

目 录

目 录	1
1绪论	3
1.1 悬架的重要性	3
1.2 悬架的功能	3
1.3 悬架的设计要求	4
1.4悬架系统研究与设计的领域	4
第 2 章 汽车悬架概述	6
2.1 悬架基本概念	6
2.1.1悬架概念	6
2.1.2 悬架基本组成	6
2.1.3传力构件及导向机构	6
2.1.4 横向稳定器	7
2.2 悬架设计要求	7
第 3 章 悬架对汽车主要性能的影响	8
3.1 悬架对汽车平顺性的影响	8
3.1.1 悬架弹性特性对汽车行驶平顺性的影响	8
3.1.2 悬架系统中的阻尼对汽车行驶平顺性的影响.....	11
3.1.3 非簧载质量对汽车行驶平顺性的影响	13
3.1.4 改善平顺性的主要措施	13
3.2悬架与汽车操纵稳定性	13
3.2.1 汽车的侧倾	13
3.2.2 侧倾时垂直载荷对稳态响应的影响	16
3.3 悬架K & C 特性	17
3.4 悬架弹性特性	18
第 4 章 悬架主要参数的确定	19
4.1 悬架静挠度	19
4.2 悬架的动挠度 f_a	20
4.3 悬架刚度计算	20
4.4 悬架主要分析参数	21
4.4.1 车轮外倾角	21
4.4.2 前束角	21
4.4.3 主销后倾角.....	21
4.4.4 主销后倾拖距.....	22
4.4.5 主销内倾角	22
4.4.6 侧倾中心高度.....	22
4.4.7 侧倾外倾系数.....	23
第5章 悬架主要零件设计	24

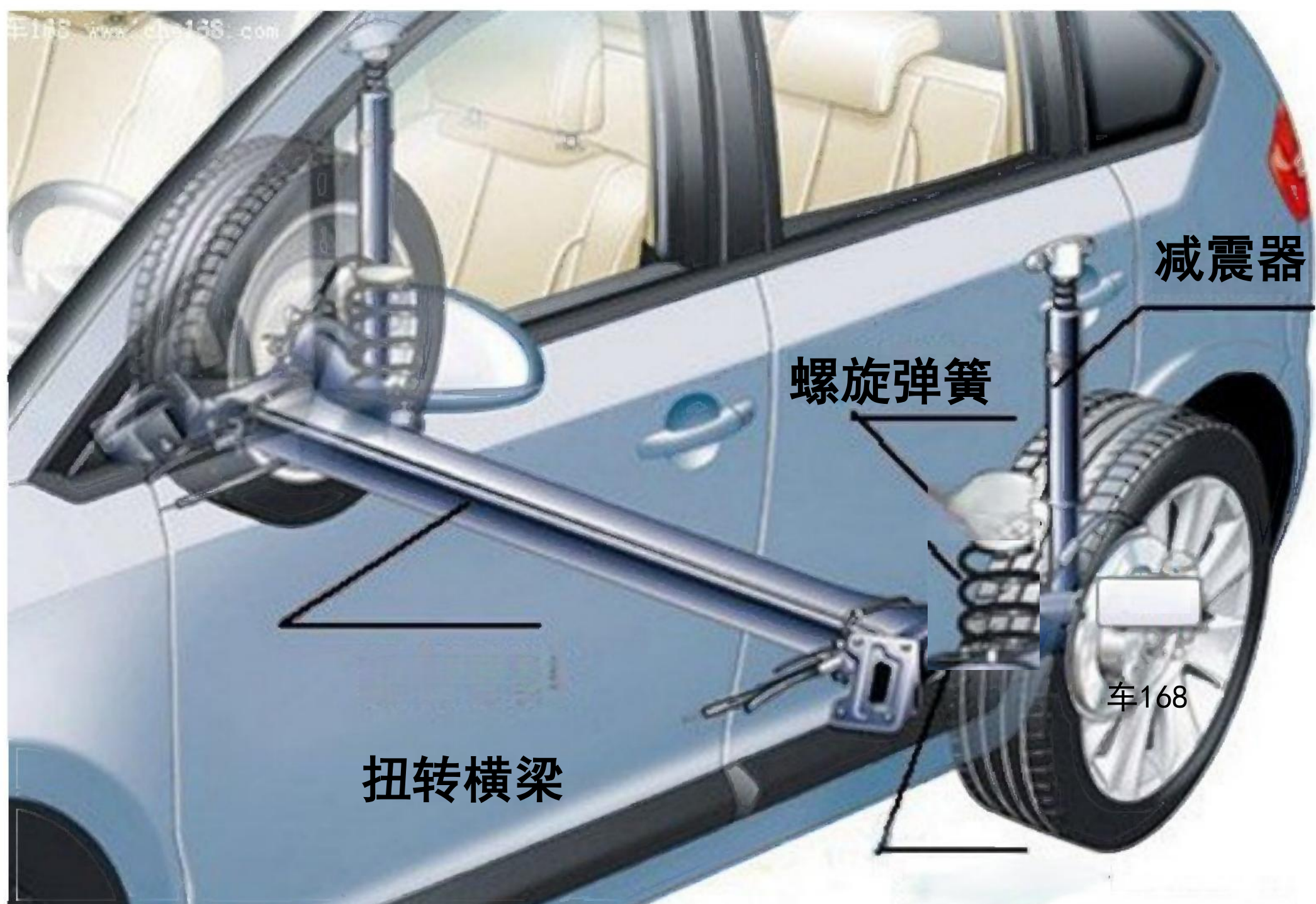
5.1 螺旋弹簧的设计	24
5.1.1 螺旋弹簧的刚度	24
5.1.2 计算弹簧钢丝直径d	24
5.1.3 弹簧校核	24
5.2 减振器的设计	25
5.2.1 相对阻尼系数 ψ 的确定	27
5.2.2 减振器阻尼系数 δ 的确定	27
5.2.3 减振器最大卸荷力 F_0 的确定	28
5.2.4 减振器工作缸直径 D 的确定	28
第 6 章 多体动力学及ADAMS	30
6.1 多体系统动力学综述	30
6.1.1 多刚体系统动力学	30
6.1.2 柔性多体系统动力学	30
6.2 多体动力学在汽车研究中的应用	31
6.3 ADAMS软件及其在悬架运动学/弹性运动学分析中的应用	32
6.4 课题研究的主要内容和意义	34
第7章 扭转梁悬架模型的仿真	35
7.1 悬架的建模原理	35
7.2 悬架子系统的建立	36
7.3 悬架总成的建立	38
7.4 车轮轮跳的悬架运动学仿真分析	39
7.4.1 设定参数	40
7.4.2 图线分析	42
第 8 章 结论	49
参考文献	50

1 绪论

1.1 悬架的重要性

现代汽车除了保证其基本性能，即行驶性、转向性和制动性等之外，目前正致力于提高安全性与舒适性，向高附加价值、高性能和高质量的方向发展。对此，尤其作为提高操纵稳定性、乘坐舒适性的轿车悬架必须进行相应的改进。舒适性是汽车最重要的使用性能之一。舒适性与车身的固有振动特性有关，而车身的固有振动特性又与悬架的特性相关。

图1-1为扭转梁后悬架示意图



纵向摆臂

uuw ah. 168 AAm

图1-1 扭转梁后悬架

1.2 悬架的功能

悬架的主要作用是传递作用在车轮和车身之间的一切力和力矩，比如支撑力、制动力和驱动力等，并且缓和由不平路面传给车身的冲击载荷、衰减由此引起的振动、保证乘员的舒适性、减小货物和车辆本身的动载荷。其主要任务是传递作用在车轮和车架(或车身)

之间的一切力和力矩；缓和路面传给车架(或车身)的冲击载荷，衰减由此引起的承载系统的振动，保证汽车的行驶平顺性；保证车轮在路面不平和载荷变化时有理想的运动特性，保证汽车的操纵稳定性，使汽车获得高速行驶能力。汽车在不平路面上行驶时，由于悬架的弹性作用，使汽车产生垂直振动。为了迅速衰减这种振动和抑制车身、车轮的共振，减小车轮的振幅，悬架应装有减振器，并使之具有合理的阻尼。利用减振器的阻尼作用，使汽车振动的振幅连续减小，直至振动停止。

1.3 悬架的设计要求

为了满足汽车具有良好的行驶平顺性，要求由簧上质量与弹性元件组成的振动系统的固有频率应在合适的频段，并尽可能低。前、后悬架固有频率的匹配应合理，对乘用车，要求前悬架固有频率略低于后悬架的固有频率，还要尽量避免悬架撞击车架(或车身)。在簧上质量变化的情况下，车身高度变化要小，因此，应采用非线性弹性特性悬架。要正确地选择悬架方案和参数，在车轮上、下跳动时，使主销定位角变化不大、车轮运动与导向机构运动要协调，避免前轮摆振；汽车转向时，应使之稍有不足转向特性。悬架与汽车的多种使用性能有关，为满足这些性能，对悬架提出的设计要求有：

- (1) 保证汽车有良好的行驶平顺性。
- (2) 具有合适的衰减振动的能力。
- (3) 保证汽车具有良好的操纵稳定性。
- (4) 汽车制动或加速时，要保证车身稳定，减少车身纵倾，转弯时车身侧倾角要合适。
- (5) 有良好的隔声能力。
- (6) 结构紧凑、占用空间尺寸要小。
- (7) 可靠地传递车身与车轮之间的各种力和力矩，在满足零部件质量要小的同时，还要保证有足够的强度和寿命。

1.4 悬架系统研究与设计的领域

汽车悬架系统的研究与设计主要是为了提高汽车整车的操纵稳定性和行驶平顺性。汽车悬架系统的研究与设计的领域也相应地分为两大部分：一是对汽车平顺性产生主要影响的悬架特性；另一是对汽车操纵稳定产生主要影响的悬架特性。

前一部分主要是对悬架的弹性元件和阻尼元件特性展开工作，主要是将路面、轮胎、非簧载质量、悬架、簧载质量作为一个整体进行研究与设计，由于它主要研究的是在路面的反作用力的激励下，影响汽车平顺性的弹性元件以及阻尼元件的力学特性，因此可以称

之为悬架系统动力学研究。

后一部分主要是对悬架的导向机构进行工作，主要是研究在车轮与车身发生相对运动时，悬架导向机构如何引导和约束车轮的运动、车轮定位及影响转向运动的一些悬架参数的运动学特性。这一部分的研究称为悬架的运动学研究。考虑了弹性衬套等连接件对悬架性能的影响，则悬架运动学即为悬架弹性运动学。悬架弹性运动学是阐述由于轮胎和路面之间的力和力矩引起的车轮定位等主要悬架参数的变化特性。这样悬架系统的运动学研究就包括了悬架运动学和弹性运动学两个方面的内容。

