

汪健夫 编著

汽车叶片弹簧的 设计与计算

机械工业出版社

目 次

第一章 结构及其评价	3
1 弹性元件	3
2 弹簧的几个结构要素	7
第二章 设计与计算	11
1 设计计算的假设条件与几个主要参数指标	11
2 截面与片数的选择	13
3 各片长度的计算与确定	18
4 刚性的计算	22
5 弹簧在自由状态下的弧高与各叶片的预应力以及各叶片在自由状态下的曲率半径	23
6 装配好的弹簧总成弧高的计算	27
7 单片应力分布与弹簧总成强度的计算	30
8 根据实际的刚性计算振动频率	35
9 弹簧卷耳部分的强度	36
10 复式弹簧的计算	37
11 设计计算实例	41
第三章 设计、制造与使用中的几个问题	52
1 设计方面	52
2 制造方面	52
3 使用方面	53
参考文献	53

第一章 結構及其評價

彈簧的基本作用是吸收由于道路不平对汽車所引起的振動，从而提高其舒適性和使用壽命。

由于叶片彈簧具备了結構簡單、可靠性較高、成本低廉和不需要另設导向裝置等優點，因此到現在为止，在汽車上，特別是在載重汽車上，這種彈簧仍被廣泛采用。

1 彈性元件

汽車叶片彈簧按其結構形狀可分為橫置半橢圓式、縱置四分之一橢圓式、懸臂式與半橢圓式四種（如图 1）。

橫置半橢圓式在結構與性能上都存在一定缺點，因此未能得到發展。

縱置四分之一橢圓式的特点是能在較短的車架上獲得較長的軸距，並能防止車身的側向搖擺。但其柔軟性較小，而且在緊固方式上比其他式樣的叶片彈簧較複雜，所以在汽車上用得也不廣泛。

縱置懸臂式的主要優點

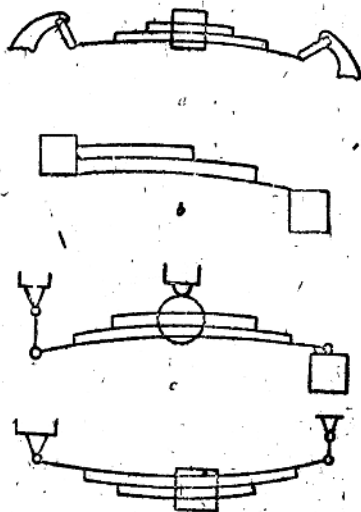


图 1

点是柔性大，可以增长短车架的轴距；同时，由于这种结构能产生「跳板作用」，故能减轻车身的振动。但它同横置半椭圆形一样都有一定的缺点：悬臂式的缺点是全部铰链连接都要承受强烈的磨损；而横置的弹簧主要是不能传递推力与制动力。要克服这一缺点，必须设置附加装置，这就会使弹簧的结构复杂，重量加大。因此，在汽车上也不常见。

纵置半椭圆形用得最广，几乎所有用叶片弹簧的汽车都采用这种结构。这是因为这种结构基本上消除了上述各式结构中所存在的缺点，同时却具有它们的优点。这种弹簧虽然还有某些不完善之处，但可通过结构设计来弥补。

按照弹簧的变形特性又可分为不变刚性弹簧（图2）与变刚性弹簧（图3）。所谓不变刚性即弹簧的刚性不随其承受的负荷而变。因此，这种弹簧只在负荷变化不大的汽车前轴上用得较多。

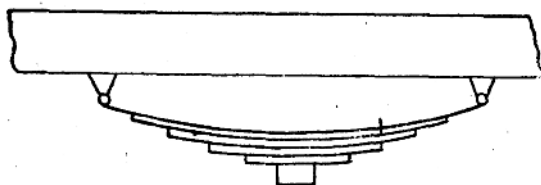


图2 不变刚性弹簧。

在载重汽车或公共汽车的后轴上，负荷的变化范围很大，如果采用不变刚性的弹簧，就不能使汽车在满载与部分负荷时都保持同样良好的柔软性与强度。但是，采用变刚性弹簧就能解决这一矛盾，因为变刚性弹簧（复式弹簧）的刚性是随着所承受负荷的大小而变化的。

