

本資料來自網絡僅供參考使用，有涉及版權請來信告知刪除處理！

弹性元件的计算

一、钢板弹簧

(一) 钢板弹簧的布置方案

钢板弹簧在汽车上可以纵置或者横置。后者因为要传递纵向力，必须设置附加的导向传力装置，使结构复杂、质量加大，所以只在少数轻、微型车上应用。纵置钢板弹簧能传递各种力和力矩，并且结构简单，故在汽车上得到广泛应用。

纵置钢板弹簧又有对称式与不对称式之分。钢板弹簧中部在车轴(桥)上的固定中心至钢板弹簧两端卷耳中心之间的距离若相等，则为对称式钢板弹簧；若不相等，则称为不对称式钢板弹簧。多数情况下汽车采用对称式钢板弹簧。由于整车布置上的原因，或者钢板弹簧在汽车上的安装位置不动，又要改变轴距或者通过变化轴距达到改善轴荷分配的目的时，采用不对称式钢板弹簧。

(二) 钢板弹簧主要参数的确定

在进行钢板弹簧计算之前，应当知道下列初始条件：满载静止时汽车前、后轴(桥)负荷 G_1 、 G_2 和簧下部分荷重 G_{u1} 、 G_{u2} ，并据此计算出单个钢板弹簧的载荷： $F_{w1} = (G_1 - G_{u1}) / 2$ 和 $F_{w2} = (G_2 - G_{u2}) / 2$ ，悬架的静挠度 f_c ，和动挠度 f_d ，汽车的轴距等。

1. 满载弧高 f_a

满载弧高 f_a 是指钢板弹簧装到车轴(桥)上，汽车满载时钢板弹簧主片上表面与两端(不包括卷耳孔半径)连线间的最大高度差(图6—11)。 f_a 用来保证汽车具有给定的高度。当 $f_a = 0$ 时，钢板弹簧在对称位置上工作。为了在车架高度已限定时能得到足够的动挠度值，常取 $f_a = 10 \sim 20 \text{mm}$ 。

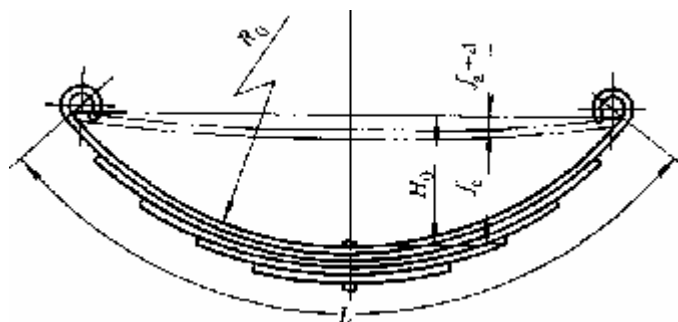


图 6—11 钢板弹簧总成在自由状态下的弧高

2. 钢板弹簧长度L的确定

钢板弹簧长度L是指弹簧伸直后两卷耳中心之间的距离。增加钢板弹簧长度L能显著降低弹簧应力，提高使用寿命；降低弹簧刚度，改善汽车平顺性；在垂直刚度 c 给定的条件下，又能明显增加钢板弹簧的纵向角刚度。钢板弹簧的纵向角刚度系指钢板弹簧产生单位纵向转角时，作用到钢板弹簧上的纵向力矩值。增大钢板弹簧纵向角刚度的同时，能减少车轮扭转力矩所引起的弹簧变形；选用长些的钢板弹簧，会在汽车上布置时产生困难。原则上在总布置可能的条件下，应尽可能将钢板弹簧取长些。推荐在下列范围内选用钢板弹簧的长度：轿车： $L=(0.40\sim0.55)$ 轴距；货车前悬架： $L=(0.26\sim0.35)$ 轴距，后悬架： $L=(0.35\sim0.45)$ 轴距。

3. 钢板断面尺寸及片数的确定

(1) 钢板断面宽度 b 的确定 有关钢板弹簧的刚度、强度等，可按等截面简支梁的计算公式计算，但需引入挠度增大系数 δ 加以修正。因此，可根据修正后的简支梁公式计算钢板弹簧所需要的总惯性矩 J_0 。对于对称钢板弹簧

$$J_0 = [(L - ks)^3 c \delta] / 48E \quad (6-5)$$

式中， s 为U形螺栓中心距(mm)； k 是为考虑U形螺栓夹紧弹簧后的无效长度系数(如刚性夹紧，取 $k=0.5$ ，挠性夹紧，取 $k=0$)； c 为钢板弹簧垂直刚度(N/mm)， $c=F_w / f_c$ ； δ 为挠度增大系数(先确定与主片等长的重叠片数 n_1 ，再估计一个总片数 n_0 ，求得 $\eta=n_1 / n_0$ ，然后用 $\delta=1.5 / [1.04(1+0.5\eta)]$ 初定 δ)； E 为材料的弹性模量。

