

汽车悬架设计

[苏]И.Н.乌斯潘斯基及 А.А.缅里尼柯夫 著

朱德照 译

刘惟信 肖德炳 赵六奇 余志生 校

人民交通出版社

内 容 提 要

本书主要内容有：汽车悬架的主要特性、汽车悬架特性的确定、汽车悬架特性的具体选择以及钢板弹簧、扭杆悬架和螺旋弹簧悬架的设计等，可供汽车设计工作人员参考，亦可作为大专院校师生的阅读参考资料。

汽车悬架设计

〔苏〕M.H. 乌斯潘斯基及 A.A. 缅里尼柯夫 著

朱 德 照 译

刘惟信 肖德炳 赵六奇 余志生 校

人民交通出版社出版

（北京市安定门外和平里）

北京市书刊出版业营业许可证出字第 006 号

新华书店北京发行所发行

各地新华书店经售

人民交通出版社印刷厂印

开本：787×1092 1/32 印张：6.375 字数：144千

1980年9月 第1版

1980年9月 第1版 第1次印刷

印数：0001—3,900册 定价：0.67元

前 言

在设计汽车悬架时，必须解决三个主要问题：

- 1) 选择弹性元件，减震器及导向装置的最优特性；
- 2) 确定所有部件及零件的最合理的结构形式及尺寸；
- 3) 保证零件所要求的可靠性及寿命。

在解决这些问题时，必须考虑到所设计的汽车的类型及其使用条件。

汽车的很多技术使用性能：平顺性，生产率（特别是在路面不好的道路上工作时），经济性，操纵性，稳定性，很多部件（行走部分，车身，轮胎等）的寿命，行驶安全性等，都取决于悬架特性的选择。

悬架结构型式及零件尺寸的选择，必须保证对悬架特性的要求和零件所必要的寿命。

不论弹性元件的类型和导向装置的结构型式如何，在设计汽车悬架时，应按一定的程序进行，以保证最完整地解决上述问题。悬架的设计过程可依次划分为三个阶段：

1. 悬架的预算，其目的是初步确定悬架的主要结构参数。
2. 悬架的验算，其目的是使悬架的主要特性更为准确。
3. 悬架零件的强度与寿命计算。

本书主要着重于阐述由于各种原因而在技术文献中很少或完全未阐明的一些问题。

目 录

前 言

汽车悬架的主要特性	1
悬架的垂直弹性特性.....	1
减震器的特性.....	9
车身的纵向稳定性.....	11
车身的横向稳定性.....	18
汽车车身和车轮垂直自由振动频率的确定.....	25
悬架的传递函数, 频率特性.....	32
汽车悬置特性的确定	35
汽车行驶条件是表征悬置品质的主要指标.....	36
行驶于破坏道路上的最优悬架特性.....	45
对于具有良好路面的道路的最优悬架特性.....	58
对于中等质量道路的最优悬架特性.....	63
汽车悬架特性的具体选择.....	71
悬架零件寿命的概率计算方法	75
汽车零件寿命计算的一般原则.....	75
汽车零件寿命的验算方法.....	77
悬架零件寿命的概率计算方法.....	91
钢板弹簧的设计	96
钢板弹簧设计的一般宗旨.....	96
钢板弹簧的设计计算.....	97
钢板弹簧的验算.....	108
单片钢板弹簧的计算.....	127

扭杆悬架的设计.....	129
扭杆悬架的设计计算.....	129
扭杆悬架刚度的确定.....	135
橡胶铰接对控制臂式悬架刚度的影响.....	141
螺旋弹簧悬架的设计.....	146
悬架的设计计算.....	146
螺旋弹簧悬架的验算.....	148
具有车身位置静调节的油气悬架的设计.....	163
油气悬架结构布置的选择.....	163
液力系统中油泵及油压调节装置的选择特点.....	167
油气弹簧的密封.....	171
油气弹性元件的设计与计算.....	176
车身位置调节器的设计与计算.....	180
参考文献.....	193