第2章汽车悬架概述

悬架是汽车的车架与车桥或者车轮之间的一切传力、连接装置的总称，其作用是传递作用在车轮和车架之间的力和力矩，并且缓冲衰减由不平路面传给车架或车身的冲击，以保证汽车能平顺行驶。

2.1 悬架基本概念

2.1.1 悬架概念

保证车轮或车桥与汽车承载系统(车架或承载式车身)之间具有弹性联系并能传递载荷、缓和冲击、衰减振动以及调节汽车行驶中的车身位置等有关装置的总称。

2.1.2 悬架基本组成

悬架主要由弹性元件、导向机构和减振器组成，有些悬架中还有缓冲块和横向稳定杆。弹性元件受冲击后会产生持续的振动，使乘坐不适，因此，设有减振器将振动迅速衰减，使振幅迅速减小。

导向机构用来确定车轮相对于车架或车身的运动，传递除垂直力以外的各种力和力矩。

为减少车轴对车架或车身的直接冲撞，一些汽车悬架上装有缓冲块，起限制移动行程。横向稳定杆的作用是减少转弯时车身的侧倾，并提高轮胎对地面的附着力。

2.1.3 传力构件及导向机构

车轮相对于车架和车身跳动时，车轮(特别是转向轮)的运动轨迹应符合一定的要求，否则对汽车某些行驶性能(特别是操纵稳定性)有不利的影响。因此，悬架中某些传力构件同时还承担着使车轮按一定轨迹相对于车架和车身跳动的任务，因而这些传力构件还起导向作用，故称导向机构。对导向机构的要求：

(1) 悬架上载荷变化时，保证轮距变化不超过4.0mm，轮距变化大会引起轮胎早期磨损。

(2) 悬架上载荷变化时，前轮定位参数要有合理的变化特性，车轮不应产生纵向加速度。

(3) 汽车转弯行驶时，应使车身侧倾角小，在0.4g侧向加速度作用下，车身侧倾角 $\leq 6-7$ 度，并使车轮与车身的倾斜同向，以增强不足转向效应。

(4) 制动时，应使车身有抗前俯作用；加速时，有抗后仰作用。

(5) 具有足够的疲劳强度和寿命，可靠地传递除垂直力以外的各种力和力矩。

2.1.4 横向稳定器

在多数轿车和客车上，为防止车身在转向行驶等情况下发生过大的横向倾斜，在悬架中还设有辅助弹性元件——横向稳定器。

横向稳定器实际是一根近似U型的杆件，两个端头与车轮刚性连接，用来防止车身产生过大侧倾。其原理是当一侧车轮相对车身位移比另外一侧位移大时，稳定杆承受扭矩，由其自身刚性限制这种倾斜，特别是前轮，可有效防止因一侧车轮遇障碍物时，限制该侧车轮跳动幅度。

2.2 悬架设计要求

如前所述，汽车悬架和簧载质量、非簧载质量构成了一个振动系统，该振动系统的特性很大程度上决定了汽车的行驶平顺性，并进一步影响到汽车的行驶车速、燃油经济性和运营经济性。该振动系统也决定了汽车承载系和行驶系许多零部件的动载，并进而影响到这些零件的使用寿命。此外，悬架对整车操纵稳定性、抗纵倾能力也起着决定性的作用。因而在设计悬架时必须考虑以下几个方面的要求：

(1) 通过合理设计悬架的弹性特性及阻尼特性确保汽车具有良好的行驶平顺性，具有较低的振动频率、较小的振动加速度值和合适的减振性能，并能避免在悬架的压缩伸张行程极限点发生硬冲击，同时还要保证轮胎具有足够的接地能力。

(2) 合理设计导向机构，以确保车轮与车架或车身之间力和力矩可靠传递。

(3) 导向机构的运动应与转向杆系的运动相协调，避免发生运动干涉，否则可能引起转向轮摆振。

(4) 侧倾中心及纵倾中心位置恰当，汽车转向时具有抗侧倾能力，汽车制动和加速时能保持车身的稳定，避免发生汽车在制动和加速时的车身纵倾(即所谓“点头”和“后仰”)。

(5) 悬架构件的质量要小尤其是其非悬挂部分的质量要尽量小。

(6) 便于布置。

(7) 所有零部件应具有足够的强度和使用寿命。

(8) 制造成本低。

(9) 便于维修、保养。

第3章悬架对汽车主要性能的影响

悬架型式、导向杆系的布置以及悬架参数的选择等对汽车性能的影响，并不是孤立的，而是存在着一定的内在联系。为此从不同角度去分析汽车各种性能的影响。

3.1 悬架对汽车平顺性的影响

良好的汽车行驶平顺性不仅能保证乘员的舒适与所运货物的完整无损，而且还可以提高汽车的运输生产率、降低燃油消耗、延长零件的使用寿命及提高零件的工作可靠性等。

目前主要参照国际标准IS02631 来评价汽车平顺性，它把乘员承受的疲劳-降低工效界限表示为振动加速度均方根值随频率变化的函数。对垂直振动而言，人体对4—8Hz的 振动最敏感，所以这一频带的界限值最低。为使人体承受的振动不超过规定的界限值，主要靠悬架来降低车身振动加速度均方根值。在一定随机路面不平度的输入下，车身加速度的均方根值的大小，取决于车身加速度Z 对路面不平度g 的幅频特性“ $|Z/g|$ ”，与车身在悬架上振动的固有频率 n 、非周期性系数 ϕ 及非簧载质量 m 的大小有关。从图3-1可以看出，当车身固有频率越低曲线越低，车身加速度均方根值越小。

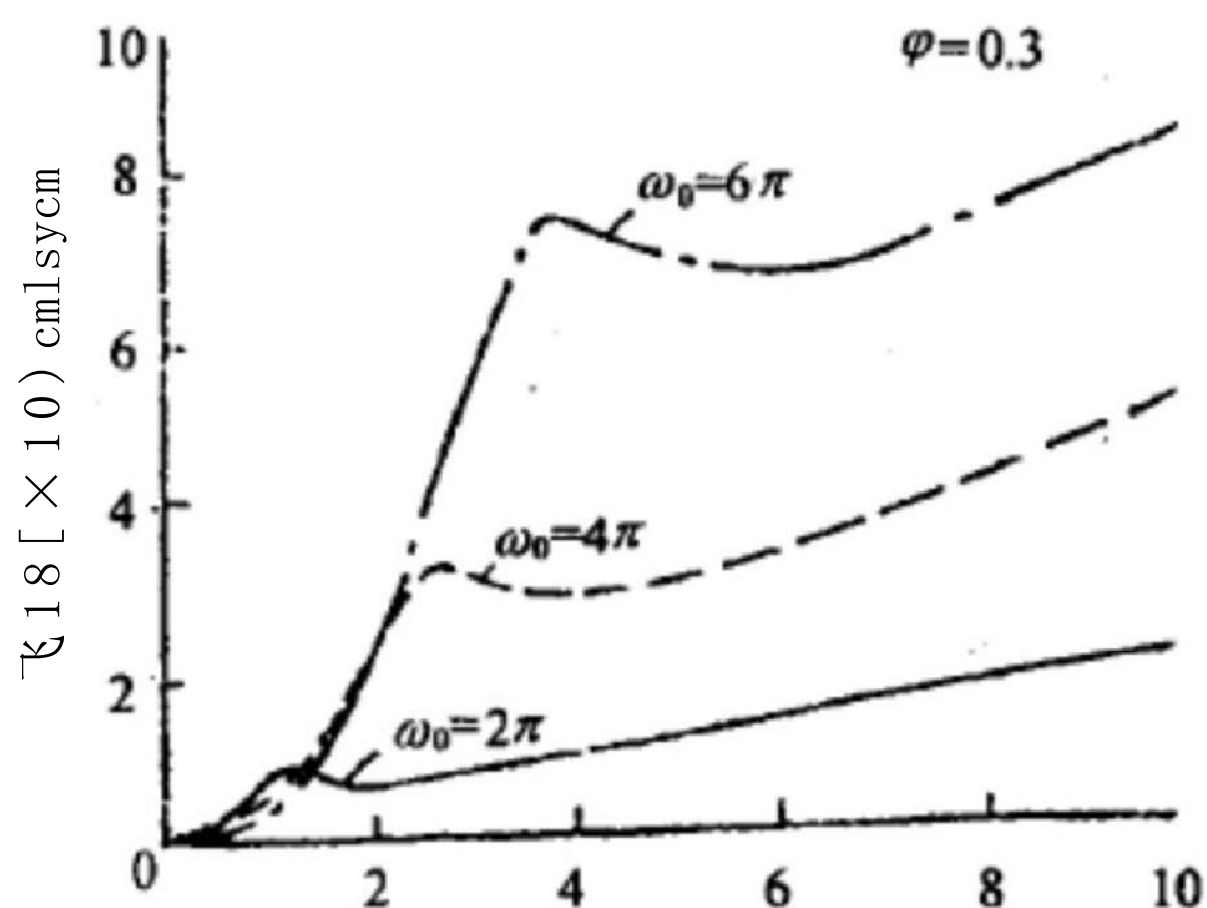


图3-1 幅频特性曲线

3.1.1 悬架弹性特性对汽车行驶平顺性的影响

1 车身固有振动频率

若不考虑轮胎和减震器的影响，则车身固有频率

$$n_0 = \frac{w_0}{2\pi} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{C}{M}} \text{ Hz} \quad (3-1)$$

式中： w_0 —固有角振动频率，rad/s

C—悬架刚度，N/m

M—簧载质量，kg

由于在静载荷作用下悬架的静挠度

$$f_c = \frac{Mg}{c} \quad (3-2)$$

则

$$n_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{g}{f_c}} \quad (3-3)$$

当以每秒振动次数表示时，

$$n_0 = \frac{300}{\sqrt{f_c}} \text{ Hz} \quad (3-4)$$

式中： f_c —静挠度，cm。它是指汽车满载静止时悬架上的载荷 F_w 与此时的悬架刚度 c 之比。

从上述公式中可见，车身振动的固有频率 n 。由簧载质量 M 、悬架刚度 c 或由悬架静挠度 f_c 决定。

由试验得知，为了保持汽车具有良好的平顺性，车身振动的固有频率应接近人体所习惯的步行时的身体上、下运动的频率 $1 \sim 1.4 \text{ Hz}$ ($60 \sim 85 \text{ 次/min}$)，振动的加速度的极限允许值为 $0.3 \sim 0.4g$ 。

从保持所运货物完整性的观点出发，车身振动加速度也不能过大，如果车身加速度达到 $1g$ ，则未经固定的货物可能离开车厢底板。因此为保证所运货物完整无损，振动加速度的极限值不应超过 $0.6 \sim 0.7g$ 。

