见，令  $\gamma_0 = 0^\circ$ ， $\sigma_0 = 6^\circ$ ，且取不同的主销后倾角，计算其外倾角的变化（图 3.102）。更大的主销内倾角只是会使所有曲线的曲率更大。可以明显看出，随着主销后倾角  $\tau_0$  的增大，整根前桥的侧偏性能得到改善：车身外侧车轮产生负外倾角，而内侧为正。

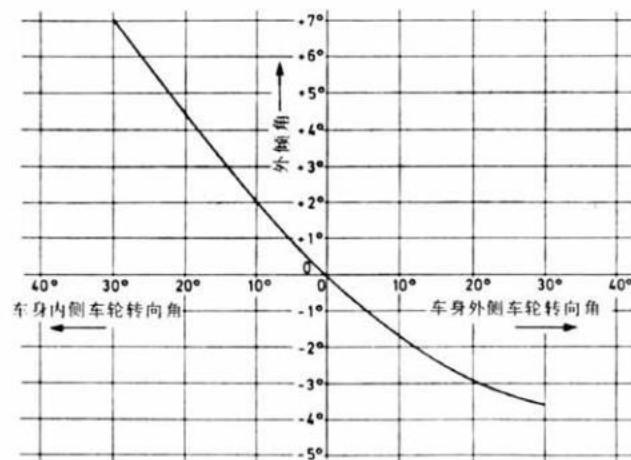


图3.101a 在Mercedes 190E型车上测得的外倾角变化与转向角的关系曲线。设计位置下的车轮定位值为：

$\gamma = 0^\circ$  ,  $\sigma = 14^\circ 40'$  ,  $\sigma' = 10^\circ 10'$  ,  $r_s = -14\text{mm}$  以及车轮前移距  $n_k = -28\text{mm}$ 。

同主销内倾角和车轮外倾角一样，主销后倾拖距和后倾角也在车轮转向时发生变化。以一辆后轮驱动的轿车为例，其在直线行驶位置时的  $n_k$  为  $6.5\text{mm}$ ；转向时车身内侧的这个距离增大，而外侧车轮上的则减小（图3.102a）。自  $\sigma_a \approx 8^\circ$  起出现主销前倾拖距，至  $\delta_a = 30^\circ$  时，其值已经为  $n_k \approx -30\text{mm}$ ，这就意味着假定不存在轮胎拖距的话，外侧车轮在侧向力的作用力下将产生朝转弯方向的转向。

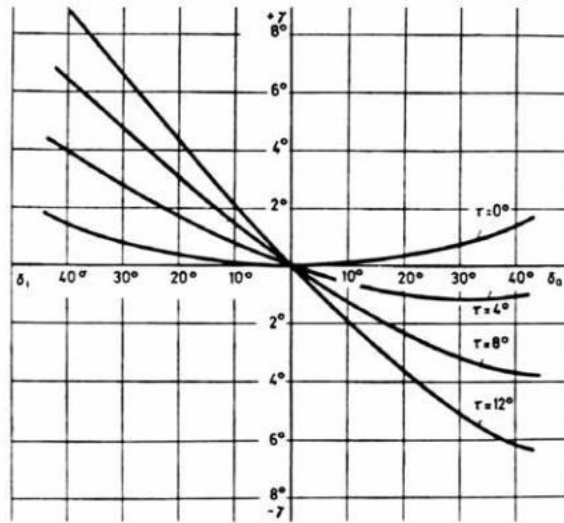


图3.102 根据  $\sigma = 14^\circ$  和  $\gamma = 0^\circ$  算出的车轮外倾角  $\gamma_a$ （车身外侧）和  $\gamma_i$ （车身内侧）与转向角  $\delta_a$  和  $\delta_i$  之间的关系曲线。图中可明显看到不同的主销后倾角的影响。

根据计算主销内倾角变化所用的同样简单方法也可计算主销后倾角：

$$\text{车身外侧} \quad \tan \tau_a = \tan \sigma' \cdot \sin(\delta' - \delta_a) \quad (3.40)$$

$$\text{车身内侧} \quad \tan \tau_i = \tan \sigma' \cdot \sin(\delta' + \delta_i) \quad (3.40a)$$

如果汽车上的  $\tau_0 \approx 0^\circ$ ，则只有主销内倾角  $\sigma_0$  起作用，由此可把公式简化为：

$$\text{车身外侧} \quad \tan \tau_a = -\tan \sigma' \cdot \sin \delta_a \quad (3.41)$$

$$\text{车身内侧} \quad \tan \tau_i = +\tan \sigma' \cdot \sin \delta_i \quad (3.41a)$$

公式表明，即使在较小的转向角下，车身外侧车轮也会产生主销前倾现象。图3.103 和图 3.104 清楚地表明了这一情况。图中列出了根据不同的  $\tau_0$  和  $\sigma_0$  角计算出的曲线以及一条测试曲线。

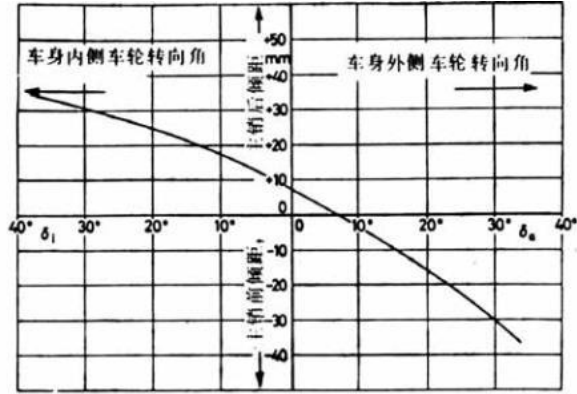


图3.102a 地面上的主销后倾角拖距 $n_n$ 的大小随转向角的大小变化。图示为一辆BMW 323 i车的例子。车轮定位值为： $\gamma = +20^\circ$ ， $\sigma = 11^\circ 5'$ ， $\tau = 8^\circ 20'$ ， $n_r = -32.5\text{mm}$ 和 $r_s = 56\text{mm}$ 。主销内倾角增大使曲线更加偏离水平线。

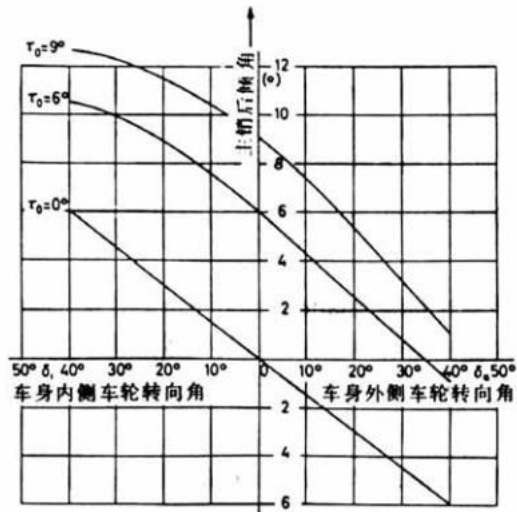


图3.103 根据 $\sigma = 9^\circ$ ， $\tau_0 = 0^\circ$ 、 $6^\circ$ 和 $9^\circ$ 计算出的主销后倾角曲线。在标准位置处的 $\tau_0$ 愈小，则在车身外侧车轮上愈早出现主销前倾现象。

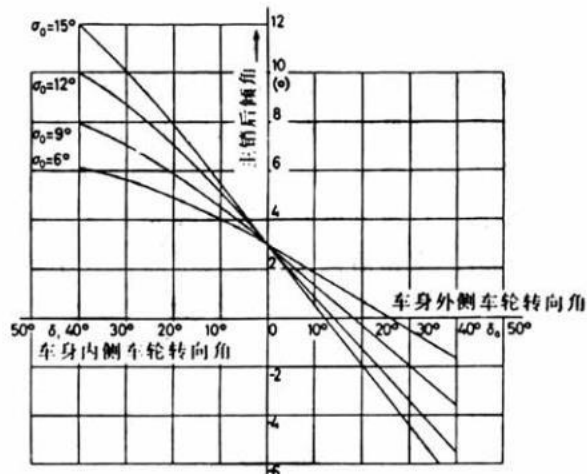


图3.104 根据  $\tau=3^\circ$  和  $\sigma_0=6^\circ、9^\circ、12^\circ$  及  $15^\circ$  计算出的主销后倾角与转向角的关系曲线。主销内倾角愈大，车身外侧车轮愈早产生主销前倾角 ( $-\tau$ )。

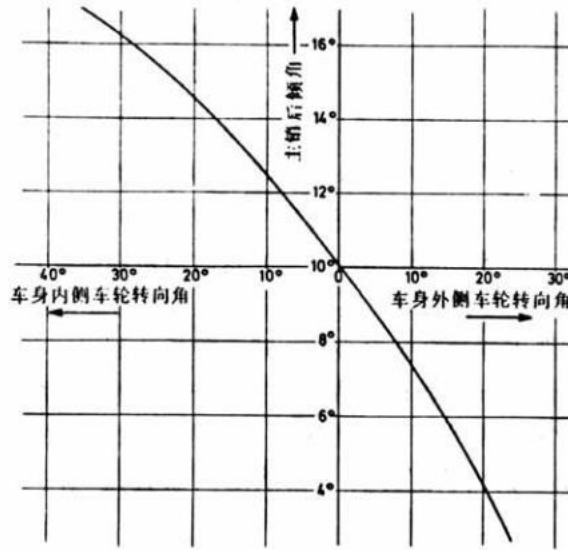


图3.104a 在Mercedes 190E型车的车轮上测得的主销后倾角与转向角的关系曲线。主销内倾角  $\sigma=14^\circ 40'$  使曲线有较大的曲率，而主销后倾角  $\tau=10^\circ 10'$  则决定了曲线的倾斜状况。

### 3.10.5 前轮跳动引起的主销后倾角变化

如果前座乘坐2人，则车身几乎是平行地下沉，主销后倾角差不多没有变化；如果后座乘坐2人或3人以及在车尾行李箱中加载，则出现不同的情况。这时后轴的下落量大于前轴，前面所说的大致与地面平行地下沉的位置就改变了一个角度  $\Delta \theta = 1^\circ \sim 2\frac{1}{2}^\circ$  (图3.105)。主销后倾角也增加了同样大小的一个值  $\Delta \tau$ 。设计师在确定车轮定位值时应该考虑到这种情况。

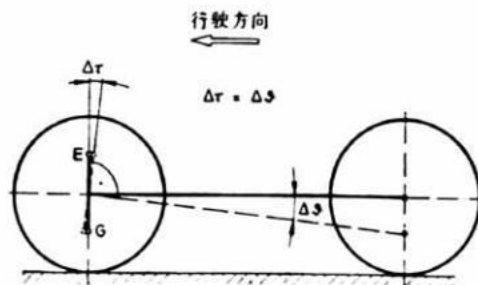


图 3.105 加载时车身后部下沉量大于车身前部，所形成的角度变化  $\Delta \theta$  即为主销后倾角  $\tau$  的增大值。

加载时主销后倾角增大也是汽车在满载时转向盘变重的主要原因，尽管（如图4.5和图4.6中所示）这时前桥轴荷减轻。

主销后倾角的变化因同时出现转向回正力矩的变化而产生不利因素，但在要求通过纵倾中心影响减小前桥的制动下沉量时，这又是不可避免的。在双横臂式悬架中两根横臂的转动轴线通常是相互平行的（图3.106）。在正交型式的麦弗逊式悬架中减振器轴线和摆臂转动轴线之间成直角（图3.107）。在这些情况下，调定的主销后倾角保持不变，与车轮的上下跳动无关。相反，当横臂转动轴线之间或减振器轴线与摆臂转动轴线之间的夹角与上述情况不同时（图3.108，3.109），则主销后倾角会发生变化。

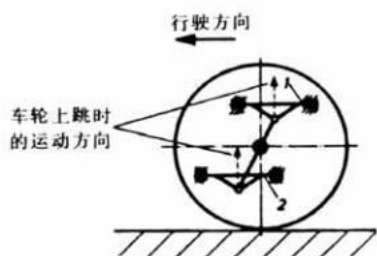


图3.106 在大多数双横臂式悬架中，转动轴线1和2相互平行，这时在车轮上下跳动过程中主销后倾角不发生变化。

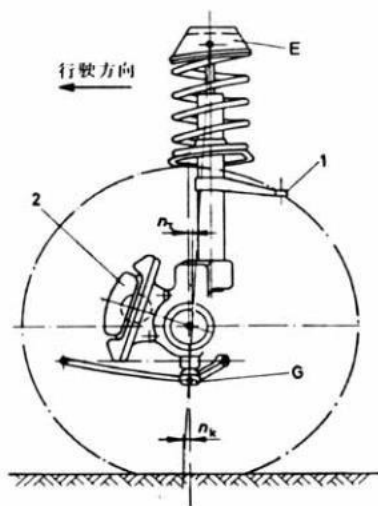


图3.107 如果麦弗逊式悬架中的减振器轴线与摆臂转动轴线成直角，则主销后倾角不产生变化。点G在车轮上下跳时垂直于摆臂转轴运动，即轨迹与减振器轴线平行。图示为VW牌PoloC型车的悬架，具有负的车轮后拖距 $-n_{\tau}$ ，且下铰点G向前移置。EG连线给出了一个较小的主销后倾角及地面上的主销后倾拖距 $n_{\tau}$ 。转向横拉杆臂1因空间上的原因上置并指向后方。盘式制动器钳体2位于车桥前方。

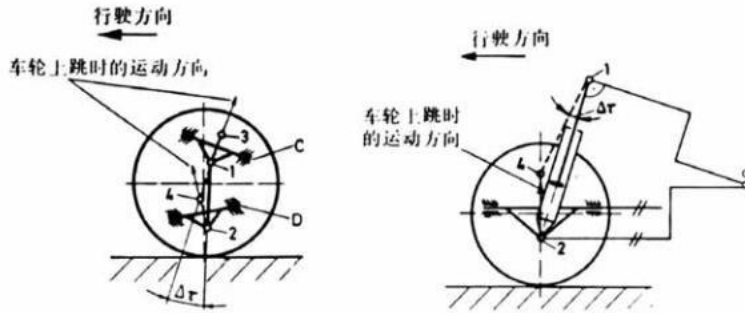


图 3.108 为了获得前桥的纵倾中点（见图 3.120），必须将双横臂式悬架中的转动轴线 C 和 D 相互交叉布置。由此产生的缺点是在车轮上下跳动时，点 1 移向点 3，点 2 移向点 4 从而使得主销后倾角增大一个  $\Delta \tau$  值，也就是相当于转向节转过这样一个角度。

图 3.109 在麦弗逊式悬架中车轮上跳时使点 2 移向点 4，由此主销后倾角增大  $\Delta \tau$ 。通过点 2 的摆臂转动轴线的平行线与点 1 处减振器轴线的垂直线之交点给出了纵倾中心 OV。

当前轮上跳时，转向节的上球铰点1向后移动，而下铰点2向前移动，即主销后倾角增大。车轮下落时则会引起相反的运动，主销后倾角（如果在标准位置存在的话）减小，有时甚至产生负值，即主销前倾角。在麦弗逊式悬架中点2平行于转动轴线移向点4，固定在点1的减振器被压缩。减振器柱变短，从而产生转动角  $\Delta \tau$ 。

如图3.120和图3.121中所见，双横臂式悬架比麦弗逊式悬架更易于实现使纵倾中心位于前桥之后（图3.121a）。如果前置的横向稳定杆用作下横臂的导向，则必须将其杆身处抬高（图3.110）。纵倾中心在车桥前方，制动时汽车头部产生附加下沉。

图3.111所示为从三辆具有麦弗逊式悬架的轿车上测得的主销后倾角的运动学变化，从曲线的形状可以辨出，汽车是具有抗制动纵倾性还是使制动下沉量增大，即是抗下沉还是助下沉。

如图3.108中所见，通过从转向节铰中心1和2作横臂转动轴线的垂线，可在设计时方便地突出角度变化  $\Delta \tau = f(s)$ 。从其中一根垂线上取出给定的车轮的跳动量，根据距离1—2即可在另一根垂线上得出相应点的位置。所找到点的连线3—4与初始位置1~2之间的夹角  $\Delta \tau$  就是主销后倾角的变化值。在中（图3.109）上铰点1固定在汽车翼子板上，从而使得距离1—2在车轮上跳动缩短（距离3—4），而在车轮下落时伸长。

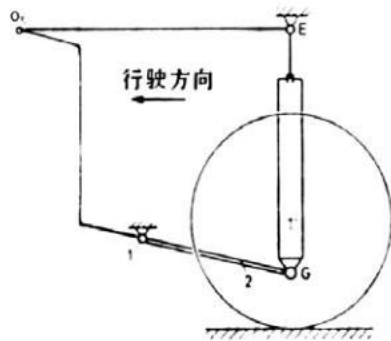


图3.110 为了减小前桥离地间隙和接近角，必须将横向稳定杆杆身1抬高。为了横臂起纵向导向作用的杆臂2为此向后下落。纵倾中心位于车桥前方，这将引起前轮驱动型式车辆在制动时车头产生附加的下沉和在起动时产生不利的抬高。相反如果是在后桥上，则纵倾中心位置是合理的。

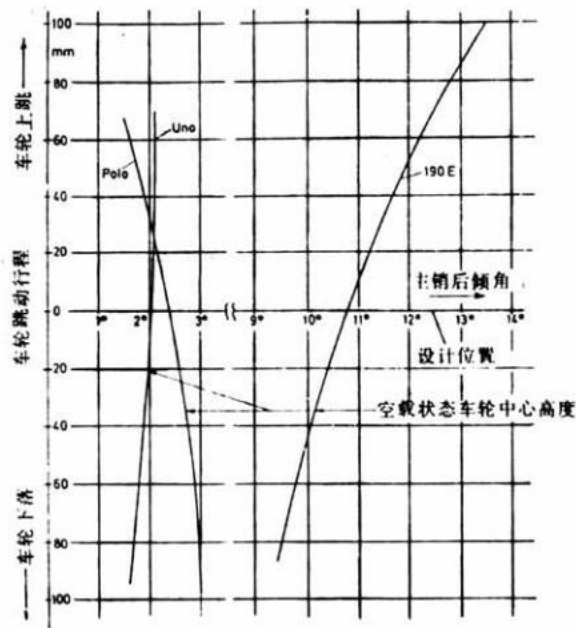


图 3.111 3种测得的麦弗逊式悬架的典型主销后倾角变化曲线。Mercedes190E型车的麦弗逊式悬架具有较大的主销后倾角，且在车轮上跳时还增大，故具有递增的制动纵倾性。在Fiat Uno型车的悬架中，不存在抗制动纵倾性（转向节轴线几乎垂直布置，且有主销前倾角正说明了这一点）。而VW Polo型车的麦弗逊式悬架还引起助下沉。制动时车头部分附加一个下沉量，而

且制动愈剧烈，下沉量愈大。其原因是弹簧柱垂直布置且横向稳定杆杆身安置得较高，由此纵倾中心将位于车桥前方。图3.107和3.110示出了有关细节。190E型车车身外侧车轮上跳时，侧向力臂 $n_s$ 增大，从而前桥存在与行驶车速有关的侧向力不足转向性。

### 3.10.6 车轮跳动引起的后轮支架转动

在图3.108和3.109中可见，所分析的左前轮的转向节转过一个角度 $\Delta \tau$ 。如果是顺时针转动，则纵倾中心位于车桥后方，车头部分具有抗制动纵倾性。

后轮虽是非转动轮，但仍可通过连接侧向力支承点（图3.111a）而获得理论转动轴线EG。要获得抗制动纵倾性，纵倾中心 $O_h$ 必须位于后桥前方（图3.111b、3.110），即必须如图3.90那样存在主销前倾角，以实现侧向力不足转向性（图3.58）。

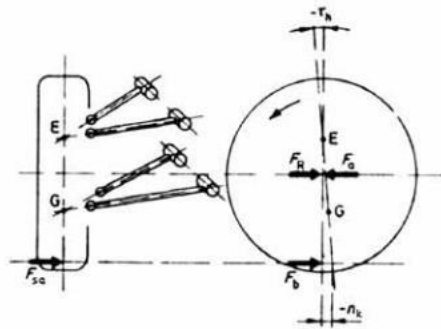


图3.111a 如果双横臂式后悬架的4根横杆均受侧向力，则其延长线在后视图上相交于点E和G。在侧视图上将其相连，即给出了理论主销前倾角 $\tau_h$ 和地面上的主销前倾拖距 $n_k$ 。采用外置式制动器时，认为制动力 $F_b$ 作用在车轮接地点上。滚动阻力 $F_b$ 和驱动力 $F_a$ 在分析中必须移置车轮中心。

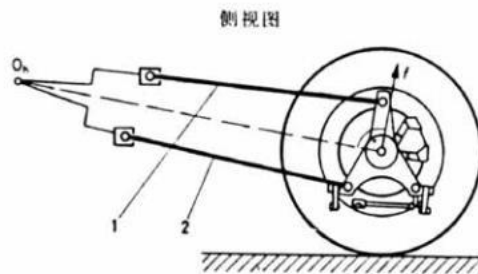


图3.111b Daimler—Benz公司的C111型车的后悬架。在这种双横臂式悬架中，后轮支架由5根杆子导向。杆1和2承受纵向力，并形成纵倾中心 $O_h$ 。通过这两根杆的斜置（在侧视图上）不仅可减小制动纵倾，也可减少起动纵倾。 $O_h$ 点位于车轮中心上方，因此产生一对力偶，在加速时阻止车尾下沉。此外弹簧亦斜置，使得车轮可向后偏离（箭头 $f$ ）。

侧向力作用在理论转向轴线EG与地面的交点后距离为轮胎拖距外，于是根据式3.32侧向力臂为：

$$l_{sR} = l_R \cdot \cos \tau_h - l_s \quad (3.41b)$$

由于存在纵倾中心 $O_h$ ，故会引起后轮支架绕这点转动。纵倾中心的位置随着车轮的跳动而变化。图 3.111c示出了在一辆标准驱动型式轿车上的驱动后桥上测得的数据。

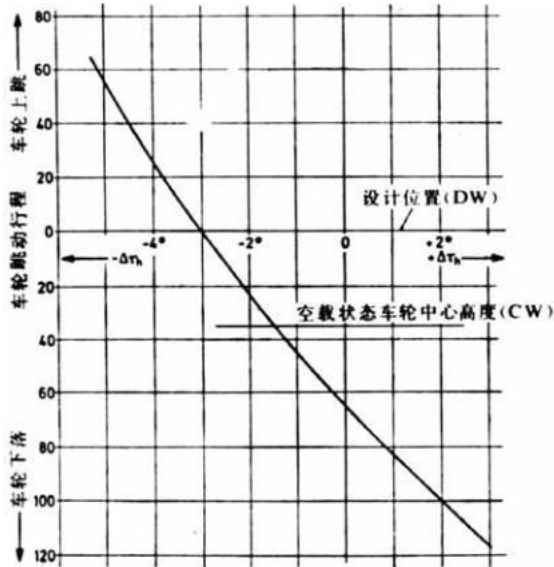


图 3.111c在一辆Mercedes 190E型车上测得的理论主销前倾角变化值  $\Delta \tau_h$ 与车轮上下跳动量的关系曲线。Daimler—Benz公司给定的主销前倾拖距 $n_k = -15\text{mm}$ 。在设计位置其相应的主销前倾角  $\tau_h \approx -3^\circ$ 。这个角度在车轮上跳时增大，下落时减小并产生主销后倾角。曲线的倾斜方向表明纵倾中心较高，而且在车轮下落时还要向上移动。因此是以递增的方式减小制动纵倾。此外，转弯时车身外侧车轮上跳引起主销前倾拖距增大。其优点是使后桥具有随速度而增大的侧向力不足转向性。