汽车悬架的主要特性

汽车悬架的品质，取决于正确地选择弹性元件，减震器及导向装置的特性。

主要影响汽车行驶平顺性的是悬架的垂直弹性特性，它取决于弹性元件的刚度和导向装置的运动学。纵向和侧向的角弹性特性影响汽车的振动。众所周知，在采用 P 型轮胎（指子午线轮胎——译注）时，必须保证悬架在纵向也有一定的弹性。汽车的振动，其中如轮胎与路面接触的稳定性，在很大程度上取决于轮胎的径向刚度。

悬架的垂直弹性特性

汽车悬架的垂直弹性特性（图 1）表示作用在悬架上的垂直载荷 T_K 与在轮轴上方所量得的变形 S_K 之间的关系。

在图 1 中采用下列符号： T_{CT} ——作用在悬架上的满载载荷； S_0 及 S_C ——复原及压缩的全部动行程； $S_{0\delta}$ 及 $S_{C\delta}$ ——由满载位置到缓冲块接触时的复原与压缩行程； S_{CT} ——悬架的有效静挠度； S_r ——悬架的总行程； ΔS_K ——当汽车加载时，由空车到满载时悬架的变形； P_{TP} ——悬架中干摩擦力； α ——在任意点 A 处，弹性特性的切线与水平线之间的夹角。符号上带撇者相应为空车状态，无撇者—满载。弹性特性曲线 I 和 II 相应为加载线和卸载线，是不重合的。它们之间在垂直方向上的距离，在计入力的比例后即为两倍的干摩擦力值。中线则为不考虑摩擦的弹性特性。弹性特性上任意点的悬架刚度 C ，

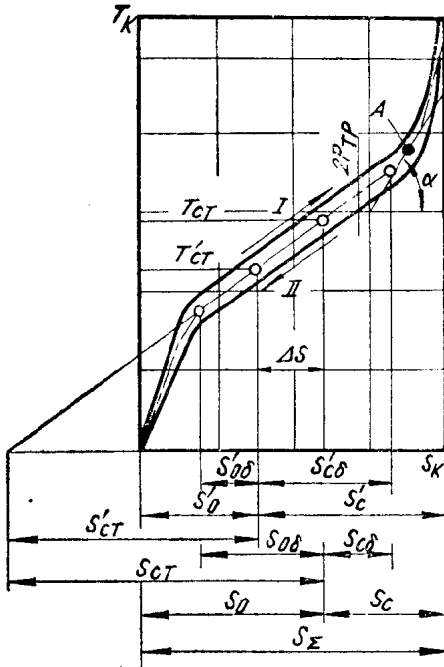


图1 小轿车独立悬架的弹性特性
I-加载线; II-卸载线

可由公式 $C = -\frac{dT_k}{dS_k}$ 确定之。如果没有弹性特性的解析式，
则可由弹性特性曲线图解微分法确定刚度。

在弹性特性上的任意点，例如 A 点处的悬架刚度

$$C = \operatorname{tg} \alpha \frac{M(T_k)}{M(S_k)}$$

式中： $M(T_k)$ ——纵座标上力的比例；

$M(S_k)$ ——横座标上变形的比例。

小轿车悬架特性的中段一般接近于直线。

在复原和压缩动行程的末端，悬架的刚度增大。有效静

挠度值 $S_{CT} = \frac{T_{CT}}{C}$ 对汽车振动影响极大。在计算有效静挠度时，应取相应于悬架的满载载荷点处的刚度。

当簧下质量固定不动，而又无减震器时，簧上质量的自由振动偏频 n_0 仅与有效静挠度有关：

$$n_0 = \frac{\omega_0}{2\pi} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{Cg}{T_{CT}}}$$

近代汽车制造业的经验表明，对具有一般不可调节式悬架的小客车来说，在频率 n_0 与作用在悬架上的重量之间，存在一定的联系。

图2是在装载状态下，作用在小轿车悬架上的载荷 T_{CT} 与 n_0 的关系曲线，这是根据文献的数据和高尔基汽车制造厂设计试制处的资料所绘制的，带撇的数字相应于前悬架，无撇的数字一后悬架。