悬架的动挠度 f 是指从满载静平衡位置开始悬架压缩到结构允许的最大变形(通常指

缓冲块压缩到其自由高度的1/2或2/3)时, 车轮中心相对车架(或车身)的垂直位移。

从图3-1可知, 车身固有频率 n_0 , 低于 3Hz就可以保证人体最敏感的4~8Hz 处于减震区。 n_0 值越低, 车身加速度的均方根值越小。但在悬架设计时, n_0 值不能选得太低, 这主

要是 n_0 值降低，悬架的动挠度 f_a 就增大，在布置上若不能保证足够大小的限位行程，就会使限位块撞击的概率增加。另外， n_0 值选得过低，悬架设计不选取一定措施，就会增大制动“点头”角和转弯侧倾角，使空、满载是车身高度的变化过大。各种车型车身固有频率 n_0 的实用范围为：货车1.5~2Hz；旅行客车1.2~1.8Hz；高级轿车1~1.3Hz。

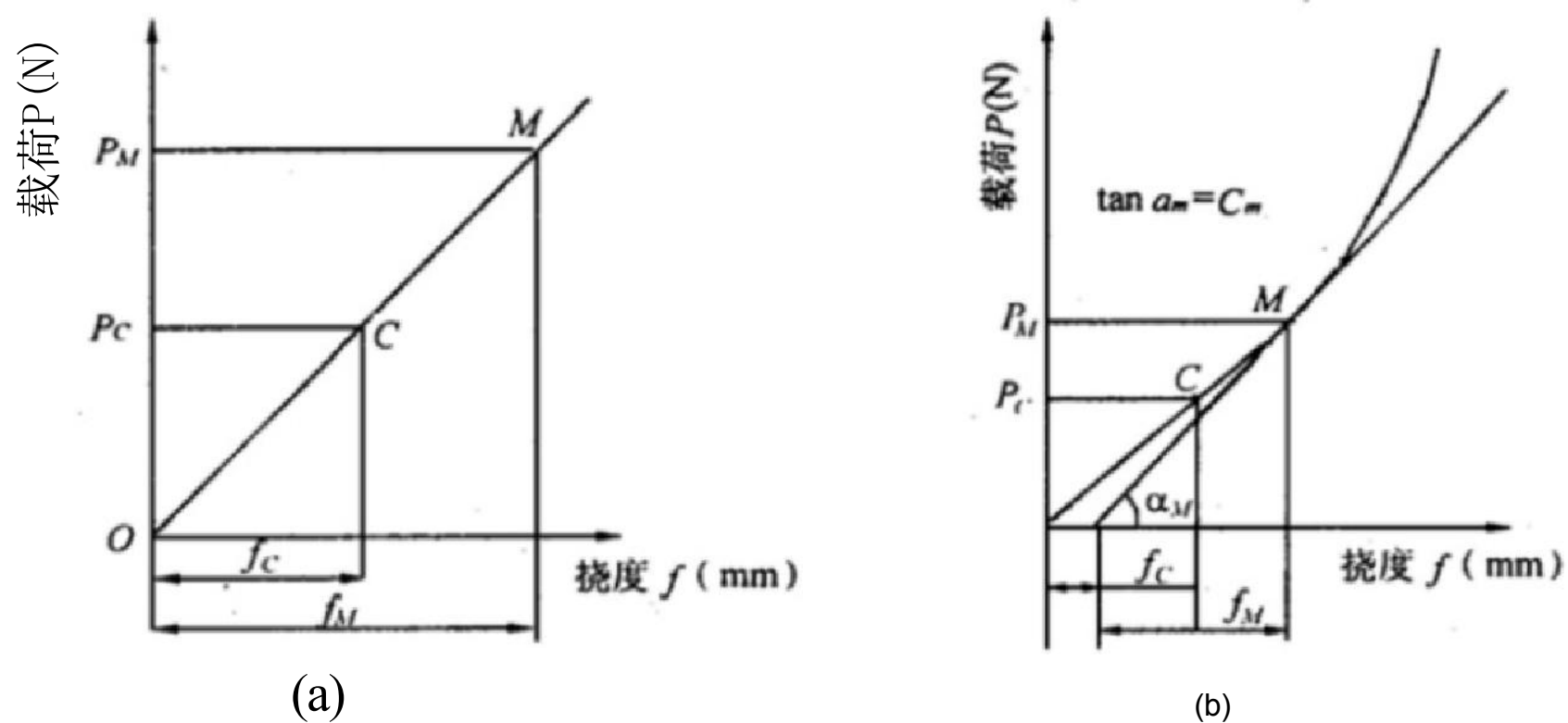
2 弹性特性

在悬架设计中，通常把力和变形的关系的关系曲线，即车轮受到的垂直外力与由此所引起的车轮中心相对于车身位移的关系曲线，称为悬架的弹性特性曲线，曲线的斜率为悬架的刚度。

a、线性弹性特性

线性弹性特性，即悬架变形与所受载荷成比例地变化。其刚度 G 是常数。一般钢板弹簧悬架即属此类。图3-2为弹簧特性曲线。

具有线性弹性特性的汽车，在使用中其车身振动的固有频率将随装载的多少而改变，尤其是后悬架载荷变化很大的货车和大客车，这种变化会使汽车前后悬架的频率相差过大，结果导致汽车车身的猛烈颠簸(纵向角振动)，因而使汽车行驶平顺性变坏。



a——线性弹性弹性 b——非线性弹性特性

图3-2弹性特性曲线

b、非线性弹性特性

非线性弹性特性的悬架，即悬架的刚度可随载荷的改变而变化，也称变刚度悬架。由于刚度 c 随载荷而改变，可以使得在载荷变化时，保持车身振动的固有频率不变，从而获得良好的汽车行驶平顺性。这时，在曲线上任意点 M ，必须满足

$$P/CM=f=f= \text{常数} \quad (3-5)$$

式中： P ——特性曲线上任意点 M 的载荷；

C_M —任意点M 的悬架刚度；

f —求刚度 C_M 时的次切矩，也有人称 f 为悬架的折算静挠度；

f_0 —在静载荷 p_0 时，为汽车获得较为良好平顺性所要求的悬架静挠度。

因为
$$C_M = \frac{dp}{df} \quad (3-6)$$

可将上式改写成
$$\frac{dp}{p} = \frac{df}{f} \quad (3-7)$$

积分得
$$\ln P = \frac{f}{f_0} + A \quad (3-8)$$

因为当 $f=f_0$ 时， $P=p_0 e^{\frac{f}{f_0}-1}$

所以
$$A = \ln P - 1 \quad (3-9)$$

因此
$$P = P_0 e^{\frac{f}{f_0} - 1}$$

这就是说，不管载荷如何变，为保持车身固有频率不变，当载荷 P 等于大于 P_0 时，悬架的特性应该是按指数函数的规律变化。然而，这种较为理想的弹性特性的悬架是难于实现的。

目前，在悬架设计中，只不过是力求减小固有频率随载荷而变化的幅度(或范围)，从而不同程度地改善汽车行驶平顺性。

非线性的悬架弹性特性可以采用适当的悬架结构(导向机构)或弹性元件(如加辅助弹簧、调节弹簧、空气弹簧等)来实现。

3.1.2 悬架系统中的阻尼对汽车行驶平顺性的影响

减震器起衰减振动的作用，对汽车平顺性有影响，其主要参数为阻尼系数，阻尼系数的选取要根据具体汽车的型号来选取。图3-3是减振器阻尼对车身振动衰减的曲线示图

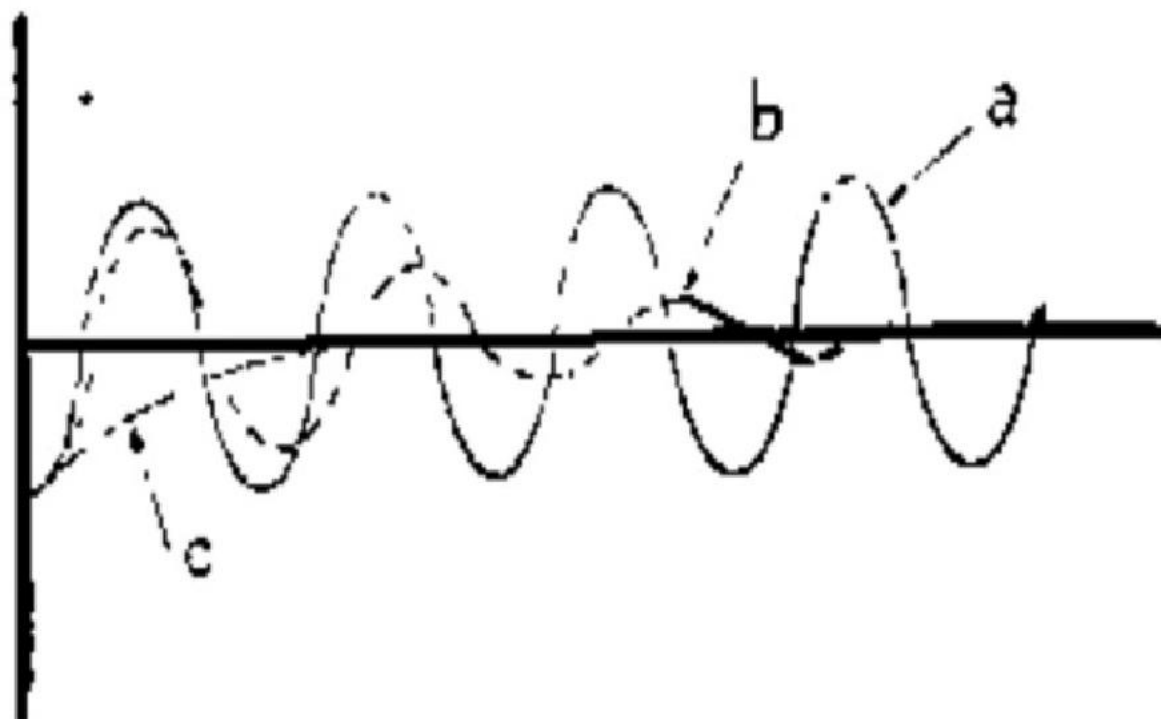


图3-3减震器阻尼对振动的衰减作用

a- 振动完全没有衰减的曲线，车身按悬架的固有振动频率不断振动；

b- 有衰减的情况，车身振动的振幅逐渐减小。

c- 减震器的衰减能力很强的情况，车身没有振动，车身的位移很快恢复到原位。

为了衰减车身由路面反馈来的自由振动和抑制车身、车轮、车架等的共振，以减小车身的垂直振动所引起的加速度和车轮垂直方向振动的振幅(减小车轮对地面压力的变化，防止车轮过于跳离地面)，悬架系统中应具有适当的阻尼。