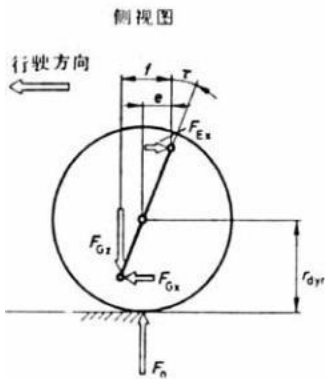


图3.112 如果弹簧置于下摆臂上且前桥具有主销后倾角，则承载铰必须位于车轮中心前方。力 $F_h$ 和 $F_{Gz}$ 形成一个力矩，引起摆臂转动轴线方向的支反力 $-F_{Ex}$ 和 $F_{Gx}$ 。图中假定它们是与地面平行的。

### 3.10.7 主销后倾时垂直力的分解

如果双横臂式悬架的转向节轴线按主销后倾角  $\tau$  斜置，则下铰在车轮中心前方，而上铰在后方。假定弹簧置于下摆臂上，则下臂上的支反力  $F_{Gz}$  正好等于扣去车桥单桥重力后的垂直力（图3.112和式5.2），并产生力矩  $M_z = F_{Gz} (f - e)$ 。该力矩必须由力  $F_{Ex}$  和  $F_{Gx}$  平衡。因此主销后倾角减小。假定弹簧置于上摆臂上，则主销后倾角增大。

在主销后倾为方案1时，图3.81中所见的垂直力分量  $F_n \cdot \cos \sigma$  可继续按角度  $\tau$  方向分解成  $F_n \cdot \cos \sigma \cdot \cos \tau$  和  $F_n \cdot \cos \sigma \cdot \sin \tau$ （图3.113）。后一项分力通过力臂  $r_n$  使车轮前部受到相对挤压（图3.113a）。如果左右两侧车轮的主销后倾角不等，则两侧的压紧力也不同，即汽车在放松转向盘时会偏离行驶方向，而在固定转向盘时则单侧后拉（图3.114）。主销后倾角差值为  $2^\circ$ ，意味着  $\tau$  值较大的那侧的转向横拉杆力要大30~40N。

如果主销后倾通过将车轮中心后移来实现（方案2），则分力  $F_n \cdot \sin \sigma$  通过力臂  $n_r$  使车轮前部受到相对挤压（图3.115和3.116），即在这里摆臂转动轴线相互平行是个关键。

此外还要求左右两侧车轮的主销内倾角大小均匀。如第3.9节所述由于主销内倾角通常直接与车轮外倾角有关，因此也附加要求在左右两侧的前轮之间只允许有微小的外倾角偏差。当角度  $\sigma$  不等时，在所分析的主销后倾情况2中左右两侧的挤压力  $F_n \cdot \sin \sigma$  将会大小不同，同样也会引起转向系单侧受拉。

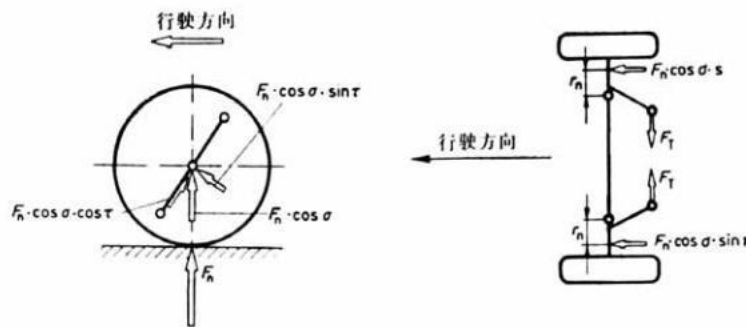


图3.113 如果转向节轴线在侧视图上按主销后倾角  $\tau$  斜置，则图3.82中后视图上获得的垂直力分量  $F_n \cdot \cos \sigma$  可继续分解。

图3.113a 不管汽车是处于静止状态还是直线行驶时，力  $F_n \cdot \cos \sigma \cdot \sin \tau$  都通过力臂  $r_n$  使前轮前部受到相对挤压，即产生前束，并引起转向横拉杆力  $F_T$ 。

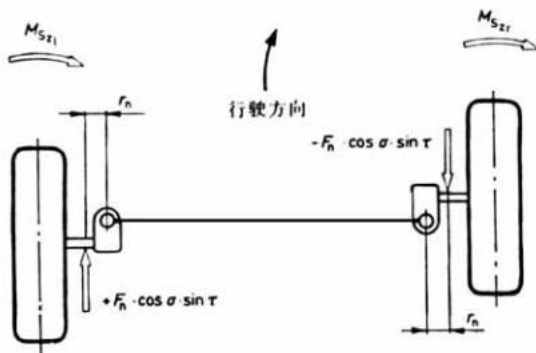


图3.114 当左侧车轮具有主销后倾角，而右侧车轮具有主销前倾角时，将在无干扰的直线行驶状态下产生向右转向，这是通过由垂直力 $F_n$ 分解出的反向作用的分力引起的。

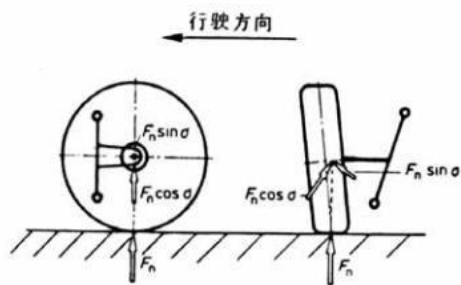


图 3.115 当主销后倾是通过车轮中心后移来实现时（情况 2），垂直力分力 $F_n \cdot \sin \sigma$ 作用在转向轴线后方。

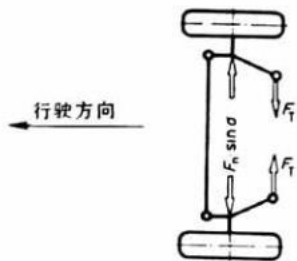


图3.116 在汽车静止和直线行驶时，左右两侧的垂直力分力 $F_n \cdot \sin \sigma$ 向前束方向挤压前轮，并使转向横拉杆受力（ $F_T$ ）。

当出现图 3.91中所述的负车轮后拖距 $n_\tau$ 与主销后倾角 $\tau$ 组合在一起时，还需要进一步分析其相互关系（图 3.117）。垂直力 $F_n$ 在车轮轴心上沿主销内倾角方向分解，得到分力 $F_n \cdot \cos \sigma$ 和 $F_n \cdot \sin \sigma$ 。第一项分力在侧视图上又继续分解成 $F_n \cdot \cos \sigma \cdot \sin \tau$ 和 $F_n \cdot \cos \sigma \cdot \cos \tau$ 。如俯视图所见，在直线行驶时每个车轮上均作用有两个方向相反的力矩（它们可以相互抵消），且：

$$M_{s\tau} = F_n (\cos \sigma \cdot \sin \tau \cdot r_n - \sin \sigma \cdot \cos \tau \cdot n_\tau) \quad (3.42)$$

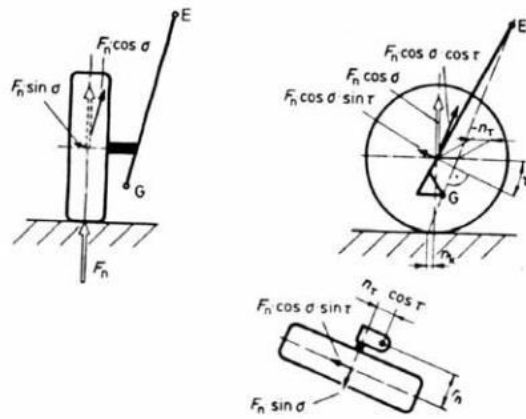


图3.117 具有负的车轮后拖距 $-n_r$ 的前桥上的力关系图。作用方向相反的力矩 $F_n \cdot \sin \alpha \cdot n_r \cdot \cos \tau$ 和 $F_n \cdot \cos \alpha \cdot \sin \tau \cdot r$ 可相互抵消。

### 3.10.8 规定值与公差

在图纸和修理手册中所给的均是空车时的主销后倾值。DIN70020规定该值要在相应的工况下进行光学测定后得出。

只要不存在负的车轮后拖距，标准驱动型式轿车就应有较小的主销后倾角（因侧风敏感性将随之增大），且应使 $\tau = 1^\circ \sim 4^\circ$ 。若在设计中规定有负的车轮后拖距 $-n_r$ 时，则主销后倾角增大到 $\tau = 8^\circ \sim 11^\circ$ 。转向装置的结构型式对此也有影响。如果具有转向助力装置，则转向力矩还必须将液压元件一起回正。在这种情况下，常常规定有更大的主销后倾角。

前轮驱动型式轿车的主销后倾角要降到 $\tau = 0^\circ \sim 2^\circ$ 。由于驱动力会增大回正力矩 $M_{SR}$ （图3.91a），故不需要设置主销后倾值。除大小绝对值外，主销后倾角还需要附加一个公差值，通常为 $\pm 30'$ ，但为了制造经济性，此值也可能达到 $\pm 1^\circ 30'$ 。为了避免斜拉作用（图3.114），注明这一公差值足够了。相反，如还要考虑左右车轮主销后倾角间的公差值时，还要附加规定左右车轮之间的主销后倾角差不超过 $1^\circ$ 。于是图纸上的标注为：

$$\tau = 4^\circ \pm 30' \text{（如车轮外倾角标注）}$$

$$\tau = 4^\circ \pm 1^\circ, \text{左右车轮最大偏差} 1^\circ。$$

## 3.10.9 主销后倾角和主销内倾角的测量

### 3.10.9.1 测量工况

在维修手册上所说明的均是汽车在空载状态下的前轮定位值（只有少数例外）。如果要检验厂方规定的数值，也要以该厂规定的工况为依据。为了消除悬架零件中的摩擦，在测量两根车桥定位值前应用手使车身作短暂的上下振动。

所有在车轮上下跳动时产生的变化都是相对设计位置这一基本点出发的。设计位置的值是指汽车中乘坐 3 人（每人质量约 68kg，见第 4.3.4 节）而获得的静态定位值。重要的一点（除振动时外）是两侧载荷分配要均匀，否则会引起车身的倾斜，从而使左右车轮外倾角不等。因此第三个人必须坐在后排座椅中间。空载状态和设计位置工况之间的弹簧压缩行程必须在汽车翼子板的凹槽上标出，以便加上一个固定的载荷后能使汽车正好下沉这个距离。

### 3.10.9.2 车轮外倾角的测量

利用一台水准仪或类似的测量仪器即可精确地确定静态车轮外倾角这时仪器地零位与车轮中心平面一致，通过缓慢地转动车轮可使仪器座找平。

### 3.10.9.3 主销后倾角的测量

确定静态主销后倾角需要有（与测量工况无关）一个转向角  $\delta = \pm 20^\circ$ 。这时角度  $\tau$  愈大，则转向时外侧车身的下沉量也愈大，与此相应内侧车身的下沉量也愈大，与此相应内侧车身被抬高（图 3.118）。车身的轻微倾斜可使车身外侧车轮外倾角朝正向增大，而内侧车轮外倾角则减小。与此相关的外侧车轮主销内倾角的减小（内侧增大）会导致产生测量误差，不能通过夹紧车身施加一个固定载荷来保证测量过程中所需的水平位置。

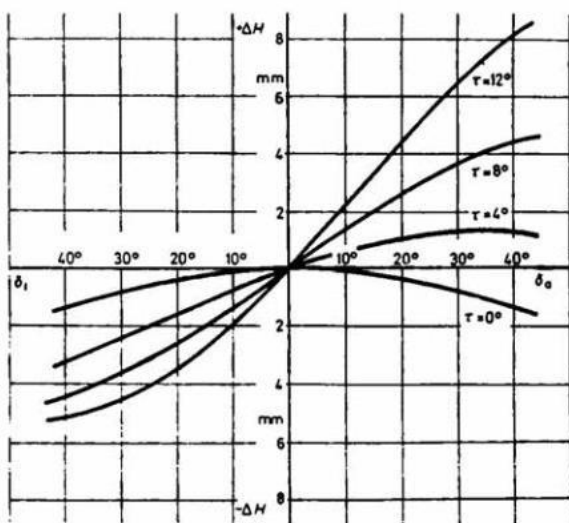


图 3.118 在车轮定位值为  $\sigma_0=6^\circ$ ， $r_s=25\text{mm}$ 及不同的主销后倾角下，根据车身内、外侧车轮转向角算出的抬高量  $\Delta H$ 。当  $\tau=0^\circ$  时两个车轮的接地点都降到地面以下 ( $\Delta H$ 为负值)，即意味着车身抬高。 $\tau$ 愈大，内侧车身的抬高量也愈大 ( $\delta_i$ 下的 $-\Delta H$ )，而外侧车身则下沉，在测量主销内倾角和后倾角时必须考虑这一关系。

### 3.10.9.4 主销后倾角变化值的测量

为了避免主销后倾角的测量失真 (图 3.105)，车身必须平行地下压 (或上抬)。这时获得的仅是变化值  $\pm \Delta \tau$ ，可加入在设计位置获得的初始值或从中减去。最简单的方法是，利用水准仪或类似的测量仪器测出车轮的转动角。测量时重要的是使制动器抱死。支承在球轴承上的转台 (车轮置于其上) 可产生纵向及侧向变形。图 3.111和 3.111c所示即为用此方法得出的曲线。

### 3.10.9.5 主销内倾角的测量

在确定空载状态下的静态主销后倾角后还必须导出一个在左右车轮值之间的平均值，以便能通过抬高车尾 (或在主销前倾时将其压低) 消除这个值  $\tau_0$ ，从而获得在侧视图上垂直竖立的转向节轴线。为了测量角度  $\sigma$ ，需要使车轮产生转向角，通过车轮中心平面的空间运动来确定主销内倾角。左右转向的变化值大小应相同。从图 3.102中可看出其关系。

如果汽车轴距为，所需要的后桥中心处的抬高量  $\Delta h_\tau$ 为：

$$\Delta h_\tau = l \cdot \sin \tau_0 \quad (3.43)$$

在车尾抬高状态下主销后倾角必须等于零。在任何情况下进行检验时都是可取的。

### 3.10.7.1 主销内倾角和车轮外倾角的检验

如图 3.80 所示，必须使左右两侧车轮的外倾角和主销内倾角之和 ( $\gamma + \sigma$ ) 大小相等。如果偏差超过  $15'$ ，则会引起测量误差或留下事故隐患或者要求提高麦弗逊式悬架的装配精度 (图 3.80a)。

### 3.10.7.2 车轮外倾角及主销内倾角变化值的测量

二者是相等的，可很简单地在确定主销后倾角变化值时一道测出真实的变化值 ( $\pm \Delta \gamma$  及  $\pm \Delta \sigma$ )。在制动器抱死时仅需将水准仪或类似的测量仪器固定在车轮上，然后校正变化的主销后倾角即可。所得的值须再加上在设计位置得到的数值。图 3.39和图 3.40所示即为用此方法测得的曲线。

## 3.11 抗制动纵倾性和抗起动纵倾性

### 3.11.1 定义

抗制动纵倾性使得制动过程中汽车车头的下沉量及车尾的抬高量减小，但仅当纵倾中 $O_v$ 和 $O_h$ 位于两根车桥之间时，这一性能方可实现 (针对制动器置于车轮之外而言)。纵倾中心指前桥、后桥或两根车桥的纵倾中心 (图 3.119)。

抗起动纵倾性可减小后轮驱动型式汽车车尾下沉量或车头的抬高量 (对于前轮驱动型式汽车而言)。它仅在单桥驱动加速 (非全轮驱动型式汽车) 时起作用。对于独立悬架来说，使中心位置高于驱动桥车桥中心 (见图 3.121 和图 3.124) 是非常重要的。即在非独立悬架中使差速器位于车桥轴体之下也同样是个关键。

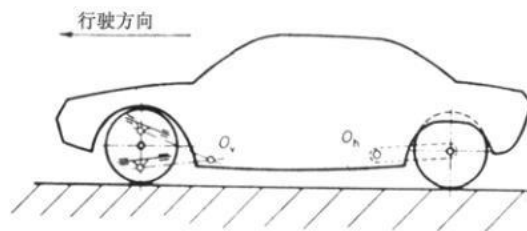


图 3.119 将左右两侧车轮的纵倾中心连接起来可得纵倾轴线。如果纵倾轴线如图示的 $O_v$  (前桥) 和 $O_h$  (后桥) 线，则车身在制动过程中由此获得抗纵倾性，前提是制动器位于车轮之外。

在此抗制动纵倾角及抗起动纵倾角也具有很大的作用，图 3.124 中的  $\varepsilon$  和  $\kappa$ 。它们的值愈大，纵倾平衡也就愈理想。

### 3.11.2前悬架纵倾中心

汽车的左右两侧悬架通常是一样的，从而内摆臂瞬态位置确定的中心在两侧的位置也相同，通过中心的连线可称为纵倾轴。如果这根轴线位于无穷远（实际上并不存在，图 3.106），则纵向力作用在车轮中心上。对于内置（在差速器内）制动器来说情况也相同，此时可通过两根横臂同向斜置来解决制动下沉问题（图 3.119a）。

如图中右边的静力分析所表明的，由车轮中心处移出的垂直于转向节轴的制动力 $F_b$ ”（在图 3.86 中表示为滚动阻力）在横臂上引起反力 $F_{Ex}$ 和 $F_{Gx}$ ，它们（由于横臂斜置）又引起垂直方向分力 $-F_{Ez}=F_{Ex} \cdot \tan \alpha$ 和 $-F_{Gz}=F_{Gx} \cdot \tan \beta$ 。在同一作

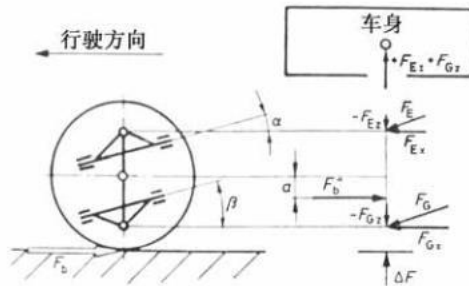


图 3.119a 如果前轮制动器位于差速器内，可通过将横臂同向斜置来克服制动下沉。分析时必须将制动力移置车轮中心下方距离为 $a=r_a \cdot \sin \sigma$ 处（亦见图 3.85）。车轮在上跳时迎着行驶方向向前偏移。弹簧倾斜角为：

$$\kappa = (\alpha + \beta) / 2$$

用方向的合力必须为零，即 $+F_{Ez}$ 和 $+F_{Gz}$ 抵消车头下沉。两根以这种形式斜置的横臂带来的优点是主销后倾角不产生变化，其缺点是车轮在上跳时前移（即沿障碍方向。Citroën GSA型车即采用这种横臂安置方式，从而制动纵倾平衡可达 100%。

当制动器外置时，为了获得纵倾轴和垂直方向的反力，同样也需要将摆臂斜置（如图 3.119 所示），但两根摆臂必须相互交叉布置。图 3.120 右侧为静力分析图。图中标出了（与图 3.119 相比）明显放大的分力  $F_{Gz}$ 及由于制动器外置而引起的更大的力 $F_{Gz}=F_b+F_{Ex}$ （制动器内置时为 $F_{Gx}=F_b-F_{Ex}$ ）。

德国制造的所有前轮驱动型式汽车均具有负的主销偏移距。再此可获得反向转向效应的前提是制动器安装在车轮上。在双横臂式悬架中仅将下摆臂斜置便可既减小制动下沉量又减小起动的抬高量。这时制动力 $F_b$ ”作用在地面上方距离为 $a$ 处的转向节轴线上，引起支撑车身的分力  $F_{Gz}$ （图 3.121 有侧图中）；而（如左侧图所示）起动力  $F_a$ ”作用在车轮中心下方，引起向下拉车身的分力  $-F_{Gz}$ 。上摆臂水平布

置，其目的是可使弹簧或减振器垂直安装。这种悬架具有抗制动纵倾性和抗起动纵倾性。

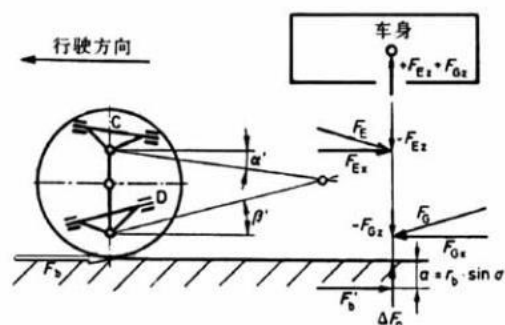


图 3.120 为了减小制动下沉量，当制动器外置时摆臂必须相互交叉布置。由作用在地面以下距离为 $a=r_b \cdot \sin \sigma$  处的制动力 $F_b'$ (图 3.83和 3.108)可确定力 $F_{Ex}$ 和 $F_{Gx}$ 。阻止车头下沉的分力即为 $+F_{Ex}$ 和 $+F_{Gx}$ 。在有主销后倾角时， $F_b=F_b \cdot \cos \tau$  (图3.88)。

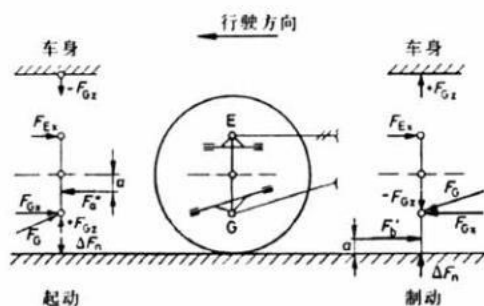


图3.121 在前轮驱动型式的汽车中只要将下摆臂斜置便可减小起动抬高量又可减小制动下沉量。制动器安置在车轮上(新设计中通常采用)。主销偏移距为负值时， $F_b'$ 在地面上方作用在转向节轴上(图3.87)。

双横臂式悬架的纵倾轴线可用作图法自球铰点E和G处作摆臂转动轴C和D的平行线(图 3.120)来确定。对于麦弗逊式悬架来说则需要自E点作减振器运动方向的垂直线，该垂直线与过G点的摆臂平行线的交点即为纵倾中心 $O_v$ (图3.109)，或者更确切地说是该垂直线与承受纵向力的拉杆或横向稳定杆杆臂延长线的交点(图 3.110)。

为了确定纵横臂式悬架的纵倾中心 $O_v$ ，必须将斜置的上摆臂延长，并自车轮下导向铰作转动轴的平行线(图 3.121a)。车头下沉时，上摆臂倾斜度更大，纵倾中心 $O_v$ 向车轮移动。这就意味着其制动纵倾性递增加强。如果在双横臂式悬架中上部通过一根纵臂来承受制动力或者制动力由横向稳定杆杆臂来承受(图 1.23a)，也会产生同样情况。

转动轴的平行线。车头下沉时 $O_v$ 移向车轮，即抗制动纵倾性递增加强。

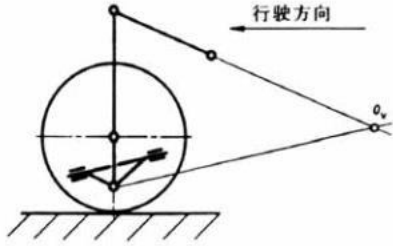


图3.121a 为了确定纵横臂式悬架的纵倾中心 $O_v$ ，必须作上摆臂的延长线，并在下边自球铰中心作摆臂

### 3.11.3后悬架纵倾中心

为了减小制动下沉量，要求纵倾轴靠近车轮并尽可能高，但两者均会引起较大的主销后倾角变化。因此，对于前桥布置来说必须在合理的位置与可接受的变化值之间寻找折衷方案。而对于后桥来说情况则不同，纵倾中心 $O_h$ 可置于靠近车桥前方由摆臂长度限定其位置。