钢板弹簧总截面系数 W_0 用下式计算

$$W \geq [F_w (L - ks)] / 4[\sigma_w] \quad (6-6)$$

式中， $[\sigma_w]$ 为许用弯曲应力。

对于55SiMnVB或60Si2Mn等材料，表面经喷丸处理后，推荐 $[\sigma_w]$ 在下列范围内选取：前弹簧和平衡悬架弹簧为 $350\sim450\text{N/mm}^2$ ；后主簧为 $450\sim550\text{N/mm}^2$ ；后副簧为 $220\sim250\text{N/mm}^2$ 。

将式(6—6)代入下式计算钢板弹簧平均厚度 h_p

$$h_p = 2J_0 / W_0 = \frac{(L - ks)^2 \delta [\sigma_w]}{6E f_c} \quad (6-7)$$

有了 h_p 以后，再选钢板弹簧的片宽 b 。增大片宽，能增加卷耳强度，但当车身受侧向力作用倾斜时，弹簧的扭曲应力增大。前悬架用宽的弹簧片，会影响转向轮的最大转角。片宽

选取过窄，又得增加片数，从而增加片间的摩擦和弹簧的总厚。推荐片宽与片厚的比值 b/h 在6~10范围内选取。

(2) 钢板弹簧片厚 h 的选择 矩形断面等厚钢板弹簧的总惯性矩 J 。用下式计算

$$J_0 = nbh^3/12 \quad (6-8)$$

式中， n 为钢板弹簧片数。

由式(6—8)可知，改变片数 n 、片宽 b 和片厚 h 三者之一，都影响到总惯性矩 J_0 的变化；再结合式(6—5)可知，总惯性矩 J 的改变又会影响到钢板弹簧垂直刚度 c 的变化，也就是影响汽车的平顺性变化。其中，片厚 h 的变化对钢板弹簧总惯性矩 J 影响最大。增加片厚 h ，可以减少片数 n 。钢板弹簧各片厚度可能有相同和不同两种情况，希望尽可能采用前者。但因为主片工作条件恶劣，为了加强主片及卷耳，也常将主片加厚，其余各片厚度稍薄。此时，要求一副钢板弹簧的厚度不宜超过三组。为使各片寿命接近又要求最厚片与最薄片厚度之比应小于1.5。

最后，钢板断面尺寸 b 和 h 应符合国产型材规格尺寸。

(3) 钢板断面形状 矩形断面钢板弹簧的中性轴，在钢板断面的对称位置上(图6—12a)。工作时一面受拉应力，另一面受压应力作用，而且上、下表面的名义拉应力和压应力的绝对值相等。因材料抗拉性能低于抗压性能，所以在受拉应力作用的一面首先产生疲劳断裂。除矩形断面以外的其它断面形状的叶片(图6—12b、c、d)，其中性轴均上移，使受拉应力作用的一面的拉应力绝对值减小，而受压应力作用的一面的压应力绝对值增大，从而改善了应力在断面上的分布状况，提高了钢板弹簧的疲劳强度和节约近10%的材料。

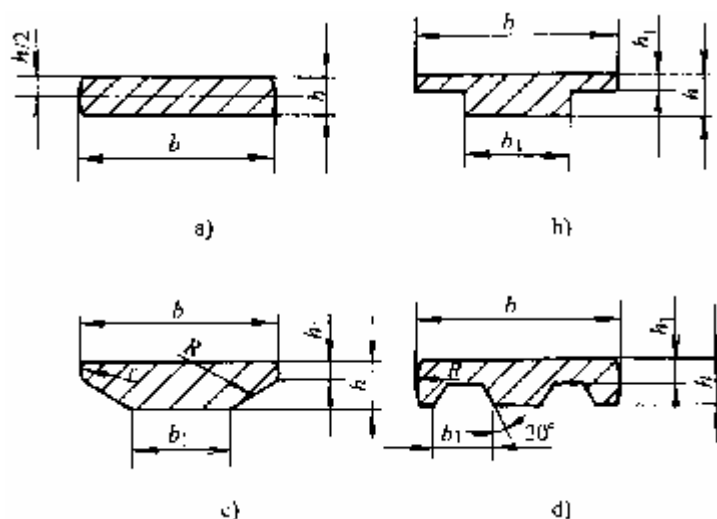


图6—12 叶片断面形状

a) 矩形断面 b) T形断面 c) 单面有抛物线边缘断面 d) 单面有双槽的断面

(4) 钢板弹簧片数 n 片数 n 少些有利于制造和装配，并可以降低片间的干摩擦，改善汽车行驶平顺性。但片数少了将使钢板弹簧与等强度梁的差别增大，材料利用率变坏。多片