当 ξ 增大时，动挠度的幅频特性 $|fa/q|$ 在高、低两个共振区幅值均显著下降，在两个共振区幅值之间变化很小。

随阻尼比 ξ 增大，在低频共振区幅频特性 z_{J9} 峰值下降，车身加速度均方根值，提高平顺性。

图3-4示出了车身加速度、车轮相对动载荷和弹簧行程与阻尼比(相对阻尼系数)之间的关系。

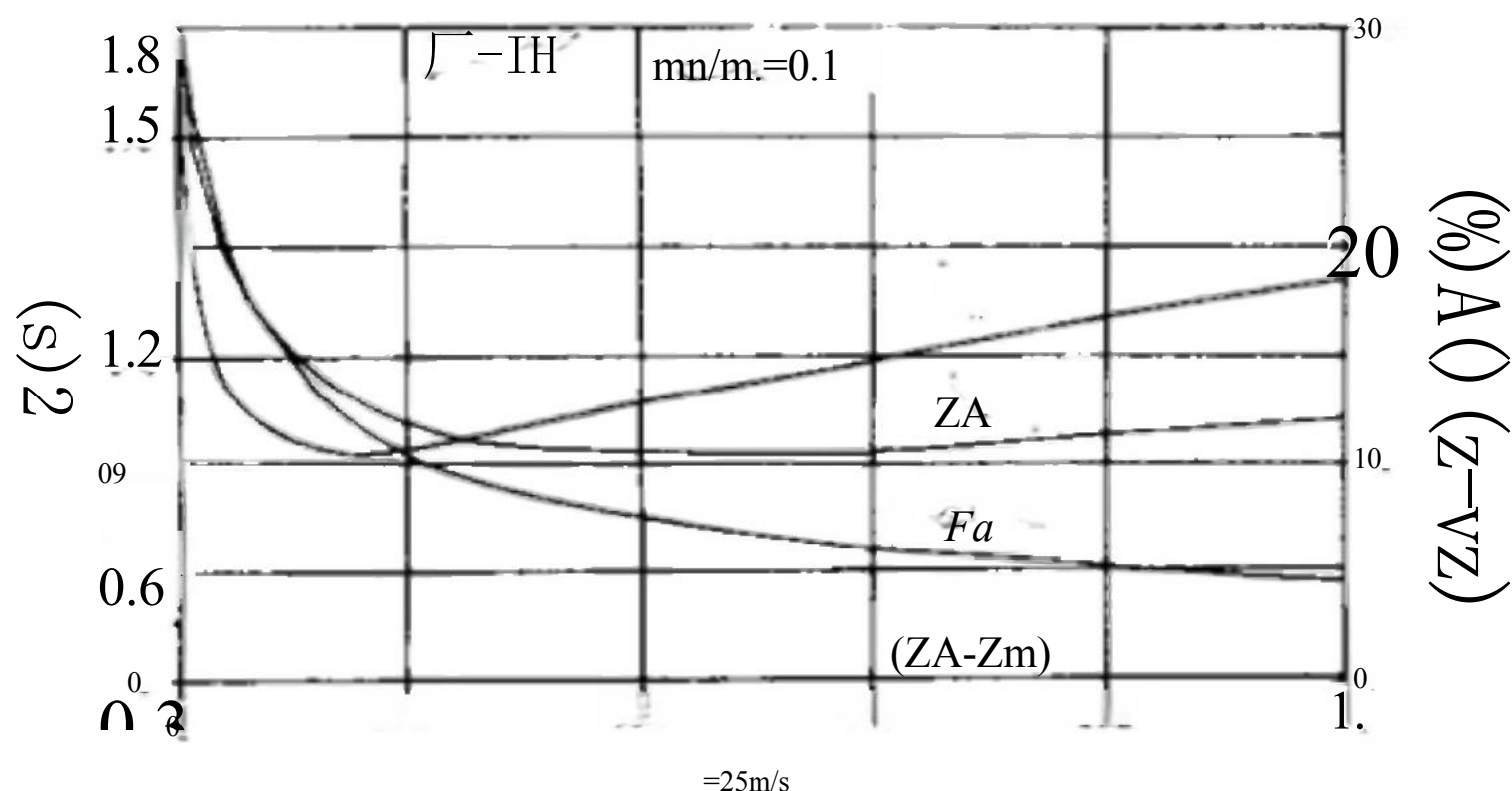


图3-4 Z_0 、 F_a 和 (Z_a-Z) 与阻尼比的关系

图中曲线走向表示,只是弹簧行程($Z_0 - Z_6$)曲线是随阻尼比单调变化,阻尼比愈大,所要求的弹簧行程愈小,相反,对于车身加速度和车轮动载而言,可找到一个最佳阻尼比值。然面对车身加速度和车轮动载的最佳阻尼比值也是不同的,前者为0.18,后者为0.4以上,故设计人员只能从中采取折衷方案。

3.1.3 非簧载质量对汽车行驶平顺性的影响

由悬架支承的部件、总成等称为簧载质量(或悬挂质量),不是由悬架支承的部分称为非簧载质量(或非悬挂质量)。减小非悬挂质量,使悬挂质量与非悬挂质量的比值较大,可以减小高频共振区车身振动加速度和减少车轮离开地面的机率。因此,在汽车设计中,为提高汽车行驶平顺性,采用非簧载质量较小的独立悬架更为有利。

3.1.4 改善平顺性的主要措施

(1)增大悬架静挠度(降低固有频率)。使其频率接近人体所习惯的步行时的身体上、下运动的频率。

(2)尽量减少非簧载质量。由频率公式得到减少非簧载质量,进而增大了簧载质量,同样有降低汽车固有频率的效果,从而也有使频率接近人体习惯的运动频率。

(3)配合适当的阻尼和限位行程。通过减震器来吸收路面传到车上的振动能量,使汽车振动得到衰减。

3.2 悬架与汽车操纵稳定性

所谓的汽车操纵稳定性,是指汽车能正确地按照驾驶员通过操纵转向系所确定的方向行驶,且在外力干扰下,能保持稳定或经过干扰后在一定时间内恢复稳态工况的性能。影响操纵稳定性的主要参数是车轮偏离角、前轮定位角、导向杆系与转向杆系的运动协调性。

当汽车曲线行驶时,在离心力的作用下,由于轮胎的横向弹性和前、后悬架导向机构特性,一般会使转弯半径发生变化。在离心力的作用下,使转弯半径变大的特性称为不足转向,反之,称为过度转向。

3.2.1 汽车的侧倾

3.2.1.1 车身侧倾轴线

车身相对地面转动时的瞬时轴线称为车身侧倾轴线。该轴线通过车身在前、后轴处横断面上的瞬时转动中心,这两个瞬时中心称为侧倾中心。

侧倾中心到地面的距离称为侧倾中心高度。侧倾中心位置高，它到车身质心的距离缩

短，可使侧向力臂及侧倾力矩小些，车身的侧倾角也会减小。但侧倾中心过高会使车身倾斜时轮距变化大，加速轮胎的磨损。

3.2.2.2 悬架的侧倾角刚度

悬架的侧倾角刚度是指侧倾时(车轮保持在地面上)，单位车身转角时，悬架系统给车身总的弹性恢复力偶矩。

若令 T 为悬架系统作用于车身的总弹性恢复力偶矩， ϕ_r 为车身转角，则悬架的侧倾角

刚度为
$$K_\phi = \frac{dT}{d\phi_r}$$

可以通过悬架的线刚度来计算侧倾角刚度。

(1) 悬架的线刚度

悬架的线刚度指的是车轮保持在地面上，车身作垂直运动时，单位车身位移时，悬架系统给车身的总弹性恢复力。

a 非独立悬架

具有非独立悬架的汽车车身作垂直位移时所受到的弹性恢复力，就是弹簧直接作用于车身的弹性力。所以，悬架的线刚度就等于两个弹簧线刚度之和。若一个弹簧的线刚度为 k_s ，则悬架的线刚度为：