摆臂长度太短，则为了保证所需要的车轮上下跳动行程  $s_1$  和  $s_2$ ，摆动角 $\pm \kappa$ （图 3.122）就会过大。与纵倾轴线相关的轴距变化  $\Delta l$  难说对行驶性能没有影响。早期的 Renault 牌车也许可以作为例证，该车左右两侧的轴距是不同的。

在用作为后悬架的独立悬架中，纵臂式悬架和复合式悬架（图1.8和1.42）均具有合理的纵倾中心位置。它位于摆臂转动轴中心。图3.123在制动时将车尾向下拉的力 $-F_{Oz}$ 为：

$$F_{Oz} = F_b \cdot g/d \quad (3.44)$$

即说明高度 $g$ 愈大，距离 $d$ 愈短，则所产生的作用亦愈大。

图3.123也适合于所有用两根纵置摆臂导向的非独立悬架：

- a. 扭杆曲轴式悬架（图 1.44）；
- b. 牵引杆式悬架（图1.43a）。

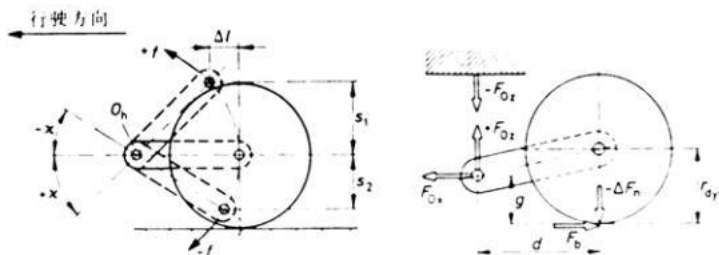


图 3.122 纵臂式悬架用作后悬架其优点是可获得合理的纵倾中心 $O_h$ 。摆臂应尽可能短，但在所需要的车轮上下跳动的行程 $s_1$ 和 $s_2$ 下不允许摆动角 $\pm x$ 过大。摆动角过大会产生明显的斜向跳动 $\pm f$ ，它所带来的轴距变化驾驶员几乎察觉不出。

图 3.123 在转动轴线与地面平行的纵臂式悬架中，车身上的支承点同时又是纵倾中心。中心位置愈高（距离 $g$ ），离车轮愈近（距离 $d$ ），则力 $-F_{0z}$ 在制动时向下拉车尾的作用也愈大。

在求斜置单臂式悬架的纵倾中心时，先要作出俯视图（图 3.124 和 3.29）根据角度 $\alpha$ 确定距离 $d$ （纵倾中心 $O$ 至车轮中心距离）。然后在后视图上定出点 $O$ 的高度 $g$ 。侧视图上则示出了正确的纵倾中心位置。

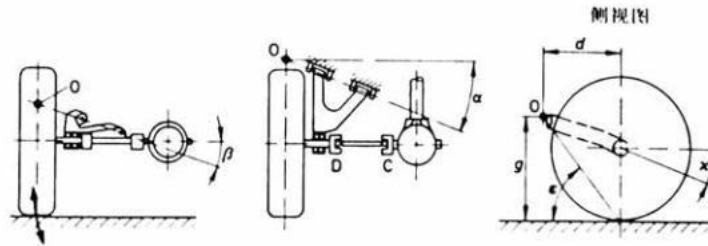


图3.124 斜置单臂式悬架的纵倾中心 $O$ 由转动轴延长线与车轮中心平面的交点给出。抗制动纵倾角 $\varepsilon$ 可根据已有的距离算出： $\varepsilon = g/d$ 。同样抗起纵倾角亦可算出： $\tan x = (g - r_{dyn})/d$ 。不过这里只有正值才有意义。在汽车加速时， $+x$ （如图中所示）对下沉的车尾产生一个上抬的压力，而 $-x$ 则引起一个附加的向下拉力。

如果后非独立悬架采用瓦特杆或每侧一对摆臂导向，则摆臂轴线延长线的相交点给出了 $O_h$ （图 3.125 和 1.27a）。上摆臂较短是为了使加载时（即车尾的E和G点下沉）纵倾中心合理地车桥移动，从而抗制动纵倾性加强。

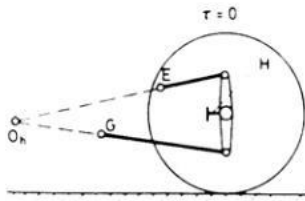


图3.125 如果后非独立悬架用一对纵置摆臂导向，则二者的延长线给出纵倾中心 $O_h$ ，加载时车身上E和G下降，即 $O_h$ 合理地移向车轮。

如果（如图 1.27 所示）差速器位于车桥壳体内，则发动机输出转矩与车轮上的驱动转矩相互垂直（图 1.12）。车桥上的力的共同支撑作用同时也在纵倾中心处起到抗起动纵倾作用。

## 4 弹性元件

汽车的行驶平顺性主要由前悬架弹性元件的性能决定，而汽车的操纵稳定性却主要取决于后悬架的弹性。

### 4.1 对弹性元件的要求

公路车辆的弹性元件及阻尼元件主要影响车辆的下述性能：

- 行驶平顺性；
- 行驶安全性；
- 操纵稳定性；
- 车身的侧倾。

弹性元件设计得愈软，车身的侧倾就愈大。采用低刚度  $C_{v,h}$  和大行程的弹簧，是获得良好的行驶平顺性，降低纵倾振动和增大车轮的地面附着性的前提。后者还满足了对行驶安全性的要求。

以一个承载  $F_n=3000\text{N}$  的前轮跌下深 60mm 的凹坑为例（图 4.1），当弹簧较软且线性刚度  $c_v=10\text{N/mm}$  时，由于路面不平的影响，作用在车轮剩余载荷为：

$$F'_{nv}=F_{nv}-c_v \cdot s_2=3000-10 \cdot 60=2400\text{N}$$

而采用刚度为  $c_v=20\text{N/mm}$  的硬弹簧时，剩余载荷仅为  $F'_{nv}=1800\text{N}$ 。较大的剩余轮荷等价于具有较好的地面附着性。一个类似的例子是车轮越上一个高 40mm 的路面凸台（图 4.2），当采用硬弹簧时，在不考虑阻尼及时间影响的情况下车桥传递给车身的冲击力增量为  $\Delta F_n=800\text{N}$ ；而采用软弹簧时，力增量仅为 400N，因此轮荷的变化也小。采用软弹簧的缺德是汽车转弯时车身的侧倾度很大，从而降低了轮胎传递侧向力的能力。如图 1.2 所示，在大独立悬架中车轮随车身一道侧倾。弯道路行驶时，侧向力主要由车身外侧车轮承受，该车轮的外倾角向正值方向变化，从而需要有更大的轮胎侧偏角。

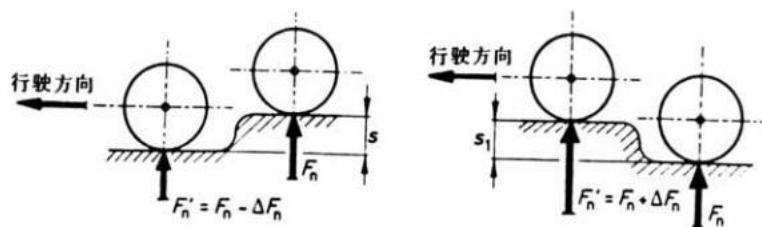


图 4.1 车轮下落距离为 $S_2$ 时，轮荷减小 $\Delta F_n$ 。决定地面附着性的剩余轮荷 $F_n' = F_n - \Delta F_n$ 主要取决于弹簧的软硬，确切地说是弹簧刚度 $C_{v, h}$ 。

图 4.2 车轮上跳距离为 $S_1$ 时，轮荷增大 $\Delta F_n$ 。传递给车身的力增量主要取决于弹簧的软硬，即弹簧刚度 $C_{v, h}$ 。

但总的弹性特征还取决于一些其它的因素以及与各构件的共同作用。主要是：

- a. 车辆总质量；
- b. 轴荷分配（见第4.3.6节）；
- c. 弹簧的结构型式和布置形式；
- d. 横向稳定杆；
- e. 支座件（图1.1，3.57和3.65~3.67）；
- f. 减振器及其支承（见第4.6.7节）；
- g. 非簧载质量（见第4.2节）；
- h. 发动机的悬置结构型式；
- i. 轴距（见第3.2节）；
- j. 轮距（见第3.3节）；
- k. 轮胎（其影响特别大）。
- l.

## 4.2 质量、振动频率和弹簧刚度

为了确定振动频率和弹簧刚度，必须要知道在设计位置（见第 4.3.4 节下标 $t$ 为部分载荷状态）和额定总质量（下标 $Z$ 为额定）下的前桥轴载质量 $m_{vt}$ （及 $m_{vz}$ ）和后桥轴载质量 $m_{ht}$ （及 $m_{hz}$ ）。大部分情况下先得出满载状态下的后桥轴载质量 $m_{hz}$ ，然后据此由额定总质量 $m_{gz}$ 得出前桥轴载质量 $m_{vbe}$ （下标 $be$ 为加载状态）：

$$m_{vbe} = m_{gz} - m_{hz} \quad (\text{kg}) \quad (4.1)$$

根据轴载质量和非簧载质量（折算在整根车桥上） $m_{uv}$ 和 $m_{uh}$ 可算出车身（车体）分配在前车车桥（折算到单侧车轴上）的质量 $m_{lvv}$ 和 $m_{lwh}$ ：

$$m_{lvv} = \frac{m_{uv} - m_{uv}}{2}, \quad m_{lwh} = \frac{m_{uh} - m_{uh}}{2} \quad (4.2 \text{ 及 } 4.3)$$

非簧载质量包括车轮质量和车轮转向节质量。后者可以是二个回转轴承和转向主销质量，但在非独立悬架中则是包括差速器在内的车桥整体总质量。此外还有那些车桥与车身或车架之间的连接构件的质量的一半。这些构件是：

- a. 摆臂；

- b. 驱动半轴；
- c. 横向推力（Panhard）杆；
- d. 板弹簧或螺旋弹簧；
- e. 万向节轴；
- f. 减振器；
- g. 转向横拉杆等。

它们的另一半质量应计入车身质量中。扭杆弹簧是固定在车身底板上的，它的质量也算  
是簧载质量。

用于非驱动桥的独立悬架，非独立悬架和复合式悬架折算在整根车桥上的质量（根据车辆  
和轮胎的大小不同）为：

$$m_{uv, h} = 50 \sim 90kg$$

用于驱动桥的独立悬架稍重些，相应质量为：

$$m_{uv, h} = 50 \sim 90kg$$

用于驱动桥的非独立悬架的质量还要包括差速器在内：

$$m_{uv, h} = 100 \sim 140kg$$

为了进行弹簧计算和悬架设计，必须知道弹簧刚度  $c_{v,h}$ 。在设计图纸上，刚度作为测量值，其  
单位为N/mm。相反，在所有的计算中，刚度的单位为 N/m。不了解这个规定，就可能产生位置误  
差。只要列出尺寸链方程，即可察觉这点。按国际单位，计算圆频率的公式如下（图 4.3）：

$$\omega = \sqrt{\frac{c}{m}} \quad \left( \sqrt{\frac{N}{kg}} \right)$$

以  $1N=1 \frac{kg \cdot m}{s^2}$  代入，其单位为：

$$\sqrt{\frac{kg \cdot m}{m \cdot kg}} = s^{-1}$$

为了得到在研究弹簧时使用的振动频率，将圆频率  $n_{v,h}$  乘以系数：

$$60/2\pi = 9.55 \quad (s/min)$$

对于车身而言，在忽略阻尼以及支座与轮胎的影响时，可把公式表达（带下标）为：

$$n_{v, h} = 9.55 \cdot \sqrt{\frac{c_{v, h}}{m}} \quad (min^{-1}) \quad (4.4)$$

$l_{vv, h}$

在计算一侧车桥（前和后）的振动频率时，应采用单位为N/m的轮胎刚度 $c_{Rv,h}$ 和一半的车桥质量，单位为kg：

$$m_{lv,h} = m_{uv,h} / 2 \quad (4.5)$$

轮胎在滚动时，其刚度会增大，应采用系数 $k_F$ 来加以修正，大致为：

当速度为 120km/h时， $k_F=1.04$ ，速度每增加 30km/h，刚度增大 1%。于是车轮振动频率的计算式为（图 4.4）：

$$n_{mv,h} = 9.55 \cdot \sqrt{\frac{k \cdot c_{Rv,h} + c_{v,h}}{F \cdot m}} \quad (\text{min}^{-1}) \quad (4.6)$$

$lv,h$

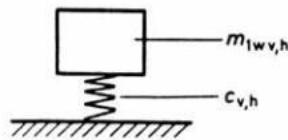


图 4.3 在简单的振动系统中，车身振动频率 $n_{v,h}$ （前和后）的大小取决于车身分配在前后车桥上的质量  $m_{lv,h}$ 和弹簧刚度。弹簧特性呈线性时，弹簧刚度等于力除以位移： $c_{v,h}=F/S$ 。弹簧特性呈非线性时，弹簧刚度为在一个极小的位移  $\Delta s$ 下力的变化量  $\Delta F$ ： $c_{v,h}=\Delta F/\Delta S$ （亦见图 4.7）

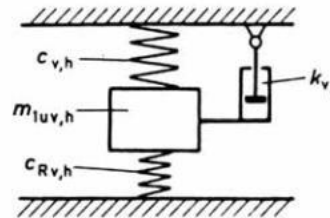


图 4.4 车轮振动频率 $n_{Rv,h}$ 是一侧车桥质量  $m_{lv,h}$ 、车身弹簧刚度  $c_{v,h}$ 、轮胎刚度 $c_{Rv,h}$ 和阻尼系数 $k_{v,h}$ 的函数。行驶车速也对它有附加影响（见图 2.18a）

在采用钢制弹簧的轿车中，振动频率为：

前： $n_v=60/\text{min}\sim 80/\text{min}$

后： $n_h=70/\text{min}\sim 90/\text{min}$

出于平顺性要求，应力求使  $n_v\approx 60/\text{min}$ 。这在中低档轿车的前悬架中可以办到。相反，只有当汽车装有水平调节装置时，才可在后悬架中达到这一要求。由于在乘坐 1 人和满载状态下，车轮载荷不同（图 4.5和 4.6），从而难以将弹簧设计得很软。

根据设计规定的振动频率 $n_v$ ，可通过改写后的式 4.4来计算弹簧刚度 $c_{v,h}$ ：

$$c \quad (\text{N/m}) \quad (4.7)$$

式中振动频率单位为 $\text{min}^{-1}$ ，质量单位为kg。

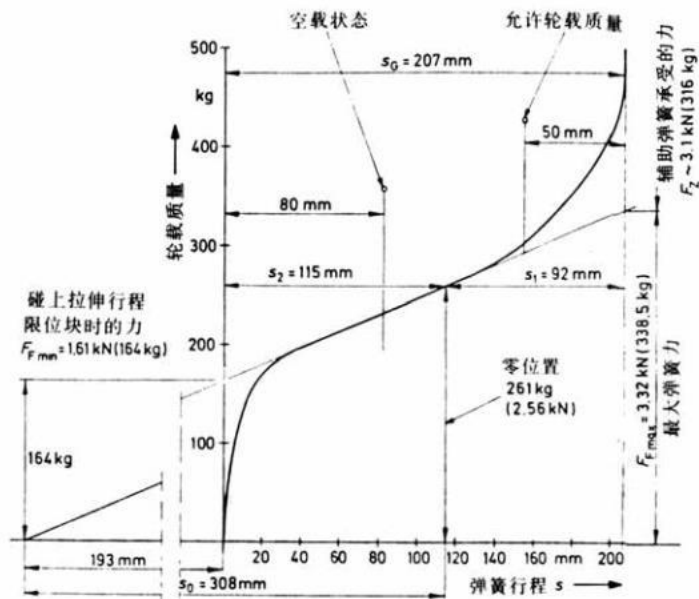


图 4.4a Renault牌轿车前轮弹簧的特性曲线。纵坐标为轮荷（单位 kg），横坐标为车轮跳动量（单位 mm）图示的弹簧特性较软，故需要有限位块。如果缺少拉伸行程限位块，则前轮有可能从零位置（汽车中乘坐 3 名质量为 68kg的乘员时的位置）下落距离 $s_0=308$ 。如果没有辅助弹簧，车桥将在  $F_{Fmax}=3.32$  的力作用下碰撞限位块。限位块受到的剩余力（单位KN）在图中标出。从图中可见，由于辅助弹簧的作用，特性曲线斜率递增。如果限位块布置在减振器内，悬架的变形也计入在特性曲线中。车身弹簧刚度为：

$$c_{vt} = \frac{\Delta F}{\Delta s} = \frac{3.32 - 1.61}{0.207}$$

$$c_{vt} = 8.26 \text{ kN/m} = 8.3 \text{ N/mm}$$

用一辆前轮驱动型式车辆的前轮弹簧为例，给出了相应于下限的载荷状态（即仅乘坐 1 人）下的数据：

前桥轴荷质量  $m_v=500\text{kg}$

非簧载质量  $m_{uv}=80\text{kg}$

设计振动频率  $n_v=60/\text{min}$

根据式 5.2和 5.7：

$$m_{lv} = (500 - 80) / 2 = 210 \text{ kg}$$

$$c = 0.011 \cdot 60^2 \cdot 210 = 8316 \text{ N/m} \quad c_v = 8.3 \text{ N/mm}$$

图 4.4a所示为了通过计算得出的弹簧特性曲线。图中以零位置（即车中乘坐 3 人时的位置）为分析原点，纵坐标为轮荷，横坐标为测出的弹簧行程。从中可分析车轮接地点上的载荷变化。

反之，根据已知的弹簧特性曲线，亦可得到不同加载状态下的弹簧刚度。当曲线在常用行程内延长，即可得到端点出的载荷差（在此为 338.5 kg和 164 kg）。将其乘以 9.81，并除以通过总行程（ $s_g=207\text{mm}$ ），便可得出弹簧刚度。在图下面列出的公式中的力的单位为KN。

当特性曲线呈非线性时，需在曲线上对应所考虑的载荷状态的点处作切线，才能得载荷对位移的导数值。图 4.7举出了一个有关设计质量下的例子。

根据弹簧刚度、轴荷质量及预估的车桥质量可以计算出振动频率。其精度大都高于有振荡试验得出的结果，因为大部分汽车都带有导向式弹簧柱或减振器柱，由于在这些构件中存在内摩擦，所以很难得到正确的结果。

## 4.3 总质量与轴荷质量

不知道空载及加载状态喜爱总质量和质量分配情况，就无法进行弹簧设计和评价。

根据 DIN 70020第二卷标准中说明的总质量和轴荷质量与汽车乘客质量（单位为 kg或 t）、汽车运送的货物质量以及汽车本身的质量有关。此外，在 StVZO 规范中，还提出了装载质量的概念（单位同样为 kg）。

### 4.3.1空载质量

根据 DIN 70020,汽车在空载状态下的总质量包括以下各件的质量：

- a. 充满电解液和充足电的蓄电池；
- b. 润滑剂；
- c. 制动液；
- d. 冷却液（如果必要的话）；
- e. 标准随车工具；
- f. 燃油箱中至少充满 90%的燃油。

规范 StVZO § 42 中的规定与此不同，它要求燃油箱中完全充满燃油。此外，还有一些零散的随车装置，如千斤顶、备胎以及法规要求装备的安全带、头部支撑和必须随车携带的共约 4kg 的交通警告三角柱标和急救箱。

法规要求除轿车，小客车和摩托车外的所以汽车的空载质量必须考虑以下因素：

- a. 灭火器；
- b. 标准备用件；

- c. 支撑楔形块；
- d. 驾驶员的质量，规定为 75kg。

空载质量还与车身的类型有关，并根据各自的情况得到。因此，每份常规的工作许可证都列出了空载质量的明细表。表中各质量都是通过典型试验得出的。特殊装备件（如空调装置）以及追加补充的构件可以计入空载质量中，所以应从装载质量中减掉。车中的座椅数亦可减少。

### 4.3.2 出厂说明书上的总质量

规范 StVZO § 34 中规定各种汽车的出厂说明书上均必须标明汽车总质量，其值大小要考虑到厂家保证的材料强度和轮胎承载能力等。

### 4.3.3 容许装载质量

规范StVZO § 42将容许装载质量解释为可运行汽车能运载的最大质量 $m_G$ ，而且在此装载状态下，不容许超出：

- a. 汽车容许总质量；
- b. 容许轴荷质量。

容许装载质量与装运货物的分布有关。当汽车带挂车或半挂车行驶时，挂车和半挂车在与牵引车连接处存在一个质量分量  $\Delta m_A$ （在规范StVZO中称为支撑质量），在牵引车的装载质量中应减掉这个量。

为了确定轿车中可乘坐的人数，根据 DIN 70031，规定每个人的质量为 68kg（包括服装在内），并最少可携带 7kg的行李。

汽车实际上可携带的行李质量 $m_K$ 可通过 $m_G$ 和汽车中的座椅数 $n$ 由下式算出：

$$m_K = m_G - 68 \cdot n \quad (kg) \quad (4.8)$$

例如，装载质量为 400kg的 5座轿车可携带的行李质量为：

$$m_K = 400 - 68 \times 5 = 60 \quad kg$$

即可携带的行李质量大于 $m_K$ 最小携带行李质量：

$$m_{K \min} = 7 \times 5 = 35 \quad kg$$

在对轿车的质量法规中，驱动装载质量的组成形式如下：

2人： 136kg+14kg行李=150kg；

3人： 204kg+21kg行李=225kg；

4人： 272kg+28kg行李=300kg;

5人： 340kg+35kg行李=350kg。

等等。就是说，法规允许在一辆装载质量为 375kg的高级轿车中乘坐 5人。当然前提是还要满足其它规范中的规定，如系上安全带等。

如果在一辆装载质量为 375kg 的 5座轿车中，乘坐 5位 75kg 的乘员，则乘员质量已达到 375kg。假定汽车再追加装设备如移动顶篷、挂车牵引钩等，则汽车已经超载。而如果驾驶员不了解情况还要给行李箱装载的话，就会使汽车总质量和后桥轴载质量超出容许值。其结果是缺少行驶安全性，并使操纵稳定性和制动性能变差等。假如由此而出现车祸，则驾驶员必须为超载承担责任。法庭判决时要考虑这点。

### 4.3.4汽车的设计质量

汽车的设计质量  $m_t$  确定了汽车的设计位置，亦称它为标准位置、零位置或制图位置。在由此给定的装载质量下，前后车身都从空载位置起下沉，相对于地面给出了一个完全确定的位置。在国际标准 ISO/IS2958《公路车辆：客车的外部保护》中规定设计位置与汽车中的座椅的关系如下：

座椅数	乘员分配
2和 3	前座上坐 2名 68kg的乘员
4和 5	前座上坐 2人 后座上坐 1人
6和 7	前后座上各坐 2人

不考虑行李。制图时汽车中的乘员应这样布置。在汽车生产厂相互交换轿车尺寸（根据 1978 年的 VDA规范 239-01）时，要说明设计质量，以便于确定汽车的设计位置。

### 4.3.5容许轴载质量

按照StVZO § 34法规是根据材料强度、轮胎承载能力以及由汽车引起的道路应力来确定容许轴荷质量的。前后容许轴荷质量 $m_{vz}$ 与 $m_{hz}$ 之和至少必须等于容许总质量 $m_{gz}$ ：

$$m_{vz}+m_{hz}\geq m_{gz}$$

但为了使装载质量能分配得更合理，这个和值将比总质量大（参见图 4.6）。没有明确规定的是弹簧的剩余行程，它是指满载下的车桥还能上跳的距离。如果这个量小于  $s_{re}=50\text{mm}$ ，则弹簧的作用可能不理想。此外，转弯时车身几乎不再朝外侧侧倾，车身质心位置抬高，操纵稳定性变坏。要应付这种情况，对驾驶员来说是要求过高了（图 4.11）。