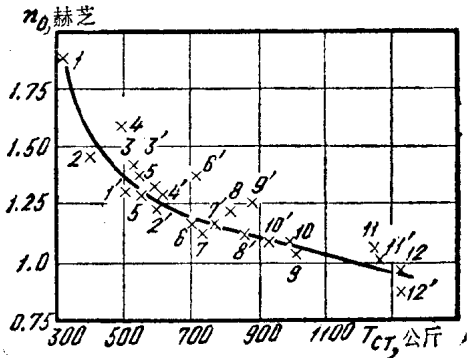


图2 在装载状态下，小轿车车身自由振动频率与作用在汽车悬架上的载荷之间的关系

- 1-菲亚特-600；2-伏克斯伐根轿车；3-菲亚特-600“多翼飞机”；4-斯可达-440；5-莫斯科人-407；6-伏克斯毫尔-十字架；7-菲亚特-2100；8-伏尔加-格斯-21；9-斯蒂倍克-康玛道尔；10-道奇莱德-拉姆；11-海鸥-格斯-13；12-海鸥-格斯-14

若 n_0 大于图2中所示值,则汽车行驶平顺性变坏。要显著降低 n_0 ,则要求装设车身高度静调节装置,并保证防止车身俯仰。对载重汽车来说作用在悬架上的载荷,根据货物数量的多少,可增加3~6倍。在这种情况下,为了不过分增加悬架的变形 ΔS_k ,采用具有非线性的或折线特性的较硬悬架。因此,通常载重汽车簧上质量的自由振动频率超过1.6赫芝。苏联载重汽车台架试验的结果,簧上质量的自由振动频率(赫芝)在下列范围:汽车前悬架:

满载 1.7~2.3

空载 1.8~2.4

汽车后悬架:

满载 1.8~2.4

空载 2.4~4.0

如果已知悬架导向装置的主要几何尺寸及弹性元件的特性,则可以用分析的方法求出汽车悬架的垂直弹性特性。一般情况下,悬架的弹性元件(图3)经受三种形式的变形:

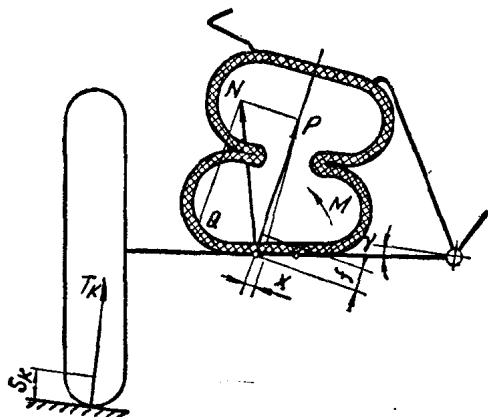


图3 臂式悬架简图

在沿弹性元件轴线方向的力 P 的作用下的轴向变形 f ，在侧向力 Q 的作用下，沿垂直于弹性元件轴线方向的弯曲变形 x ，以及在力矩 M 的作用下，倾斜 γ 角。忽略悬架中的摩擦，当车轮位移 dS_K 值时，可列出功的平衡方程式：

$$T_K dS_K = P df + Q dx + M d\gamma \quad (1)$$

式中： df 、 dx 及 $d\gamma$ ——当车轮位移 dS_K 值时，相应为弹性元件的轴向压缩，弯曲以及倾斜变形量。

将式(1)除以 dS_K 值得：

$$T_K = P \frac{df}{dS_K} + Q \frac{dx}{dS_K} + M \frac{d\gamma}{dS_K} \quad (2)$$

式(2)可以在以后确定悬架垂直弹性特性时采用。

经过某些变换后，可以得到在一般情况下用来确定悬架刚度的公式：

$$\begin{aligned} C = \frac{dT_K}{dS_K} &= P \frac{d^2 f}{dS_K^2} + \frac{dP}{df} \left(\frac{df}{dS_K} \right)^2 \\ &+ Q \frac{d^2 x}{dS_K^2} + \frac{dQ}{dx} \left(\frac{dx}{dS_K} \right)^2 \\ &+ M \frac{d^2 \gamma}{dS_K^2} + \frac{dM}{d\gamma} \left(\frac{d\gamma}{dS_K} \right)^2 \quad (3) \end{aligned}$$