$$K=2k_s \quad (3-10)$$

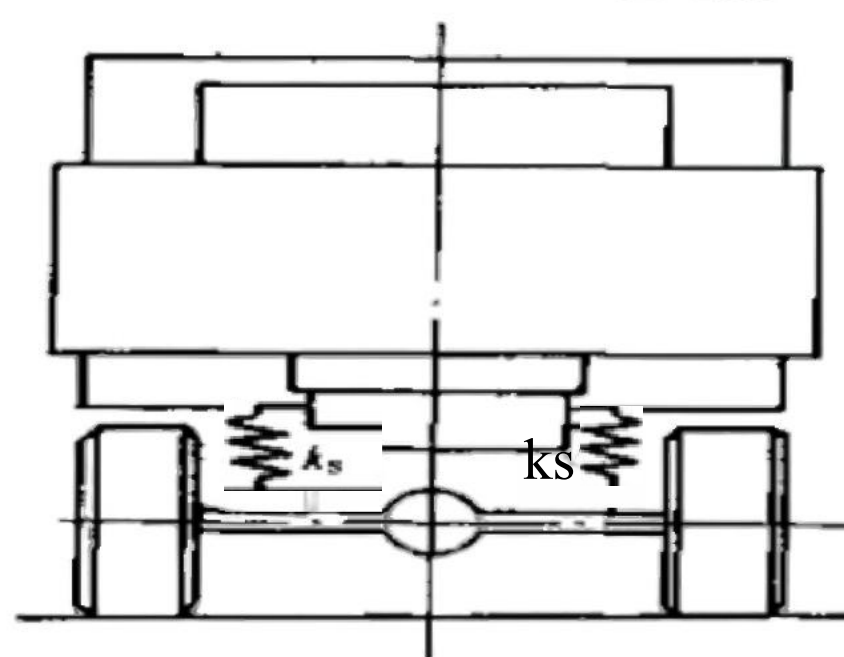


图3-5非独立悬架

b 独立悬架

具有独立悬架的汽车车身作垂直位移时，在垂直方向上车身受到的随位移而变的力包括两部分：

弹簧直接作用于车身的弹性力在垂直方向的分量和导向杆系约束反力在垂直方向的分量。

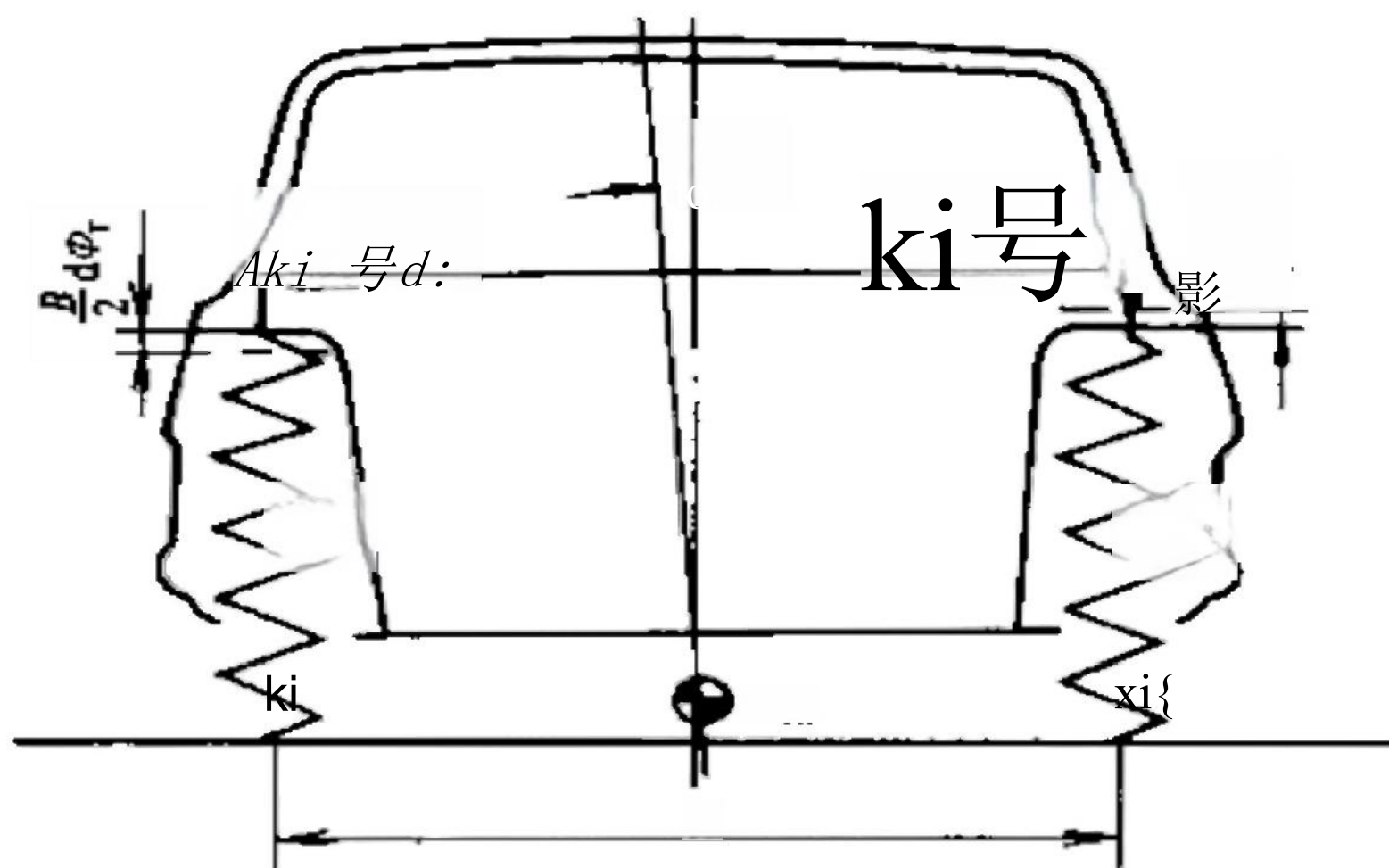
若能求出车身作垂直位移 ΔS , 时地面作用于轮胎的反作用力 ΔF_z , 就可以求出悬架的

线刚度。即：

$$\Delta F_z / \Delta S, \quad (3-11)$$

(2) 悬架的侧倾角刚度

车身侧倾时受到悬架的弹性恢复力偶矩，可以用等效弹簧的概念来进行分析。车身上侧受到的弹性恢复力，相当于一个上端固定于车身，下端固定于轮胎接地点且垂直于地面，具有悬架线刚度的螺旋弹簧施加于车身的弹性力。这个相当的弹簧称为等效弹簧。



利用等效弹簧概念计算悬架侧倾角刚度

图3-6等效弹簧

参照上图3-6, 当车厢发生小侧倾角 $d\phi$, 时, 等效弹簧的变形量为 $\pm \frac{B}{2} d\phi$, 故车厢受到的弹性恢复力偶矩为 $dT = d\phi$,

悬架侧倾角刚度为
$$K_\phi = \frac{1}{2} k_1 B^2 \quad (3-12)$$

式中 k_1 一侧悬架的线刚度; B — 为轮距。

若已知悬架的线刚度, 即可算出该悬架的侧倾角刚度。例如, 单横臂独立悬架的侧倾角刚度为

$$K_\phi = \frac{1}{2} k_s \left(\frac{Bm}{n} \right)^2 \quad (3-13)$$

应该指出, 上面的计算只适用于小倾角, 而且在分析中没有考虑导向杆系中铰接点处弹性衬套的影响。实际轿车的前侧倾角刚度为 $300-1200\text{Nm}/(^\circ)$, 后侧倾角刚度为 $180-700\text{Nm}/(^\circ)$

3.2.2 侧倾时垂直载荷对稳态响应的影响

在正常工作状态下，汽车左、右车轮的垂直载荷大体上是相等的。但曲线行驶时，由于侧倾力矩的作用，作用在前、后轴左、右车轮上的垂直反力，将是静止状态下的垂直反力及由侧倾引起的垂直反力变动量之和。这将使车轮垂直载荷在左、右车轮上是不相等(外侧车轮是增加垂直反力的，而在内侧车轮则是减少垂直反力的)，将影响轮胎的侧偏特性，导致汽车稳态响应发生变化。有的汽车甚至会从不足转向变为过多转向。

垂直载荷的变化对轮胎侧偏特性有显著影响。如图3-7所示：

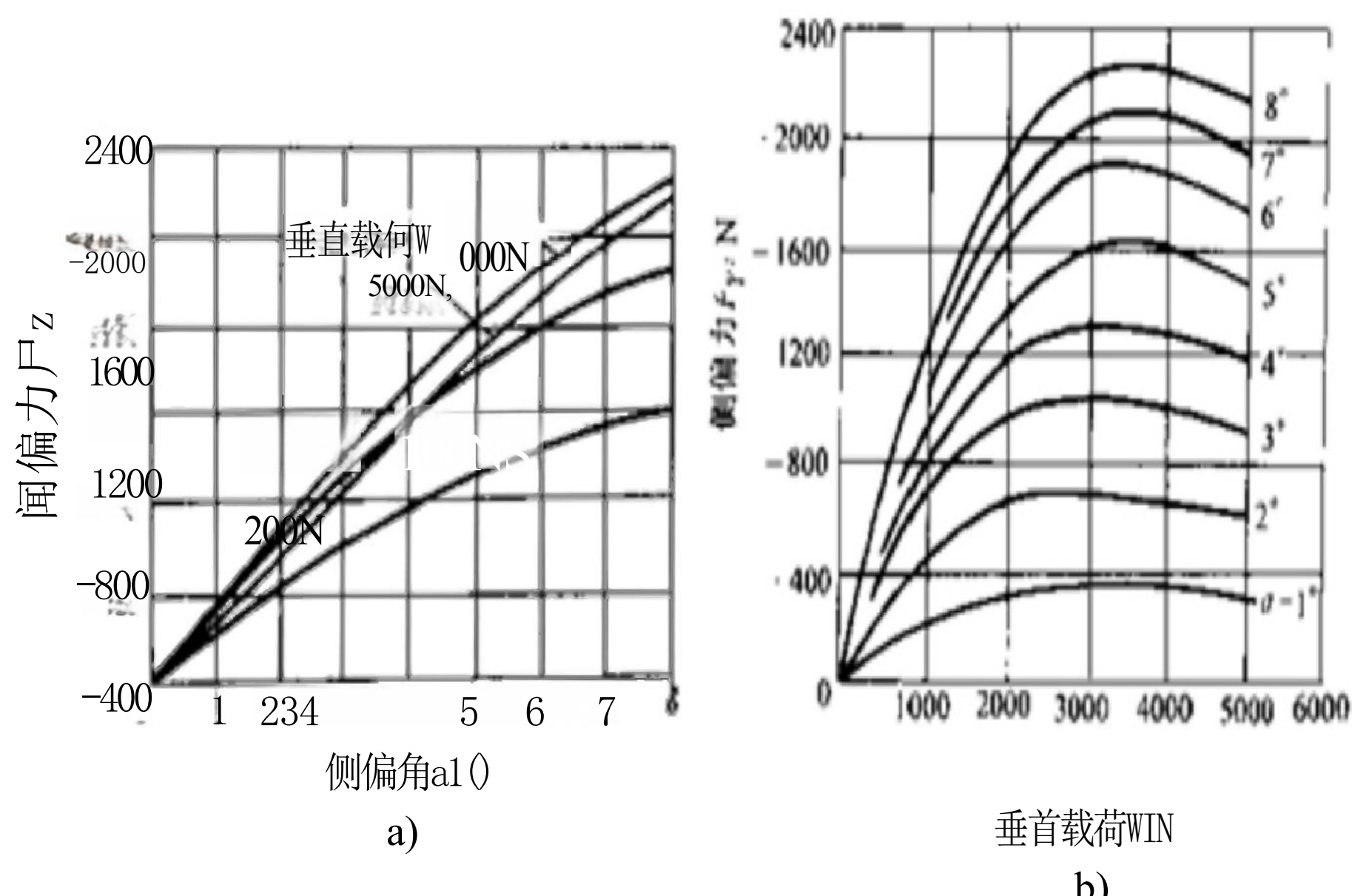


图3-7垂直载荷对轮胎侧偏特性的影响

垂直载荷增大后，侧偏刚度随垂直载荷的增加而加大；但垂直载荷过大时，轮胎与地面接触区的压力变得极不均匀，使轮胎侧偏刚度反而有所减小。

无侧向力作用时，令 w_0 为车轴左、右车轮的垂直载荷， k_0 为每个车轮的侧偏刚度

有侧向力作用时，设左、右车轮垂直载荷没有发生变化，则相应的侧偏角 α_0 为

$$\alpha_0 = \frac{F_Y}{2k_0} \quad (3-14)$$

实际上，在侧向力作用下，左、右车轮垂直载荷均发生变化。内侧车轮减少 ΔW ，外侧车轮增加 ΔW ，两个车轮的侧偏刚度随之变为 k_1 、 k_2 。由于左、右车轮的侧偏角相等

故
有

$$Fy = k_1 \alpha + k r \alpha$$

(3-15)