## 4.3.6 轴载质量分配

不管是轿车载货汽车还是挂车，只有预先计算出或称出它的轴荷质量分配情况，才能设计它的弹性元件。重要的是：装载质量中有多少 kg（而不是百分比）分配在每根车桥上以及容许轴载质量是否得以充分利用。

### 4.3.6.1 轿车中的轴载质量分配

图 1.19a 所示为用百分比表示的轴载质量分配情况。当汽车空载质量已知时，即可根据加入的乘员质量计算在不同加载状态下的轴载质量。

在 DIN 70031 中规定了轿车的轴载质量的确定方法。最精确的方法是称一下装备完整的汽车。在企业及技术监督协会中，确定轴载质量分配的方法是分别在 2~5 个座椅上安置质量为 68kg 的乘员，其质心位于臀部中心。前座椅处于整个调节范围的中点。所得到的纯理论的轴载质量分配情况，它没有考虑驾驶员在座椅位置的调节范围内究竟能否进行转向和操纵汽车。附加的行李质量必须根据式 5.8 计算，其质心位于行李箱中点。

对乘客质量不同时的整车分别进行称量，并对称得的差值进行换算，这样做可能比求取车厢和行李箱中许多单个质量要实际合理些，所花费的精力也少些。为了得到尽可能精确的结果，驾驶员包括服装在内的质量应大致为 68kg，身高约 1.70m，驾驶座椅置于一个比较合适的位置。但为了保证车中乘员的质心位置，其他乘客的质量不应偏离标准值 68kg 太远。

图 4.5 所示为一辆标准驱动型式轿车的轴载质量分配情况。由于装备了一些特殊装置，它的实际空载质量比出厂说明书上的值多出 73kg。因此，装载质量从 500 kg 降为 427 kg。尽管现在还可携带 87 kg 的行李，但称出的后桥轴载质量已超出容许轴载质量 29 kg。然而该车采用 185/65 R 1587 H 型轮胎，它在速度  $v \leq 190\text{km/h}$  时可承载 490 kg，满载下规定的轮胎充气气压为  $p_r=2.5\text{bar}$ （图 2.10），因此从轮胎方面来说，这种超载没有影响，对于弹性元件也一样（见图 4.7）。

出厂说明	座椅数	5	允许轴载质量			
	空车质量	1100 kg	前轴	750 kg		
	载荷量	500 kg	后轴	850 kg		
	允许总质量	1600 kg	总和	1600 kg		
装载状态	载荷量	整车质量	轴载质量	轴载质量分配		
				前轴	后轴	前轴 后轴
	(kg)	(kg)	(kg)	(kg)	[kg]	[kg]
空载状态	0	1173	623	550	53.1	46.9

乘坐 2人	136	1309	692	617	52.8	47.9
前排乘坐 2人	204	1377	705	672	51.2	48.8
后排乘坐 4人						
乘坐 4人	272	1445	718	727	49.6	50.4
乘坐 5人	340	1513	731	782	48.4	51.6
满载状态	427	1600	721	879	45.1	54.9

图 4.5 在一辆标准驱动型式轿车（Mercedes 190 E型）上称出的轴荷质量分配情况。该车装有电动移动式顶篷和收音机，以及其它一些附加装置，称出的汽车空载质量为 1173 kg（不是出厂说明书上所标的 1100 kg）。

轴载质量分配情况差不多都适合于图 1.19a中所给的值。满载时 45%/55%（前/后）的分配，可能会使标准驱动型式车辆对侧风敏感，但牵引性能却相反得到了显著的改善。在科隆高等专科学校汽车底盘技术实验室研究的前轮驱动型式车辆中，情况有所相同（见图 4.6）。在此得出满载状态下的轴载质量分配为 46%/54%，它表明前驱动轮的负荷减很多，从而必定使得在湿路面及山路上行驶困难（图 6.22）。为了实现出厂说明书上所标的 500 kg的过于大的装载质量，把乘员的质量定为 70 kg。称得的汽车空载质量比说明书上的值多 6 kg。尽管如此，在称量时还可考虑装上 144 kg的行李。如果将其置于行李箱内，则对汽车的操纵稳定性有不利影响（亦可参见图 4.8 和 5.10）。该车采用 155R 1378 S型轮胎，在充气气压 $p_r=2.1\text{bar}$ ，速度低于 160km/h时，轮胎的承载能力为 410 kg。双轮总和（820 kg）大于后桥容许轴载质量 780 kg。

出厂说明	座椅数	5	允许轴载质量			
	空车质量	893 kg	前轴	770 kg		
	载荷量	500 kg	后轴	780 kg		
	允许总质量	1393 kg	总和	1550 kg		
装载状态	载荷量	整车质量	轴载质量	轴载质量分配		
	(kg)	(kg)	(kg)	前轴	后轴	[kg]
空载状态	0	899	548	351	60.9	39.1
乘坐 2人	140	1039	623	416	60.0	40.0
前排乘坐 2人	210	1109	635	474	57.2	42.8
后排乘坐 4人						
乘坐 4人	280	1179	647	532	54.8	45.2
乘坐 5人	350	1249	659	590	52.7	47.3
满载状态	494	1393	643	750	46.1	53.9

图 4.6 在一辆前轮驱动的 Toyota牌 Corolla 1.6 DX 型车上称出的轴荷质量分配情况。汽车空载质量比说明书上的值多 6kg。说明书上规定的容许装载质量为 500 kg。这个装载量几乎不可能实现。如果要使容许装载质量得到充分利用，则不能排除其对行驶安全性产生较大的不利影响。后桥容许轴载质量为 780 kg，这使得当最大总质量为 1400 kg时，作为驱动桥的前桥上相应的轴载质量仅为 620 kg。轴载质量的分配为 44.2%/55.8%，这不能代表前轮驱动型式车辆的轴载质量分配。

### 4.3.6.2 小客车和厢式货车中的轴载质量分配

对于带可翻折式后排座椅的小客车（俗称面包车）和溜背式高级轿车来说，既需要确定载人时的轴荷质量分配，又要确定运载货物状态下的轴荷质量分配。运载货物时，（如汽车生产厂规定）后排座椅向前翻折，并放下靠背（亦可只放下靠背），或者是拆掉整个座椅。所带来的缺点是，一些汽车的前排座椅由此而不再有足够的后移量。驾驶员座椅由于后排座椅的位置抬高，使得其移动量受到限制。需要称量的是：汽车前排乘坐 2 名质量均为 68 kg 的乘员时的轴荷质量分配情况。后排座椅向前翻折，只引起汽车空载状态以及 2 乘坐人时的轴荷质量产生微小变化。

### 4.3.6.3 厢式货车和载货汽车中的轴载质量分配

这类汽车的空载质量中必须计入 75kg 驾驶员质量。需要确定的仅仅是将任一质量安置在汽车载货面中心时的轴荷质量分配情况，以便由此推算在设计质量（带 85% 的额定装载量）以及满载时的轴载质量。

## 4.4 弹性元件的特性曲线

### 4.4.1 前悬架

轿车及小客车前悬架的特性元件应该尽可能的软，以便提高乘客舒适性、减轻运载货物的振动和获得良好的车轮附着性。在振动频率较低（ $n \approx 30/\text{min}$ ）时，人感受到的振动幅值和振动速度比在振动频率较高（ $n = 100/\text{min}$ ，带有以往常用的硬弹性元件）时要小 80%。弹簧的柔软程度受到可提供的弹簧总行程限制。弹簧总行程为：

$$S_{gv} = S_{1v} + S_{2v}$$

它等于车轮上跳行程和下落行程之和。其最小值应满足：

$$S_{gv} \geq 160\text{mm}$$

为了使曲线行驶时车身质心的抬高量保持在极限范围内，规定弹簧的剩余压缩量需满足：

$$S_{Re} \geq 50\text{mm}$$

这对前悬架和后悬架几乎同样重要。

在各种轿车上进行的测量表明：平顺性较好的车辆（采用钢板弹簧），当弹簧总行程约为 200 mm 时，前悬架处的振动频率在  $n_v = 60 \sim 70/\text{min}$  之间。图 4.4a 所示为这种弹性元件的特性曲线。

在汽车工程中，弹性元件特性曲线图是以弹簧行程为横坐标、车轮载质量为纵坐标来进行描述的。为了正确地从业上得出弹簧行程差及相应的车轮载质量的变化值，要求曲线图采用较大的比例尺。最小压横坐标比例尺为 1: 1，纵坐标比例尺为 100 kg=40 mm。

图 4.4a中，曲线在线性段范围内的弹簧刚度为 $c_v=8.3\text{N/mm}$ 。如果弹簧可以完全松弛，在车轮自零位置（ $F_{nt}=2.5\text{KN}$ ）起可下落行程 $s_0=308\text{mm}$ 。统一使用单位N和mm，可方便地算出这一行程：

$$s_0 = \frac{F_{nt}}{c_v} = \frac{2560}{8.3} = 308\text{mm} \quad (4.10)$$

从汽车工程的角度来看，这样大的行程没有必要，而且在设计中也不能实现。由此所有车辆均采用拉伸行程限位块来限制车轮下落行程  $s_2$ 。在轿车和轻型载货汽车中，拉伸行程限位块安装在减振器内（图 4.19a和图 4.32）或者是在导向式弹簧减振器柱内。在图 4.4a中， $s_2$ 为 115 mm，相对来说较大。图中曲线在约 $s=30\text{mm}$ 处出现弯折，表明此时限位块开始起作用。

如果弹簧较软，也相应用同样的方式限制车轮的上跳行程。假设没有限位块，车桥产生刚性碰撞。在图 4.4a中，作用在限位块上的力为：

$$F_{F\max} = F_{nt} + c \cdot s = 2560 + 8.3 \cdot 92 = 3324\text{N}$$

$$F_{F\max} \approx 3.32\text{kN} (\text{或} 338.5\text{kg})$$

汽车在坑洼路面上行驶时，冲击系数有可能达到 2.5，即弹性元件承受的力从零位置的 $F_{nt}$ 增大到最大值 $F_{n\max}$ ：

$$F_{n\max} = 2.5 \cdot F_{nt} = 2.5 \cdot 2.56 = 6.4\text{kN}$$

这时刚度为 8.3N/mm的主弹簧承受的力为 $F_{n\max}=3.32\text{KN}$ ，剩余的力 $F_z \approx 3.1\text{KN}$ 由随后起作用的辅助弹簧承受。图 4.13和 5.35所示为不同的弹簧结构型式及其特性曲线。图 4.4a中，弹簧行程达 140mm后辅助弹簧开始起作用。如果车辆从零位置开始下沉超过 67mm，弹簧（其特性开始软，然后急剧变硬）必须还要变形能力。

图 4.7 所示为一辆标准驱动型式轿车的弹性元件特性曲线（相应的轴载质量分配见图 4.5）。弹簧总行程为  $s_g=196\text{mm}$ 。与此相反，图 4.8 所示为一辆前轮驱动型式车辆上的弹性元件特性曲线。它的弹簧特性较硬，振动频率较高（ $n_{vt}=84/\text{min}$ ），弹簧总行程 $s_g=156\text{mm}$ 。当车乘坐 5人时有足够的剩余行程（54mm）。相反，如果使设计得较大的容许轴载质量（770kg）得以充分利用，则剩余行程 $s_{re}$ 降为一个较小的值（36mm）。

## 4.4.2后悬架

由于后悬架在不同的加载状态下的负载差值较大，所以它的弹性元件设计较为困难。此外，在设计中还要附加考虑车轮的剩余下落行程。燃油箱通常布置在后桥后方或者上方。如果它里面充油太多，车中又只有驾驶员，则汽车的轴载质量状态与空载状态时相近。如果车轮的下落行程不够，则它的附着性就成问题。因此需要满足：

$$S_{2Re} \geq 50\text{mm}$$

当车顶上安装行李时，前桥的容许轴载质量可以充分利用。由图 4.5 和 5.6 中数据可知，在车中乘坐 1 和 5 人时，前桥轴载质量的实际差值仅为：

$$\Delta m_v = 73\text{ kg}$$

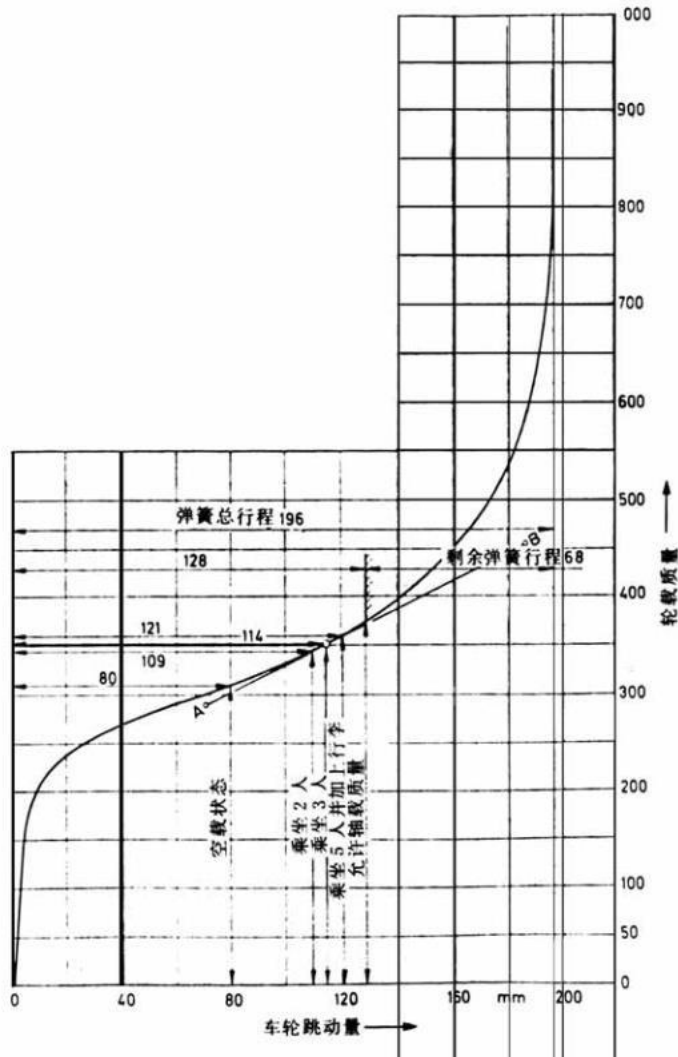


图 4.7 在一辆 Mercedes 190E 型轿车上测得的前悬架弹性元件特性曲线。弹性元件为螺旋弹簧，其特性较软，呈线性，且具有较大的行程。曲线的上弯是因图 1.25 中所示的辅助弹簧所

致。相应的车轮载质量由图 4.5 中得出，为了确定弹簧刚度，必须在设计质量（乘坐 3 位质量均为 68kg 的人）处作上凹曲线的切线（线段 AB），读出线段上两点的坐标：车轮载质量：450kg  
 弹簧行程：183mm 车轮载质量：300kg 弹簧行程：78mm 由此得出载部分载荷状态（下标为 t）下的弹簧刚度为：

$$C_{vt} =$$

为了计算振动频率，设所需的车桥质量为  $591\text{kg}$ ，则有  $n_{vt} = 63\text{min}^{-1}$

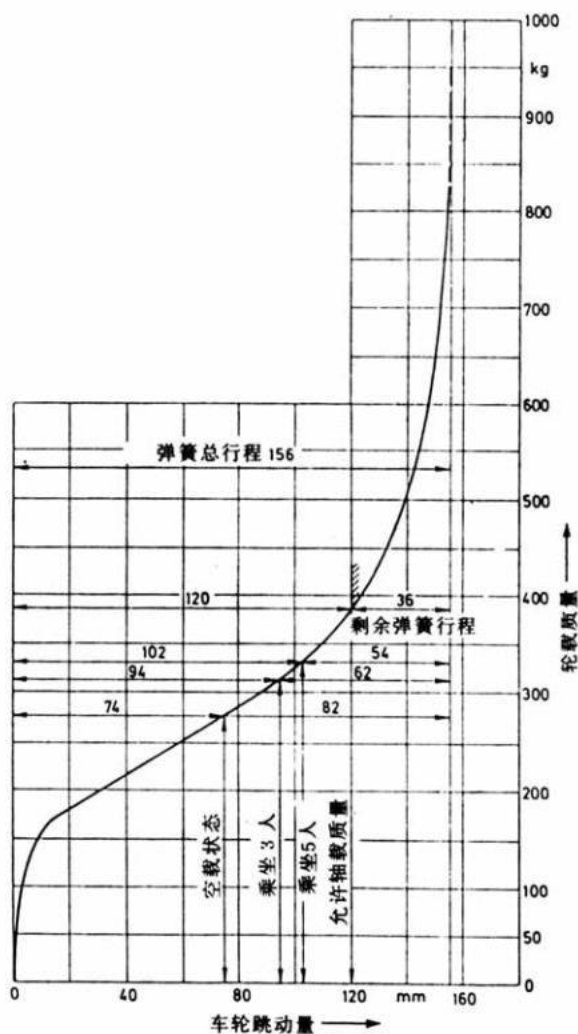


图 4.8 在一辆 Toyota 牌 Corolla 1.6DX 型车上测得的前悬架弹性元件特性曲线。该曲线呈上弯型。车轮具有较大的剩余下落行程。在车中乘坐 5 人时亦有足够的剩余车轮上跳行程。弹簧总行程也充足，其值为 156mm。行李箱中安放行李时，车头部分抬起，即车轮的上跳行程可增大。图 4.6 中的数据表明，Toyota 车的前桥容许轴载质量为 770kg，它根本得不到充分利用。在容许车轮载质量 385kg 下，车轮的剩余上跳行程只有 36mm，显然太小。振动频率和弹簧刚度表明弹性元件比较硬。在设计质量下，这些值为：

$$c_{vt}=21.8\text{N/mm} \text{ 和 } n_{vt}=84/\text{min}$$

车中前排座椅上人的质量基本上均匀地分配给前、后桥。相反，后排座椅上的乘员却将平均75%的质量分配在后桥上。标准驱动型式和前轮驱动型式车辆的行李箱都布置在车尾。装置行李时，行李质量的大约110%压在后桥上。因此，这两种车辆在空载状态下的后桥轴载质量与容许值之间的差值实际上非常大：

$$\Delta m_h = 300 \text{ kg} \quad \text{或接近 } 400 \text{ kg}$$

$\Delta m_h = 400 \text{ kg}$ 就意味着单侧轴上的载质量差为  $\Delta m_h/2 = 200 \text{ kg}$ 。相应的车轮负荷差值为  $\Delta F_{nh} = 1962 \text{ N}$ 。假定弹簧特性呈线性，刚度值为  $c_h = 20 \text{ N/mm}$ ，则因  $\Delta F_{nh}$  引起的位移为：

$$\Delta s = \Delta F_{nh}/c_h = 1962/20 = 98.1 \text{ mm}$$

加上要求的车轮剩余下落和上跳行程各为 50mm，故总行程不得小于：

$$s_{hg} = 200 \text{ mm}$$

图 4.9 所示为一辆标准驱动型式轿车后悬架的线性弹簧元件的特性曲线。尽管弹簧较软（刚度为  $c_{ht} = 18.9 \text{ N/mm}$ ），但车轮剩余下落和上跳行程却分别为 86 mm 和 50 mm。在部分载荷状态（车中乘坐 3 人）下的振动频率为  $n_{ht} = 77/\text{min}$ 。在增加乘员时，振动频率下降（从而提高了平顺性）。这是以往弹簧刚度为常数，但质量增大的缘故（见式 5.4）。这种较为合理的设计是通过以下措施实现的：

- a. 较大的弹簧总行程（ $s_{hg} = 220 \text{ mm}$ ）；
- b. 装载质量仅为汽车空载质量的 45%；
- c. 较大的轴距（ $l = 2665 \text{ mm}$ ）；
- d. 行李箱向后伸出不多。

这种设计的缺点是加载时的车尾部下沉，从而产生纵倾角  $\theta$ （图 3.105）。在研究的车辆上可以通过装设一个汽车大灯高度调节装置来消除可能出现目眩的危险。

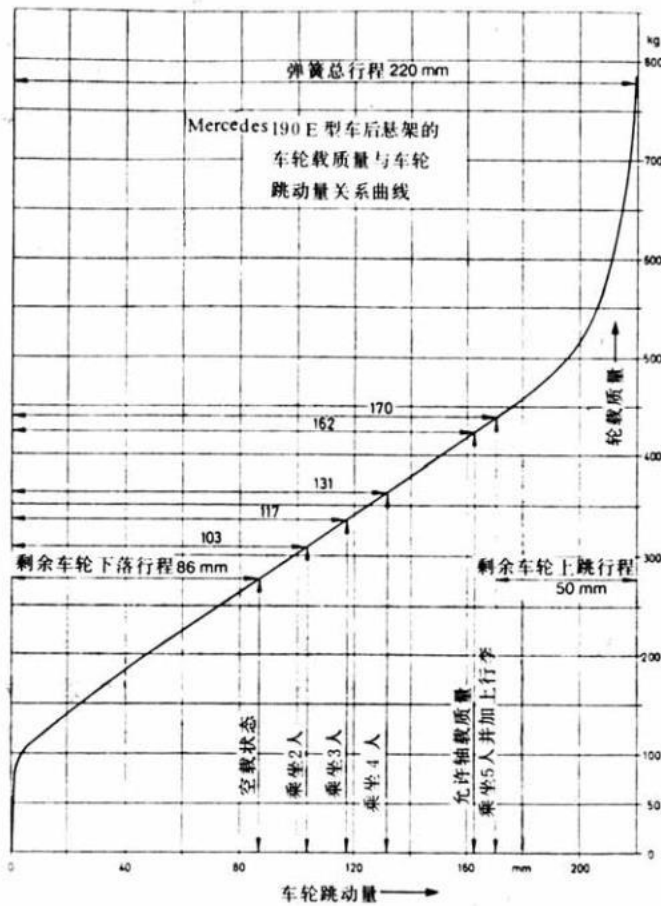


图 4.9 在一辆Mercedes牌 190E型轿车上测得的后悬架弹性元件特性曲线。弹簧特性较软，近似于线性，且具有较大的总行程。拉伸行程限位块和辅助弹簧都安装在减振器内。相应的车轮载质量从图 4.5中取出。在乘坐 5人并带行李的加载状态（总装载质量为 427kg）下，后轮的剩余上跳行程还有 50mm。（在设计质量 $m_{ht}=672\text{kg}$ 下）弹簧刚度为 $c_{ht}=18.9\text{N/mm}$ ，振动频率为 $n_{ht}=77/\text{min}$ 。Daimler-benz公司给出的非簧载质量为 $m_{uh}=91\text{kg}$ 。