当一点和两点铰接时，式(2)和(3)被简化，因为当一点铰接的弹性元件 $M = 0$ 并 $\frac{dM}{d\gamma} = 0$ ，而当两点铰接 $Q = 0$ 并

$$\frac{dQ}{dx} = 0。$$

为了确定 $\frac{df}{dS_K}$ ， $\frac{dx}{dS_K}$ 及 $\frac{d\gamma}{dS_K}$ 值，利用由式(1)所

得到的比值则更为方便。

256353

$$\frac{df}{dS_K} = \frac{T_{K1}}{P}, \quad \frac{dx}{dS_K} = \frac{T_{K2}}{Q}, \quad \frac{d\gamma}{dS_K} = \frac{T_{K3}}{M}$$

式中： T_{K1} 、 T_{K2} 及 T_{K3} ——整个垂直力 T_K 的分量并引起弹性元件的变形 f 、 x 及 γ 。

带有静调节装置的悬架的特点可以归结为：由于具有控制系统，因而有可能在汽车簧上部分与簧下部分之间，保持一定的垂直距离，而与悬架上的载荷无关。在可调式的悬架中，最合理的是采用空气或油气弹性元件。

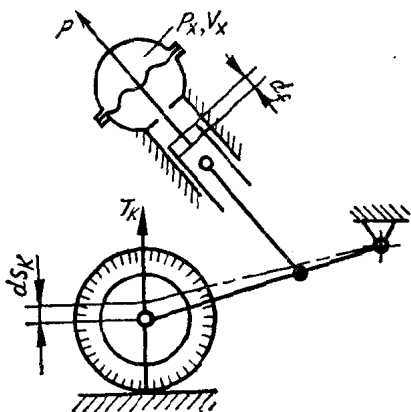


图4 空气悬架简图

当确定空气悬架（图4）的刚度时，应研究它工作的三种典型工况：

第一种工况—汽车处于空载状态。在这种情况下，作用在弹性元件上的载荷为 P_0 ，工作腔中的气体容积为 V_0 ，而弹性元件在工作位置时的气体压力值由式 $P_x = \frac{P_0}{F}$ 求得，式中 F ——弹性元件的活塞面积。

第二种工况—在汽车上缓慢地增加载荷，因而，在悬架上也缓慢地增加载荷。此时，在弹性元件工作腔中的气体状态变化，可作为等温过程。在这种情况下，作用在弹性元件上的载荷可由下式确定：

$$P_x = P_0 \frac{V_0}{V_x} = P_0 \frac{H_0}{H_x} \quad (4)$$

式中, V_x ——当载荷为 P_x 时, 在弹性元件中的气体容积, H_x ——折算气柱高度, 等于相应的气体容积与活塞面积之比。

在通常产生较高的气压 (大于 50 公斤/厘米²) 的这种结构的弹性元件中, 用式(4)确定载荷值 P_x , 误差是非常小的。

第三种工况——在汽车行驶时, 由于载荷增加到 P 值, 引起弹性元件变形 f 值。在这种情况下, 变形进行得很快, 可以认为是多变过程, 因而得到下列确定载荷的公式:

$$P = P_x \left(\frac{H_x}{H} \right)^n = P_x \left(\frac{H_x}{H_x - f} \right)^n = P_x H_x^n (H_x - f)^{-n} \quad (5)$$

式中, n ——压缩过程的多变指数; $n = 1.25 \sim 1.3$ 将式(5)对 f 进行微分, 得到确定弹性元件刚度的公式:

$$C_{y_0} = \frac{dP}{df} = \frac{n P_x H_x^n}{(H_x - f)^{n+1}}$$

很明显, 空气悬架弹性元件的特性是渐增的, 即刚度是变化的。因此主要是求得悬架静止位置 (即 $f = 0$) 时弹性元件的刚度。在这种情况下:

$$C_{y_0} = \frac{dP}{df} = \frac{n P_x}{H_x} \quad (6)$$

在这种悬架中, 载荷 P_x 是变量。折算气柱高度 H_x 也是变量, H_x 用原始状态的参数 P_0 和 H_0 来表示较为合适。这两个参数对给定的悬架来说, 是个常数。

考虑式(4)得到:

$$C_{y_0} = \frac{dP}{df} = \frac{n P_x^{\frac{n}{n-1}}}{P_0 H_0} = k_0 P_x^{\frac{1}{n-1}} \quad (7)$$