或
$$\alpha = \frac{F_Y}{k_l + k_r} \quad (3-16)$$

若令 $k_0' = \frac{k_l + k_r}{2}$, 其中 k_0 为垂直载荷重新分配后每个车轮的平均侧偏刚度, 则两个车轮的

侧偏角为
$$\alpha = \frac{F_Y}{2k_0'} \quad (3-17)$$

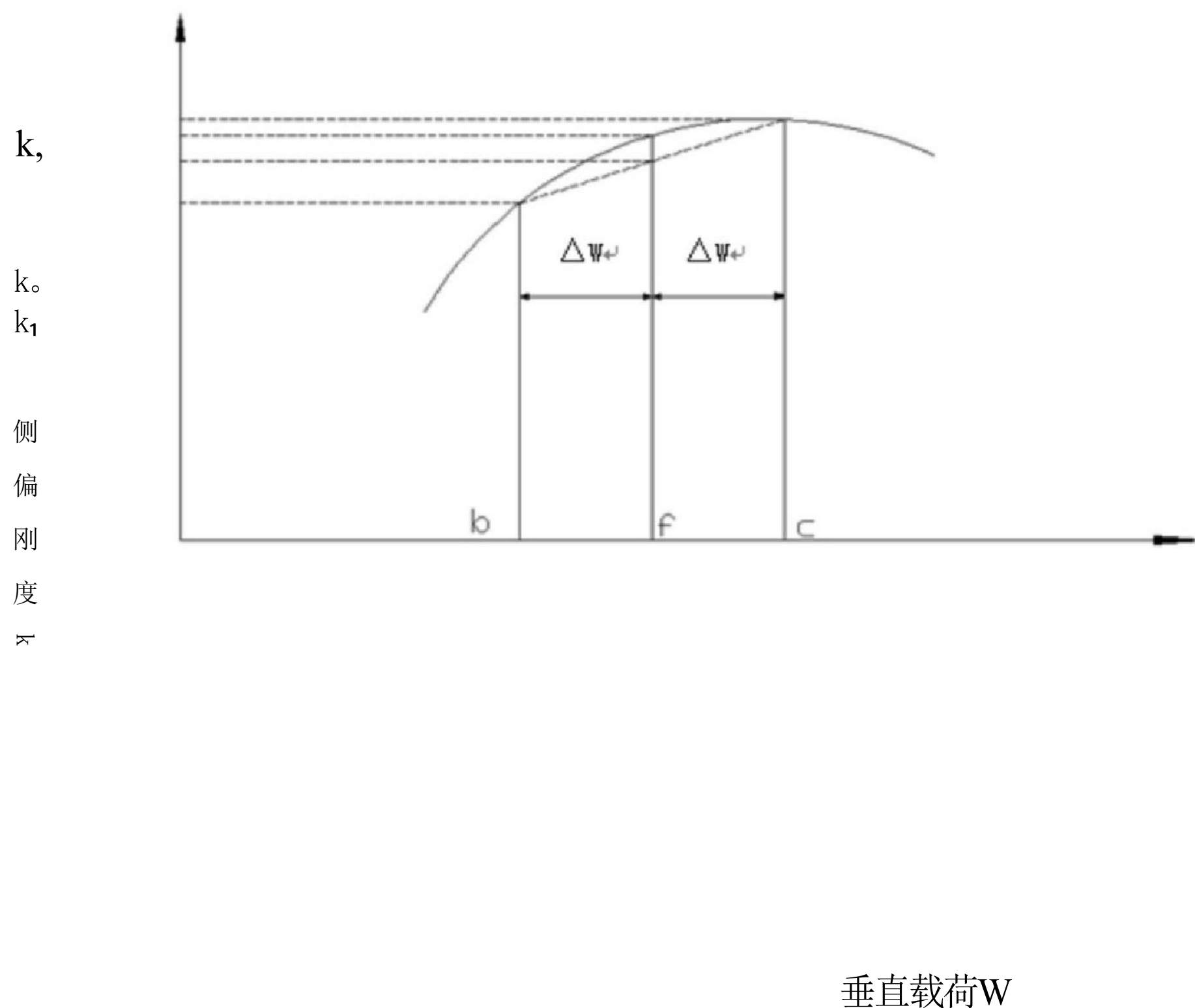


图3-8侧偏刚度与垂直载荷的关系

由图3-8可知, 平均侧偏刚度 k_0' 即为梯形 $abcd$ 中线 ef 的高度。显然 $k_0' > k_0$, 即 $\alpha > \alpha_0$ 。进一步分析可知, 左、右车轮垂直载荷差别越大, 平均侧偏刚度越小。

由此可知, 在侧向力作用下, 若汽车前轴左、右车轮垂直载荷变动量较大, 汽车趋向于增加不足转向量; 若后轴左、右车轮垂直载荷变动量较大, 汽车趋于减少不足转向量一般应使汽车有适度的不足转向特性。

汽车前轴及后轴左、右车轮载荷变动量决定于: 前、后悬架的侧倾角刚度、悬挂质量、非悬挂质量、质心位置以及前、后悬架侧倾中心位置等一系列参数的数值。

3.3 悬架K&C 特性

悬架系统是底盘的灵魂，也是汽车操纵稳定性的灵魂，要研究操稳必须研究悬架。

K代表英文Kinematics,即不考虑力和质量的运动，而只限悬架连杆有关的车轮运动。

C代表英文Compliance,也就是由于施加力导致的变形，跟悬架系统的弹簧、橡胶衬套以及零部件的变形有关的车轮运动。悬架系统K&C 试验就是在台架上模拟道路激励导致

的悬架运动。近年来，随着计算机仿真技术的发展，已经可以运用软件对悬架系统K&C 架必须研究其K&C 特性。K&C 试验主要分六个方面：垂直加载试验、侧倾试验、侧向力试验、回正力矩试验、纵向力加载试验、转向几何特性试验。

国内关于悬架的研究非常多，从被动悬架到主动悬架，从仿真计算到数值模拟，从麦弗逊悬架到多连杆悬架，无所不有无所不包，但都没有回答一个问题，那就是怎样评价悬架。通过K&C 特性的研究，可以起到如下作用：(1)整车前期开发阶段悬架系统的架构；(2)在虚拟评审阶段验证悬架和整车动力学仿真模型；(3)在逆向设计和对比车型的研究中，进行竞争车型调查研究；(4)在样车试制的各个不同阶段，支持底盘调试工作。

3.4 悬架弹性特性

悬架受到的垂直外力 F 与由此所引起的车轮中心相对于车身位移 f (即悬架的变形)的关系曲线称为悬架的弹性特性。其切线的斜率是悬架的刚度。

悬架的弹性特性有线性弹性特性和非线性弹性特性两种。当悬架变形 f 与所受垂直外力 F 之间呈固定比例变化时，弹性特性为一直线，称为线性弹性特性，此时悬架刚度为常数。当悬架变形 f 与所受垂直外力 F 之间不呈固定比例变化时，弹性特性如图3-9所示。

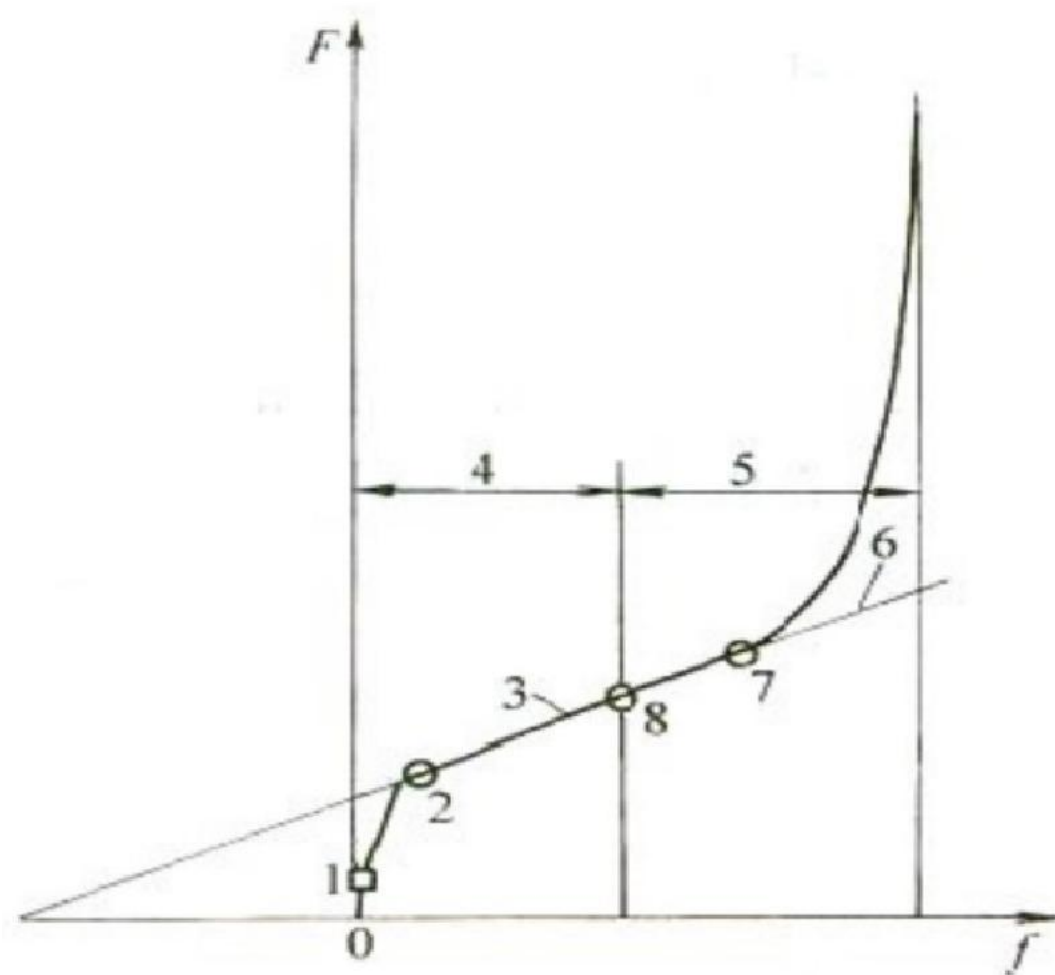


图3-9 悬架的弹性特性

此时，悬架刚度是变化的，其特点是在满载位置(图中点8)附近，刚度小且曲线变化平缓，因而平顺性良好；距满载较远的两端，曲线变陡，刚度增大。

轿车簧上质量在使用中虽然变化不大，但为了减少车轴对车架的撞击，减少转弯行驶时的侧倾与制动时的前俯角和加速时的后仰角，也应当采用刚度可变的非线性悬架。

第4章悬架主要参数的确定

4.1 悬架静挠度

悬架静挠度 f_c ,是指汽车满载静止时悬架上的载荷 F_w 与此时悬架刚度 c 之比, 即 $f_c = F_w/c$ 。

汽车前、后悬架与其簧上质量组成的振动系统的固有频率, 是影响汽车行驶平顺性的主要参数之一。因现代汽车的质量分配系数 ε 近似等于1, 于是汽车前、后轴上方车身两点的振动不存在联系。因此, 汽车前、后部分的车身的固有频率 n_1 和 n_2 (亦称偏频)可用下式表示

$$n_1 = \sqrt{c_1/m_1}/2\pi \quad n_2 = \sqrt{c_2/m_2}/2\pi \quad (4-1)$$

1)

