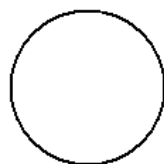


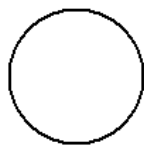
第 10 篇

弹 簧、飞 轮



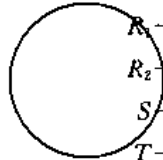
主编单位 北京科技大学
编写单位 北京科技大学
天津大学
中国人民解放军一〇〇一强力弹簧研究所
原机械工业部标准化研究所
中国弹簧厂
铁道部四方机车车辆研究所

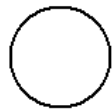
主 编 张英会
副主编 谭 敏 刘辉航
编写人 陈敏熊 王德成 余月初 罗圣国
郭荣生 沈蕴方 钱任华
主 审 丁法乾



弹簧常用符号表

<p>A——弹簧材料截面面积(mm^2)</p> <p>b——高径比</p> <p>C——旋绕比</p> <p>D——弹簧中径(mm)</p> <p>D_1——弹簧内径(mm)</p> <p>D_2——弹簧外径(mm)</p> <p>E——弹性模量(MPa)</p> <p>F——弹簧的载荷(N)</p> <p>F'——弹簧的刚度(N/mm)</p> <p>F_0——圆柱拉伸弹簧的初拉力(N)</p> <p>F_r——弹簧的径向载荷(N)</p> <p>F'_r——弹簧的径向刚度(N/mm)</p> <p>F_t——弹簧的试验载荷(N)</p> <p>f——弹簧的变形量(mm)</p> <p>f_r——弹簧的径向变形量(mm)</p> <p>f_t——试验载荷下弹簧的变形量(mm)</p> <p style="padding-left: 2em;">弹簧的线性静变形量(mm)</p> <p>G——切变模量(MPa)</p> <p>g——重力加速度, $g = 9800\text{mm}/\text{s}^2$</p> <p>$H$——弹簧的工作高(长)度($\text{mm}$)</p> <p>$H_0$——弹簧的自由高(长)度($\text{mm}$)</p> <p>$H_t$——弹簧试验载荷下的高(长)度($\text{mm}$)</p> <p>$h$——碟形弹簧的内截锥高度($\text{mm}$)</p> <p>$I$——惯性矩($\text{mm}^4$)</p> <p>$I_p$——极惯性矩($\text{mm}^4$)</p> <p>$K$——曲度系数</p> <p style="padding-left: 2em;">系数</p> <p>K_t——温度修正系数</p> <p>k——系数</p> <p>L——弹簧材料的展开长度(mm)</p> <p>M——弯曲力矩($\text{N} \cdot \text{mm}$)</p> <p>m——作用于弹簧上物体的质量(kg)</p> <p>m_s——弹簧的质量(kg)</p> <p>N——变载荷循环次数</p> <p>n——弹簧的工作圈数</p> <p>n_s——弹簧的支承圈数</p>	<p>n_1——弹簧的总圈数</p> <p>ρ'——弹簧单圈的刚度(N/mm)</p> <p>R——弹簧圈的中半径(mm)</p> <p>R_1——弹簧圈的内半径(mm)</p> <p>R_2——弹簧圈的外半径(mm)</p> <p>S——安全系数</p> <p>T——扭矩($\text{N} \cdot \text{mm}$)</p> <p style="padding-left: 2em;">扭矩($\text{N} \cdot \text{mm}$)</p> <p>T'——扭转刚度($\text{N} \cdot \text{mm}/^\circ$)或 $\text{N} \cdot \text{mm}/\text{rad}$)</p> <p>$t$——弹簧的节距($\text{mm}$)</p> <p>$U$——变形能($\text{N} \cdot \text{mm}, \text{N} \cdot \text{mm} \cdot \text{rad}$)</p> <p>$V$——弹簧的体积($\text{mm}^3$)</p> <p>$v$——冲击体的速度($\text{mm}/\text{s}$)</p> <p>$Z_w$——抗弯截面系数($\text{mm}^3$)</p> <p>$Z_t$——抗扭截面系数($\text{mm}^3$)</p> <p>$\alpha$——螺旋角($^\circ$)</p> <p>$\delta$——弹簧圈的轴向间隙($\text{mm}$)</p> <p>$\delta_r$——组合弹簧圈的径向间隙($\text{mm}$)</p> <p>$\zeta$——系数</p> <p>$\eta$——系数</p> <p>$\theta$——扭杆单位长度的扭转角($^\circ$或 rad)</p> <p>μ——泊松比</p> <p style="padding-left: 2em;">长度系数</p> <p>ν——弹簧的自振频率(Hz)</p> <p>ν_r——弹簧所受变载荷的激励频率(Hz)</p> <p>ρ——材料的密度(kg/mm^3)</p> <p>σ——弹簧工作时的正应力(MPa)</p> <p>σ_b——材料的抗拉强度极限(MPa)</p> <p>σ_s——材料的抗拉屈服点(MPa)</p> <p>τ——弹簧工作时的切应力(MPa)</p> <p>τ_b——材料的抗扭强度极限(MPa)</p> <p>τ_o——材料的脉动扭转疲劳极限(MPa)</p> <p>τ_s——材料的抗扭屈服点(MPa)</p> <p>τ_{-1}——材料的对称循环扭转疲劳极限(MPa)</p> <p>φ——扭转变形角($^\circ$或 rad)</p>
---	---





第 1 章 弹簧概论^[1]

弹簧广泛应用于机械、仪表、电器、交通运输工具、军工装备以及日常生活器具等。弹簧利用材料的弹性和自身结构特点,在工作时产生变形,把机械功或动能转变为变形能(位能);或把变形能(位能)转变为机械功或动能。它适用于:(1)缓冲或减振,如车辆的悬架弹簧和破碎机的支承弹簧等;(2)机械的储能,如钟表、仪表和自动控制机构上的原动弹簧;(3)控制运动,如气门、离合器、制动器和各种调节器上的控制弹簧;

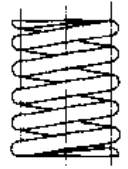
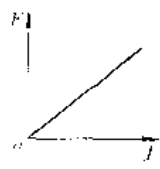
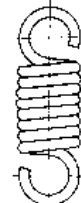
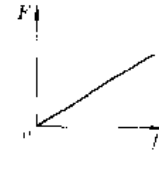
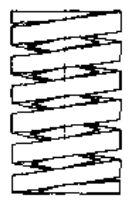

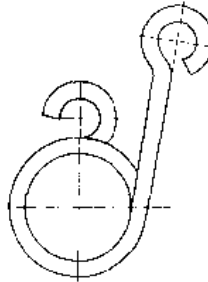
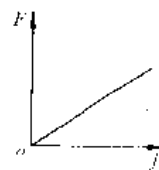
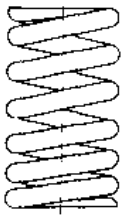
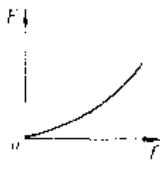
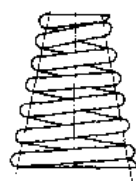
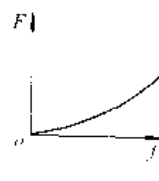
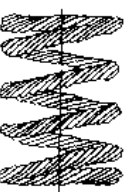
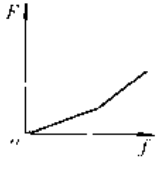
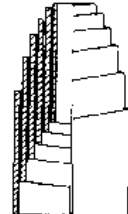
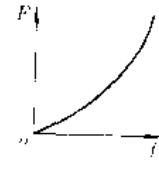
(4)测力,如弹簧秤和动力计中的测力弹簧。