式中, $k_0 = \frac{n}{P_0 H_0}$ ——对某一种具体的弹性元件结构是一常数。

可调节式悬架应当保证在载荷变化时, 车身自由摆动频

率保持不变。其保证条件由对悬架主要参数与振动频率的关系式进行简单分析可以得出：即悬架刚度应随载荷的增加而线性增长。与具有不变刚度的悬架相反，装设空气弹性元件的悬架，其自由振动频率将随载荷之增加而增加。但是采取一定结构措施，也可以保持其频率不变。

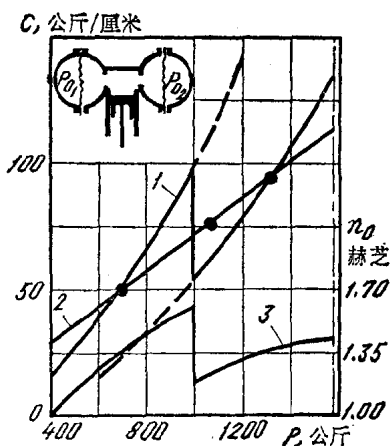


图5 双气室空气弹性元件的特性
1-空气弹性元件的刚度；2-保证自由振动频率不变的理想悬架刚度；3-装有双气室空气弹性元件的车身自振频率

有三种调节空气悬架自由振动频率的方法。

第一种方法—保持弹性元件工作腔中气体容积不变，即 H_x 值应是常数。

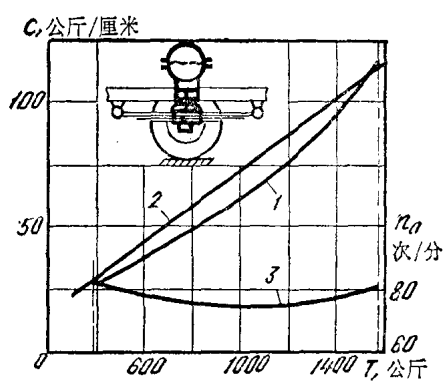


图6 复合悬架的特性
1-复合悬架的刚度；2-理想的悬架刚度；3-复合悬架的车身自由振动频率

第二种方法—采用具有连续进入工作的多气室工作腔的弹性元件。图5介绍了双气室空气弹性元件的特性。

第三种方法—与空气弹性元件平行装置钢板弹簧，钢板弹簧同时实现悬架导向装置的机能。图6介绍这种复合悬架的特

性。

采用可调的空气及油气悬架，可以降低车身自由振动频率到0.5~1.2赫芝。但为了避免加速和制动时车身过分的点头和后坐，转弯时的侧倾，以及行驶于不平道路时车身的摆动和车轮脱离支承面，则必须从结构上改善悬架。采用这种悬架可以将车身调节在各种高度位置，并在汽车行驶中，自动保持在该位置上。

减震器的特性

在图7中概括的表明了液力减震器的各种特性—减震器阻力 P_a 与其活塞位移速度 V_{an} 之间的关系。

在没有限压阀的对称线性的减震器特性中（图7a） $P_a = k_a V_{an}$ ，式中 k_a —减震器阻力系数。无限压阀的非对称折线的减震器特性示于图7b，单向作用的线性减震器特性，其压缩行程的 $P_a = 0$ —示于图7b（在近代汽车上，不采用单向作用的减震器）。最常用的是双向作用的，具有非对称特性及卸荷阀的减震器（图7r）。

在现有的减震器中，复原阻力系数比压缩阻力系数要大2~5倍。

研究图7r所示的减震器特性，容易看出，它是由6个参数所确定的：阀门关闭时的两个阻力系数（复原与压缩），两个阀门开启后的阻力系数以及两个阀门开启时减震器阻力值。此外，还可以看到特性的非线性区段（图7d、e、ж）。

与换算到车轮处的减震器阻力系数 k_2 ，悬架的载荷 T_{CT} 以及弹簧的刚度 C_2 有关的通用指标是相对阻尼系数，

$$\psi_0 = \frac{k_2 g}{2T_{CT}\omega_0} = \frac{k_2 g}{4T_{CT}\pi n_0} = \frac{k_2}{2\sqrt{C_2 T_{CT}/g}} \quad (8)$$