利用如下方法可以获得变刚性弹簧：

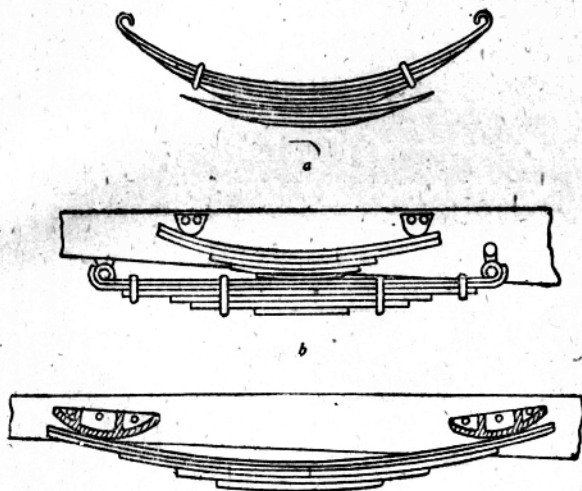


图 3 变刚性弹簧。

- 1) 在不变刚性的弹簧上增加附加叶片 (图 3 a);
- 2) 把两个不变刚性的弹簧 (主弹簧与付弹簧) 结合在一起 (图 3 b);
- 3) 在使用中变更弹簧的有效长度 (图 3 c)。

所有这些结构都能使弹簧的刚性随着负荷的增减而增减。其中以图 3 b 所示结构用得最广泛; 图 3 c 所示的结构较为复杂, 而性能却较好, 但这种弹簧不能传递推力与制动力, 因而必须增加附件; 图 3 a 所示弹簧, 由于制造上的准确度较难掌握, 可靠性不够高, 所以用得不多。

由于汽车整体布置与设计上的要求, 对叶片弹簧又有对称式与不对称式的分别。

所謂对称式，即从弹簧在轴上的紧固中心至弹簧两端卷耳中心的距离是相等的（图4）。一般叶片弹簧都是对称式。不对称式弹簧的上述两个距离是不相等的（图5）。采用不对称式结构的主要原因如下：

- 1) 改善汽车重量在其轴间的分布；
- 2) 适应在结构上增长或缩短汽车轴距的需要；
- 3) 在用弹簧传递推力时能减小纵向弯曲应力。



图4 对称式弹簧。

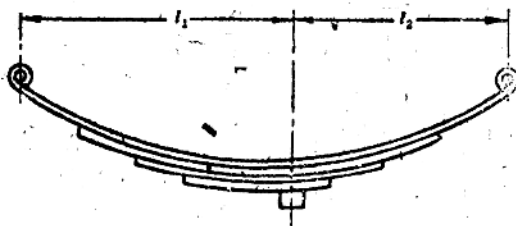


图5 不对称式弹簧。

在采用不对称式弹簧时，必须使紧固弹簧的平台（托座）能够在负荷下自由转动。否则，弹簧的两段中将出现不同的应力。这种弹簧采用附加弹簧后并没有什么好处，而且成本也较高。因此，只有在非用不可时才用它。