采用一个特性曲线在中段就开始上弯的弹性元件可以缩短弹簧行程，此外还可减小车尾部的下沉。图 4.10 所示为在一辆前轮驱动型式车辆上测得的这种弹性元件的特性曲线。中段频率为  $n_{ht}=93/\text{min}$ （在车中乘坐 3 人时），这表明弹簧特性较硬。尽管图 4.6 中标明的轴载质量的差值很大（399 kg），但后桥上跳量仅为  $\Delta s_h=76\text{ mm}$ 。容许装载质量（500 kg）为出厂说明书上规定的空载质量（893 kg）的 56%。这一不合理的比值使得土 5.6中的前驱动轮上的负荷急剧下降，而后桥上的负荷却很大。从而后桥的剩余上跳行程只有  $s_{Re}=28\text{ mm}$ 。相反，它的剩余下落行程却大到  $s_{2Re}=89\text{ mm}$ 。从特性曲线（前后悬架综合考虑）可作这样的假设，汽车在空载时的位置最好高出一个值：

$$\Delta s \approx 20\text{ mm}$$

装载质量较大，汽车随之下沉是使前后车轮的剩余上跳量过小的主要原因。汽车位置低，也就意味着车轮的剩余下落行程较大。

## 4.4.3 弹性元件和操纵稳定性

### 4.4.3.1 独立悬架中的车轮载荷变化

如图 1.2所示，折算到悬架上的离心力为：

$$F_{civv} = m_{mv} \cdot a = \mu \cdot Gv \quad (4.11)$$

它作用在汽车质心 S 高度位置处。在曲线行驶时出现的车轮载荷变化（车身外侧为 +  $\Delta F_n$ ，内侧为 -  $\Delta F_n$ ）可通过近似计算（二根车桥分别考虑）获得。对于后桥而言，计算式为：

$$\pm \Delta F_{nh} = \mu \cdot G \cdot h / b \quad (4.12)$$

代入一辆前轮驱动型式车辆在容许轴载质量下的诸值：质心高度  $\Delta h_s \approx 530 \text{ mm}$ ，轮距  $b_h = 1425 \text{ mm}$  和侧向附着系数  $\mu_s = 0.7$ ，可得车轮载荷变化值为：

$$\pm \Delta F_{nh} = 0.7 \cdot 780 \cdot 9.81 \cdot 530 / 1425 = 1993 \text{ N}$$

轮距愈宽，质心高度愈低，则  $\pm \Delta F_n$  值愈小。

前悬架上的计算式为：

$$\pm \Delta F_{mv} = \mu \cdot G \cdot h / b \quad (4.12a)$$

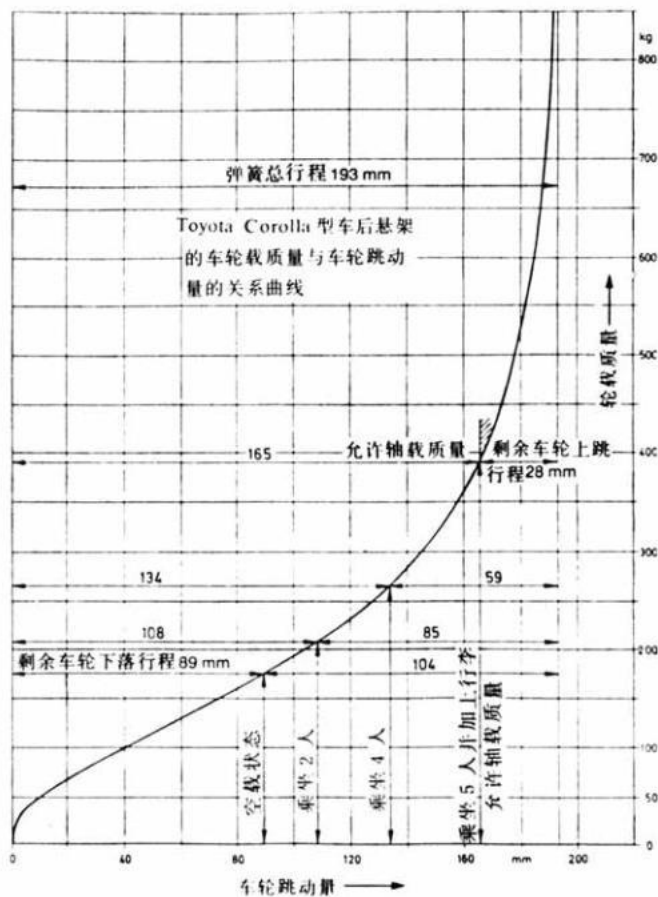


图 4.10 在一辆Toyota牌Corolla 1.6DX型车上测得的后悬架弹性元件特性曲线。这是一个在给定的容许轴载质量下，弹性元件设计得较差的例子。在装载质量高达 494kg时车轮的剩余上跳行程只有 28mm，直接危害到行驶安全性（参见图 4.11）。相应的车轮载质量从图 4.6 中取得。在设计质量 $m_{ht}=474\text{kg}$ 下，弹簧刚度为 $c_{ht}=20.2\text{N}/\text{min}$ ，振动频率为 $n_{ht}=93/\text{min}$ 。

#### 4.4.3.2 独立悬架中的弹簧行程

对应于前面所算得的值 1993N，车轮载质量的变化为 203kg，而车轮载质量（从容许值 390kg）变为：

车身外侧车轮： 593 kg

车身内侧车轮： 187 kg

根据图 4.10，由此得出：

车身外侧车轮上跳行程：  $\Delta s_{1h}=20\text{mm}$

车身内侧车轮下落行程：  $\Delta s_{2h}=69\text{mm}$

### 4.4.3.3 车身质心高度的变化

将前面计算所得的之值代入下面这个对前后悬架都适用的公式：

$$\Delta h_{wv,h} = (\Delta S_{2v,h} - \Delta S_{1v,h})/2 \quad (4.13)$$

可得出车身在后桥上方的抬高量（参见图 6.15）：

$$\Delta h_{wh} = (69-20)/2=24.5\text{mm}$$

车身外侧下落行程很小，但内侧却向上抬起。

因此必须从  $\Delta S_1$  中减去  $\Delta S_2$ （图 4.11）。车身质心抬高量愈大，车轮载荷的变化以往愈大（见式 4.12）。所以在存在较大的位移差值  $\Delta h_{wv,h}$  的轴上，车轮载荷变化特别大。这种情况大多发生在后桥上。如果车身外侧轮胎的压缩量过大，即轮胎负荷远远超过了它的承载能力（土 2.29a 和 2.38），则过度转向趋势和载荷变换反应趋势都增大。

如果前悬架的弹性元件特征曲线在相应点也呈上弯状（如图 4.8 所示），用同样的方法可计算出车身在前桥上方的抬高量：

$$\Delta h_{wv} = (\Delta S_{2v} - \Delta S_{1v})/2 \quad (4.13a)$$

为了确定车身质心 W 处的抬高量  $\Delta h_w$ ，须附加考虑车身质心距前后桥中心的距离  $\Delta l_{wv}$  和  $\Delta l_{wh}$ ：

$$\Delta h_w = \frac{\Delta h_{wv} \cdot l_{wh} + \Delta h_{wh} \cdot l_{wv}}{l} \quad (4.14)$$

如果轴载质量或其重力为已知，则可将这些值代入上式进行计算：

$$l_{wh}/l = m_v/m_g = G_v/G_g \text{ 和 } l_{wv}/l = m_h/m_g = G_h/G_g \quad (4.14a.b)$$

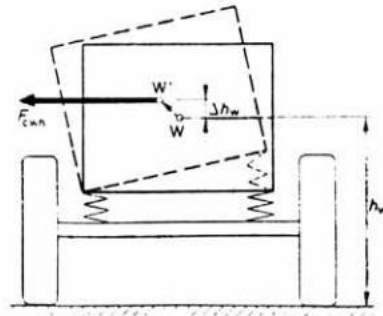


图 4.11 如果汽车仅具有很小的车轮剩余上跳行程，即车身外侧下落量小于内侧的抬起量。从而使得车身质心从 W 点向上移动到 W' 点，抬起量为  $\Delta h_w$ 。结果出现临界的、难以控制的“过度转向”现象。

#### 4.4.3.4 采用独立悬架时的车身侧倾角

对于抗扭刚度很大的车身来说，其在前后桥上方的侧倾角度是相同的。为此主要确定整车侧倾角（须考虑横向稳定杆的影响）。用一辆单轴挂车为例。它具有如图 4.10所示的弹性元件。这时可方便地计算出侧倾角 $\phi$ ：

$$\text{用弧度表示: } \phi = \frac{(\Delta S_{1h} + \Delta S_{2h})}{b_h} \quad (\text{rad}) \quad (4.15)$$

$$\text{用度表示: } \phi^\circ = 57.3 \frac{(\Delta S_{1h} + \Delta S_{2h})}{b_h}$$

将例中的数值代入，得出在弹性元件特性曲线上弯时：

$$\phi = 57.3 \times \frac{20 + 69}{1425} = 3.58^\circ = 3.35^\circ$$

当弹性元件特性曲线在整个范围内呈线性时，车身外侧下落行程与内侧的上抬行程相等。车身质心的高度不产生变化。而增大的行程值可方便地根据式 5.10计算：

$$\Delta S_{1h} = \Delta S_{2h} = \Delta h_{nh} / C_{ht}$$

将图 4.10中的值代入得：

$$\Delta S_h = 1993 / 20.2 = 99\text{mm}$$

相应的侧倾角为 $\phi = 80$ 。这一计算实例表明了弹性元件具有上弯的特性曲线的优越性。

#### 4.4.3.5 采用非独立悬架时的车身侧倾角

弹簧安装在车桥轴体上（图 1.13）。车身的支承宽度较小，其弹簧中心距离为 $b_F$ 。此外，非独立悬架与所有的独立悬架都不同，它不会增大车身的侧倾角（图 1.1b）。因此在计算中要采用缩短了侧倾力臂（ $h_w - h_{wh}$ ）。它由车身（车体）质心高度  $h_w$ 和（后悬架的）侧倾中心高度  $h_{wh}$ 一起给出（参见第 3.4.5 节）。几乎所有前面的公式都要因此产生变动。车轮载荷变化量（式 4.12）将减小为：

$$\pm \Delta F_{nh} = \mu_s \cdot G \cdot \frac{h_w - h_{wh}}{b_F} \quad (4.16)$$

由此得到的跳动行程  $\Delta S_{1F}$ 和  $\Delta S_{2F}$ 与弹簧之间的距离有关。为了将其折算成车轮接地点上的值需要采用传动比：

$$i_\phi = b / b_F \quad (4.17)$$

$$\Delta S_{1h} = \Delta S_{1F} \cdot i_\phi \quad \text{和} \quad \Delta S_{2h} = \Delta S_{2F} \cdot i \quad (4.18)$$

为了计算侧倾角（亦可以采用非独立悬架的单轴车辆为例），式 4.15同样也要以这个传动比 $i_\phi$ 。所以

$i$

得到的侧倾角 $\phi$ 与  $\phi_2$ 有关。这是采用非独立悬架的缺点（参见式 4.20和 4.21）

### 4.4.3.6 车身两侧车轮反向跳动时的弹簧刚度

在所有的独立悬架中（不考虑横向稳定杆的影响），车身两侧车轮等幅同向跳动和反向跳动时弹簧刚度偏差很微小，基本上相等：

$$C_{v,h} = C_{\phi_{v,h}}$$

但在后（以往可以是前）非独立悬架中情况则不同：

a. 如果车身两侧车轮等幅同向跳动，则折算到车轮接地点是弹簧刚度 $c_h$ 等于弹簧固定点的弹簧刚度 $c_{Fh}$ ；

b. 如果车身两侧车轮反向跳动，在刚性车桥会产生侧倾（图 1.11）。

车桥侧倾时，车轮的跳动量 $\Delta S_{1h}$ 和 $\Delta S_{2h}$ 大于弹簧行程变化量 $\Delta S_F$ ：

$$\Delta S_{1,2} = S_{Fh} \cdot b_h / b \cdot \Delta S_{1,2} \cdot i_{gh}$$

相反，力的变化量 $\Delta F_{nh}$ 却减小：

$$\Delta F_{nh} = \Delta F_{Fh} \cdot b_h / b = \Delta F_{nh} / i_{\phi h}$$

于是车轮接地点的弹簧刚度为：

$$c'_{\phi h} = \frac{\Delta F_{nh}}{\Delta S_{1,2}} = \frac{\Delta F_{nh}}{i_{\phi h} \cdot \Delta S_{Fh} \cdot i_{\phi h}}$$

$$c'_{\phi h} = c_{Fh} / i_{\phi h}^2 \quad (4.19)$$

在车身两侧车轮反向跳动时，导向铰链和导向杆中的弹性部件产生变形。车身两侧车轮反向跳动时的弹簧刚度实际值比由式 5.19得到的计算值约大 7%，故有：

$$c_{\phi h} = 1.07 \cdot c'_{\phi h} \quad (4.19a)$$

### 4.4.4 弹性元件的侧倾

在前后悬架中的（每侧）纵向摆臂和纵置杆大都有一个纵倾中心 $O_{v,h}$ 。车轮的上下跳动不再与地面垂直，其运动轨迹是绕中心作圆弧 $\pm f$ （图 3.122）。车轮向前或向后的偏离并不影响行驶安全性。如果纵倾中心位于或低于车轮中心高度，则车轮在上跳时向纵倾中心方向偏移一个量 $\Delta l$ ；如果纵倾中心位置高于车轮中心（图 3.111b），则车轮在上跳时背离纵倾中心移动。在车身下沉时，纵倾中心随车身一起下移。

图 3.122 和图 3.124 中标出了在纵向摆臂和斜摆臂上的弹性元件倾斜角度  $\chi$ 。关于这个角度的说明也适用于复合式悬架和悬挂形式类似的非独立悬架。对于横臂斜置的双横臂式悬架来说,情况则不同(图 3.120)。弹性元件斜倾角度为:

$$\kappa = (\alpha' + \beta') / 2$$

## 4.5 弹簧种类

在轿车和轻型载货汽车中,车桥的弹性悬架弹簧行程的限位和减小车身侧倾度的任务通常由以下零部件承担:2个弹簧、4个行程限位块、2个减振器和 1根横向稳定杆。

各部件的详细描述和计算方法可参阅有关书籍图册。因此这里仅介绍各部件的安置位置及其承担的任务。

### 4.5.1 分类

根据传力介质和制造材料,弹簧可分成以下种类:

- a. 钢制弹簧;
- b. 空气弹簧和油气弹簧;
- c. 复合材料(板)弹簧;
- d. 橡胶弹簧;
- e. 由格状聚氨脂—弹性塑料制成的弹簧。

最后两种弹簧主要在轿车的单轴挂车中使用。该类车用格状聚氨脂弹簧承受压力,而用橡胶弹簧来承受剪力。轿车中只有 Austin牌微型车采用橡胶弹簧。

为了提高行驶平顺性和使车身高度保持不变,几乎所有的大型客车都采用空气弹簧。而且愈来愈多的长途运输载货汽车和拖挂车采用空气弹簧(图 1.26),因为在此载货箱的高低影响较大。

对于轿车来说,空气弹簧还不能对钢制弹簧形成威胁。采用空气弹簧费用很高,而且与采用软特性弹簧和不断发展的减振器系统的汽车相比,行驶平顺性因为没有明显提高。Mercedes牌 600型车多年以来一直采用空气弹簧。VW 汽车公司在研究型轿车 IRVW3 型车上也采用空气弹簧。也有一些采用空气弹簧的高级日本轿车在 1985年进入欧洲市场。Citroën公司自 1953年以来一直在各种型号的车中采用通过油柱传递力的油气弹簧作为所谓的液压气动弹性元件。

## 4.5.2 钢制弹簧

钢制弹簧的种类有：

- a. 板弹簧；
- b. 螺旋弹簧；
- c. 扭杆弹簧；
- d. 横向稳定器。

### 4.5.2.1 板弹簧

板弹簧又分为纵向板弹簧和横向板弹簧。

纵向板弹簧只装在非独立悬架上，而且主要是在载货汽车及其挂车中使用。图 4.12中比较了以往单一采用的多片板弹簧结构和现代的抛物线板弹簧结构的质量大小。板弹簧各种结构型式及其优点在图 1.10、1.15和 1.22中有描述。出于成本和质量上的原因，愈来愈多的轿车和轻型载货汽车采用只有一片钢板的弹簧，即所谓的单片板弹簧。图 1.13a 所示为它应用在一辆小型载货汽车的后驱动桥上的情况。

横向板弹簧可用来承担车辆两侧的弹性支承任务。以前它应用在轿车的前独立悬架中，现在这种弹簧只在前轮驱动型式车辆的后悬架中应用（图 1.34）。



图 4.12 在各种载货汽车后悬架上采用的具有相同参数（两卷耳中心距 $L=1650\text{mm}$ ，弹簧刚度 $c_h=200\text{N/mm}$ 和预压力 $F_w=33\text{KN}$ ）但设计构造不同的钢板弹簧。Krupp—Brüninghaus公司对它的质量大小进行了比较分析。

### 4.5.2.2 螺旋弹簧

在整个弹簧行程内特性呈线性的螺旋弹簧广泛应用在轿车的前、后悬架上（图 4.4a 和图 4.9）。通过采用变弹簧钢丝直径和不同的弹簧形状，螺旋弹簧的特性可满足后悬架上所需的斜率递增性。图 1.3、图 1.8、图 1.9a、图 1.23a、图 1.25a、图 1.27a、图 1.45 和图 1.55 所示均为螺旋弹簧在使用中的情况。

### 4.5.2.3 扭杆弹簧

由圆钢制成的圆柱状扭杆可用作支承车身的弹性元件和横向稳定器（参见第 4.5.4 节）。为了传递弹性转矩，它的两端形状热锻成花键或方形。也可以对接焊上一个 U 型夹，以便能够很方便地固定在摆臂上。图 1.1 和 1.45a 所示为使用中的扭杆弹簧。

## 4.5.3 行程限位块和辅助弹簧

这类弹性元件具体可分为：

- a. 伸张行程限位块；
- b. 压缩行程限位块；
- c. 辅助弹簧。

如图 4.4a 所示，伸张行程限位块是限制在弹性元件较软或近有中等刚度时车轮的下落行程。除少数例外，限位缓冲块都是置于减振器或弹簧减振器柱内（见图 4.19a、图 4.32、图 4.36 和图 4.37）。这种安装方式使得在拉力负荷作用下，减振器的弹性吊挂件和缓冲块或液力伸张行程限位器一起产生变形。

压缩行程限位块限制车轮的上跳行程，它在很小的压缩量内承受较大的力。弹性缓冲块同样可置于减振器内（图 4.32），也可安装在螺旋弹簧内（图 1.8 和图 1.9a），也可直接固定在车桥体上（图 1.10）或者是在车轮跳动时支承在它上面（图 1.27a）。

与相对较短而又比较硬的压缩行程限位块相比，辅助弹簧要长的多，从而也较软。如图 4.13、图 4.37 和图 4.38 所示，它具有较合理的特性曲线，并在完全压缩时可承受较大的力。辅助弹簧是由橡胶或格状聚氨脂—弹性体制成。它的内腔中的空气也可被压缩。在其直径仅增大 35% 时，辅助弹簧可被压缩 77%。这时（也象压缩行程限位块一样）它要承受  $F_2=7\text{KN}$  的力（图 4.34）。图 1.13、图 1.22、图 1.39、图 1.43a 和图 4.19 所示为辅助弹簧在使用中的情况。

通过将具有线弹性的钢制弹簧与具有斜率递增性特征的辅助弹簧进行组合，可在设计中获得几乎任一需要的弹性特征曲线（图 4.4a）。

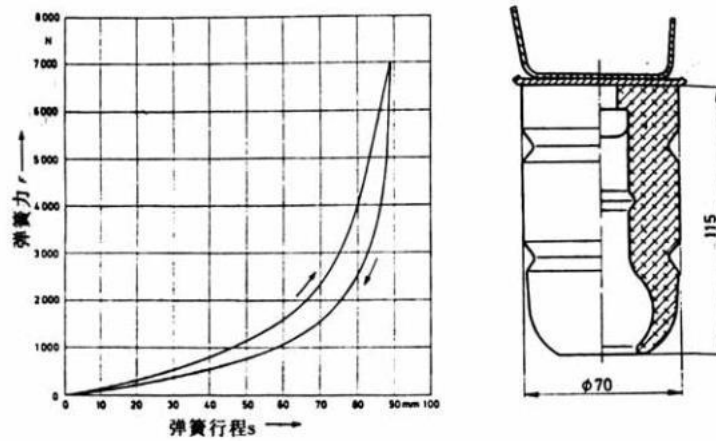


图 4.13 Ford 牌 Scorpio 型和 Sierra Turnier 型车的斜置单臂式后悬架上采用的辅助弹簧。它由 Elastogran 公司生产，用格状聚氨酯弹性体制成。它的低温弹性可保持到最低环境温度达 $-40^{\circ}\text{C}$ 。图中可见的下端“收口形”主要是为了软接合和具有较低的初始弹簧刚度。它通过端部的连接盘在螺旋弹簧内部固定在车身上。

## 4.5.4 横向稳定器

横向稳定器的任务是减轻曲线行驶时车身的侧倾（见图 1.2 和图 4.11），从而提高行驶安全性。当车身两侧车轮同向等幅跳动时，杆身 1（图 4.14）在支座 L 中转动，横向稳定器不起作用。对减轻车身侧倾起主要作用的是折算到车桥的两个车轮上的横向稳定器刚度  $c_{s\phi}$ 。在独立悬架中，他由距离  $b_s$  和  $b_f$  决定（图 1.13）。由横向稳定器在端点  $T_0$  处的刚度  $c_s$  可算出（参见第 4.4.3.5 节）：

$$c_{s\phi} = c_s / i_s^2 \quad (4.20)$$

其中：  $i_s = b / a$  或  $i_s = b_h / a_s$  (4.21)

横向稳定器的端点布置得离车轮愈近，在保证其功能的前提下可做得愈轻，成本也愈低，而且作用在所有构件中的力也愈小。解决此问题的方法如图 1.4 所示。在此采用了一种摆式横向稳定器。这种结构至今只用在麦弗逊式悬架中。连接杆 5 固定在外管 1 上，其位移量大致与车轮相同。图中文字描述了它的原理。图 1.7、图 1.8、图 1.23a、图 1.26、1.37、图 1.39、图 1.40 和图 1.45a 列举了常用的横向稳定器的结构型式和各种不同的安装方式。

采用横向稳定器除了可减轻车身侧倾外，还会影响汽车的操纵稳定性。只用包括以下两点：



## 4.6.1 安装方式

减振器的上端固定在车身或车架上，下端与摆臂或车桥连接。当车轮下落时，减振器通常是处在伸张阶段，而车轮上跳时处在压缩阶段。两个阶段均能对振动起抑制作用（参见第 4.2 节）。

图 1.8、1.9a、图 1.23a 和图 1.45a 所示为减振器在独立悬架中的安装方式。图 1.10、图 1.13a、图 1.22、图 1.26 和图 1.27a 中则描述了在非独立悬架上安装的情况。

减振器应该垂直安置。如果它与非独立悬架中的刚性车桥倾斜一个角度  $\xi_D$ （图 4.15），则当两侧车轮同向等幅跳动时，在计算中要考虑将阻尼折算到车轮处的传动比：

$$i_D = 1 / \cos \xi_D \quad (4.22)$$

$\xi_D$  愈大，在车轮端的力愈小，减振器的行程也愈小。因此传动比  $i_D$  以平方的形式出现在阻尼计算中。

当两侧车轮反向跳动时，距离  $b_D$  也有附加影响。传动比为：

$$i_D = \frac{b_h \xi_D}{b_D \cos \xi_D} \quad (4.23)$$

减振器布置得愈靠里，有效距离  $b_D$  与轮距  $b_h$  相比就愈小。而两侧车轮反向跳动时可传动比  $i_{D\phi}$  较大，会使得对车身侧倾的减振作用差。这尤其是对质心较高的车身有不利的影响。