式中, c_1 、 c_2 为前、后悬架的刚度(N/cm); m_1 、 m_2 为前、后悬架的簧上质量(kg)。

当采用弹性特性为线性变化的悬架时, 前、后悬架的静挠度可用下式表示

$$f_{c1} = m_1 g / c_1 \quad f_{c2} = m_2 g / c_2 \quad (4-2)$$

式中, g 为重力加速度

将(4-2)代入(4-1)得

$$n_1 = 5/\sqrt{f_{c1}} \quad n_2 = 5/\sqrt{f_{c2}} \quad (4-3)$$

3)

分析上式可知: 悬架的静挠度 f_c 直接影响车身振动的偏频 n 。因此, 欲保证汽车有良好的行驶平顺性, 必须正确选取悬架的静挠度。

在选取前、后悬架的静挠度值 f_{c1} 和 f_{c2} 时，应当使之接近，并希望后悬架的静挠度 f_{c2} 比前悬架的静挠度 f_{c1} 小些，这有利于防止车身产生较大的纵向角振动。理论分析证明：若汽车以较高车速驶过单个路障， $n_1/n_2 < 1$ 时的车身纵向角振动要比 $n_1/n_2 > 1$ 时小，故

推荐取 $f_{c2} = (0.8 \sim 0.9) f_{c1}$ 。考虑到货车前、后轴荷的差别和驾驶员的乘坐舒适性，取前悬架的静挠度值大于后悬架的静挠度值，推荐 $f_{c2} = (0.6 \sim 0.8) f_{c1}$ 。为了

改善微型轿车后排乘客的乘坐舒适性，有时取后悬架的偏频低于前悬架的偏频。

用途不同的汽车，对平顺性要求不一样。以运送人为主的轿车对平顺性的要求最高，大客车次之，载货车更次之。对普通级以下轿车满载的情况，前悬架偏频要求在1.00~1.45Hz，后悬架则要求在1.17~1.58Hz。原则上轿车的级别越高，悬架的偏频越小。对高级轿车满载的情况，前悬架偏频要求在0.80~1.15Hz，后悬架则要求在0.98~1.30Hz。货车满载时，前悬架偏频要求在1.50~2.10Hz，而后悬架则要求在1.70~2.17Hz。选定偏频以后，再利用式(4-3)即可计算出悬架的静挠度。

$$\text{现取 } n=1.3, \text{ 于是可以得出, 后悬架静挠度 } f_c = \left(\frac{5}{n}\right)^2 = 147.93\text{m}$$

4.2 悬架的动挠度 f_d

悬架的动挠度 f_d 是指从满载静平衡位置开始悬架压缩到结构允许的最大变形(通常指缓冲块压缩到其自由高度的1/2或2/3)时，车轮中心相对车架(或车身)的垂直位移。要求悬架应有足够大的动挠度，以防止在坏路面上行驶时经常碰撞缓冲块。对轿车， f_d 取7

f_d —9cm; 对大客车， f_d 取5~8cm; 对货车， f_d 取6~9cm。

又由于悬架动挠度: $f_d=0.5\sim 0.7f_c$

$$\text{取 } f_d=0.5f_c=0.5\times 147.93=73.97\text{mm}$$

了得到良好的平顺性，因当采用较软的悬架以降低偏频，但软的悬架在一定载荷下其变形量也大，对于一般轿车而言，悬架总工作行程(静挠度与动挠度之和)应当不小于160mm。

$$\text{而 } f_c+f_d=147.93+73.97=221.90\text{mm}>160\text{mm} \quad \text{符合要求}$$

4.3 悬架刚度计算

已知：已知整车装备质量： $m=1109\text{kg}$ ，取簧上质量为1270kg;轴荷分配：前轴轴荷765Kg，后轴轴荷719Kg。

$$\text{空载后轴单轮轴荷为48\%: } m_1 = \frac{1109 \times 48\%}{2} = 266\text{kg}$$

满载后轴单轮轴荷为48%: 错误! 未找到引用源。 $m_2 = \frac{1500 \times 48\%}{2} = 360\text{kg}$

悬架满载刚度:

$$C_s = \frac{F_{\text{满载}}}{f_c} = \frac{F_w}{f_c} = \frac{360 \times 9.8 \times \cos 15^\circ}{147.93} = 23.04 \text{ N/mm}$$

(减震器安装角度 15°)

空载刚度

$$C_s = \frac{F_{\text{空载}}}{f_c} = \frac{F_w}{f_c} = \frac{266 \times 9.8 \times \cos 15^\circ}{147.93} = 17.02 \text{ N/mm}$$