以上所述结构，主要用于两轴汽车的前后轴与三轴汽车的前轴上；三轴汽车后轴所用叶片弹簧的结构一般如图6

所示。

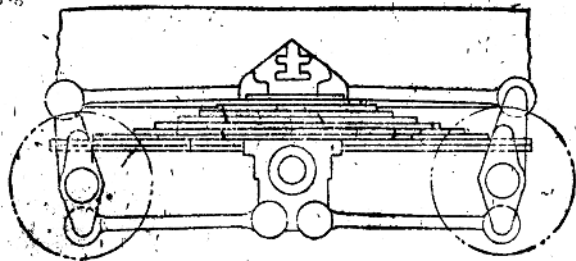


图 6

2 彈簧的几个結構要素

叶片的断面形状

到目前为止，在汽車上所采用叶片彈簧的叶片断面形状，最常見的有矩形的、帶拋物綫邊緣的与一面帶槽的三种（图7）。

矩形断面（图7 a） 这种断面用得最廣，它的主要优点是制造簡單，而且在叶片側面弯曲变形时有可能进行校正。它的缺点是：当彈簧叶片产生弯曲变形时，可以认为中性軸的近似位置在叶片断面中央，因而在叶片上下表面的拉应力与压应力的絕對值是相等的；但在承受拉应力一面（上表面）的断面角上，由于受到弯

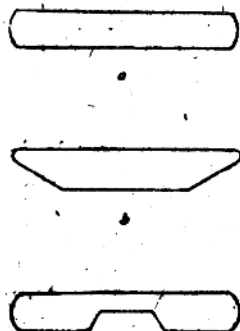


图7 叶片断面形状。

曲与下凹的影响，产生較大的应力。根据材料特性知道，許可压应力是大于許可拉应力的，因此，矩形断面叶片在負荷作用下反复弯曲时，應該是承受拉应力的一面遭到损坏，而

且承受应力最大（应力集中）的角最先损坏。由此可见，矩形断面的叶片弹簧不仅容易损坏，而且材料利用方面也不如其余两种叶片。

带抛物线边缘的断面（图 7 b） 根据上面的分析，可以认为：如果减少弹簧叶片的拉应力与断面角上的应力集中，就有可能提高叶片弹簧的使用寿命。带抛物线边缘的弹簧叶片就是为此而提出的。因为这种叶片断面的中心轴不在断面的中央，所以改变了应力的分布情况。同时，由于削去了断面的两个角，断面角上的应力集中也减少了。试验证明，如果弹簧是用这种断面的叶片来制造，则不仅它的耐疲劳强度比矩形断面叶片的弹簧大 30~50%，同时还能节约金属材料 10~13%。

一面带槽的断面（图 7 c） 采用这种断面叶片的目的也是为了克服矩形断面叶片所存在的缺点。根据试验证明，一面带槽断面的弹簧叶片，其耐疲劳极限比矩形的约大 30%，同时还能节约 11% 的金属原材料。

最后应该提一提，矩形断面叶片虽然存在着上述的缺点，但原材料与产品的制造都比较容易。带抛物线边缘的与一面带槽的断面叶片，也有一些缺点，例如：原材料与产品的制造都相当困难，既容易变形又难于矫正，而且带抛物线边缘断面的弹簧叶片间还容易形成干摩擦，从而加速叶片的磨损。不过，从总的情况来看，后两种断面的弹簧叶片还是有发展前途的。

叶片端部的形状

弹簧叶片两末端的常见形状如图 8 所示。在载重汽车上，用得最多的是直角形与梯形（图 8 a 与 b）。图 8 c 所示形状多用于轻便汽车，这种形状是按照等强度梁的规则采

取压延方式做出来的。叶片两末端的形状，与弹簧的变形及应力在叶片中的分布情况很有关系。片端压延的叶片在这方面有很大的优点。

末端为直角形的叶片，比其余两种叶片的成本较高，而且在负荷下叶片之间会产生压力集中，因而会增加叶片之间的摩擦与磨损。当片端为梯形或压延形状时，压力集中的情况就会减少。此外，在片端为直角形时，就很难使弹簧接近于等强度梁。因此，这种弹簧的实际重量要比理论上的必需重量稍大。

末端为梯形的弹簧叶片，在接近等强度梁方面比直角形的较好，但在制造这种叶片时却比直角形的费工而且废料也较多。

对叶片末端进行压延是为了获得更准确地符合于应力均匀分布的必需形状。这种叶片的优点是可以降低弹簧的重量，改善叶片之间压力的分布。此外，由于增加了片端的柔软性，因而可减小片间的摩擦。压延的片端可以做成直角形的或圆形的。