钢板弹簧一般片数在6~14片之间选取，重型货车可达20片。用变截面少片簧时，片数在1~4片之间选取。

(三) 钢板弹簧各片长度的确定

片厚不变宽度连续变化的单片钢板弹簧是等强度梁，形状为菱形(两个三角形)。将由两个三角形钢板组成的钢板弹簧分割成宽度相同的若干片，然后按照长度大小不同依次排列、叠放到一起，就形成接近实用价值的钢板弹簧。实际上的钢板弹簧不可能是三角形，因为为了将钢板弹簧中部固定到车轴(桥)上和使两卷耳处能可靠地传递力，必须使它们有一定的宽度，因此应该用中部为矩形的双梯形钢板弹簧(图6—13)替代三角形钢板弹簧才有真正的实用意义。这种钢板弹簧各片具有相同的宽度，但长度不同。钢板弹簧各片长度就是基于实际钢板各片展开图接近梯形梁的形状这一原则来作图的。首先假设各片厚度不同，则具体进行步骤如下：

先将各片厚度 h_i 的立方值 h_i^3 按同一比例尺沿纵坐标绘制在图上(图6—14)，再沿横坐标量出主片长度的一半 $L/2$ 和U形螺栓中心距的一半 $s/2$ ，得到A、B两点，连接A、B即得到三角形的钢板弹簧展开图。AB线与各叶片上侧边的交点即为各片长度。如果存在与主片等长的重叠片，就从B点到最后一个重叠片的上侧边端点连一直线，此直线与各片上侧边的交点即为各片长度。各片实际长度尺寸需经圆整后确定。

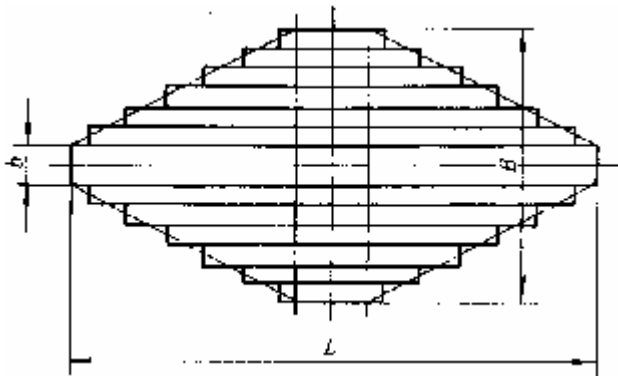


图 6—13 双梯形钢板弹簧

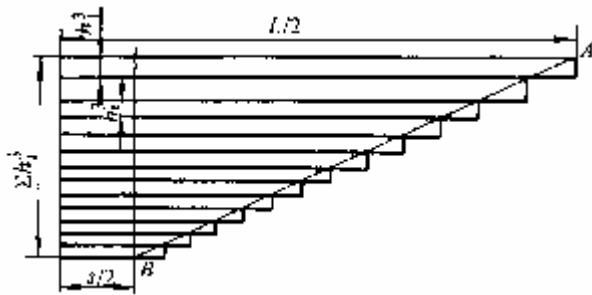


图6—14 确定钢板弹簧各片长度的作图法

(四) 钢板弹簧刚度验算

在此之前,有关挠度增大系数 δ 、总惯性矩 J 、片长和叶片端部形状等的确定都不够准确,所以有必要验算刚度。用共同曲率法计算刚度的前提是,假定同一截面上各片曲率变化值相同,各片所承受的弯矩正比于其惯性矩,同时该截面上各片的弯矩和等于外力所引起的弯矩。刚度验算公式为

$$c = \frac{6\alpha E}{\left[\sum_{k=1}^n a_{k+1}^3 (Y_k - Y_{k+1}) \right]} \quad (6-9)$$

$$\text{其中, } a_{k+1} = (l_1 - l_{k+1}); \quad Y_k = \frac{1}{\sum_{i=1}^k J_i}; \quad Y_{k+1} = \frac{1}{\sum_{i=1}^{k+1} J_i}$$

式中, α 为经验修正系数, $\alpha = 0.90 \sim 0.94$; E 为材料弹性模量; l_1 、 l_{k+1} , 为主片和第 $(K+1)$ 片的一半长度。