弹簧是一个影响面较大的零件,类型繁多。近年来,随着科学技术的发展,国内外在弹簧的研究和生产技术方面都有很大的发展,新的技术和类型不断出现。本篇仅就其常用类型做扼要阐述。

1 弹簧的类型及其特性

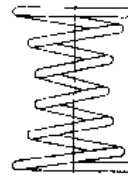
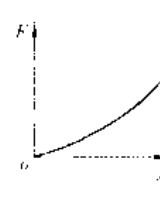

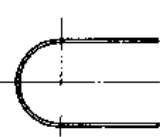
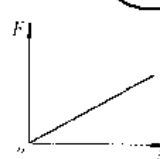

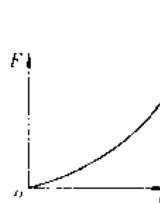
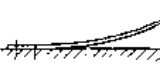
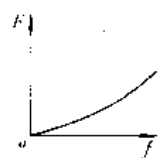
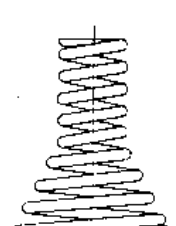
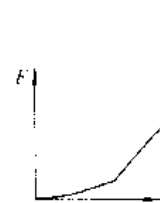
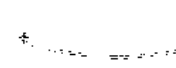
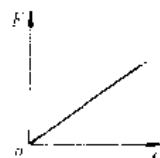
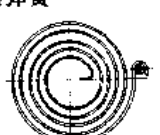
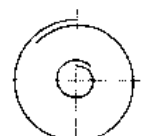
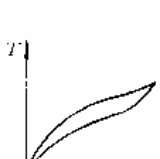
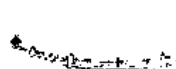
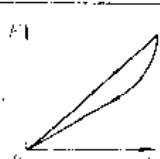

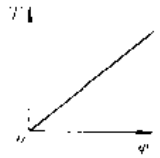
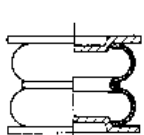
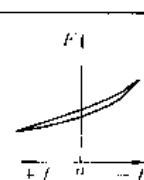
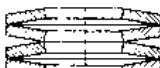
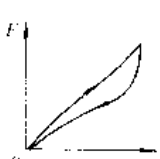
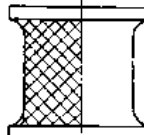

常用弹簧的类型及特性见表 10-1-1。

表 10-1-1 常用弹簧的类型及特性

名称	简图	特性线	性能	名称	简图	特性线	性能
圆柱螺旋弹簧	圆截面材料压缩弹簧 		特性线呈线性,结构简单,制造方便,应用最广	圆柱螺旋弹簧	拉伸弹簧 		用于承受拉伸载荷的场合
	矩形截面材料压缩弹簧 		在所占空间相同时,矩形截面材料弹簧比圆截面材料弹簧能吸收的能量多,刚度更接近于常数		扭转弹簧 		主要用于各种装置中的压紧和储能
	变节距压缩弹簧 		当弹簧压缩到开始有簧圈接触后,特性线变为非线性,刚度及自振频率均为变值,利于消除或缓和共振,可用于支承高速变载荷机构	变径螺旋弹簧	圆锥螺旋弹簧 		当弹簧压缩到开始有簧圈接触后,特性线变为非线性,自振频率为变值,防共振能力较强,稳定性好,结构紧凑。多用于承受较大载荷和减振
	多股压缩弹簧 		当载荷大到一定程度后,特性线出现折点。比相同截面材料的普通螺旋弹簧强度高,减振作用大。在武器和航空发动机中常有使用		涡卷螺旋弹簧 		与圆锥螺旋弹簧作用相似,但能吸收的能量更大



(续)

名称	简图	特性线	性能	名称	简图	特性线	性能		
变径螺旋弹簧	中凹形螺旋弹簧 		特性与圆锥螺旋弹簧相似。主要用于座垫和床垫等	环形弹簧 	线性片弹簧 		有很高的减振能力。用于重型设备的缓冲装置		
	中凸形螺旋弹簧 		特性与圆锥螺旋弹簧相似					片簧 非线性片弹簧 	
	组合螺旋弹簧 		在需要得到特定的特性线情况下使用						
板簧	单板簧 		缓冲和减振性能好,尤其多板簧减振能力强。主要用于汽车、拖拉机和铁道车辆的悬架装置	平面涡卷簧 	接触形平面涡卷簧 		圈数多,变形角大,能储存的能量大。多用作压紧弹簧和仪器、钟表中的储能弹簧		
	多板簧 								
扭杆簧			单位体积变形能大。主要用于车辆的悬架装置	空气簧 		可按需要设计特性线和调节高度。多用于车辆悬架装置			
碟形簧			缓冲和减振能力强。采用不同的组合可以得到不同的特性线。多用于重型机械的缓冲装置及车辆牵引钩等	橡胶簧 		弹性模量小,容易得到所需要的非线性特性线。形状不受限制,各方向刚度可自由选择。可承受来自多方面的载荷			



2 弹簧设计的基本概念

2.1 弹簧的特性和刚度

载荷 $F(T)$ 与变形 $f(\varphi)$ 之间的关系曲线称为弹簧的特性线。特性线大致有三种类型,即直线型、渐增型、渐减型,见图 10-1-1;或者是以上类型的组合,图 10-1-2 为两个线型组成的组合特性线。

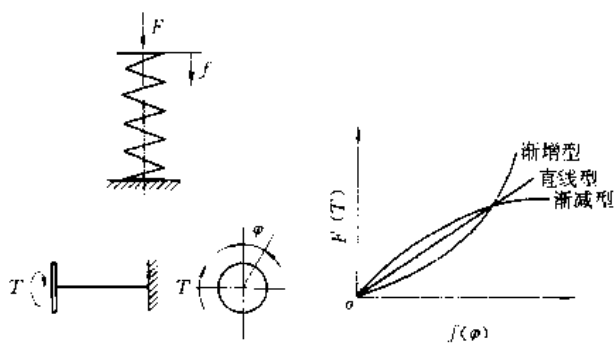


图 10-1-1 特性线的类型

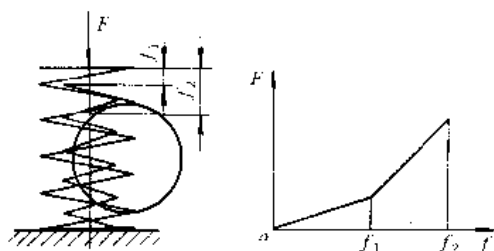


图 10-1-2 组合特性线

使弹簧产生单位变形所需的载荷称弹簧的刚度。对于受压缩和拉伸的弹簧,其刚度为

$$k' = \frac{dF}{df} = \tan \beta \quad (\text{N/mm}) \quad (10-1-1a)$$

对于受扭转载荷的弹簧,其刚度为

$$T' = \frac{dT}{d\varphi} = \tan \beta \quad (\text{N} \cdot \text{mm}/^\circ) \quad (10-1-1b)$$

弹簧的特性线对于弹簧的设计和选择具有重要的作用。具有线型特性线的弹簧,刚度不变。这类弹簧制造简单,应用很广。具有渐增型特性线的弹簧,当载荷达到一定程度后,刚度急剧增加,能起到自我保护的作用。板弹簧、碟形和环形弹簧等,由于有摩擦损失,加载和卸载的特性线不重合,这类弹簧适用于缓冲和减振。

由于尺寸误差和材料因素的影响,计算的特性线与实测的特性线有一定的差异。对保持尺寸准确

度较困难的非线性特性线的弹簧,差异更大。因此,对特性线有较严格要求的弹簧,应经过试验,修改有关尺寸参数并证实能满足要求后,方可成批生产。

在设计非线性特性线的弹簧时,有时考虑静变形,见图 10-1-3,静变形系指过特性线上任意点 S 作切线与横坐标轴的交点和过切点所作垂线之间的距离(变形量) f_s ,称为切点 S 对应载荷 F_s 的静变形。