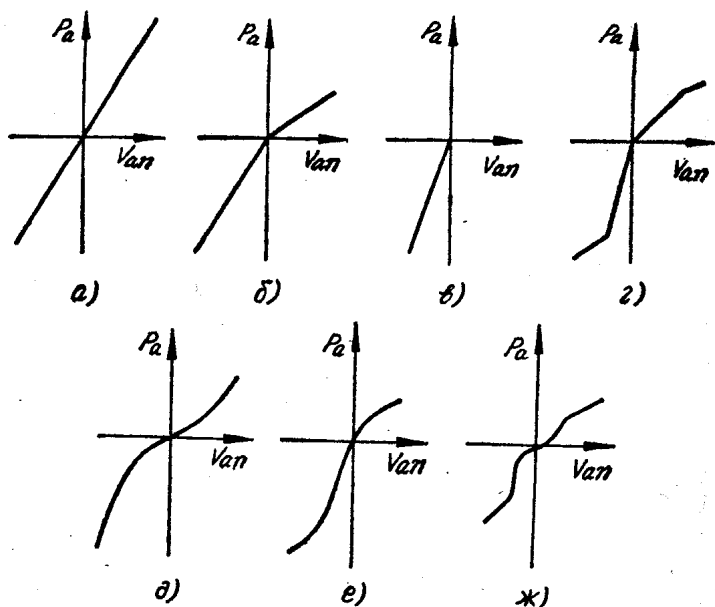


图7 液力减震器的特性

对于由簧上质量，弹性元件及减震器组成的线性振动系统，系数 ψ_0 则确定了簧上质量自由振动的衰减程度： $\psi_0 = \ln \rho / 2\pi$ ，式中 ρ ——自由振动的衰减量，它等于在簧下质量固定的前提下，簧上质量的两个相邻的最大偏移量之比。此时，两个相邻的最大偏移之间的时间间隔，就等于振动周期。

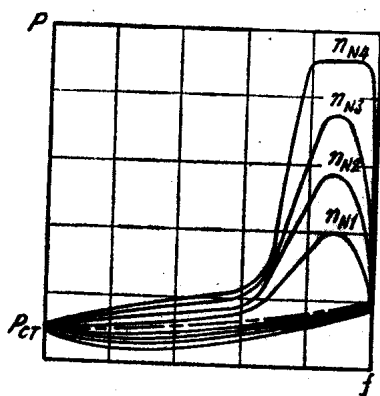


图8 最大振幅具有阻尼的空气弹簧的加载特性

相对阻尼系数取在0.2~0.3范围。

最大振幅节制器乃是减震器的一种变型。它在动行程的末端，在悬架中建立非弹性的阻力。振幅节制器的阻力是簧上质量与簧下质量之间相对位移和速度的函数。

图8概括表明具有单向作用最大振幅节制器的空气弹簧的加载特性，由图中可以看出，随着加载循环次数 n_H 的增加，振幅节制器的阻力增大。当汽车在不平道路上行驶时，这个力可以阻止悬架的撞击。

车身的纵向稳定性

众所周知，具有柔软悬架的现代小轿车在制动或加速时，车身在纵向平面中发生显著的倾斜。为了克服这个缺点，车身必须具有纵向稳定性，即采用能保证车身倾斜很小或完全没有倾斜的悬架。

这种悬架的原理图如图9所示。在汽车制动或加速时，由于垂直力变化的结果所引起的悬架变形全部或部分被纵向水平力所引起的变形所补偿。抵抗点头的性能在某种程度上可以用车身倾斜中心（图9点 a ）相对于汽车重心（图9点 o ）的位置来评价。倾斜中心的位置由两条直线相交而确定，其

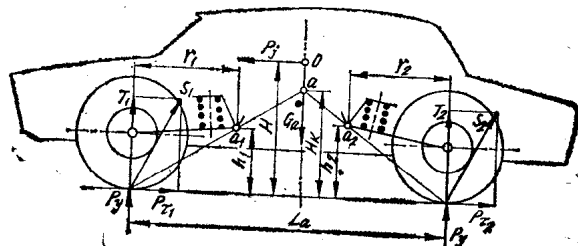


图9 具有抗俯仰效果的悬架原理图