式(6—9)中主片的一半 l_1 , 如果用中心螺栓到卷耳中心间的距离代人, 求得的刚度值为钢板弹簧总成自由刚度 c_j ; 如果用有效长度, 即 $l_1' = (l_1 - 0.5ks)$ 代人式(6—9), 求得的刚度值是钢板弹簧总成的夹紧刚度 c_z 。

(五) 钢板弹簧总成在自由状态下的弧高及曲率半径计算

(1) 钢板弹簧总成在自由状态下的弧高 H_0 钢板弹簧各片装配后, 在预压缩和U形螺栓夹紧前, 其主片上表面与两端(不包括卷耳孔半径)连线间的最大高度差(图6—11), 称为钢板弹簧总成在自由状态下的弧高 H_0 , 用下式计算

$$H_0 = (f_c + f_a + \Delta f) \quad (6-9)$$

式中, f_c 为静挠度; f_a 为满载弧高; Δf 为钢板弹簧总成用U形螺栓夹紧后引起的弧高变化,

$$\Delta f = \frac{s(3L - s)(f_a + f_c)}{2L^2}; \quad S \text{ 为 u 形螺栓中心距; } L \text{ 为钢板弹簧主片长度。}$$

钢板弹簧总成在自由状态下的曲率半径 $R_0 = L^2 / 8H_0$ 。

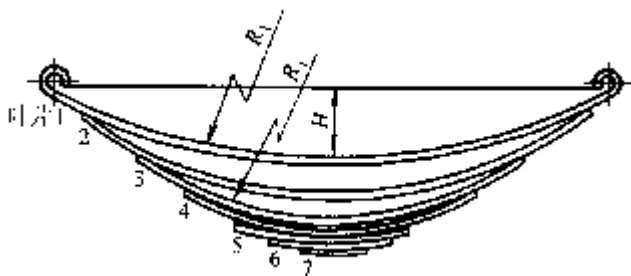


图6—15 钢板弹簧各片自由状态下曲率半径

(2) 钢板弹簧各片自由状态下曲率半径的确定 因钢板弹簧各片在自由状态下和装配后的曲率半径不同(图6—15), 装配后各片产生预应力, 其值确定了自由状态下的曲率半径

R_i 。各片自由状态下做成不同曲率半径的目的是：使各片厚度相同的钢板弹簧装配后能很好地贴紧，减少主片工作应力，使各片寿命接近。

矩形断面钢板弹簧装配前各片曲率半径由下式确定

$$R_i = R_0 / [1 + (2\sigma_{0i}R_0)/Eh_i] \quad (6-11)$$

式中， R_i 为第*i*片弹簧自由状态下的曲率半径(mm)； R_0 为钢板弹簧总成在自由状态下的曲率半径(mm)； σ_{0i} 为各片弹簧的预应力(N/mm²)； E 为材料弹性模量(N/mm²)，取 $E=2.1 \times 10^5$ N/mm²； h_i 为第*i*片的弹簧厚度(mm)。

在已知钢板弹簧总成自由状态下曲率半径 R_0 和各片弹簧预加应力 σ_{0i} 的条件下，可以用式(6—11)计算出各片弹簧自由状态下的曲率半径 R_i 。选取各片弹簧预应力时，要求做到：装配前各片弹簧片间间隙相差不大，且装配后各片能很好贴和；为保证主片及与其相邻的长片有足够的使用寿命，应适当降低主片及与其相邻的长片的应力。

为此，选取各片预应力时，可分为下列两种情况：对于片厚相同的钢板弹簧，各片预应力值不宜选取过大；对于片厚不相同的钢板弹簧，厚片预应力可取大些。推荐主片在根部的工作应力与预应力叠加后的合成应力在300—350N/mm²内选取。1~4片长片叠加负的预应力，短片叠加正的预应力。预应力从长片到短片由负值逐渐递增至正值。

在确定各片预应力时，理论上应满足各片弹簧在根部处预应力所造成的弯矩 M_i 之代数和等于零，即

$$\sum_{i=1}^n M_i = 0 \quad (6-12)$$

$$\sum_{i=1}^n \sigma_{0i} W_i = 0 \quad (6-13)$$

如果第*i*片的片长为 L_i ，则第*i*片弹簧的弧高为

$$H_i \approx L_i^2 / 8R_i \quad (6-14)$$

(六) 钢板弹簧总成弧高的核算

由于钢板弹簧叶片在自由状态下的曲率半径 R_i 是经选取预应力 σ_{0i} 后用式(6—11)计算，受其影响，装配后钢板弹簧总成的弧高与用式 $R_0 = L^2 / 8H_0$ 计算的结果会不同。因此，需要核算钢板弹簧总成的弧高。