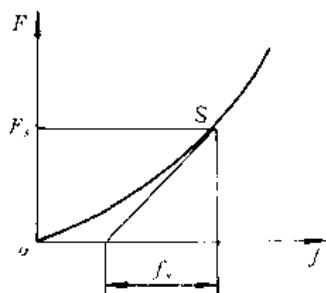


图 10-1-3 静变形

2.2 弹簧的变形能

弹簧受载荷作用变形后所储存的能称为弹簧的变形能 U 。对于拉伸和压缩弹簧 $U = \int Fdf$; 对于扭转弹簧 $U = \int Td\varphi$ 。如取 V 为弹簧材料的体积, τ 和 σ 为弹簧受载荷后的应力,则变形能的计算式为当弹簧材料受切应力时

$$U = k \frac{V}{G} \tau^2 \quad (10-1-2a)$$

当弹簧材料受正应力时

$$U = k \frac{V}{E} \sigma^2 \quad (10-1-2b)$$

式中 k ——材料利用系数,与弹簧类型有关(按表 10-1-2 选取)。

由式(10-1-2)可见,变形能只与弹簧材料的体积、应力、弹性模量以及弹簧的类型有关,而与弹簧的其他几何尺寸,如弹簧材料的截面尺寸和弹簧的直径、节距等无直接关系;弹性模量低时,变形量和变形能大,但刚度小;提高应力对增大弹簧的变形能有显著效果。

当设计缓冲弹簧时,弹簧的变形能应等于或大于被缓冲物体的动能, $U \geq mv^2/2$ 。如弹簧的类型、材料和使用应力已选定,则可从式(10-1-2)算出所需弹簧材料的体积,即

$$V = \frac{UG}{k\tau^2} \quad \text{或} \quad V = \frac{UE}{k\sigma^2}$$



表 10-1-2 各种弹簧变形能的计算和比值

弹簧类型	变形能 U 的计算公式	系数 k	变形能的比值 (%) ^①
杆的拉伸或压缩	$k \frac{V\sigma^2}{E}$	$\frac{1}{2}$	100
悬臂板弹簧		$\frac{1}{18}$	11
弓形板弹簧		$\frac{1}{6}$	33
圆截面材料 螺旋扭转弹簧		$\frac{1}{8}$	25
矩形截面材料 螺旋扭转弹簧		$\frac{1}{6}$	33
平面涡卷弹簧		$\frac{1}{6}$	33
圆截面材料 螺旋拉伸或压缩弹簧	$k \frac{V\tau^2}{G}$	$\frac{1}{4}$	43
方形截面材料 螺旋拉伸或压缩弹簧 ^②		$\frac{1}{6}$	29
圆截面扭杆弹簧		$\frac{1}{4}$	43

① 按 $G \approx E/2.6, \tau = \sigma/\sqrt{3}$ 换算。
 ② 方形截面材料亦可按此近似计算。

2.3 弹簧的共振

承受周期性载荷的弹簧,当其固有频率与激励频率接近或重合时,会产生共振,使弹簧的变形和应力增大,严重时弹簧可能断裂。设计这类弹簧时,应注意使基频(有时也要注意二、三阶固有频率)避开激励频率。

当弹簧有较大的内摩擦时,如多股螺旋弹簧、碟形和环形弹簧、多板弹簧等,它们的加载和卸载特性线不重合(见表 10-1-1)。特性线所包围的面积,即为摩擦所消耗的能量 U_0 。 U_0 值越大,则弹簧的吸振能力越大,消除或缓和共振的能力也越强。 U_0 与 U 之比(U_0/U)称为阻尼系数 ψ 。

变节距和变径螺旋弹簧在压缩到簧圈开始接触后,具有非线性特性线,其刚度为变值,有利于消除或

缓和共振。其中,变径弹簧由于各圈的固有频率不同,对消除或缓和共振尤其是颤振更为有效。

在设计受高速冲击载荷的弹簧时,必须考虑颤振对弹簧强度的影响。弹簧颤振频率与弹簧的固有频率相同。

3 弹簧材料和许用应力

3.1 弹簧材料的分类、性能和应用

常用的弹簧材料有热轧和冷拉(轧)碳素弹簧钢、合金弹簧钢、不锈弹簧钢、铜合金、弹性合金以及橡胶、塑料和纤维增强塑料等,其中以碳素弹簧钢应用最广。

热轧弹簧钢主要以圆钢、扁钢和方钢等形状供应,其直径或厚度一般为 5~50mm,多用于制造大型弹簧,如汽车、拖拉机、铁道车辆上的悬架弹簧或缓冲器等。用这类钢材制造弹簧时,一般采用加热成形,然后经淬火回火处理,以达到所需要的性能。

冷拉(轧)弹簧钢主要以钢丝和钢带等形状供应。钢丝有索氏体等温淬火(铅浴等温淬火)冷拉钢丝、油淬火回火冷拉钢丝和退火状态供应的冷拉钢丝等。前两种多为碳素弹簧钢,后一种多为硅锰、铬钒、硅铬等合金弹簧钢。这类钢丝多用于制造小型弹簧,冷卷成形。对于索氏体等温淬火、油淬火回火冷拉钢丝,在冷卷成形后,只需进行去应力退火处理。退火状态供应的冷拉钢丝,在冷卷成形后,还需经淬火回火处理,应尽量避免采用。

常用弹簧材料的性能和用途见表 10-1-3。碳素弹簧钢丝和琴钢丝的抗拉强度见表 10-1-4 和表 10-1-5。合金弹簧钢丝的力学性能见表 10-1-6。油淬火回火和阀门用油淬火回火弹簧钢丝的力学性能见表 10-1-7 和表 10-1-8。

不锈弹簧钢按其使用状态的组织可分为奥氏体不锈钢、马氏体不锈钢和沉淀硬化不锈钢三类,其中常用不锈钢的力学性能见表 10-1-9。不锈钢丝的力学性能见表 10-1-10。

表 10-1-3 常用弹簧材料的性能和用途

材 料			切变模量	弹性模量	推荐	推荐	特 性 和 用 途
类别	牌 号	标准号	G (GPa)	E (GPa)	硬度范围 (HRC)	使用温度 (°C)	
碳素 弹簧 钢丝	65, 65Mn, 70, 70Mn,	GH 4357-89	$0.5 \leq d \leq 4$	$0.5 \leq d \leq 4$		-40~120	强度高,加工性能好,但淬透性差。适于做小尺寸弹簧或要求不高的大弹簧
	80, T8A, T9A	GB 4358-84	$81.4 \sim 78.7$	$203.5 \sim 201.1$			
			$d > 4$	$d > 4$			
			78.7	196.2			



(续)