为了避免在叶片之间形成过高的局部压力与叶片的磨损，往往把叶片两端末梢压弯成图 9 a 与 b 所示的样子，或卷成不长的大圆弧。

弹簧的卷耳

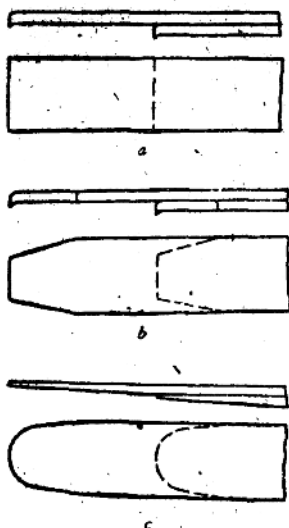


图 8

弹簧卷耳的基本式样如图9所示。内弯式(图9a)比外弯式(图9b)用得较广。采用外弯式是为了便于在悬挂几何学上布置转向机构与前轴的动力传动。下弯式(图9c)卷耳的制造较复杂,其优点是它的中心线对称于弹簧主叶片的横截面,这样就使叶片上的纵向力与横向力的作用方向通过弹簧主叶片截面的中心,因而减小了最后的应力。

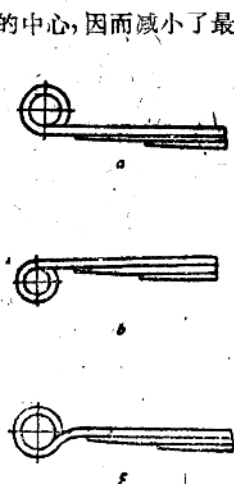


图 9

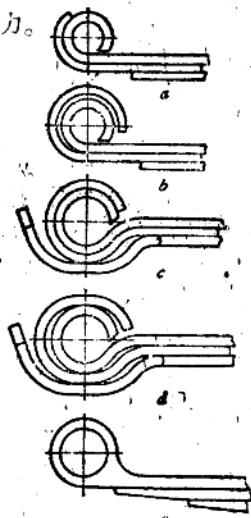


图 10

实际上,由于卷耳强度、主叶片厚度和结构上的关系,在汽车特别是载重汽车上,弹簧卷耳的结构形式主要如图10所示。从使用要求来看,以图10d所示的结构最好,但制造时比较困难。图10e所示的形式是有发展前途的,因为这种卷耳的保养简单,制造方便,同时还能增加弹簧的柔软性。

应该指出,虽然叶片弹簧具有不少的优点,但从汽车工业与其他工业的发展情况来看,这种弹簧将有可能被空气悬

挂所代替。

第二章 設計与計算

叶片彈簧的設計质量，同其他部件一样也与汽車的使用性能有很大的关系。不过，到目前为止，有关这方面的专业书籍以及有系統的設計計算方法与資料还不多。并且由于彈簧的理論、結構形式以及計算內容都比较复杂，而有些理論还处于形成阶段，因此，本章只重点地介绍纵置对称式半椭圆叶片彈簧（这是汽車叶片彈簧的最广泛的典型結構）的設計与計算方法，至于其他結構的叶片彈簧，也可用同一方法进行計算，因为可将整个彈簧看成是两个不同长度的四分之一式彈簧。但在遇到叶片截面不同时，要采用不同的公式。

1 設計計算的假設条件与几个主要参数指标

在計算叶片彈簧时，一般是把它看成等强度梁，也就是说，当梁的自由端承受負荷时，在梁的各个截面中就产生与該截面到固定端的距离成比例的弯曲应力。实际上，由于結構与使用的要求，使真实彈簧的性能与等强度梁并不相同。为了簡化計算，一般仍利用在等强度梁中負荷与变形的关系，但采用了一些修正系数，以使計算更为精确。

在設計叶片彈簧时，应着重考虑彈簧的下述主要参数。

彈簧的靜撓度（即靜負荷下的变形） 前后彈簧的靜撓度值都直接影响到汽車的行駛性能。为了防止汽車在行駛过程中产生劇烈的顛簸（纵向角振动），应力求使前后彈簧的靜撓度比值接近于1。此外，适当地增大靜撓度也可减低汽