根据最小势能原理，钢板弹簧总成的稳定平衡状态是各片势能总和最小状态，由此可求得等厚叶片弹簧的 R_0 。为

$$\frac{1}{R} = \frac{\sum_{i=1}^n (L_i / R_i)}{\sum_{i=1}^n L_i} \quad (6-15)$$

式中, l 为钢板弹簧第 i 片长度。

钢板弹簧总成弧高为

$$H \approx L^2 / 8R_0 \quad (6-16)$$

用式 (6—16) 与用式 (6—10) 计算的结果应相近。如相差较多, 可经重新选用各片预应力再行核算。

(七) 钢板弹簧强度验算

(1) 紧急制动时, 前钢板弹簧承受的载荷最大, 在它的后半段出现的最大应力 $\sigma_{\max}$ 用下式计算

$$\sigma_{\max} = [G_2 m_2 l_1 (l_1 + \varphi c)] / (l_1 + l_2) W_0 \quad (6-17)$$

式中, G_1 为作用在前轮上的垂直静负荷; m_1 为制动时前轴负荷转移系数, 轿车: $m_1 = 1.2 \sim 1.4$, 货车: $m_1 = 1.4 \sim 1.6$; l_1, l_2 为钢板弹簧前、后段长度; φ 为道路附着系数, 取 0.8; W_0 为钢板弹簧总截面系数; c 为弹簧固定点到路面的距离 (图 6—16)。

(2) 汽车驱动时, 后钢板弹簧承受的载荷最大, 在它的前半段出现最大应力。 $\sigma_{\max}$ 用下式计算

$$\sigma_{\max} = [G_1 m_1 l_2 (l_1 + \varphi c)] / [(l_1 + l_2) W_0] + G_2 M_2 \varphi / b h_1 \quad (6-18)$$

式中, G_2 为作用在后轮上的垂直静负荷; m_2 为驱动时后轴负荷转移系数, 轿车: $m_2' = 1.25 \sim 1.30$, 货车: $m_2' = 1.1 \sim 1.2$; φ 为道路附着系数; b 为钢板弹簧片宽; h_1 为钢板弹簧土片厚度。

此外, 还应当验算汽车通过不平路面时钢板弹簧的强度。许用应力 $[f]$ 取为 1000 N/mm^2 。

(3) 钢板弹簧卷耳和弹簧销的强度核算 钢板弹簧主片卷耳受力如图 6—17 所示。卷耳处所受应力, 是由弯曲应力和拉(压)应力合成的应力

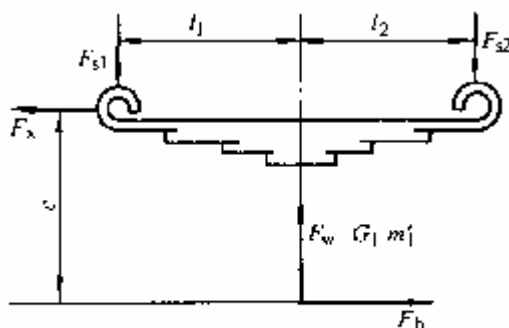


图 6-16 汽车制动时钢板弹簧的受力图

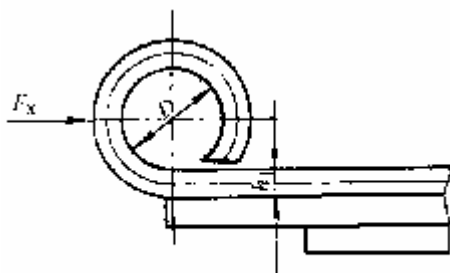


图 6-17 钢板弹簧主片卷耳受力图

式中， F_x 为沿弹簧纵向作用在卷耳中心线上的力； D 为卷耳内径； b 为钢板弹簧宽度； h_1 为主片厚度。

许用应力 $[\sigma]$ 取为 350 N/mm^2 。

对钢板弹簧销要验算钢板弹簧受静载荷时钢板弹簧销受到的挤压应力， $\sigma_z = F_x / bd$ ，其中， F_x 为满载静止时钢板弹簧端部的载荷； b 为卷耳处叶片宽； d 为钢板弹簧销直径。

用 30 钢或 40 钢经液体碳氮共渗处理时，弹簧销许用挤压应力 $[\sigma_z]$ 取为 $3 \sim 4 \text{ N/mm}^2$ ；用 20 钢或 20Cr 钢经渗碳处理或用 45 钢经高频淬火后，其许用应力 $[\sigma_z] \leq 7 \sim 9 \text{ N/mm}^2$ 。