类别	材 料		切变模量 G (GPa)	弹性模量 E (GPa)	推荐 硬度范围 (HRC)	推荐 使用温度 (°C)	特 性 和 用 途
	牌 号	标准号					
合 金 弹 簧 钢 丝	60Si2Mn 60Si2MnA 70Si3MnA	GB 5218—85	78.7	196.2	45~50	-40~250	弹性极限、屈服比、淬透性和抗回火稳定性均较高,过热敏感性小,但脱碳倾向大。用作气缸安全阀弹簧、电力机车升弓钩弹簧
	55CrSiA 60Si2CrA	GB 5221—85			47~52	-40~300	与硅锰钢相比,当塑性相近时,具有较高的抗拉强度和屈服强度。用作汽轮机汽封弹簧、调节弹簧
	65Si2MnWA				47~52	-40~350	较60Si2CrA有更高的淬透性、硬度、强度和耐高温
	60Si2CrVA				45~50	-40~400	同60Si2CrA,耐高温
	50CrVA	GB 5219—85 GB 2271—84			45~50	-40~400	有良好的工艺性能、力学性能、淬透性和回火稳定性,耐高温。用作气门弹簧、油嘴弹簧和安全阀弹簧
	30W4Cr2VA				43~47	-40~500	高温时有较高的强度,淬透性好。用作锅炉安全阀弹簧、碟形阀弹簧
不 锈 弹 簧 钢 丝	0Cr19Ni9		71.7	193.2	42~48	-250~290	耐腐蚀,耐高低温,有良好的工艺性能,只能通过加工硬化方法提高强度。适于制造小截面材料弹簧,如仪表中心垫圈、挡圈和胀圈
	3Cr13	GB 4231—84	75.7	214.8	48~53	-40~400	机械强度高,在大气、蒸汽、水和弱酸中具有较好的耐腐蚀性,但不宜用于强腐蚀介质中,耐高温。适于做较大尺寸的弹簧,成型后进行淬火、回火
	0Cr17Ni7Al 1Cr17Ni7		73.5	183.4	47~50	350	耐腐蚀性与奥氏体不锈钢相近,有很高的强度、硬度,耐高温,加工性能好。适于制造形状复杂、表面状态要求高的弹簧
弹 性 合 金 丝	Ni36CrTiAl	GBn 220—84	68.6~78.9	186.3~206.0	(HV) 400~480	-40~250	弹性模量、强度、耐腐蚀性和抗磁性均高。用于航空仪表、精密仪表的弹性元件
	Ni42CrTiAl		63.7~73.5	176.5~191.2	(HV) 350~450	-60~100	恒弹性,加工性能好,耐腐蚀。用作灵敏恒弹性元件,如计时仪表和手表的游丝



(续)

类别	材 料		切变模量 G (GPa)	弹性模量 E (GPa)	推荐 硬度范围 (HRC)	推荐 使用温度 (°C)	特 性 和 用 途	
	牌 号	标准号						
弹性合金丝	Ni44CrTiAl	GBn 218-84	63.7~73.5	176.5~191.2	(HV) 400	-60~100	恒弹性。用于频率元件	
	Co40CrNiMo	GBn 217-84	73.5~83.3	196.2~215.8		-40~400	强度、弹性高,弹性后效低,耐腐蚀,无磁,用作钟表发条	
铜合金丝	QSi3-1		40.2	93.1	(HB) 90~100	~120	强度、弹性和耐磨性均高,低温时不降低塑性,防磁,耐腐蚀	
	QSn4-3 QSn6.5-0.1		39.2			-250~120	强度、弹性和耐磨性均高,冷、热加工性能好,耐腐蚀防磁。可用作电表游丝	
	QBe2		42.1	129.4	37~40	-200~120	强度、硬度、疲劳强度、弹性和耐磨性均高,耐腐蚀,防磁,导电性好,撞击时无火花。用作电表游丝	
热 轧 弹 簧 钢 材	65Mn	GB 1222-84	78.8	196.2	45~50	-40~120	经热处理后的综合性能略优于碳钢,有过热敏感性和回火脆性	
	60Si2Mn 60Si2MnA					-40~250	弹性极限、屈强比、淬透性和抗回火稳定性均较高,过热敏感性较小,但脱碳倾向较大。用于汽车、拖拉机、铁道车辆上的板弹簧和螺旋弹簧	
	60Si2CrA					-40~300	有较高的抗拉强度和屈强比。用作破碎机弹簧	
	70Si3MnA					47~52	同 60Si2Mn。用于承受较高振动的弹簧	
	65Si2MnWA					-40~350	较 60Si2Mn 有更高的淬透性,强度和硬度,耐高温。用于取弹钩弹簧	
	60Si2CrVA					45~50	-40~400	同 60Si2CrA
	50CrVA							有良好的工艺性能、力学性能、淬透性和稳定性
	30W4Cr2VA					43~47	-40~500	高温时具有较高的强度,淬透性好。可用于锅炉碟形弹簧、盛钢桶滑动水口弹簧

冶金工业出版社



表 10-1-4 碳素弹簧钢丝的抗拉强度

钢丝直径 d (mm)	抗拉强度 σ_b (MPa)			钢丝直径 d (mm)	抗拉强度 σ_b (MPa)		
	B级	C级	D级		B级	C级	D级
0.08	2400~2800	2740~3140	2840~3240	1.20	1620~1960	1910~2250	2250~2550
0.09	2350~2750	2690~3090	2840~3240	1.40	1620~1910	1860~2210	2150~2450
0.10	2300~2700	2650~3040	2790~3190	1.60	1570~1860	1810~2160	2110~2400
0.12	2250~2650	2600~2990	2740~3140	1.80	1520~1810	1760~2110	2010~2300
0.14	2200~2600	2550~2940	2740~3140	2.00	1470~1760	1710~2010	1910~2200
0.16	2150~2550	2500~2890	2690~3090	2.20	1420~1710	1660~1960	1810~2110
0.18	2150~2550	2450~2840	2690~3090	2.50	1420~1710	1660~1960	1760~2060
0.20	2150~2550	2400~2790	2690~3090	2.80	1370~1670	1620~1910	1710~2010
0.22	2110~2500	2350~2750	2690~3090	3.00	1370~1670	1570~1860	1710~1960
0.25	2060~2450	2300~2700	2640~3040	3.20	1320~1620	1570~1810	1660~1910
0.28	2010~2400	2300~2700	2640~3040	3.50	1320~1620	1570~1810	1660~1910
0.30	2010~2400	2300~2700	2640~3040	4.00	1320~1620	1520~1760	1620~1860
0.35	1960~2350	2250~2650	2600~2990	4.50	1320~1570	1520~1760	1620~1860
0.40	1910~2300	2250~2650	2600~2990	5.00	1320~1570	1470~1710	1570~1810
0.45	1860~2260	2200~2600	2550~2940	5.50	1270~1520	1470~1710	1570~1810
0.50	1860~2260	2200~2600	2550~2940	6.00	1220~1470	1420~1660	1520~1760
0.55	1810~2210	2150~2550	2500~2890	7.00	1170~1420	1370~1570	—
0.60	1760~2160	2110~2500	2450~2840	8.00	1170~1420	1370~1570	—
0.70	1710~2110	2060~2450	2450~2840	9.00	1130~1320	1320~1520	—
0.80	1710~2060	2010~2400	2400~2840	10.00	1130~1320	1320~1520	—
0.90	1710~2060	2010~2350	2350~2750	11.00	1080~1270	1270~1470	—
1.00	1660~2010	1960~2300	2300~2690	12.00	1080~1270	1270~1470	—

注:摘自 GB 4357-89。

表 10-1-5 琴钢丝的抗拉强度

钢丝直径 d (mm)	抗拉强度 σ_b (MPa)			钢丝直径 d (mm)	抗拉强度 σ_b (MPa)		
	G1组	G2组	F组		G1组	G2组	F组
0.08	2893~3187	3187~3481	—	0.26	2501~2746	2746~2991	—
0.10	2795~3089	3089~3383	—	0.29	2452~2697	2697~2942	—
0.12	2746~3040	3040~3334	—	0.32	2403~2648	2648~2893	—
0.14	2697~2991	2991~3285	—	0.35	2403~2648	2648~2893	—
0.16	2648~2942	2942~3236	—	0.40	2354~2599	2599~2844	—
0.18	2599~2893	2893~3187	—	0.45	2305~2550	2550~2795	—
0.20	2599~2844	2844~3089	—	0.50	2305~2550	2550~2795	—
0.23	2550~2795	2795~3040	—	0.55	2256~2501	2501~2746	—



(续)