在独立悬架和复合式悬架中，减振器与导向摆臂斜交也是不利的（图 1.1）。只是这时式 4.22 对两侧车轮同向等幅跳动和反向跳动均适用。

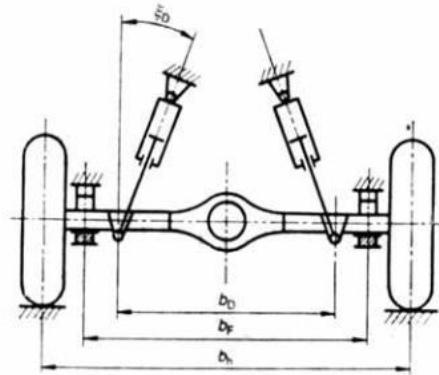


图4.15 如果减振器斜置在刚性车桥上，则当车轮上跳时角度  $\xi$  增大。其缺点是使加载状态的阻尼作用不理想。此外，减振器布置得愈靠里，它对车身侧倾运动的抑制作用就愈小。

## 4.6.2 不充气的双筒减振器

### 4.6.2.1 减振器构造

图 4.16是减振器的构造图。减振器由位于固定在活塞杆 6上的活塞 1下的工作腔 A、底阀座 4和活塞导向座 8（图 4.17~4.19）组成。导向座同时还支承油封 5，并与活塞 1 一起承受出现的弯矩。在工作缸 2和贮油筒 3之间是补偿腔 C，其中将近一半充满油液。剩余的部分用来接纳由于发热膨胀而增大的油液容积（油液温度可高达 +120℃，采用氟化橡胶油封时，油温可以短期内升至 +200℃）以及因活塞杆的进入而压出的油量。

补偿腔中的油柱面必须达到腔的一半高，以避免在极限行驶状态下空气自底阀吸入工作腔。当活塞杆完全抽出，并在温度很低（-40℃）时，有可能出现这种情况。

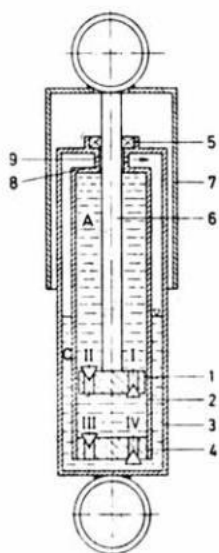


图4.16 说明减振器功能的双筒原理示意图。图中各部件为：1. 活塞；2. 工作缸筒；3. 储油缸筒；4. 底阀座；5. 活塞杆油封；6. 活塞杆；7. 防尘罩；8. 活塞杆导向座；9. 回流孔

还要附加考虑的是在汽车中减振器位置的倾斜，它会使得补偿腔 C中一侧的油面下降。因此要限制减振器与垂直位置的偏离角 $\xi_D$ （图 4.15）。在完全压缩状态下的最大允许值为 45°。

### 4.6.2.2 工作原理

车轮上跳时，减振器被压缩，活塞 1 向下运动。一部分油液从下工作腔经阀 II 流入上半腔 A（图 4.16）。相应于活塞杆沉入部分体积的油液经底阀座 4上的阀IV压入补偿腔 C。压缩过程需要的阻尼力主要由此提供。只有在不够的时候，位于活塞上的辅助阀才起作用。如后面的图 4.16 所示，阀II实际上由用锥形弹簧压紧的盖板9组成。

车轮下落时，在上抽的活塞1和导向套8之间的油压升高。主要的油量经可调的阀 I 压出。伸张行程的阻尼力主要由此提供。剩余的油量通过活塞杆与导向座之间的缝隙（图 4.17 中用 $S_1$ 表示）和角上的通道E和G（同样见图 4.17）被强制挤出。当活塞杆抽出时，工作腔A中缺油。补充的油液自阀III从补偿腔C中吸入（图 4.16）。在工作腔和补偿腔中脉动循环的油液通过贮油筒 3 得到冷却。

### 4.6.2.3 排气和补油

双筒式减振器必须排气，因为这种减振器中不可避免地会在工作腔内产生气泡。这是由于以下原因所致：

- a. 减振器在安装前水平放置运输或水平堆放；
- b. 长期停车后工作腔中的油面下降；
- c. 行车结束后减振器开始冷却，这时工作腔中的油液要收缩。

无须有什么特殊的条件，气泡都可能形成，并可能由此产生（尤其在冷天）令人不适的噪声。这种现象称之为“早晨病”。

设计中必须保证，充满工作腔的油液在停车时不会流到补偿腔中以及对由于油液收缩而空出的容积进行补油。Boge公司解决这个问题的办法是：采用图 4.17所示的角环 5和两个

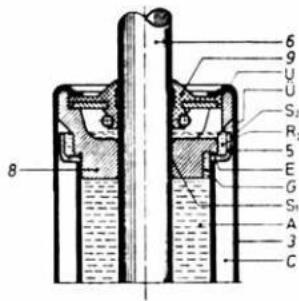


图 4.17 在 Boge 公司大批量生产的双筒式减振器上采用的油封-导向座组件。成品的减振器通过使储油缸筒 3 绕活塞杆导向座 8 上的边缘 U 滚一道边来封口。

压入活塞杆导向座外侧、相互成直角布置的通道E和G。环 5 形成一个贮油器 $R_2$ 。冷却时，油液可从这里经过两个通道回流补油。这种结构的另一个优点是：进入工作腔中的空气容易排出。这时通道E和G作为排气道。通过车轮的跳动，空气可在很短的时间经过这些通道排出。此外，角环还可阻止在活塞上移时由通道 E射出的油束直接喷在贮油筒 3 上产生乳化。在伸张阶段，活塞上方工作腔中产生高压，将油液经过缝隙  $S_1$ （在活塞杆与导向套之间）以及角上的通道

E和G向上压出。这少量的油液对活塞杆起润滑作用，然后流到贮油器 $R_2$ 中，并可经（由角环5和贮油缸筒3形成的）环缝 $S_2$ 流回到补偿腔C中。在此行驶中形成的风吹在缸筒3上，起到冷却作用。但是环缝 $S_1$ 及通道G的数量和大小可等价于一个固定的油道。在设计活塞面积时，必须考虑它的影响。在压缩阶段，活塞杆被压入，相应体积的油液受到挤压，同样会在工作腔中产生高压。也就是说，在压缩阶段也会将油液经过缝隙 $S_1$ 及通道E和G压出，然后再回流到贮油缸筒3中冷却。

#### 4.6.2.4 伸张阀

双筒减振器的伸张阀通常是由固定油道和用弹簧压紧的阀盘构成的组件（图4.18）。活塞1通过螺母3固定在活塞杆2的下端。工作缸筒4的周向密封由活塞环5承担。销 $Z_1$ 是活塞的定心销。真正的伸张阀是用螺旋弹簧7压紧在密封缘 $K_1$ 上的阀盘6。通过螺母8可调整压紧力。在活塞杆2的销柱 $Z_2$ 和阀盘6上的圆孔之间存在环形缝隙 $S_4$ 。它的面积形成了真正的固定油道（亦称旁道阀）。当活塞上移时，油液经过孔 $B_1$ 流出，然后再流经固定油道以及（当阀盘被顶开时）真正的伸张阀。

伸张阶段阻尼值的大小：

a. 当活塞低速运动时，由固定油道决定。它包括环缝 $S_4$ 的长度和面积大小（这时阀6还关闭），活塞杆6和导向座8上圆孔

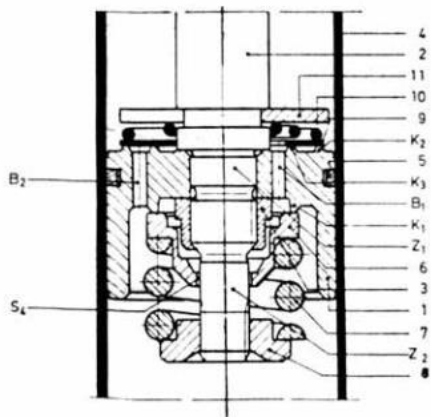


图4.18 Boge公司生产的双筒式减振器上采用的伸张阀组件。之间的环缝 $S_1$ （图4.17）以及角上的排气通道E和G；

c. 当活塞中速运动时，主要取决于阀盘的开度。即由弹簧7刚度和预紧力决定；

d. 当活塞高速运动时，阀口开度很大，所以取决于孔 $B_1$ 的数量和面积。

综合考虑这些因素，可以调节出任一种需要的阻尼特性曲线，即阻尼特性可呈斜率递减性，或呈等斜率递增性（图4.18a）。

图 4.18a 阻尼特性可以呈斜率递增性（上图）、等斜率性（中图）或斜率递减性（下图）。曲线形状直接和示功图有关。示功图包围的面积最小，从而平均阻尼也最小，相应的曲线呈斜率递增性。阻尼特性曲线的形状可以在计算式中用幂指数 $n$ 描述：

$$F_D = k_D \cdot v_D^n$$

在压缩阶段，一小部分油液通过销 $Z_2$ 周围的环缝 $S_4$ 流回。而大部分油液则在顶开阀片 9 后经外侧的通道 $B_2$ 流回。阀片 9 是一个较薄的圆盘，仅作单向阀用。它采用中心导向，通常由棱缘  $K_2$ 和  $K_3$ 密封。压紧力由较软的锥形弹簧 10 提供。它的上端靠在自侧面装入的保险盘 11 上。该盘同时还作为限位块，防止在活塞高速运动时阀口开得太大。

#### 5.6.2.5 压缩阀

在图 4.18 中所见的，安装在活塞上构件 9~11 仅仅是一个单向阀。如第 4.6.2.2 节开始所述，压缩阶段的阻尼力主要由安装在减振器下端的底阀（件 4，图 4.16）提供。图 4.19所示为在Boge公司生产的T27 和T32 型减振器上采用的底阀断面图。真正的阀体 1 上开有圆孔 $B_1$ 。当车轮下落，活塞上移时，必须补充油液以填补因活塞抽出而空出的容积。这时由锥形弹簧 2 压紧的盖板 3 被顶开，油液自孔中 $B_1$ 吸出。

图4.19 Boge公司生产的T27和T32型双筒式减振器中的底阀。

在轿车和轻型载货汽车上使用的减振器的活塞杆直径为 11mm。只有 95mm<sup>2</sup> 的小小面积必须作为“活塞”承受压缩阶段的阻尼力（在伸张阶段有 478 mm<sup>2</sup> 的面积可供使用，它等于直径 27 mm 的活塞面积扣去活塞杆面积）。

当活塞杆压入时，压缩阀被受挤压的油液充开。压缩阀由弹簧片组件 4 构成。它的最上面一层开有凹槽 4 以形成一个固定的油道。根据孔 $B_2$ 的直径、弹簧片的数量及厚度和开口面积 $S_4$ 的大小可以调节所需的阻尼特性。

但固定的油道也存在缺点：汽车静止时，工作腔 A 中油液位置较高，从而会流入补偿腔 C 中。但当汽车重新启动，行驶过一段距离后，又可得到补偿。只是这时会产生令人不适的噪声，即“早晨病”。在工作腔上方的空气排尽前，当车轮下落时总会使得活塞杆大小导向座受到油液的冲击。为了避免产生这种噪声，Boge公司设计了一种阻通阀 5。它与弹簧片组件串联，盖住孔 $B_2$ ，从而阻止油液的回流。

压缩阶段的阻尼特性由底阀和图 4.18 中所见的环缝面 $S_4$ 以及活塞上的单向阀 9 的共同作用决定。此外，图 4.17所示的排气通道E和G以及活塞杆与导向座之间的环缝 $S_1$ 也有影响。

为了有足够的润滑并进一步防止油的乳化以及通过一定的循环改善冷却条件，工作腔上半部分（即在活塞 1和导向座 8之间，图 4.16）中的油压应该始终高于在活塞与底阀 4之间的油压。因此底阀防止油液溢出的能力大于单向阀 II防止油液流经活塞的能力。

### 4.6.3 充气的双筒减振器

不充气的双筒减振器是最经济的减振器。但如果汽车或底盘有一定的要求，采用充气式减振器更好或者有必要，则充低压气体的双筒减振器可供使用。所增加的成本在可接受的范围内。由于压缩阶段的阻尼特性仍由底阀决定，所以充气压力约 4bar就足够了。如第 4.6.4.1 节所述，活塞杆抽出的力 $F_k$ 由此可以很小。这就使得可以毫无问题地在麦弗逊式悬架中采用较粗的活塞杆。

充气式减振器的基本构造、长度和大小与不充气式减振器一样，从而在选用时不需要汽车（对运动型变形车也一样）作任何改动。

充低压气体的双筒减振器有以下优点：

- a. 在振幅较小时，阀的相应也比较敏感；
- b. 提高了行驶平顺性；
- c. 改善了极限条件（例如在坑洼路上行驶）下的阻尼特性；
- d. 流道噪声很小；
- e. 与充气的单筒式减振器相比，长度更短，摩擦更小；
- f. 在有气压损失时，仍可保证其功能。

充气的双筒减振器与不充气的相比，不同之处仅仅是在补偿腔 C（见图 4.16）的上半部分充有气体。为了保证工作腔中始终充满油液（在汽车长期静止和冷却后也是一样）和长距离行驶后气压不降低，一些减振器生产厂在活塞杆油封 1（图 4.19a）和导向座 2之间安装了一个附加的气封 3。它对贮油缸筒起密封作用。气封膜 4 允许压力油液经活塞杆与导向座（图 4.17）之间的缝隙 $S_1$ 流回补偿腔 6中，但不允许气体反向漏出。图 4.17中所示的贮油器 $R_2$ 已不再需要。

图 4.41所示为一个相类似的结构，所用的气封结构不同是因为活塞杆较粗以及生产厂家不同。

## 4.6.4 充气的单筒式减振器

根据图 4.20 中的原理示意图，可方便地说明这种目前几乎是唯一使用带浮动活塞（件 1）的单筒式减振器结构。补偿腔 3 位于上方，它（象在双筒结构中一样）必须补偿由于油液的发热膨胀和活塞杆的压入而引起的容积变化。浮动活塞 1 将油和气体分开，并隔出实际的工作腔 2。减振器活塞 5 的直径通常为 36、45 或 46mm。它固定在活塞杆 8 上，并装有阀 6 和阀 7。活塞杆的抽出方向可以向下（如图 4.20 所示），也可以向上（如图 4.20a）。由于浮动活塞 1 的作用，安装时可不受位置的影响。如果减振器缸筒固定在车身或车架上，缸筒的质量计入簧载质量，而属于非簧载质量只有较轻的活塞杆。这正是优先采用图 4.20 中所示的安装方式的原因。

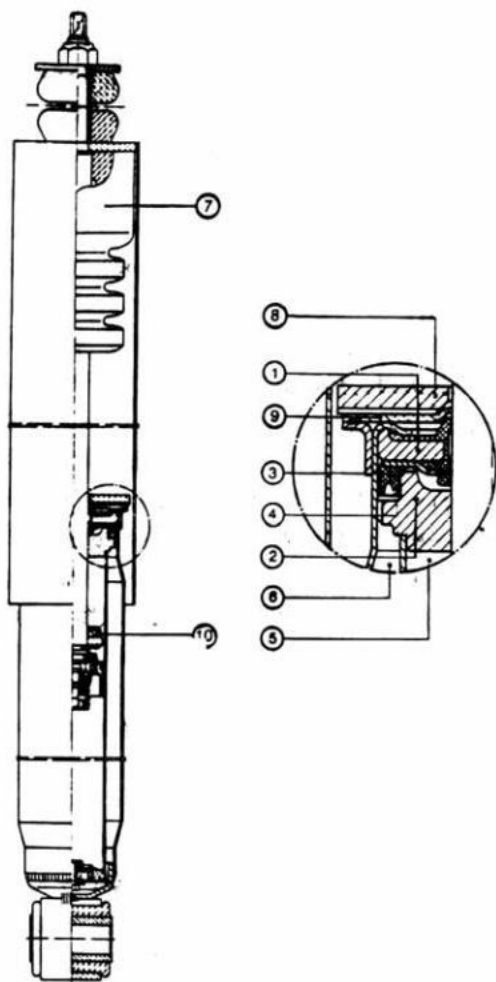
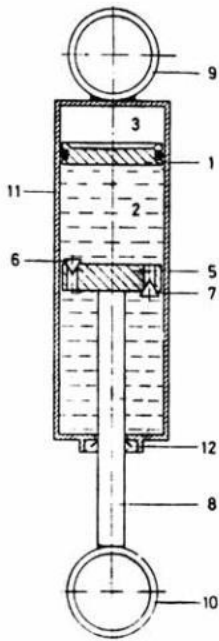


图 4.19a Boge 公司生产的充气双筒式减振器。它带有专用油封 1、气封 3 和橡胶辅助弹簧 7。弹簧在车轮上跳时支承在塑料板 8 上。盘 9 用来保护油封。伸张行程限位块 10 由活塞杆导向，并在车轮下落时与导向座 2 接触。减振器上端采用销式连接铰，下端采用吊环式连接铰（厚度 32mm）。

当车轮下落时，油液通过图 4.22 中所示的伸张阀 6 从工作腔的下半部流入上半部 2。补偿腔 3 中的气压将浮动活塞压下，以补偿（由于活塞杆的抽出而引起的）容积的减小。当车轮上跳时，压缩阀 7 打开（图 4.23），浮动活塞 1 由于活塞杆的压入而上移。整个活塞面积均可用来提供压缩阶段的阻尼力。因此这种结构比双筒式结构要有效得多。阀 7 的开启压力在不降低平顺性的条件下可调高些。这对车桥质量较大的汽车较为有利。当压缩阶段的阻尼特性反应灵敏、其阻尼值较大时，能够改善车轮的地面附着性。

工作腔内压力在腔内温度 20℃ 时至少为 25bar。这是保证所需的阻尼力所必要的。如果阻尼力超过了由气压作用在浮动活塞上的反向力，则压缩阀将油路断开。当活塞直径 36mm 时，所需的力为 2.8kN。当活塞直径 46mm 时，需要 4.6 kN 的力。

图 4.20 带浮动活塞（件 1）的充气式单筒式减振器原理示意图。



气压较高带来的缺点是产生将活塞杆压出的力：

$$F_k = 190 \sim 250 \text{ N}$$

如果汽车悬架弹簧特性较软（比如  $c_v = 15 \text{ N/mm}$ ），则在安装充气式减振器后会使车身抬高：

$$S_2 = F_k / c_v = 250 / 15 = 17 \text{ mm}$$

在汽车行驶时，减振器发热。油温大 100℃ 时，压出活塞的力和相应的车身抬高量均增大，其值约分别为：

$$F_k \approx 450 \text{ N} \text{ 和 } S_2 \approx 30 \text{ mm}$$

如果减振器是系列生产产品，则汽车生产厂已经考虑到这种影响。在改用不充气的双筒式减振器取代充气的单筒式减振器时，建议换用较短一些的弹簧。

#### 4.6.4.2 活塞杆和导向座

图 4.20a所示为一种安装方便的减振器剖面图。图中可见在图 4.21中单独示出的密封组件。其中活塞杆导向座位于密封圈上方，所以润滑条件不太好。

与双筒式减振器不同，单筒式减振器的封口是靠可拆卸的导向座（件 1）来实现。导向座用开口卡簧 2卡住。加一个克服油压作用的力，可将导向座向下压至第二个卡簧 3处。这时卡簧 2可卡在缸筒 4上的凹槽中不动。卸载后，油压又把导向座压回卡簧 2处。

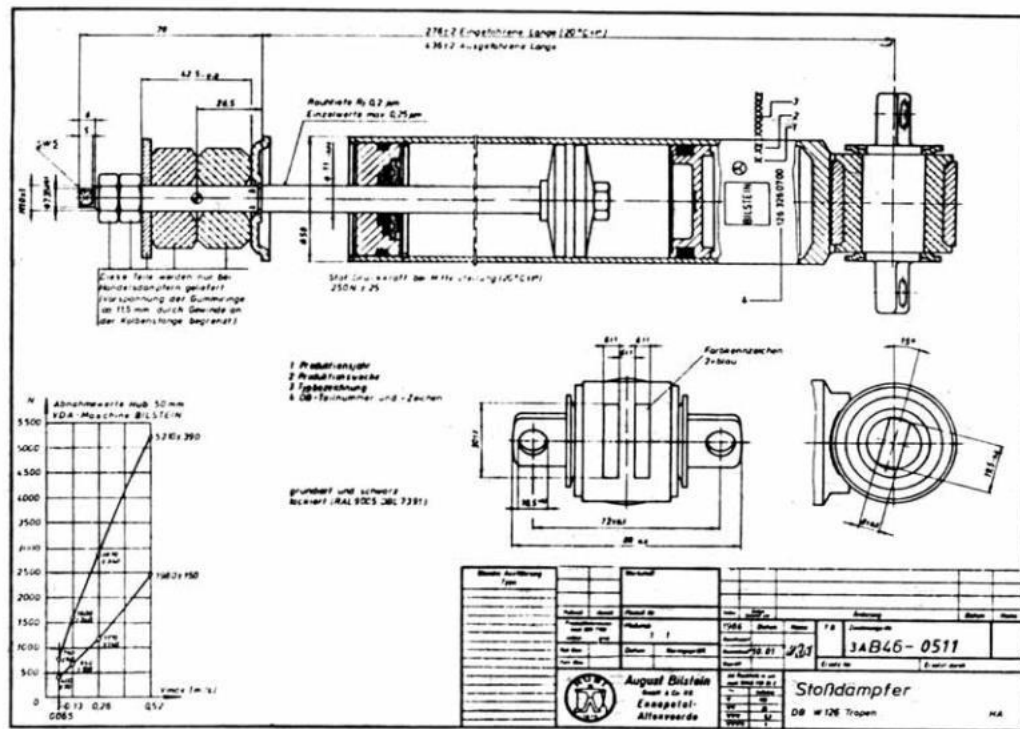


图 4.20a Bilstein公司生产的，在Daimler-Benz“B”系列（W126）型车上采用的Tropfen式后悬架减振器产品图。减振器行程 $S_0=160\text{mm}$ ，基长为 $L_{\text{fix}}=116\text{mm}$ 。车轮至减振器的传动比约为 $i_D \approx 1.9$ （见图 4.14）。由于伸张和压缩行程的阻尼力较大，活塞直径需要 46mm，并要将悬架构件加强。

焊在缸筒上减振器的铰座通过一根横销固定在单斜臂上。为了将减振器方便地向下拆出，单斜臂的中部开有通孔。图中给出了阻尼力的调节范围。约为 $\pm 7.5\%$ 。

外圈密封由 O 形圈 5 承担。件 6 则用来密封活塞杆。整个密封圈的法兰盘安装在导向座 1 的凹槽中，颈部作为置于丁氰橡胶板内。作用于安装在导向座中锁紧板 8 上的油压和压紧力起到将密封圈颈部压紧到活塞杆 9 上的辅助作用。在汽车行驶中，油液发热愈剧，则油压上升愈高，从而密封圈也压得愈紧。如果在减振器中装有拉伸行程限位块，则它在车轮下落碰撞在板 8 上。然而充气的单筒式减振器的密封保持性取决于活塞杆表面性质的长度程度远大于密封圈 6 的制造精度。在 Bilstein 公司生产的轿车和轻型载货汽车用减振器中，活塞杆的直径为 11mm。用调质钢 Ck45V 制成。这种钢的强度性能为：

其表面先进行感应淬火，使表面硬度达  $58_{+2}\text{HRC}$ 。随之再进行精磨，使之达到粗糙度为  $R_t=0.8\sim 1\mu\text{m}$ 。然后镀上一层厚度  $20\mu\text{m}$  以上的硬铬层，可使表面硬度增加到  $70\pm 2\text{HRC}$ 。接着进行超精研磨，使表面粗糙度深度下降到保持密封所必需的值  $R_t=0.2\mu\text{m}$ 。