钢板弹簧多数情况下采用 55SiMnVB 钢或 60Si2Mn 钢制造。常采用表面喷丸处理工艺和减少表面脱碳层深度的措施来提高钢板弹簧的寿命。表面喷丸处理有一般喷丸和应力喷丸两种，后者可使钢板弹簧表面的残余应力比前者大很多。

(八) 少片弹簧

少片弹簧在轻型车和轿车上得到越来越多的应用。其特点是叶片由等长、等宽、变截面的 1~3 片叶片组成 (图 6—18)。利用变厚断面来保持等强度特性，并比多片弹簧减少 20%~40% 的质量。片间放有减摩作用的塑料垫片，或做成只在端部接触以减少片间摩擦。图 6—19 所示单片变截面弹簧的端部 CD 段和中间夹紧部分 AB 段是厚度为 h_1 和 h_2 的等截面形，BC 段为变厚截面。BC 段厚度可按抛物线形或线性变化。

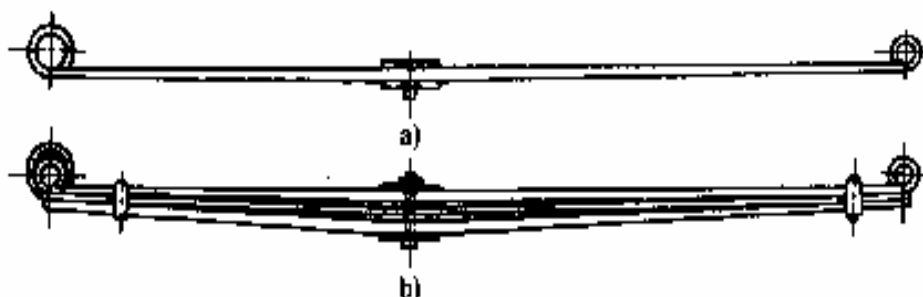


图 6-18 单片弹簧和少片弹簧

a) 单片弹簧 b) 少片弹簧

(1) 按抛物线形变化 此时厚度 h_x 随长度的变化规律为 $h_x = h_2 (x / 12)^{1/2}$ 惯性矩

$J_x = J_2 (x / l_2)^{3/2}$, 单片刚度为

$$c = \frac{6EJ_2\xi}{l^3[1 + (l_2/l)^3k]} \quad (6-20)$$

式中, E 为材料的弹性模量; ξ 为修正系数, 取0.92; 1, l_2 如图6—19所示; $J_2 = (bh_2^3) / 12$, 其中 b 为钢板宽; $k = 1 - (h_1 / h_2)^3$ 。

弹簧在抛物线区段内各点应力相等, 其值为 $\sigma = \frac{6F_s l_2}{bh_2^2}$ 。

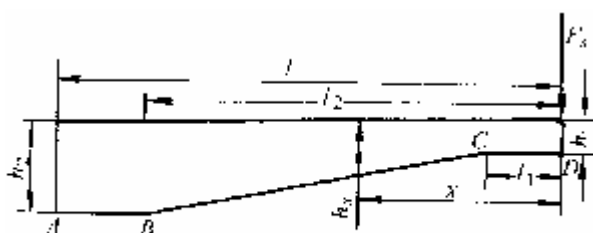


图 6 19 单片变截面弹簧的一半

(2) 按线性变化

由 n 片组成少片弹簧时, 其总刚度为各片刚度之和, 其应力则按各片所承受的载荷分量计算。少片弹簧的宽度, 在布置允许的情况下尽可能取宽些, 以增强横向刚度, 常取75~100mm。厚度 $h_1 > 8\text{mm}$, 以保证足够的抗剪强度并防止太薄而淬裂。 h_2 取12~20mm。

二、扭杆弹簧

作为悬架弹性元件的一种——扭杆弹簧的两端分别与车架(车身)和导向臂连接。工作时扭杆弹簧受扭转力矩作用。扭杆弹簧在汽车上可以纵置、横置或介于上述两者之间。因扭杆弹簧单位质量储能量比钢板弹簧大许多, 所以扭杆弹簧悬架质量小(簧下质量得以减少), 目前在轻型客车、货车上得到比较广泛的应用。除此之外, 扭杆弹簧还有工作可靠、保养维修容易等优点。