钢丝直径 <i>d</i> (mm)	抗拉强度 σ_b (MPa)			钢丝直径 <i>d</i> (mm)	抗拉强度 σ_b (MPa)		
	G1组	G2组	F组		G1组	G2组	F组
0.60	2206~2452	2452~2697	—	2.30	1765~1961	1961~2158	1716~1863
0.65	2206~2452	2452~2697	—	2.60	1765~1961	1961~2158	1667~1814
0.70	2158~2403	2403~2648	—	2.90	1716~1912	1912~2158	1667~1814
0.80	2108~2354	2354~2599	—	3.20	1667~1863	1863~2059	1618~1765
1.00	2056~2256	2256~2452	—	3.50	1667~1814	1814~1961	1618~1765
1.20	2010~2206	2206~2403	—	4.00	1618~1765	1765~1912	1569~1716
1.40	1961~2158	2158~2354	—	4.50	1569~1716	1716~1863	1520~1667
1.60	1912~2108	2108~2305	—	5.00	1520~1667	1667~1814	1471~1618
1.80	1863~2059	2059~2256	—	5.50	1471~1618	1618~1765	
2.00	1814~2010	2010~2206	1716~1863	6.00	1422~1569	1569~1716	

注：摘自GB 4358-84。

表 10·1-6 合金弹簧钢丝的力学性能

材料类别	标准号	牌 号	状 态	抗拉强度 σ_b (MPa)	硬 度 (HB)
硅锰弹簧钢丝	GB 5218-85	60Si2MnA	冷拉退火	直径大于5mm的钢丝 不大于1029	直径大于5mm的钢丝 不大于302
铬钒弹簧钢丝	GB 5219-85	50CrVA	冷拉退火	直径大于5mm的钢丝 不大于1029	直径大于5mm的钢丝 不大于302
阀门用铬钒 弹簧钢丝	GB 5220-85	50CrVA	退 火	784	240
			冷 拉	1029	306
			淬火回火	1470~1764	面缩率 不小于40%
铬硅弹簧钢丝	GB 5221-85	55CrSiA	冷拉退火	—	—

表 10·1-7 油淬火回火碳素和硅锰合金弹簧钢丝的抗拉强度

钢丝直径 <i>d</i> (mm)	抗 拉 强 度 σ_b (MPa)				
	碳素弹簧钢丝①		硅锰合金弹簧钢丝②		
	A类	B类	A类	B类	C类
2.0	1618~1765	1716~1863	1569~1716	1667~1814	1765~1912
2.2	1569~1716	1667~1814			
2.5					
3.0	1520~1667	1618~1765	1520~1667	1618~1765	1716~1863
3.2	1471~1618	1569~1716			
3.5					
4.0	1422~1569	1520~1667	1471~1618	1569~1716	1667~1814
4.5	1373~1520	1471~1618			
5.0	1324~1471	1422~1569			



(续)

钢丝直径 d (mm)	抗 拉 强 度 σ_b (MPa)				
	碳素弹簧钢丝①		硅锰合金弹簧钢丝②		
	A 类	B 类	A 类	B 类	C 类
5.5 6.0 6.5	1275~1422	1373~1520	1471~1618	1569~1716	1667~1814
7.0 8.0 9.0					
10.0 11.0 12.0					

① 摘自 GB 4350-84。

② 摘自 GB 4361-84。



表 10-1-8 阀门用油淬火回火碳素及铬钒合金弹簧钢丝的力学性能

材料类别	直径 d (mm)	抗拉强度 σ_b (MPa)	面缩率不小于 (%)	直径 d (mm)	抗拉强度 σ_b (MPa)	面缩率不小于 (%)							
	碳素 弹簧 钢丝	2.0 2.2 2.5 3.0 3.2 3.5 4.0	1422~1569	45	4.5 5.5	1373~1520	45						
5.5 6.0		1324~1471			40								
铬钒 合金 弹簧 钢丝						1.0 1.2 1.4 1.6 1.8	1667~1863	—	4.0 4.5	1520~1667	40		
		2.0 2.2 2.5 3.0			1618~1765	45			5.0 5.5 6.0			1471~1618	
		3.2 3.5							1569~1716	—			6.5 7.0

① 摘自 GB 4359-84。

② 摘自 GB 2271-84。

此星公司制作 请尊重原作者版权



表 10·1-9 不锈钢弹簧钢力学性能

类别	牌 号	热处理状态	抗拉强度 σ_b (MPa)	屈服点 σ_s (MPa)	硬度 (HRC)
奥氏体	1Cr18Ni9	(1100~1150)℃水淬	540	196	
		(1100~1150)℃水淬+80%冷变形		1570	
	1Cr18Ni9Ti	(1100~1150)℃水淬	540	196	
		(1100~1150)℃水淬+90%冷变形+440℃退火	1764		
马氏体	3Cr13	1050℃油淬+450℃回火	1717	1402	48
	4Cr14	(1000~1100)℃油淬+450℃回火			50
沉淀硬化	0Cr17Ni7Al (17-7PH)	I:1050℃空冷+950℃空冷 +(-73℃)8h+510℃1h空冷	I:1548	1441	47
		II:1050℃空冷+60%以上冷变形 +480℃1h空冷	I:1823	1788	49
	0Cr15Ni7Mo2Al (PH15-7Mo)		I:1607	1490	48
			I:1823	1788	50

表 10·1-10 弹簧用不锈钢丝抗拉强度

钢丝直径 d (mm)	抗拉强度 σ_b (MPa)			钢丝直径 d (mm)	抗拉强度 σ_b (MPa)		
	A组	B组	C组		A组	B组	C组
0.08	1618	2157	1961	1.20	1373	1765	1667
0.09							
0.10							
0.12							
0.14							
0.16							
0.18							
0.20	1569	2059	1912	2.0	1324	1667	1569
0.23							
0.26							
0.29							
0.32							
0.35							
0.40							
0.45	1471	1863	1765	2.3	1275	1569	1471
0.50							
0.55							
0.70							
0.80							
0.90							
1.00							
				2.6	1177	1471	1373
				2.9			
				3.2			
				3.5			
				4.0			
				4.5			
				5.0			
				5.5	1079	1373	1275
				6.0			
				6.5			
				7.0	981	1275	
				8.0			
				9.0			
				10.0		1128	
				12.0			
						981	
						883	

注:1. 表列抗拉强度为最低值。

2. 弹性模量 $E=186 \times 10^3 \text{MPa}$; 切变模量 $G=71 \times 10^3 \text{MPa}$ 。

3. 摘自 YB(T)11。



3.2 弹簧材料的选择

弹簧多在变载荷下工作,未经强压的弹簧,其应力不允许超过屈服点,因此要求材料有高的抗拉强度和屈强比,高的疲劳强度和一定的冲击韧性。对于热成形的大尺寸弹簧,要求材料有良好的淬透性、低的过热敏感性和不易脱碳等;对制造小尺寸弹簧的冷拉(轧)材料,要求有均匀的硬度和一定的塑性(通常采用弯曲、扭转和缠绕等试验)。

弹簧的性能和使用寿命在很大程度上取决于材料的表面质量。因此,弹簧材料表面不应有裂纹、折叠、结

疤、夹渣、压痕和凹陷等缺陷。

对材料表面进行各种强化处理有很好的效果,应予考虑和采用。

选择弹簧材料时,应根据所设计弹簧的具体要求,考虑以下几个方面:

(1) 材料的淬透性能。在选择材料时,应结合材料直径或厚度考虑材料的淬透性能。常用弹簧钢在油中能淬透的尺寸见表 10·1-11。

在选用圆截面材料时,其直径应符合表 10·1-12 的系列值。

(2) 工作特点和载荷性质。在不同工作条件下使

表 10·1-11 常用弹簧钢在油中可淬透的尺寸

钢 号	65,70	65Mn	60Si2Mn	50CrMn	60Si2CrA 50CrVA	65Si2MnWA 60Si2CrVA
淬透尺寸 (mm)	7	15	25	30	45	50