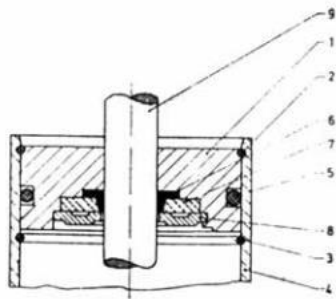


图 4.21 Bilstein 公司新开发的密封组件。它可满足汽车工程中要求的适应温度范围： $-40^{\circ}\text{C}\sim +200^{\circ}\text{C}$ 。外端是活塞杆导向座 1。它开有一个带硬化层的孔，由铝塑性合金（比如 AlMgSi 1F28）制成。活塞杆直径为  $\phi 11$ ，孔的公差范围为  $\phi +0.07_{+0.05}$ 。这大约相应于 ISO 标准中的 D7/h7 配合间隙在  $0.050\sim .09\text{mm}$  之间。

#### 4.6.4.3 活塞和阀

在单筒式减振器结构中，由于补偿腔位于工作腔上方，所以构造尺寸比双筒式减振器长。为减缓这一缺陷，浮动活塞的中部被挖空（见图 4.20a），工作活塞长度也较短（与双筒式结构相比）。此外，使用的阀板也构造得较浅平。

活塞杆抽出时，油液从上置的压缩阀旁经这斜孔流向伸张阀（图 4.22）。决定阻尼力大小的是阀片的厚度和数量以及支承阀片直径和固定油道的大小。固定油道的构成是由于压缩阀最低层阀片直径较小，不能完全封盖斜孔所致（图 4.23）。活塞压入时，在整个油柱作用下，将直径较大与双筒式结构不同的压缩阀片冲开。所产生的阻尼非常大，并在不损害行驶平顺性的条件下可阻止车轮跳离地面。

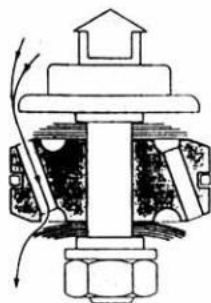
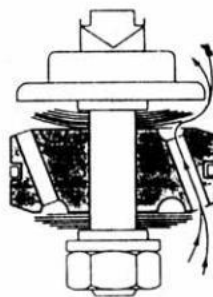


图4.22 带有弹簧片和支承盘的伸张阀。这种节省轴向空间的结构在几乎所有的单筒式减振器中都得到应用。如果活塞杆向上抽出（如图所示），阀片则位于活塞下方。为了消



除活塞与缸筒壁之间的间隙，采用了图中可见的活塞环。

图4.23 如果活塞杆向下抽出，单筒式减振器压缩阀弹簧片位于活塞上方。

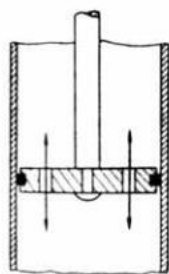


图4.24 活塞上的孔不封盖，相当于存在一个固定通道（也称为预开通道和旁通道）。这样的单筒式减振器的阻尼特性曲线呈下图所示的斜率急剧递增性。拉压方向的作用力同样大，并且具有很大的最大值。

在所用的单筒式减振器中，阻尼特性曲线的形状仅仅取决于装在活塞上的阀片和斜孔。如果阻尼特性只与一个或多个固定通道有关（图 4.24），则不论是在伸张阶段还是在压缩阶段，阻尼曲线都呈急剧的斜率递增性，并且具较大的最大阻尼力（图 4.24a和图 4.18a中上图）。当在活塞杆和缸筒之间存在缝隙，即缺少（图 4.22中的）活塞环时，同样会出现这种情况。

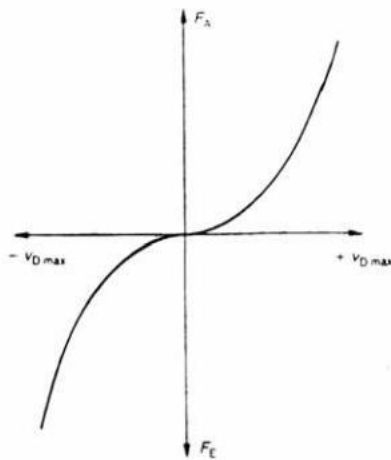


图4.24a 斜率急剧递增的阻尼特性曲线。它是由于活塞上的通孔或活塞与缸筒壁之

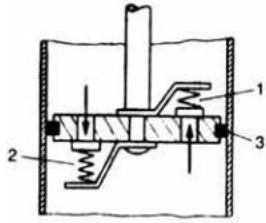


图4.25 在孔上采用弹簧加压阀可得到斜率递减的阻尼特性曲线。伸张阶段和压缩阶段的作用力可调节成不同大小。活塞环3用来防止出现附加的固定流通道。

间的缝隙而引起。

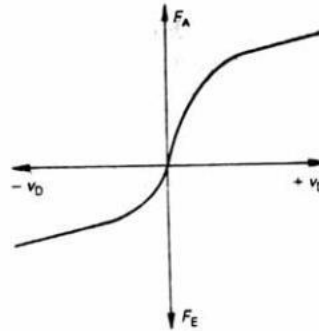


图4.25a 在伸张阶段和压缩阶段具有大小不同的作用力且斜率递减的阻尼特性。这可通过采用弹簧加压阀来实现。

对盖在孔上的弹簧阀片进行预压（图 4.25），可得到斜率递减的阻尼特性曲线。其优点是可将伸张阶段和压缩阶段的作用力调节得相差较大（图 4.25a）。当活塞速度较高时，阻尼力的增长还要小。图 4.18a 上所示的线性阻尼特性既可通过阀片调节（只加上很小的预压力），也可以借助于固定通道与弹簧压紧的阀片的组合得出（图 4.18）。

#### 4.6.4.4 优点和缺点

与不充气的双筒式减振器不同，腔内油液受到气体压力作用的单筒式减振器具有一系列优点：

- 冷风直接吹在工作缸筒 11 上（图 4.20），效果好；
- 在同样的缸筒（11）直径下，可使活塞直径更大（比如，由 27 mm 改为 36 mm），从而减小工作油压；
- 压缩阀 7 装在活塞 5 上，受到整个油压作用；
- 在压力作用下，油液不会产生乳化，从而在振幅较小的高频振动中也能保证减震效果；
- 采用了浮动活塞，安装位置不受限制。

充气的单筒式减振器的缺点是成本高，因为要求制造精度高，必须保证气体密封。再有就是温度对压出活塞的力有影响。此外，当行程超过 100 mm 时，有较大的轴向空间要求。

## 4.6.5 不充气的单筒式减振器

不充气的单筒式减振器通常只有一个直径为 20 mm 或 22 mm 的活塞。活塞杆的直径约为 8~9 mm，所以可承受的力也较小。这种减振器可用作为：

- a. 发动机减振器；
- b. 驾驶员座椅减振器；
- c. 转向减振器。

作为前两种减振器使用时，它被垂直安置，并只需要配备一个代替浮动活塞（图 4.20）的底阀（图 4.19）。（象在双筒式结构中一样）这个阀用来提供在活塞杆压入时所需的反向阻力。补偿腔位于工作腔上方，其中油和空气可以混和。

转向减振器中不允许存在将活塞压出的力。否则有可能产生沿压力方向的转向，并使转向器单向受拉。转向减振器水平布置，因此仅适合采用不充气的单筒式减振器。此外，减振器中的油和空气还要分开。

图 4.25b 所示为一种实用中的减振器结构。油气的分离是由内囊 1 来实现的。它通过外缸筒 3 滚压后固定。筒 3 两端弯边，并将内囊压入工作缸筒的尖齿槽中（以确保密封）。这一措施同时也防止了行驶中可能产生的相对移动。当活塞杆 17 压入时，油液流过中间隔板上的二个阀口 4，并将由弹簧压紧的板 6 顶开。板 6 是压缩阀的一个部件。保护缸筒 3 和内囊 1 之间形成一补偿腔。当油流出机 9 时，内囊产生变形。象所有的单筒式减振器一样，阻尼阀单元（包括伸张阀和真正的压缩阀）安置在活塞 10 上（图 4.22 和图 4.23）。活塞环 11 保证活塞和工作缸筒 2 之间的密封。活塞杆导向座 12、密封件 13 和支座板 14 安置在二道滚压出的凹槽之间。导向座上的纵向孔起到压力补偿作用。减振器的固定采用吊环式连接铰 15 和 16。

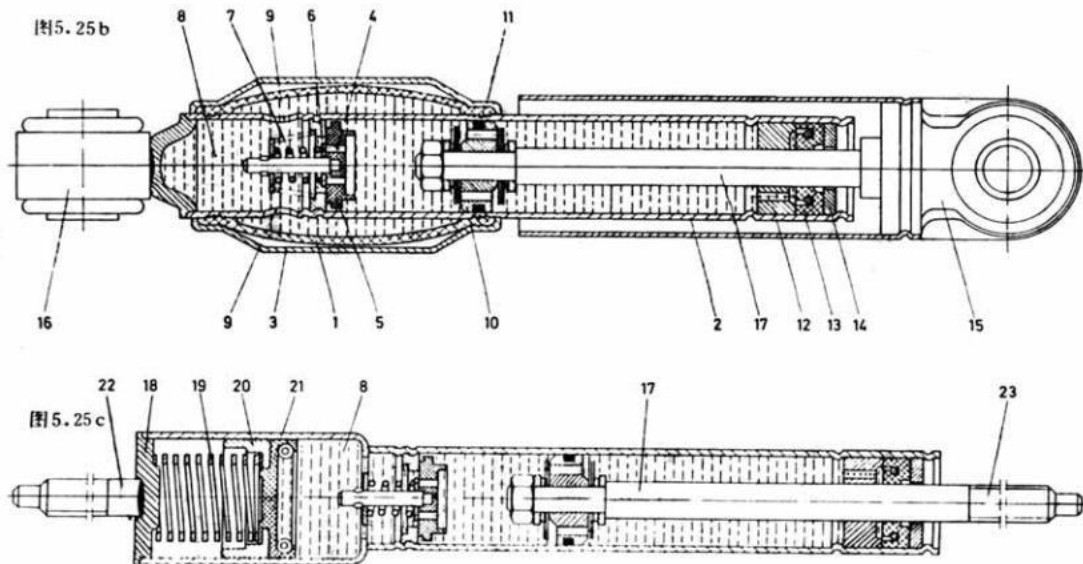


图 4.25b Stabilus 公司生产的轿车和轻型载货汽车用的转向减振器断面图。补偿腔由内囊1和上腔8构成，位于工作腔上方。活塞直径为20mm，活塞杆直径为8mm。

图 4.25c 占用空间小的 Stabilus 转向减振器。它的两端采用销式铰（件 22 和 23），补偿腔8对接焊在工作缸筒上，并装有弹簧压紧的皮碗21。

这种结构的优点是允许有较短的长度。为了增大行程，只要加长补偿内囊 1 和保护缸筒 3 即可。缺点是会使得缸筒 3 较长。如果这种做法在空间布置上不能实现，则可能要采用一种带密封皮碗的结构（图 4.25c）。它具有相同的阻尼功能件，但采用焊接的、内径放大到 26mm 的补偿腔 8。当活塞杆 17 压入时，坐落在封盖 18 上、由扁钢条制成的螺旋弹簧 19 在油压作用下产生变形。弹簧 19 的作用力要限定，使它对油液只引起轻微压力，但不会将活塞压出。皮碗 21 扣入导向件 20 中，保证空气和油之间的密封。

#### 4.6.6 示功图和阻尼特性曲线

弹簧力是车轮跳动量的函数，而阻尼力取决于活塞来回运动的速度。速度恒定时，减振器受不变力  $F_D$  的作用，并在整个行程内产生均匀变形。而弹簧在不变力作用下却立即产生一个确定的位移  $S_1$ ，其大小取决于作用力和弹簧刚度  $c_{v,h}$  之比：

$$F_F = c_{v,h} \cdot S_1, F_D = k_D \cdot U_D$$

n

弹簧贮存功，并大都在不利于行驶安全时将其释放。而减振器消耗功，把它转换成热。减振器受力愈大，发热量也愈大。阻尼特性曲线是以阻尼力 $F_D$ 作为活塞速度 $V_D$ （单位m/s）的函数来描述的。

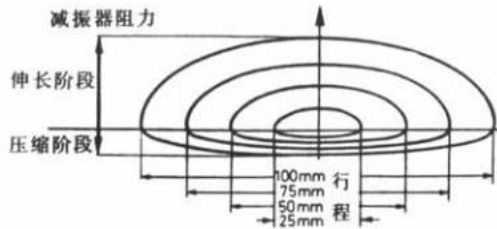


图4.26 为了确定阻尼特性曲线，可以在试验机上测出阻尼力的大小。测试中试验机转速 $n=100\text{r/min}$ ，活塞行程持续上升。

图 4.26所示为在一台普通试验机上获得的减振器示功图。试验中转速保持恒定（ $n_D=100\text{r/min}$ ），行程无级变化。但也可以调定一个行程，而改变试验机的转速（图 4.27）。为了绘制阻尼特性曲线，在两种情况下都要找出最大阻尼力，并（如图 4.27 所示）作为最大活塞速度的函数标在纵坐标的上

下侧。最大活塞速度的计算公式为：

$$U_{D\max} = \frac{\pi \cdot S_D \cdot n_D}{60} \quad (\text{m/s}) \quad (4.24)$$

当  $n_D=100\text{r/min}$ 和  $S_D=100\text{mm}$ 时，

$$U_{D\max} = \frac{\pi \cdot 0.1 \cdot 100}{60} = 0.524\text{m/s}$$

图 4.28所示为一辆前轮驱动车辆后悬架的阻尼特性曲线。

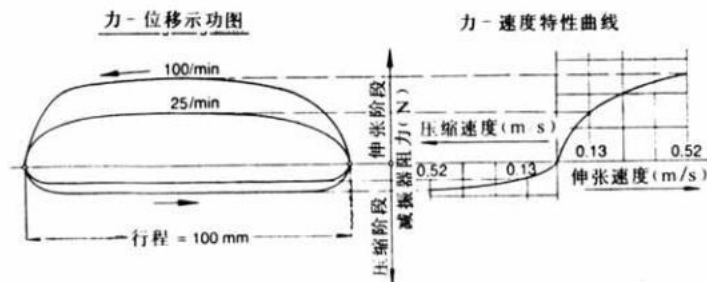


图4.27 为了绘制阻尼特性曲线（以往也称阻尼力-速度曲线），要从示功图中找出最大伸张力和压缩力。

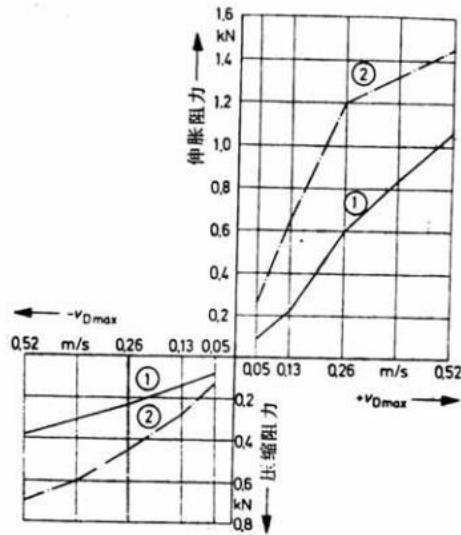


图4.28 Audi牌80型轿车后悬架阻尼特性曲线。图中曲线①是对批量生产产品规定的特性。而曲线②是为恶劣的气候环境设计的特性。

减振器阻尼特性曲线和示功图有密切关系。斜率递增性曲线（4.18a 和 4.24a）对应的示功图包围面积较小，即决定振动性能的平均阻尼值较小（图 4.29）。在图 4.18a 和图 4.25a 中所见的斜率递减性曲线对应一个很丰满的示功图，即平均阻尼值较大。

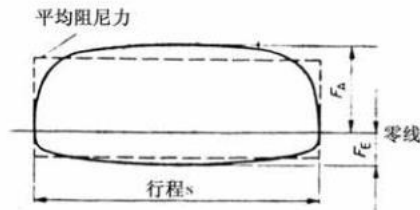


图 4.29 在确定车轮和车身的阻尼时，简单地用活塞最大速度 $v_{Dmax}$ 以及最大伸张力 $F_A$ 和压缩力 $F_E$ 。这二个力都容易测得。示功图的实际形状则不予考虑。

正确的做法（但太复杂）是：先计算示功图包围的面积，然后求出在平均活塞速度 $v_{Dmed}$ 下的平均阻尼值。

$$U_{Dmed} = U_{Dmed} / 1.62 \quad (4.25)$$

## 4.6.7 减振器的吊挂装置

### 4.6.7.1 要求

吊挂装置用来固定减振器。上端连接在车架、副车架或车身上；下端支承在车桥或摆臂上。它必须满足以下一些要求：

- a. 无需维修，造价低；
- b. 为了使活塞杆不受弯曲应力，即使很小的反作用力矩，也会引起角位移（即可允许支承点运动）；
- c. 可隔噪声（即阻止传递道路噪声）；
- d. 在阻尼力作用方向的变形极小。橡胶的位移对阻尼效果没有影响（尤其在运动幅度较小时）。

汽车生产厂必须保证，在设计位置上（即车中乘坐 3 人，每人质量为 68kg）将上下固定点调整在一条直线上。只有这样才能避免减振器在使用中受弯和出现早期磨损。

### 4.6.7.2 吊环

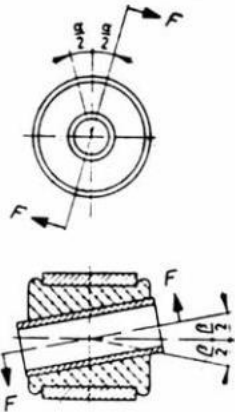


图 4.30 外径 35~36mm、孔径 10 mm 或 12 mm 以及宽度为 32mm 的吊环。最大允许转动角为  $\alpha/2 = \pm 15^\circ$ ，万向节偏转角为  $\beta/2 = \pm 4^\circ$ 。

所提出的要求最早是通过需要橡胶吊环得以满足的。图 4.32 所示的吊环是减振器上下吊挂装置应用最多的一种。轿车减振器上最常用的尺寸是宽 32mm、直径 35~36mm 以及连接孔径 10mm 或 12mm，相应公差为 +0.15mm（图 4.30）。如果压缩行程限位块装在减振器中或减振器吊挂装置承受弹簧力，则吊环宽度需要 40~60mm（图 4.36）。吊环内装橡胶衬套。它夹在外环和压入的内管之间，受到很大的预紧力。橡胶件带有侧缘，以防止在汽车行驶工况中滑出。在图示的常用尺寸

下，允许的转动角可达  $\alpha/2 = \pm 15^\circ$ ，万向节偏转角最大为  $\beta/2 = \pm 4^\circ$ 。角偏差超过这些值时，可能会在活塞杆中产生过高的弯矩。

图4. 20a所示为一种允许减振器从摆臂中间向下折出的特殊结构型式。

### 4.6.7.3 销式连接

如果在行驶中减振器的上端或下端吊挂装置在所有平面上的运动转角范围都，则可侧缘采用销式连接（图 4.31）。这种结构在所有方向的角偏转量的允许值均为  $\pm 6^\circ$ 。它由两个橡胶缓冲块构成。一块位于固定位置上方，一块在下方。两缓冲块可以制成相互分开的，也可以制成“纽扣状”。导向插销的直径大都为10mm，并在端部有M×1的螺纹。橡胶件通过一个拱形圆盘和一个自动防松螺母（如图所示）或采用两个防松螺母预压紧。圆盘上缘至减振器的作用距离通常由避厚为2mm（即外径14mm）轴套或通过将插销镦粗来保证（图4. 20a）。

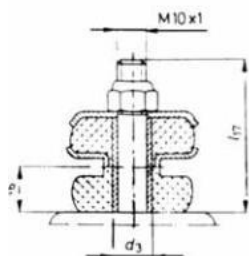


图4. 31 在销式连接中，橡胶件应该通过一个隔离轴套预压紧。轴套通常有较大的壁厚（2mm），外径为14mm。为缓冲块通过一个托盘隔开。常用的夹紧方法是采用一个自防松螺母（Fichtel & Sachs公司产品图）。

设计中必须保证：在最大偏转角下，插销或轴套不与车身或车轴上的连接孔内侧相碰。否则会产生令人不适的噪声，并增大弯曲应力。如图4. 31中所见，在上面的缓冲块下采用一个托盘来防止这种接触状况发生。托盘的外缘将上面的缓冲块围住，内侧向下弯边插入连接孔中。在下面的缓冲块上是通过一个预先硫化的轴环来达到同样效果的。固定位置本身也可形成一个“托盘”。

### 4.6.8 减振器中的限位块和辅助弹簧

减振器中装入任一种限位块都会使其结构加长。在汽车两侧必须提供所需的附加空间。

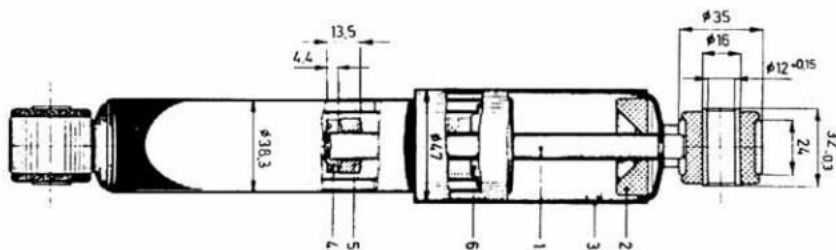


图 4.32 Boge公司生产的 T27型双筒式减振器。它的压缩行程限位块 2由活塞杆 1导向。拉伸行程限位块 5支承在卡入槽缝中的盘 4上。图中还附加标出了吊环及其外保护套筒的尺寸和公差。

#### 4.6.8.1 拉伸行程限位块

从图 4.28 上可见。在 $U_{Dmax}=0.52\text{m/s}$  时拉伸力为最大，其值为 1.45KN。然而也有可能出现 3m/s的活塞速度，它引起更大的力并且远远大于车轮冲击式下落时撞击限位块的速度。为了能持续地承受较大的阻尼力，减振器本身及其吊挂件和车桥、车身或车架、副车架上的支承处必须设计得具有足够的强度。为此在轿车和轻型载货汽车上采用的最经济的解决办法是在减振器中设置弹性的拉伸行程限位块。

另一个优点是：减振器上、下吊挂中的微小弹性作用因为一道阻挡车轮的下落，从而由丁氰、氟化橡胶、尼龙或其他塑料制成缓冲块 5可做得较薄且容易制造（图 4.32 和 4.19a）。为了把它装入减振器内，仅需在活塞杆 1 上车削出一体槽，再将在限位块托盘上设计好的连接法兰卡入其内即可。

在双筒式减振器中，活塞杆抽出时，缓冲块 5与活塞杆导向座 6的下部平底接触。而在单筒式减振器中它与保护密封组件的盘 8相碰（图 4.21）。图 4.33示出了一组厚度为 4~12mm的缓冲块的形状及其呈斜率递增特性的压缩曲线。

弹性限位块的耐久性取决于限位缓冲块的形状及材料。它必须能经受 $-40^{\circ}\text{C}$ 和 $+140^{\circ}\text{C}$ 的油温而不损害其弹性；并且在冲击载荷作用下不允许出现磨损和裂纹。否则崩落的部分可能会被挤入阀内，使减振器失效或被卡住。耐久性检验有汽车生产厂和减振器生产厂联合进行。其目的在于使批量生产的产品不出现种类损坏。由于这一缘故为了安全地控制车轮下落行程，这种带限位块的减振器的更换必须得到生产厂的认可。