車的振動頻率，以提高汽車的舒適性。但靜撓度不能無限制的增加（一般不希望超過 24 厘米），因為靜撓度過大（也就是說頻率過低）也同樣會使人感到不適，產生「暈船」的感覺。同時，從彈簧的必需理論重量 $W = k \frac{Pl_c}{\sigma_c^2}$ 一式可以看出，如果負荷與許用應力不變而過分增大靜撓度，就會增加彈簧的重量，也就是增加材料的消耗。此外，在前輪為非獨立懸挂的情況下，撓度過大還會使汽車的操縱性變壞。一般汽車彈簧的靜撓度值通常在表 1 所列範圍內。

表 1 一般汽車彈簧的靜撓度(毫米)

汽車類別 彈簧名稱	輕型貨車	公共汽車	載重汽車
前彈簧	65~90	100~180	50~100
後彈簧	90~115	125~190	90~150

彈簧的伸直長度 適當地加長彈簧的長度不僅能改善轉向系的工作和提高汽車的行駛性能，而且还提供了加厚主片的可能性（加厚主片就可以加強彈簧卷耳的強度，以便承受推力與制車力等）。此外，在同樣的變形下，對於加長後的彈簧，還可減小應力的幅度，這就可以延長彈簧的使用壽命。但是，彈簧的長度是受到汽車總布置的限制的，因為一般彈簧的伸直長度都與汽車的軸距有一定的關係。根據統計資料，在輕型汽車中，前彈簧的伸直長度通常為軸距的 $\frac{1}{3}$ ，而後彈簧則常為軸距的 45%。在載重汽車中，前彈簧的伸直長度約為軸距的 25~35%，而後彈簧則約為軸距的 30~40%。至於複式彈簧中的副彈簧的伸直長度，一般約為軸距的 25%。

2 截面与片数的选择

在设计弹簧时，如果它的伸直长度与在静负荷下的挠度已在任务书中给出，则可按公式（1）求出弹簧主片的厚度。如果弹簧的伸直长度并未给出，则可按公式（1）求出弹簧的伸直长度。在后一种情况下，应根据设计与使用的经验，以及对同类型产品进行的分析比较来确定主片的厚度：

$$\sigma_c = \frac{6}{\delta} \times \frac{2Eh'_k f_c}{L^2}; \quad (1)$$

式中 σ_c ——弹簧主片在静负荷下的许用弯曲应力（许用弯曲应力应根据所要求的寿命及使用条件决定，如果没有试验资料，对于用合金钢的弹簧，可按表2选用）（表列数值未考虑预应力）；

表2 弹簧的许用弯曲应力

弹 簧 种 类	许用弯曲应力(公斤/厘米 ²)
轻型汽车前弹簧	4500~5000
轻型汽车后弹簧	5000~6000
载重汽车前弹簧	3500~4500
载重汽车与拖车后弹簧	4500~5000

δ ——增大挠度(对等强度梁而言)的系数,按表3选用;

f_c ——弹簧在静负荷下的挠度(厘米);

L ——弹簧的伸直长度(厘米);

E ——弹簧钢的弹性模数,一般用 2.1×10^6 公斤/厘米²;

$2h'_k$ ——主片的厚度(指矩形截面),其中 h'_k 是由叶片中性层至截面极点的距离(厘米);其值按表4所列公式计算。

表 3. 系数 δ

序号	彈 簧 的 型 式	系数 δ
1	等强度梁(理想的)彈簧	1.50
2	与等强度梁近似的叶片端部做成特殊形状的彈簧	1.45~1.40
3	叶片端部为直角形的彈簧, 其第二片与第一片的长度相同, 在第一片上面有一片反跳叶片	1.35
4	叶片端部为直角形的彈簧, 但有2~3片与第一片的长度相同, 在第一片上面有数片反跳叶片	1.30
5	有若干片与第一片长度相同的特重型彈簧	1.25