表 10·1-12 弹簧材料直径系列

	(mm)							
第一系列	0.1	0.12	0.14	0.16	0.2	0.25	0.3	0.35
	0.4	0.45	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1
	1.2	1.6	2	2.5	3	3.5	4	4.5
	5	6	8	10	12	16	20	25
	30	35	40	45	50	60	70	80
第二系列	1.4	1.8	2.2	2.8	3.2	3.8	4.2	5.5
	7	9	14	18	22	28	32	38
	42	55	65					

注:摘自 GB/T 1358-92。

用的弹簧,对材料有不同的要求。

1) 承受静载荷及有限作用次数的变载荷的弹簧,可选用 65、70、65Mn、60Si2MnA、65Si2MnWA 和 50CrVA 等弹簧钢。

2) 承受动载荷(变载荷及冲击载荷)的弹簧和重要且不易维修的弹簧,可选用 50CrVA 和 QBe2 等材料。

3) 要求耐腐蚀及导电性能好的弹簧,可选用 QSi3-1、QSn4-3、QSn6.5-0.1、QBe2、1Cr18Ni9Ti 和 3Cr13 等材料。

(3) 工作温度。在高温或低温条件下使用的弹簧,应根据工作温度选择弹簧材料。

1) 在高温下工作的弹簧,如电站设备的安全阀、指挥阀用弹簧、调速弹簧、气封弹簧片、转子发动机的

副片弹簧及压缩机的阀弹簧等,分别提出了不同程度的耐热要求。目前常用的要求不高的耐热弹簧钢有 60Si2CrA、50CrVA、60Si2CrVA、30W4Cr2VA 等。某些不锈钢在 300~400℃ 温度下也具有一定的耐热性,它们的最高使用温度见表 10·1-3。有些热作工具钢由于其红硬性、耐热性好,有时也可用作耐热弹簧材料。当要求使用温度在 500℃ 以上时,则选用高温弹性合金,见表 10·1-13。

随着温度的升高,材料的弹性模量、强度、硬度和疲劳极限都会有不同程度的降低。不同温度下的切变模量 G_t 值可按下式计算:

$$G_t = K_t G$$

式中 G ——常温下的切变模量;

K_t ——温度修正系数(按表 10·1-14 选取)。



表 10·1-13 热作工具钢和高温弹性合金的最高使用温度

材料类别	合金牌号	最高使用温度 (C)
热作工具钢	W18Cr4V(YB 12-77)	350
	65Cr4W8MoV	500
铁基合金	0Cr15Ni25Ti2MoVB (GH2132, A286)	500~550
	0Cr15Ni35W2Mo2Ti2Al2B (GH2135, 808)	550~600
镍基合金	NiCr19Fe18Nb5Mo3TiB (GH4169, Inconel718)	600
	NiCr15Fe7NbTi2Al (GH1145, InconelX-750)	500
	NiCr15Co15Mo4Al4Ti3B (Rene/77, U-700)	650
钴基合金	HS25(L-605)	650
铌基合金	55NbTiAl	650

表 10·1-14 切变模量 G_s 的温度修正系数 K_s

材料牌号	工作温度 (C)			
	≤60	150	200	250
	K_s			
50CrVA	1	0.96	0.95	0.94
60Si2Mn	1	0.99	0.98	0.98
1Cr18Ni9Ti	1	0.98	0.94	0.90
QBe2	1	0.95	0.94	0.92

注:对于压缩弹簧表内各温度之间的 K_s 值,可用插入法求出。

2) 在低温条件下,碳素弹簧钢、一般合金弹簧钢、3Cr13、4Cr13 不锈钢以及弹性合金的使用温度可低至 -40°C 。在更低温度下,如 -200°C ,则需用 1Cr18Ni9、1Cr18Ni9Ti、QSn4-3、QSn6.5-0.1、QBe2 以及 Ni66Cu29Al3 (Monel k500)、GH4169 (Inconel718) 等,它们在一定低温范围下的力学性能比在常温下都有所提高。它们的最低使用温度见表 10·1-3。弹簧用镍合金的低温性能见表 10·1-15。

表 10·1-15 弹簧用镍合金低温性能

材料牌号	状 态	温 度 (C)	屈服点 $\sigma_{0.2}$ (MPa)	抗拉强度 σ_b (MPa)
Ni66Cu31Fe (Monel400)	冷 拉	室 温	645	713
	冷 拉	-79	695	805
Ni66Cu29Al3 (Monel k500)	冷 拉 时效硬化	室 温	825	1096
	冷 拉 时效硬化	-110	924	1180
	冷 拉 时效硬化	-330	1100	1388
Ni76Cr18Fe8 (Inconel 600)	冷 拉	室 温	1015	1046
	冷 拉	-79	1064	1118
	冷 拉	-190	—	—
NiCr19Fe18Nb5Mo3TiB (GH4169, Inconel 718)	固溶处理 时 效	室 温	σ_s 1040	1329
	固溶处理 时 效	-98	σ_s 1202	1468
	固溶处理 时 效	-196	σ_s 1399	1709
	固溶处理 时 效	-253	σ_s 1609	1835
Ni	冷 拉	室 温	—	708
	冷 拉	-80	—	770



3.3 弹簧的许用应力

由于应力对弹簧性能有特别大的影响,如 U 正比于 τ^2 或 σ^2 ,所以必须采用安全的但不是保守的数值,具体选取见以后各章。考虑原则为:

- (1) 更换困难及弹簧损坏会导致整个机械失效或引发其他重大事故时,弹簧的许用应力应当降低;
- (2) 使用过程中有磨损或有腐蚀的弹簧,许用应力应当降低;
- (3) 在相同使用条件下,所选材料的力学性能优越,热处理工艺成熟,材料性能稳定,许用应力可取较大值;
- (4) 经表面强化(滚压或喷丸)处理的弹簧,疲劳

应力可适当提高;

- (5) 在高温下使用的弹簧,材料的抗拉强度 σ_b 随温度的升高而下降,因此,许用应力应按使用温度下的强度极限选取;
- (6) 承受静载荷和虽承受变载荷但作用次数少或幅度变化小的弹簧,可选用较高的许用应力;
- (7) 允许有少量塑性变形的弹簧,可选用较高的许用应力;
- (8) 经强压处理的弹簧,其屈服点 σ_s 和 τ_s 可取下列近似值:碳素弹簧钢 $\sigma_s = 0.7\sigma_b, \tau_s = 0.5\sigma_b$; 硅锰弹簧钢 $\sigma_s = 0.75\sigma_b, \tau_s = 0.6\sigma_b$; 铬钒弹簧钢 $\sigma_s = 0.9\sigma_b, \tau_s = 0.7\sigma_b$ 。

第2章 螺旋弹簧^{[1]~[3]}

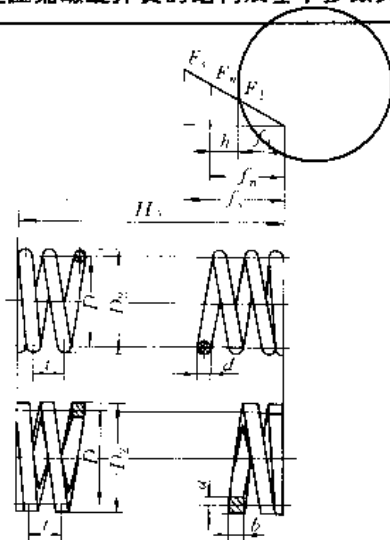
螺旋弹簧包括圆柱螺旋弹簧和变径螺旋弹簧两大类。圆柱螺旋弹簧按承受载荷的特性可分为压缩、拉伸和扭转三种。变径螺旋弹簧主要承受压缩载荷,按其形状特点可分为圆锥形、涡卷形、中凹形和中凸形等。本章主要介绍圆柱螺旋弹簧和圆锥与涡卷螺旋弹簧。