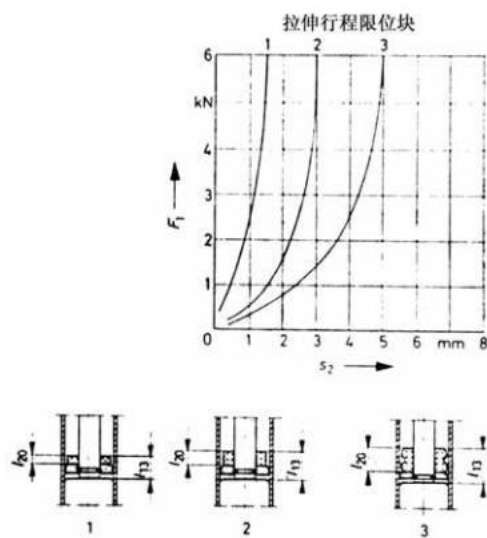


图 4.33 在Fichtel & Sachs公司生产的活塞直径为26mm和30mm（S26型和S30型）的双筒式减振器中采用的拉伸行程限位缓冲块的形状及压缩行程 $S_2$ 与拉伸力（最大值 6kN）的函数关系曲线。限位块厚度 $l_{20}$ 分别为：1号 4mm，2号 9mm，3号 12mm。使用的缓冲块最大厚度为 18mm。

#### 4.6.8.2 压缩行程限位块

压缩行程限位块在弹簧行程最小时开始起作用，其任务上限制压缩行程其不产生噪声。较为经济的做法是压缩行程限位块安置在防护套管上端（图 4.32），这在目前的技术上不难实现，也不会影响寿命。正如第 4.6.8.1节所述，减振器的吊挂装置应设计得能传递较大的力。当即可附加考虑压缩行程限位块撞击力时，通常只需作微小的加强即可。

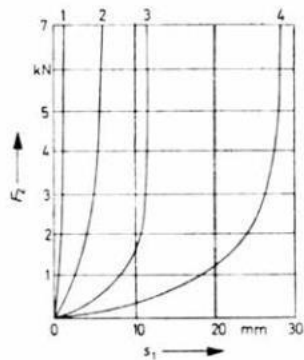


图 4.34 Boge公司为T27 和T32型双筒式减振器设计的压缩行程限位块的力与压缩行程 $S_1$ 的关系曲线。最大力为 $F_2=7\text{kN}$ 。1、2 和 3 号限位块的自由状态厚度分别为 $l_{11}$ ： $l_{11}=8\text{mm}$ ， $15\text{mm}$ 和  $23\text{mm}$ 。它们的形状与图 4.32 中的件 2 相同。辅助弹簧（件 4）的高度为44mm。

图 4.32中所见的限位缓冲块 2套在活塞杆 1上。车轮上下跳动时，限位块支承在外套管的罩盖上。在完全压缩时，它撑紧在钢制的外防护套管 3 上。限位块的形状不正确以及所用的橡胶或塑料不耐磨时，可能产生粉粒。它落入活塞杆的密封件中后会使其失效（图 4.17）。结果可能是导致漏油、阻尼效果减弱和损坏（不能始终耐油的）限位块。

图 4.34 中示出了三种限位块的弹性曲线。它呈斜率递增性。限位块的形状与图 4.32 中的件 2 相同。

### 4.6.8.3 辅助弹簧

压缩行程限位块较薄，它几乎无法起到弹簧的作用。为了消除限位冲击或使接合柔和，需要使用由蜂窝状聚氨脂弹性塑料制成的辅助弹簧或空心橡胶弹簧。图 4.34中的曲线 4为一个双筒式减振器上采用的 44mm高的辅助弹簧的弹性曲线。如图 4.19a、图 4.35和图 4.36所示，这种弹簧装在活塞杆上，被压缩时支撑在罩盖（或圆盘上）。

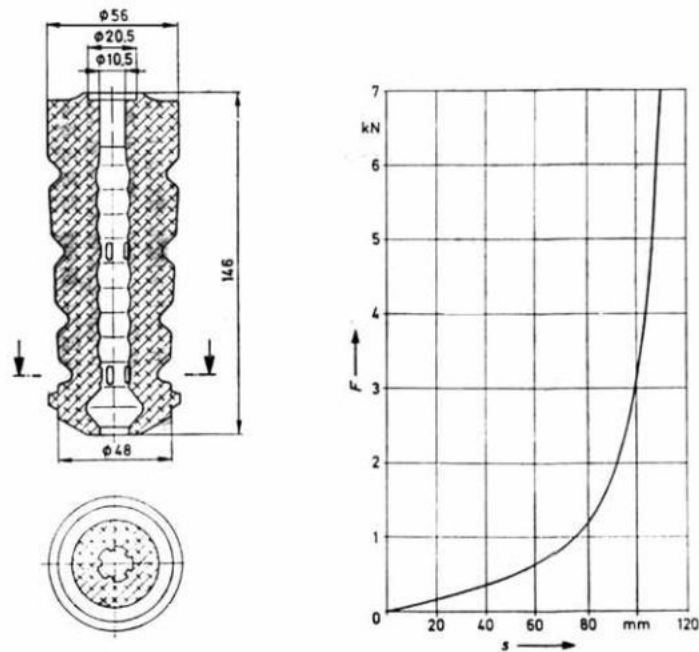


图 4.35 Elastogran公司生产的VW牌Golf II型轿车后弹簧减振器柱上使用的辅助弹簧。它由蜂窝状的聚氨脂弹性塑料（Cellasto）制成。总高为 146mm的蜂窝体可压缩 110 mm，并能承受 $F_s \geq 7\text{KN}$ 的限位载荷。

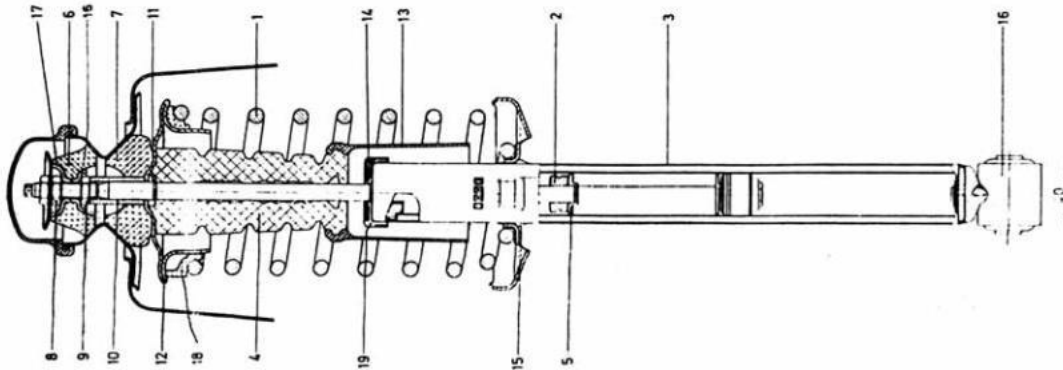


图 4.36 Boge 公司生产的 VW 牌 Golf II、Jetta II 型轿车上的后弹簧减振器柱。它带有螺旋弹簧 1 和拉伸行程限位块 2。该限位块套在直径为 11 mm 的活塞杆上。为了在完全拉伸状态时活塞仍有足够的导向长度，限位块位于（直径为 27mm）活塞上方 107 mm 处。限位块托盘 5 卡在活塞杆的槽缝中。

减振器上端采用销式连接件固定。它可将弹簧力和限位冲击力通过隔音大的大块橡胶缓冲件6和7传递给车身。两个缓冲块用六角螺母8和9压紧。套筒10和衬套6及17用以保证准确达到规定的预紧力。底板 11 座落在一个开口钢丝环上（钢丝环卡在一个半圆槽口内），而上托盘 12 和套管 10 都支承在底板上。螺旋弹簧 1 通过一个弹性环 18 支承在上托盘上。辅助弹簧下端有一道圆形凸缘，可用来固定塑料保护套管13。

车轮上跳时，件 4 与保护活塞杆油封的端盖 14 相碰。端盖上开有一条槽缝（位置 19）。压缩阶段位于辅助弹簧中的空气可经此槽缝排出。弹簧下托盘有3个支座（15）。它们是在外套管3上冲压出来的，其外径必须有 $\pm 0.5$  mm的公差。

为了使橡胶件在垂直力作用下变形较小，吊环的宽度要有 40 mm。与车桥的连接通过一个 M10的螺栓实现。车桥形状参见图1.41。

## 4.7 弹簧减振器

弹簧减振器这种结构最初是在摩托车上，后来愈来愈多的轿车生产厂不仅将它应用于轿车的独立悬架中，而且还把它推广到非独立悬架和复合悬架上（图 4.36）。这个以前也称为弹簧柱的受力中心不象现代的弹簧柱那样起车轮导向，但它包括了车轮上的所有弹性阻尼元件：螺旋弹簧 1、拉伸行程限位块 2、4（图 4.35）以及作为支承件的减振器。

螺旋弹簧可以随后安装并采取隔声措施支承在车身上，或者也可以就归入到结构组件中，这时用 2个螺栓就足以将整个结构组件固定。

使用中的弹簧减振器可参见图 1.25、图 1.37、图 1.38、图 1.41、图 1.44、图 1.50 和图 1.52 等。

## 4.8 弹簧柱和减振器柱

### 4.8.1 弹簧柱结构型式

弹簧减振器的用途仅仅在于与螺旋弹簧一道将在车轮接地点出现的垂直力从悬架传递给车身。

而弹簧柱有所不同，它还要附加起到车轮导向作用。活塞杆的直径由 11mm 加粗到 20~28mm，可以承受纵向力和侧向力，并取代含有三个支座的上横臂。

现在称之为弹簧柱（车轮导向式）的结构型式分为以下几种：

- a. 转向节固结在外套管上（图 4.37）；
- b. 转向节可拆卸式（图 4.39、图 4.40 和图 1.39）。

根据减振器的型式还可分为：

- c. 湿式弹簧柱。在这种结构中减振器直接安装在承载柱管内，（图 4.39 和图 4.40）；
- d. 套管式弹簧柱。在这种结构中减振器作为弹簧柱的附件插入承载柱管内，并用螺纹固定（图 4.38）。

固定（图 4.38）。

选用哪一种结构型式主要取决于生产厂优先采用的加工方式。附加的一个因素在于外套管是否还必须一起传递转向力（图 4.37、图 1.40 和图 3.79）

湿式弹簧柱的优点是减振器具有良好的散热性。转向节可拆卸式结构的优点是弹簧柱不需可拆卸式，并且当阻尼作用失效时只要简单地拆换减振器即可。此外，这种结构还可通过在外套管上压出印痕、滚边或焊上密封盖来进行密封。如果转向节臂本身不可拆卸（如图 4.37 所见），则要求采用螺纹式密封盖，以便使减振器成为弹簧柱中的填装件（即能调换减振器）

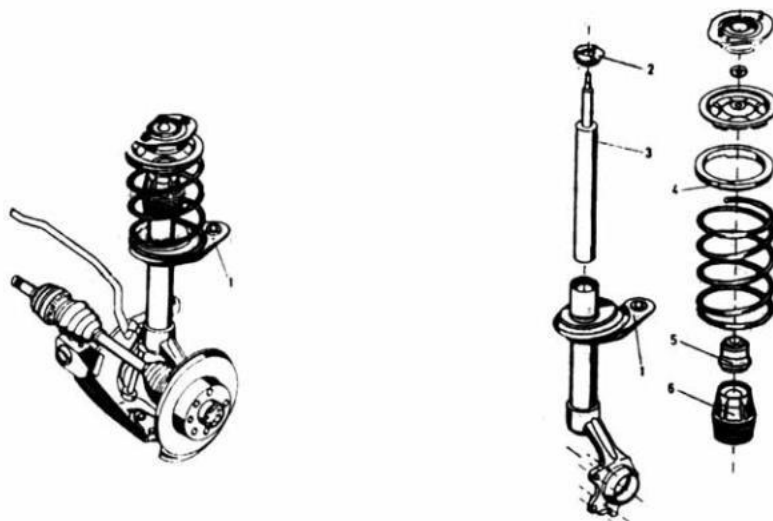


图 4.37 Opel 牌 Kadett 型车的弹簧柱式前悬架。转向节与外套管固定连接。转向节臂1的位置比较高。

图 4.38 如果 Opel 牌 Kadett 型车的弹簧柱的阻尼作用失效，则必须拆开螺纹式密封盖 2，调换弹簧柱

中的填充件（减振器）3。图中可清楚地看到位于螺旋弹簧上方的弹性环 4、辅助弹簧5以及密封皮碗6。

图 4.39 中所示的弹簧柱是双筒式弹簧柱。其阻尼功能相当于不充气的双筒式减振器（参见第 4.6.2 节）。为了保证在完全伸张状态也有足够的导向长度 l—0（图 1.6），将伸张行程限位块 13 布置得较高。这一措施还附加地（与外层镀有聚四氟乙稀材料的导向衬套一道）起到减小摩擦的作用。

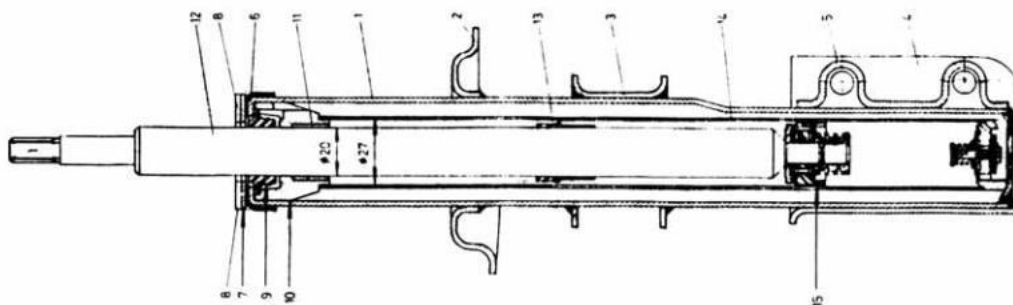


图4.39 Monroe公司生产的Fiat牌Panda型车的车轮导向式弹簧柱（麦弗逊式悬架）。安装螺旋弹簧的托盘2、固定转向节臂的接头3及板件4和5均焊接在外套管1上。这二个板件用来安装转向节。锁紧板7安装在外套筒的滚折边 6 上。锁紧板上开有二条横槽 8，以便使支承在它上面的辅助弹簧的内孔中不会产生真空。真空的作用可能会把赃物及沉积物压入密封件9中。锁紧板7同时还作为由铁基合金的金属陶瓷制成的活塞杆导向座 10 的上锁紧板。导向座下端压入一个轴套 11，它的表面加工得很光滑，可减小其与活塞杆 12 之间的摩擦。活塞杆直径为 20 mm。拉伸行程限位块 13 安置在活塞杆的中段范围。在完全伸张状态，导向长度（自轴套 11 中点至活塞中点的长度）还有 120mm 长。活塞杆 12 的下端直径缩小，以便安装伸张阀和单向阀（参见图4.18）。在直径为27mm的活塞和缸筒14之间的密封由摩擦作用很小的环15承担。

## 4.8.2 充气的双筒式弹簧柱

充气式弹簧柱的开发，长期以来困难很大。由于存在较大的抽出力，故不能不加以改变地照搬减振器中的单筒式原理。保持活塞杆较小，而由缸筒负责车轮的，但是成本高，并且产生很大的摩擦力。充气的双筒式弹簧柱是一个比较好的折中方案。这种结构中的油液受到的气压为 4 至 10bar。因此直径为 20~28mm 的活塞杆的抽出力保持在一定范围内。

图 4.40 所示为一个弹簧柱的断面图。弹簧托盘 22 和安装转向节的接头焊接在外套管 2 上。活塞杆 1 出于轻量化考虑用管材制成。按照阻尼特性曲线要求，活塞带有双向阀块（见第 4.6.4.3 节）或带有只在伸张方向起作用的双筒式减振器阀（见第 4.6.2.4 节）。后一种结构对于呈斜率递减性的阻尼特性曲线来说较为。空心活塞杆的端销通过特殊的冷加工方法镢粗。上端销制成内六角状（或直径有一个阶梯性变化），以便在按安装时夹紧。下端销必须具有油封和气封功能。伸张行程限位块用塑料制成。它紧贴在活塞杆上，并将出现垂直力通过管 14 传递到活塞杆上弯矩很小的区段。无论减小摩擦，活塞和缸壁之间的密封采用由聚四氟乙稀制成的宽环 15。伸张阀类似于图 4.18 中的情况。压缩阶段的阻尼力由阀 18 和阀 20 共同产生（见第 4.6.2.5 节）。

活塞上的固定通道，也称为开口断面，由下端的阀盘 21 上的凹槽形成。无论减小这个空隙（在压缩阶段它位于底阀 20 处）以及在导向座轴套 7 之间的缝隙的密封通过聚四氟乙稀环 13 来控制（图 4.41）。该环在静止状态时落在底部（如图中所示），而在工作状态（即工作腔 16 中产生高压时），它上移靠在垫片 8 上。垫片 8 的横截面上开有横槽，以保证必要的排气作用。

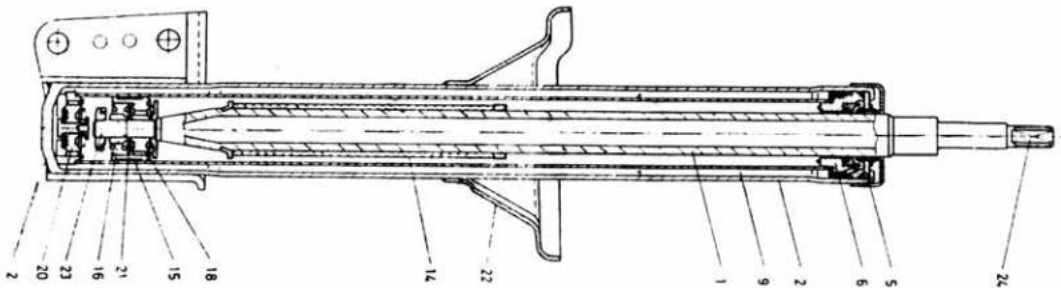


图4.40 Fichtel & Sachs公司生产的低气压双筒式弹簧柱。图中活塞杆1处在完全压入状态。下端销头23上开有螺纹，以便能调节伸张阀。上端销头（连接悬架与汽车翼子板的插销24）为了起到支托作用，直径有一个阶梯性变化。

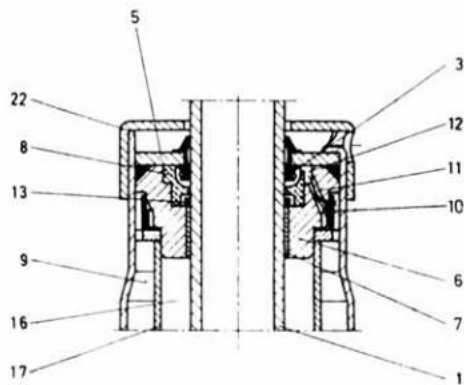


图4.41 Fichtel & Sachs公司生产的低气压双筒式弹簧柱的密封导向座组件

如第 4.6.2.3节所述，在汽车行驶后减振器中油液冷却时，在不充气的双筒式减振器工作腔上方会产生气泡。在弹簧柱中，通过在补偿腔 9 中充入气体给油液加压和采用软管阀门 10 可达大减少气泡的形成。但在气温很低的情况下，气压下降，油液冷凝，这时排气功能又显得十分重要。

无论是在伸张阶段还是在压缩阶段，工作腔上半部 16 中的压力都上升。这时经活塞杆 1 和轴套 7 之间的环缝中流出的油液聚积在位置较高的环形通道 12 内，并经斜孔 11 压入下方的通道中（这个通道与软管阀门 10 一起形成一个角形环道）。软管阀门被顶开，油液可流回到补偿腔 9 中。补偿腔中大约有一半容积充满油液，并受到气压作用。软管 10 起到锁止作用。它可阻止气体进入活塞杆的密封件 3 中。

气压为  $p=6\sim 10\text{bar}$  时，可防止气体乳化（也称气蚀）。如果气体由于某种原因而泄漏，通过底阀 20 的作用可继续保持阻尼效果：一个设计上的“安全标志”。弹簧柱通过许多“卷边”来封闭。这些“卷边”将锁紧板 5 压在导向座 6 上。导向座 6 又压在工作缸筒 17 上。缸筒再将图 4.40 中所见的阀体 20 压向冷挤压成形的外套管 2 的底部。密封件 3 和向上凸出的清扫器与锁紧板 15 组合形成一体，用罩盖 22 从上面盖住。辅助弹簧起作用时座落在罩盖上。

#### 4.8.4 减振器柱

减振器柱只担负车轮导向功能，而不传递弹簧垂直力。它上面没有弹簧托盘。行程限位块和辅助弹簧的布置与弹簧柱中相同（图 1.25、1.45 和 1.55）

### 4.9 阻尼可调式减振器

前面章节中描述的减振器和弹簧柱在整个工作范围内都具有固定的阻尼特性。这个特性由汽车生产厂根据车型来定（图 4.28）。为了能改变阻尼，考虑了不同的特殊结构。如果要使减振器在接

近伸张行程终点处的阻尼力增大，则可用液压式拉伸行程限位器来实现这个。而对于在较大的行程范围内阻尼特性随行程变化的要求，可在缸筒上开纵向槽来加以满足。

Kini Sportfahrern 公司生产一种可从外部进行调节的减振器。这种减振器可在从汽车上拆下后压缩至最短位置，然后通过两端吊挂点的相互转动来调节伸张阀在极限位置的阻尼特性。

更为有效的是采用外部电子调节式减振器和弹簧柱。在此调节过程可在装车状态和行驶途中进行。图 4.42所示为一种在 BMW M3型车中采用的弹簧柱结构型式。

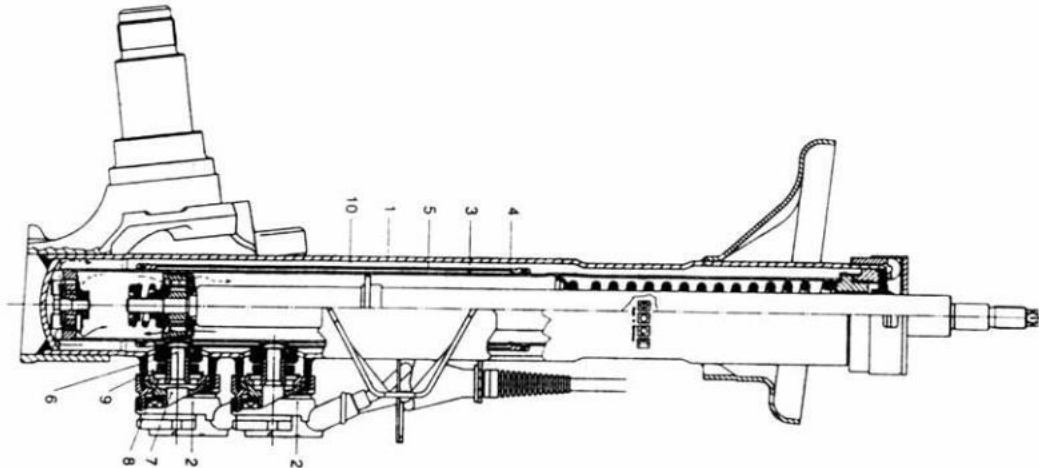


图4.42 Boge公司生产的充气的双筒式弹簧柱。该结构具有弹性液压式拉伸行程限位器和电控的三档阻尼调节器。

安装在外套管1上的2个电磁阀通入环行通道5内。通道5经孔4与工作缸筒3中的工作腔相连。如果阀体7接通进油孔6，则油液自环形通道流出，经前开口8顶开弹簧组件9，再经此流入补偿腔10。阻尼特性由在活塞上的伸张阀（或底部的压缩阀）和随后接通的电磁阀中的液流阻力共同决定。如果2个电磁阀都不开启，则阻尼特性处在最硬档。在2个电磁阀中有一个开启时，阻尼特性处在次硬档。而当2个电磁阀同时开启时，阻尼特性最软（阻导值仅为第一条最硬的特性曲线上的1/4）。