扭杆弹簧可以按照断面形状或弹性元件数量的不同来分类。按照断面形状不同, 扭杆弹簧分为圆形、管形、片形等几种。按照弹性元件数量不同, 扭杆可分为单杆式(图6—20a、b)或组合式两种。组合式扭杆又有并联(图6—20c、d)和串联(图6—20e)两种。端部做成花键的圆形断面扭杆, 因工艺性良好和装配容易而得到广泛应用, 与管形扭杆比较材料利用不够合理是它的缺点。管形断面扭杆有制造工艺比较复杂的缺点, 但它也有材料利用合理和能够用来制作组合式扭杆的优点。片形断面扭杆在一片断了以后仍能工作, 所以工作可靠性好, 除此之外还有工艺性良好、弹性好、扭角大等优点。片形断面扭杆的材料利用不够合理。组合式扭杆能缩短弹性元件的长度, 有利于在汽车上布置。采用圆断面组合式扭杆时, 可以用

2、4或6根组合形成的组合式扭杆。

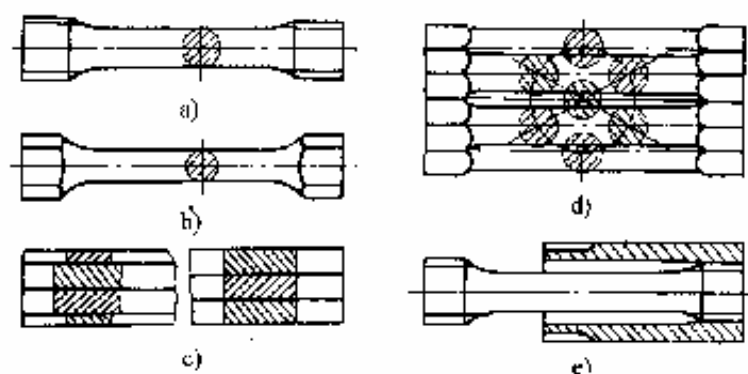


图 6-20 扭杆断面形状及端部结构

a) 圆形断面扭杆，端部为花键 b) 圆形断面扭杆，端部为六角形 c) 片形组合式扭杆
d) 圆形组合式扭杆 e) 串联组合式扭杆

下面以汽车上常用的圆形断面扭杆为例，介绍扭杆弹簧的设计要点。

设计前应当根据对汽车平顺性的要求，先行选定悬架的刚度 c 。设计扭杆弹簧需要确定的主要尺寸有扭杆直径 d 和扭杆长度 L (图6—21)。 τ

设计时应当根据最大扭矩计算扭杆直径 d

$$d = \sqrt[3]{16M_{\max}/(\pi\tau)} \quad (6-21)$$

式中， $M_{\max}$ 为扭杆承受的最大扭矩； τ 为扭转切应力，可取允许扭转切应力代人计算。

扭杆的有效长度 L 用下式计算

$$L = (\pi d^4 G)/(32c_n) \quad (6-22)$$

式中， G 为切变模量，设计时取 $G=7.7 \times 10^4 \text{MPa}$ ； c_n 为扭杆的扭转刚度。

分析式(6—22)可知：扭杆直径 d 和有效长度 L 对扭杆的扭转刚度 c_n 有影响。增加扭杆直径 d 会使扭杆的扭转刚度 c_n 增大，因悬架刚度与扭杆扭转刚度成正比，所以汽车平顺性变坏；而扭杆直径 d 又必须满足式(6—21)的强度要求，不能随意减小。增加扭杆有效长度 L 能减小扭杆的扭转刚度 c_n ，使汽车平顺性获得改善，但过长的扭杆在汽车上布置有困难，此时宜采用组合式扭杆。

常采用45CrNiMoVA、40Cr、42CrMo、50CrV等弹簧钢制造扭杆。为了提高疲劳强度，扭杆需要经预扭和喷丸处理。经过预扭和喷丸处理的扭杆许用切应力 $[\tau]$ 可在800~900MPa范围内选取，轿车可取上限，货车宜取下限。

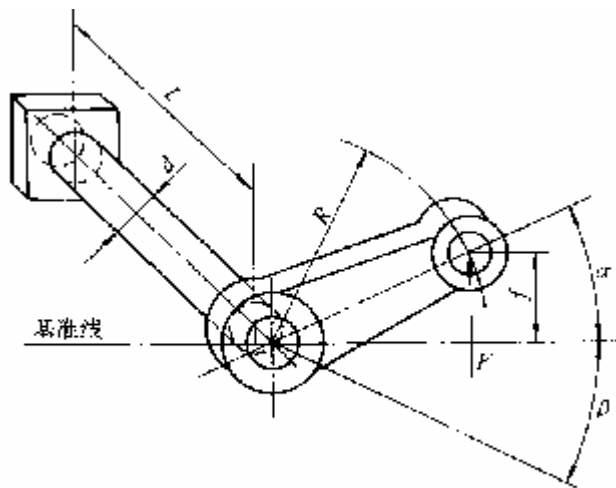


图 6-21 扭杆弹簧与臂

扭杆弹簧可分为端部、杆部和过渡段三部分。圆形扭杆使用有花键的端部占多数，这种结构在端部直径较小时也能保证足够的强度。为使端部和杆部寿命一样，推荐端部直径 $D=(1.2\sim1.3)d$ ，其中 d 为扭杆直径；花键长度 $l=0.4D$ ，端部花键一般采用渐开线花键。