1 圆柱压缩螺旋弹簧的设计

1.1 圆柱压缩螺旋弹簧的结构设计

等节距圆柱压缩螺旋弹簧的基本参数关系式见表 10-2-1。

表 10-2-1 圆柱压缩螺旋弹簧的结构及基本参数关系式



参数名称	关系式	说明
工作载荷 F_1, F_2, \dots, F_n	$0.2F_s \leq F_1, F_2, \dots, F_n \leq 0.8F_s$	变载荷和重要弹簧的最大工作载荷 F_n 取小些。对应的工作变形量为 f_1, f_2, \dots, f_n
试验载荷 F_s	$F_s \geq 1.25F_n$	试验时应加的载荷。对应的变形量为 f_s



(续)

参数名称	关系式	说明
压并载荷 F_b		弹簧被压至并圈时的载荷。对应的变形量为 f_b
工作行程 h	$h = f_a - f_1$	
材料直径 d 或矩形截面 $a \times b$	$d(a) = \frac{D_2 - D_1}{2}$	d 或 $a \times b$ 尺寸根据载荷计算。 d 值应符合表 10·1-12 的系列值
弹簧中径 D	$D = D_2 - d = \frac{D_1 + D_2}{2}$	圆形材料弹簧的 D 应符合表 10·2-3 的系列值
弹簧内径 D_1	$D_1 = D - d$	
弹簧外径 D_2	$D_2 = D + d$	
旋绕比(弹簧指数) C	$C = \frac{D}{d} = 4 \sim 14$	按表 10·2-4 选取
工作圈数 n	$n \geq 2$	根据工作变形量计算,其值应符合表 10·2-5 的系列值
支承圈数 n_z	冷卷弹簧 $n_z = 0 \sim 3$ 热卷弹簧 $n_z = 2 \sim 3$	用于端部支承或固定的圈数,工作时不变形
总圈数 n_1	$n_1 = n + n_z$	尾数应为 1/4、1/2、3/4 或整圈,推荐用 1/2 圈
自由高度 H_0	两端磨平 $H_0 = nt + (n_z - 0.5)d$ 两端不磨 $H_0 = nt + (n_z + 1)d$	为了保证稳定性, H_0 有一定的限制, 荐用值见表 10·2-6 的系列值
压并高度 H_b	两端并紧并磨平 $H_b \approx (n_1 - 0.5)d$ 两端并紧不磨 $H_b \approx (n_1 + 1)d$	压至各圈接触时的理论高度
节距 t	$t = d + \frac{f_n}{n} + \delta_1 = (0.28 \sim 0.5)D$	
余隙 δ_1	$\delta_1 \geq 0.1d$	在最大工作载荷 F_w 作用下, 为了不使各工作圈相互接触所应保留的间隙
螺旋角 α	$\alpha = \arctan \frac{t}{\pi D}$	推荐 $\alpha = 5^\circ \sim 9^\circ$
弹簧材料长度 L	$L = \frac{\pi D_2 n_1}{\cos \alpha}$	

注:对矩形截面材料弹簧,表中的 d 应相应的改用 a 或 b 。

1. 压缩弹簧的端部结构 压缩弹簧的端部结构见表 10·2-2。Y I、Y II 和 RY I、RY II 的端圈并紧,称为接触型,两端圈表面磨平或锻平或不磨,与弹簧轴线垂直,这种弹簧与支承座接触好。Y III 的两端圈并不并紧,称为开口型,这种弹簧的端圈表面一般不磨平,结构简单,为了保证弹簧的稳定,则需有与弹簧端圈相吻合的支承座。

矩形截面材料压缩弹簧的端部,一般采用接触型,并且端面磨平。

2. 弹簧簧圈直径 弹簧中径 D 的选取应符合表 10·2-3 所示系列值,并应严格控制内外径的偏差,其极

限偏差值可按国标查出。为了保证有足够的空间,应考虑弹簧受载荷后簧圈的增大,其增大值可近似地按下列公式计算:

(1) 当弹簧两端固定时,从自由高度压到并紧时,直径的增大为

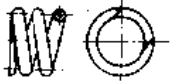

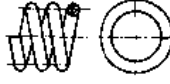
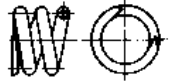
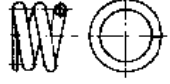
$$\frac{\Delta D}{D} = 0.05 \frac{t^2 + a^2}{D^2} \quad (10 \cdot 2 \cdot 1)$$

(2) 当两端面与支承座可以自由回转而摩擦力比较小时,直径的增大为

$$\frac{\Delta D}{D} = 0.10 \frac{t^2 - 0.8td - 0.2d^2}{D^2} \quad (10 \cdot 2 \cdot 2)$$



表 10-2-2 压缩弹簧的端部结构

类型	冷卷压缩弹簧①			热卷压缩弹簧②	
	Y I	Y I	Y I	RY I	RY I
简图					
端部结构型式	两端圈并紧并磨平	两端圈并紧不磨	两端圈不并紧	两端圈并紧并磨平	两端圈制扁并紧,不磨或磨平
支承圈数	1 或 $1\frac{1}{4}$	$\frac{3}{4}$ 或 1	$\frac{3}{4}$ (端面磨 $\frac{3}{4}$) 或 $\frac{1}{2}$ (端面不磨)	1 或 $1\frac{1}{2}$	1 或 $1\frac{1}{2}$

① 摘自 GB 1239.2—89。

② 摘自 GB 1239.4—89。

表 10-2-3 圆形截面材料弹簧中径 D 系列

(mm)

0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1	1.2	1.4	1.6	1.8	2	2.2	2.5	2.8	3	3.2	3.5
3.8	4	4.2	4.5	4.8	5	5.5	6	6.5	7	7.5	8	8.5	9	10	12	14	16
18	20	22	25	28	30	32	38	42	45	48	50	52	55	58	60	65	70
75	80	85	90	95	100	105	110	115	120	125	130	135	140	145	150	160	170
180	190	200	210	220	230	240	250	260	270	280	290	300	320	340	360	380	400
450	500	550	600	650	700												

注:摘自 GB/T 1358—92。

3. 旋绕比(弹簧指数) 旋绕比 $C(=D/d)$ 值越小,曲率越大,卷制越困难,工作时弹簧圈内侧的应力

大于平均应力越多,而弹簧的刚度也越大。 C 值大,则相反。 C 的荐用值见表 10-2-4。

表 10-2-4 旋绕比(弹簧指数) C 的荐用值

d 或 a (mm)	0.2~0.4	0.5~1	1.5~2.2	2.5~6	7~16	18~50
C	7~14	5~12	5~10	4~9	4~8	4~6

4. 弹簧的圈数 弹簧的有效圈数 n 应符合表 10-2-5 系列值。为了避免由于载荷偏心引起过大的附加力,最少工作圈数为 2,但一般不少于 3 圈。支承圈的圈数 n_s 取决于端部结构形式,其值见表 10-2-2。

5. 弹簧的高度

(1) 自由高度 H_0 可按表 10-2-1 所列公式计算,荐用系列值见表 10-2-6。

(2) 压并高度 H_s 可按表 10-2-1 所列公式计算。

表 10-2-5 压缩弹簧的有效圈数 n 系列

2	2.25	2.5	2.75	3	3.25	3.5	3.75	4
4.25	4.5	4.75	5	5.5	6	6.5	7	7.5
8	8.5	9	9.5	10	10.5	11.5	12.5	13.5
14.5	15	16	18	20	22	25	28	30