应当指出, 当用公式 (1) 确定主片的厚度时, 还应该用公式 (2) 来进行驗算, 并选用两个結果中的較大值:

$$\sigma_e = \frac{2Mh_K^2}{2I_B}; \quad (2)$$

式中 M ——彈簧在靜負荷下的弯矩 (公斤厘米);

I_B ——彈簧的总慣性矩 (厘米⁴)。

在一般汽車上, 彈簧叶片的截面形状都采用矩形的, 但是, 为了使整个叶片中的应力分布更为均匀, 从而提高彈簧的使用寿命, 以及更合理地使用材料起見, 則以选用拋物綫边缘的与槽形的截面较为合理。为了使所設計的彈簧更近似地接近于等强度梁, 通常将叶片端部进行各种形状的修切或压延。

如果叶片的宽度 B 在任务书中未作規定, 則推荐按下述关系进行选择, 也可参考同类型结构来决定:

$$6 < \frac{B}{h} < 10;$$

式中 h ——彈簧叶片的平均厚度。

以上的分析指出，在真实弹簧各叶片間的应力分布情况是与等强度梁不相同的。因此，在确定弹簧的片数及其厚度时就不能只根据应力情况出发，还要根据弹簧在一定负荷下的必需总惯性矩。弹簧的必需总惯性矩可按式确定

$$I_{\Sigma} = \delta \frac{PL^3}{48E_f} \text{厘米}^4; \quad (3)$$

式中 P ——直接作用于弹簧上的静负荷（公斤）。

当弹簧所有叶片的厚度相同时，可根据弹簧的总惯性矩与单片的惯性矩的比值来求得弹簧的总片数。这时，弹簧的总惯性矩用公式（3）计算，而单片的惯性矩则由公式（4）确定

$$I_K = \frac{Bh_K^3}{12} \text{厘米}^4; \quad (4)$$

式中 h_K ——任何一片的厚度（厘米）。

于是弹簧的总片数为

$$n = \frac{I_{\Sigma}}{I_K} \text{（按四舍五入取为整数）}。$$

当弹簧是由几组厚度不同的叶片（一般不超过3组）所组成时，则可利用各组叶片的惯性矩之和等于弹簧的总惯性矩的原理来确定弹簧的总片数与叶片的厚度。设各组叶片惯性矩之和分别为 $I_1, I_2, \dots, I_K$ ，则

$$I_{\Sigma} = I_1 + I_2 + \dots + I_K; \quad (5)$$

式中

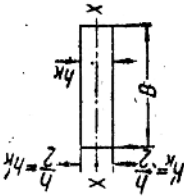
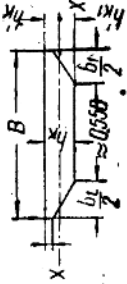
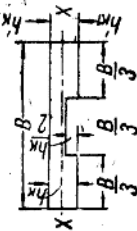
$$I_1 = \frac{n_1 B h_1^3}{12}; \quad I_2 = \frac{n_2 B h_2^3}{12} \text{厘米}^4。$$

式中 n_1 与 n_2 ——分别为第一组与第二组的叶片数；

h_1 与 h_2 ——分别为第一组与第二组叶片的单片厚度。

其余依此类推。公式（5）左右两端的差异最好不要超过

表 4 不同截面形状的 h'_e 值的计算公式

截 面 参 数	截 面 形 状		
	矩 形	带 抛 物 线 边 缘 的	带 槽 的
自中性层 $x-x$ 至 截面极点的距离 h'_e (厘米)	 $h'_e = \frac{h}{2}$	 $h'_e = \frac{1}{3} \times \frac{3B - b_1(h_e - a)F_T}{2B + b_1(h_e - a)F_T} + \frac{\left(h_e - \frac{a}{2}\right)F_n}{F_T + F_n}$ $h'_e = h_e - h'_{e1}$	 $h'_{e1} = \frac{11}{20} h_e$ $h'_e = \frac{9}{20} h_e$