从端部直径到杆部直径之间的一段称为过渡段。为了使这段应力集中降到最小，过渡段的尺寸应该是逐渐变化的。比较常用的方法是采用一个 30° 夹角的锥体，把端部和杆部连接起来(图6—22a)，过渡段长 $L_g=(D-d) / 2\tan 15^\circ$ ，过渡圆角 $r=1.5d$ 。

过渡段可以分为靠近直径为 D 的花键端部的非有效部分和靠近直径为 d 的杆部的有效部分，即这一部分可以看作是扭杆工作长度的一部分，称为有效长度 L_e 对于如图6—22a所示结构，有效长度 L_e 可用下式计算

$$L_e = \frac{L_g}{3} \left[\frac{d}{D} + \left(\frac{d}{D} \right)^2 + \left(\frac{d}{D} \right)^3 \right]$$

有效长度 L_e 也可以用图6—23所示线图求出。

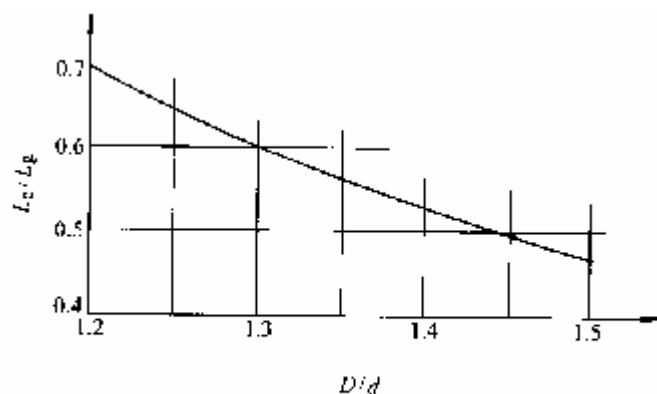


图 6 23 求过渡段有效长度的线图

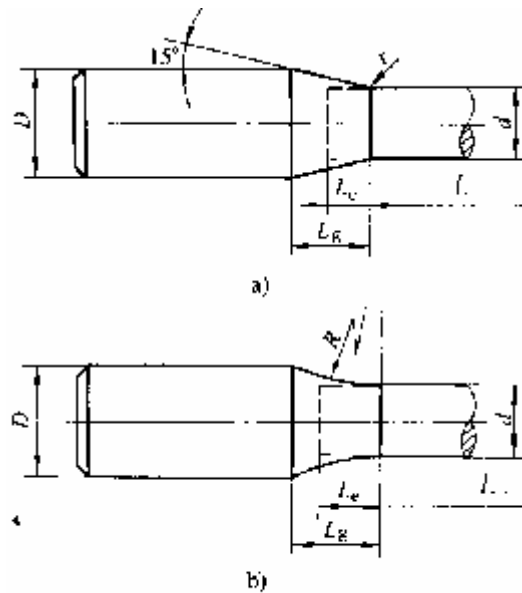


图 6-22 扭杆端部、杆部与过渡段

a) 锥度过渡段 b) 圆弧过渡段

对于如图6—22b所示结构，有效长度 L ，可用下式计算
过渡段圆弧半径尺为

$$L_e = \frac{L_g}{48} \left[8 \left(\frac{d}{D} \right)^3 + 10 \left(\frac{d}{D} \right)^2 + 15 \frac{d}{D} + 15 \left(\frac{d}{D-d} \right)^{0.5} \arctan \left(\frac{D}{d} - 1 \right)^{0.5} \right] \quad (6-24)$$

$$R = \frac{L_g^2}{D-d} + \frac{D-d}{4} \quad (6-25)$$

过渡段圆弧半径尺为 R

扭杆的工作长度 L 等于杆身长 L_0 再加上有效长度 L_e 的两倍，即

$$L = L_0 + 2L_e$$

与扭杆花键连接的支座上的内花键长度要求比扭杆上的外花键长度长些，并且设计时还应保证内花键的两端长度都要超出扭杆花键长度。

有的扭杆端部采用直接锻造出六角形的结构。为了提高侧边的平直度，锻后再进行精压加工。六角对边的宽度 B 与扭杆直径 d 之间要求保持 $B = (1.2 \sim 1.4)d$ 的关系，以保证六角形的端部有足够的强度。