4. 4悬架主要分析参数

4. 4. 1车轮外倾角

后轮外倾角示意图如图4. 1所示。

车轮外倾角是车轮平面与车辆坐标轴的垂直轴Z 轴的交角，当车轮的上部向外倾斜时车轮外倾角为正。

4. 4. 2前束角

前束角的示意图如图4. 2所示。

前束角是车辆的纵向轴与车轮平面在车辆XOY 面上投影线的夹角，用弧度表示。并且当车轮前方向纵向轴转时为正。

4. 4. 3主销后倾角

主销后倾角示意图如图4. 3所示。

主销后倾角是指在车辆的侧面(车辆的XOZ 平面)内主销与车辆Z 轴的交角，并且当主销向上、向后倾斜时为正。

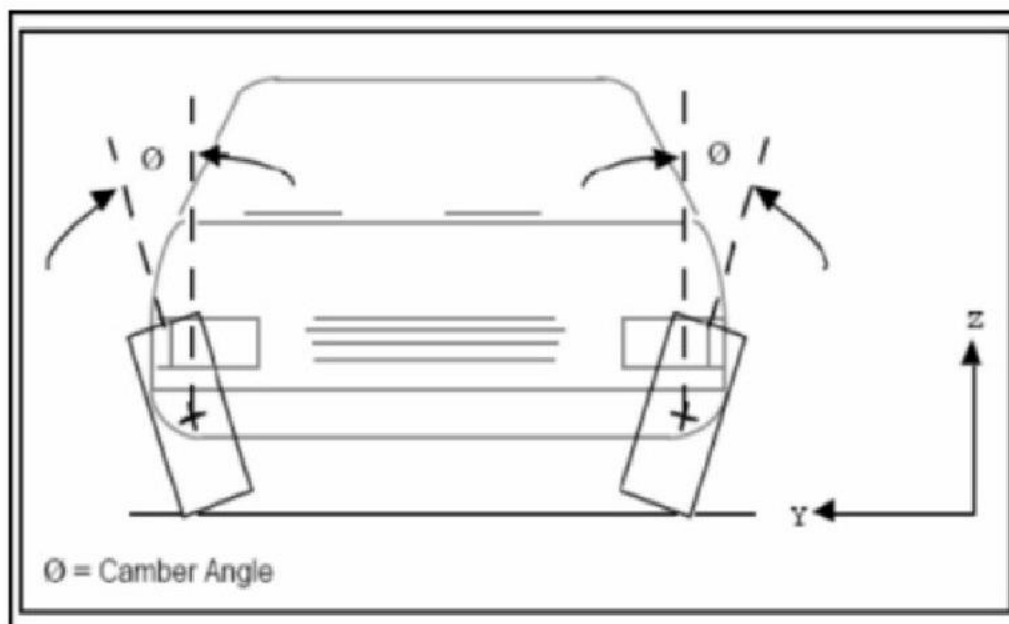


图4.1 车轮外倾角

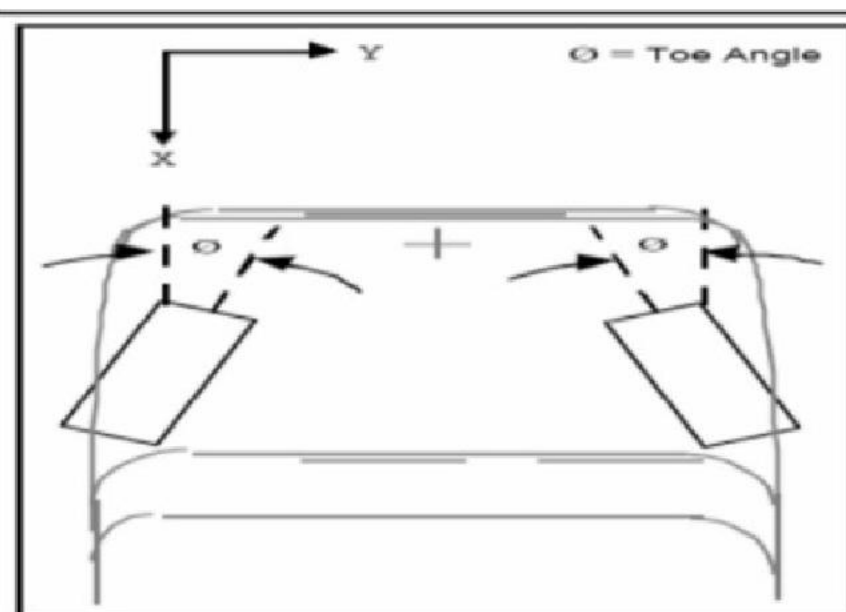


图4.2 前束角

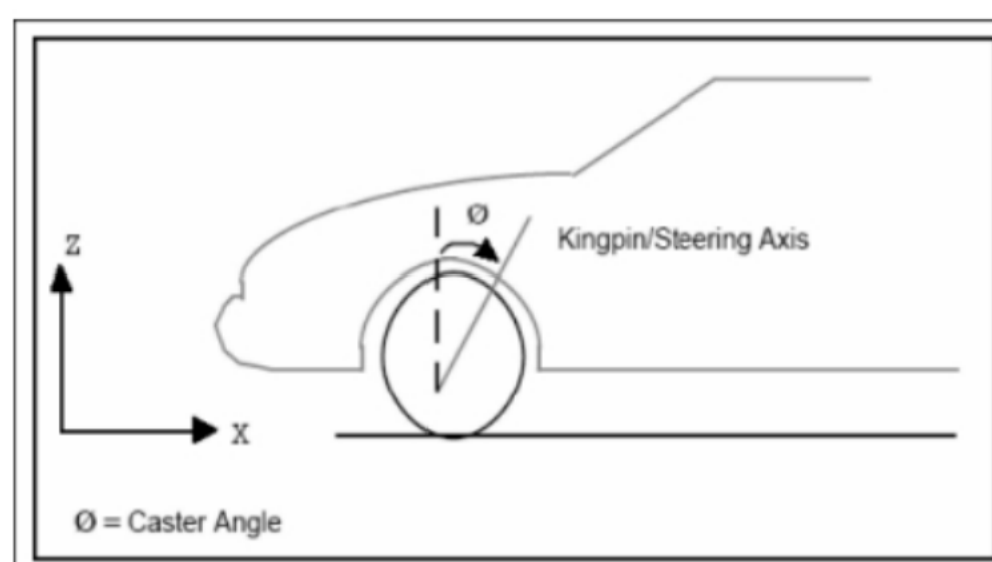


图4.3 主销后倾角

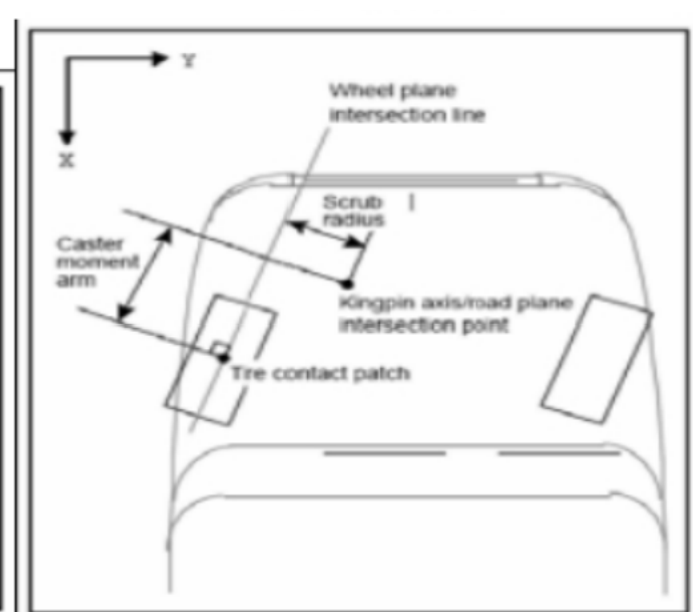


图4.4 主销后倾拖距

4.4.4 主销后倾拖距

主销后倾拖距示意图如图4.4所示。

主销后倾拖距，是指沿着轮胎平面与道路平面的交线，从主销与道路平面的交点到轮胎接地中心处的距离。当主销与道路平面的交点在轮胎接地印迹的中心的前方时为正。

4.4.5 主销内倾角

主销内倾角示意图如图4.5所示。

主销内倾角是在车辆横向平面内主销与车辆Z轴的交角，并且当主销向上、向内倾斜时为正。

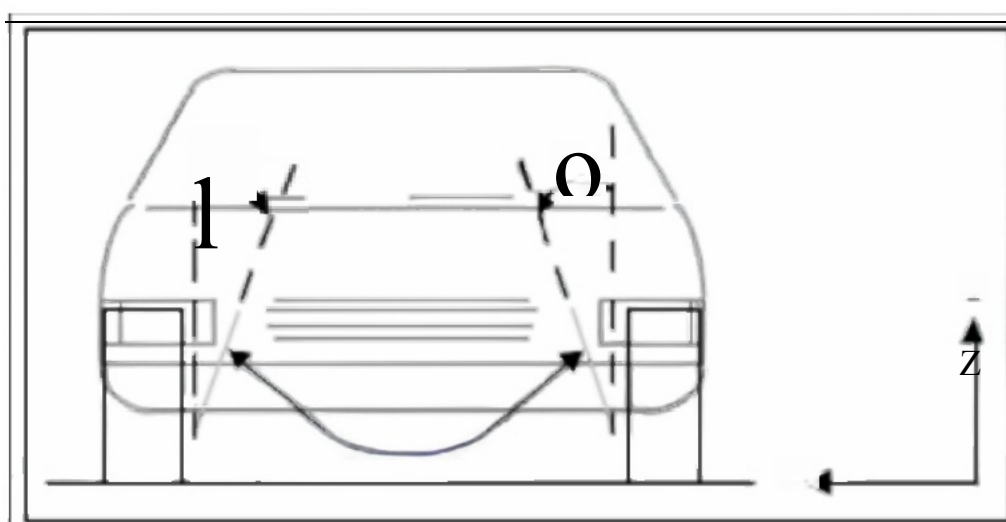


图4.5 主销内倾角中

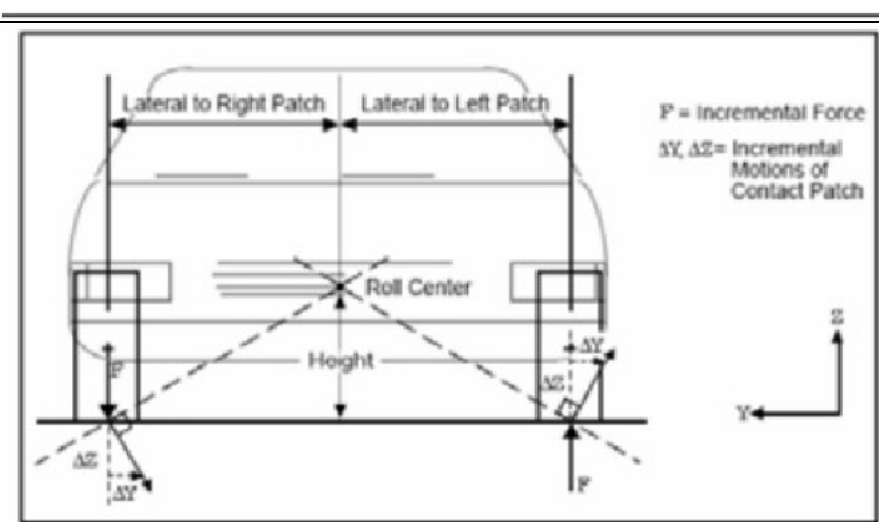


图4.6 侧倾中心高度

4.4.6 侧倾中心高度

侧倾中心高度示意图如图4.6所示。

侧倾中心是通过悬架连杆作用于车身上的侧向力与垂直力的合力矩为零的车身上的那一点。通过在轮胎接触处施加垂直于道路的单位垂直力，测量最终在轮胎接触处的垂直方向与侧向方向位移。延长垂直于左右轮轮胎接触处位移的两条直线，交点即为侧倾中心。

4.4.7侧倾外倾系数

侧倾外倾系数示意图如图4.7所示。

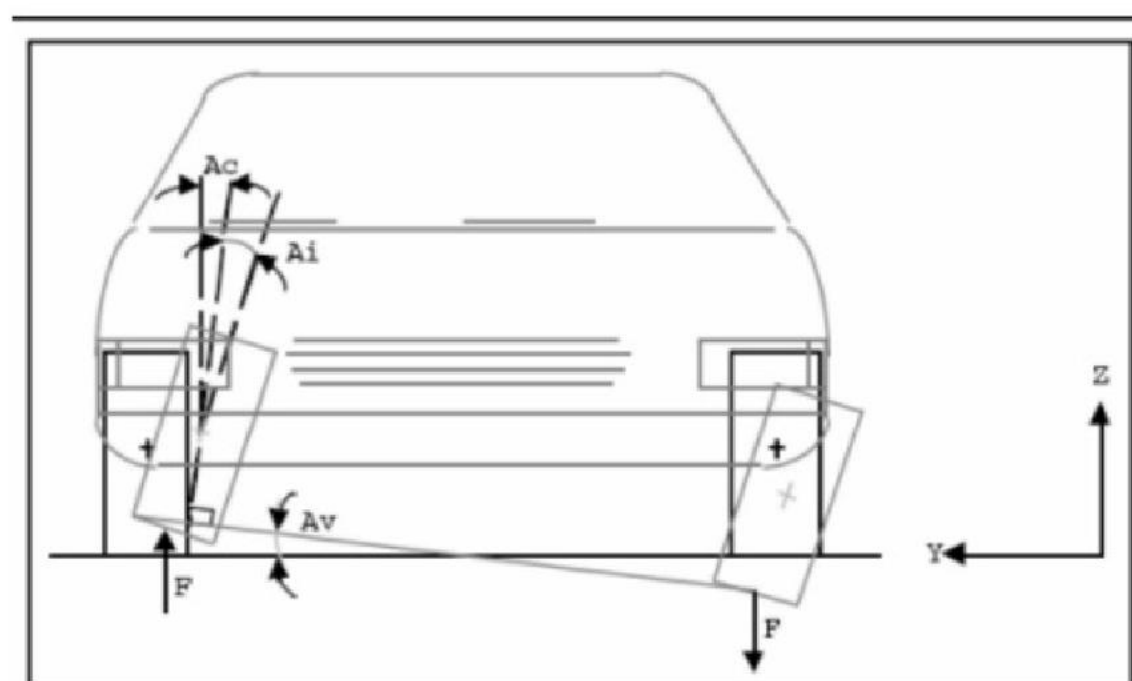


图4.7侧倾外倾系数

侧倾外倾系数是车轮外倾角相对于汽车侧倾角的变化率。当每增加一度的车辆侧倾角时车轮外倾角增加，则侧倾外倾系数为正。

第5章 悬架主要零件设计

5.1 螺旋弹簧的设计

5.1.1 螺旋弹簧的刚度

由于存在悬架导向机构的关系，悬架刚度 C 与弹簧刚度 C_s 是不相等的，其区别在于悬架刚度 C 是指车轮处单位挠度所需的力；而弹簧刚度 C_s 仅指弹簧本身单位挠度所需的力。

5.1.2 计算弹簧钢丝直径 d

根据下面的公式可以计算：

$$C_s = \frac{Gd^4}{8D_m^3i} \Rightarrow d = \sqrt[4]{\frac{8D_m \cdot i \cdot C_s}{G}}$$

式中： i ——弹簧有效工作圈数，先取8

G ——弹簧材料的剪切弹性模量，查表取 $7.8 \times 10^4 \text{MPa}$

D_m ——弹簧中径，取100mm

代入计算得： $d=11.78\text{mm}$

计算结果圆整为钢丝直径 $d=12\text{mm}$ ，弹簧外径 $D=112\text{mm}$ ，弹簧有效工作圈数 $n=8$ 。

5.1.3 弹簧校核

(1) 弹簧刚度校核

弹簧刚度的计算公式为： $C_s = \frac{Gd^4}{8D_m^3i}$

代入数据计算可得弹簧刚度 C_s 为：

$$C_s = \frac{Gd^4}{8D_m^3i} = \frac{7.8 \times 10^{10} \times 12^4}{8 \times 100 \times 8} = 25.27 \text{ N/mm}$$

以上内容仅为本文档的试下载部分，为可阅读页数的一半内容。如要下载或阅读全文，请访问：
<https://d.book118.com/226142052141011014>