注:摘自 GB/T 1358—92。



(3) 试验载荷下的高度 H_s 为对应于试验载荷 F_s 下的高度。当弹簧低于此高度时,可能产生塑性变形。其计算公式

$$H_s = H_0 - f_s \quad (10\cdot2\cdot3)$$

上列弹簧基本参数的尺寸系列和国家标准所列公差值是根据圆截面材料制定的,对矩形截面材料可作为参考。对于扁截面材料圆柱螺旋弹簧,可参照汽车工业标准(QC 7111~7113)选取。

表 10·2·6 压缩弹簧自由高度 H_0 荐用尺寸系列 (mm)

4	5	6	7	8	9	10	12
14	16	18	20	22	25	28	30
32	35	38	40	42	45	48	50
52	55	58	60	65	70	75	80
85	90	95	100	105	110	115	120
130	140	150	160	170	180	190	200
220	240	260	280	300	320	340	360
380	400	420	450	480	500	520	550
580	600	620	650	680	700	720	750
780	800	850	900	950	1000		

1·2 圆柱压缩螺旋弹簧的设计计算公式

螺旋弹簧的螺旋角 α 一般小于 9° , 因此, 弹簧圈的任意横截面可近似地看作为在通过弹簧轴线的平面上。这样, 弹簧在外载荷 F 作用下, 弹簧圈的任意截面的受力可简化为一扭矩 $T = FD/2$ 和一切向力 $F_t = F$, 见图 10·2·1a、c。受力状态下的应力分布见图 10·2·1b、d。其弹簧的变形量 f 和切应力 τ 的基本计算公式

$$f = \frac{\pi D^3 n}{4GI_p} F \quad (\text{mm}) \quad (10\cdot2\cdot4)$$

圆截面材料

$$\tau = K \frac{D}{2Z_t} F \quad (\text{MPa}) \quad (10\cdot2\cdot5)$$

矩形截面材料

$$\tau = K' \frac{D}{2Z_t} F \quad (\text{MPa}) \quad (10\cdot2\cdot6)$$

$$K = \frac{4C-1}{4C-4} + \frac{0.615}{C} \quad (10\cdot2\cdot7)$$

$$K' = 1 + \frac{1.2}{C} + \frac{0.56}{C^2} + \frac{0.5}{C^3} \quad (10\cdot2\cdot8)$$

式中 G ——切变模量(MPa);

I_p ——极惯性矩(mm⁴);

Z_t ——抗扭截面系数(mm³);

K 和 K' ——曲度系数, 其值可查图 10·2·2 或按式(10·2·7)和式(10·2·8)计算。

对于受静载荷的弹簧, 或计算有关试验载荷下的强度时, 取 $K=1$ 。

根据上列基本公式可导出圆形、方形和矩形截面材料圆柱螺旋弹簧主要参数的计算公式, 见表 10·2·7。

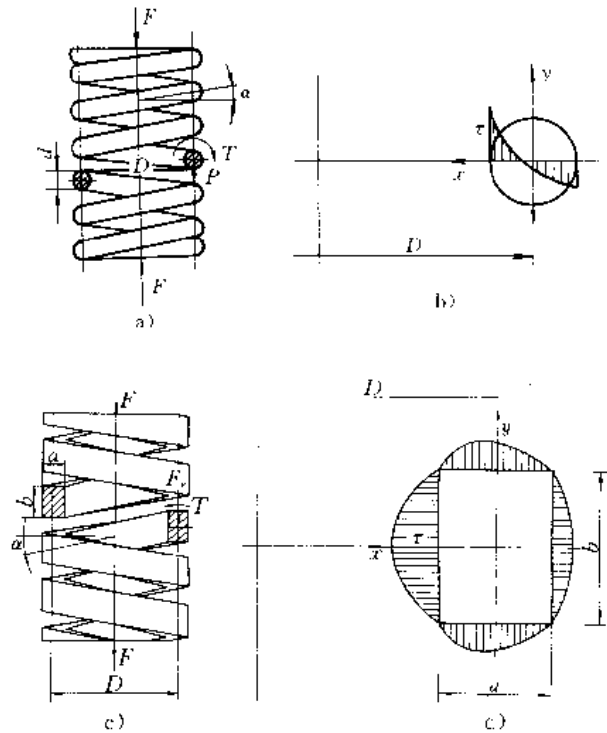


图 10·2·1 弹簧的受力分析和应力分布
a)、c)受力分析 b)、d)应力分布

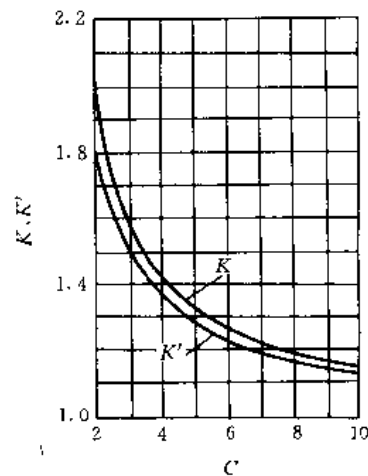
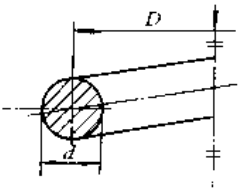
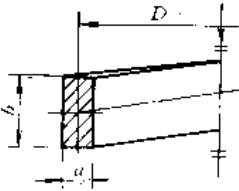
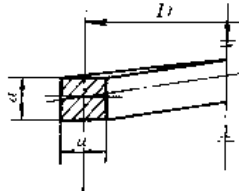


图 10·2·2 曲度系数 K 和 K'



表 10·2-7 圆柱压缩和拉伸螺旋弹簧计算公式

弹簧材料截面形状			
极惯性矩 $I_p(\text{mm}^4)$	$I_p = \frac{\pi d^4}{32}$	$I_p = 0.141a^4$	$b > a$ 时 $I_p = k_2 a^3 b$ $a > b$ 时 $I_p = k_2 a b^3$
抗扭截面系数 $Z_t(\text{mm}^3)$	$Z_t = \frac{\pi d^3}{16}$	$Z_t = 0.208a^3$	$b > a$ 时 $Z_t = k_3 a^2 b$ $a > b$ 时 $Z_t = k_3 a b^2$
变形 $f = \frac{\pi D^3 n}{4GI_p} F(\text{mm})$	$f = \frac{8D^3 n}{Gd^4} F$ $= \frac{8C^4 n}{GD} F$ $= \frac{\pi d C^2 n}{KG} \tau$	$f = \frac{5.57D^3 n}{Ga^4} F$ $= \frac{5.57C^3 n}{Ga} F$ $= \frac{2.32C^2 a n}{K'G} \tau$	$f = \frac{\pi D^3 n}{4GI_p} F$
切应力 $\tau = K \frac{D}{2Z_t} F(\text{MPa})$	$\tau = K \frac{8D}{\pi d^3} F$ $= K \frac{8C}{\pi d^2} F$ $= K \frac{G}{\pi d C^2 n} f$	$\tau = K' \frac{2.4D}{a^3} F$ $= K' \frac{2.4C}{a^2} F$ $= K' \frac{G}{2.32C^2 a n} f$	$\tau = K \frac{D}{2Z_t} F$
刚度 $F' = \frac{F}{f}$ $= \frac{4GI_p}{\pi D^3 n}(\text{N/mm})$	$F' = \frac{Gd^4}{8D^3 n}$ $= \frac{GD}{8C^4 n}$	$F' = \frac{Ga^4}{5.57D^3 n}$ $= \frac{Ga}{5.57C^3 n}$	$F' = \frac{4GI_p}{\pi D^3 n}$
工作圈数 n (圈)	$n = \frac{Gd^4 f}{8FD^3}$ $= K \frac{Gf}{\pi d C^2 \tau}$ $= \frac{GD}{8C^4 F'}$	$n = \frac{Ga^4 f}{5.57FD^3}$ $= K' \frac{Gf}{2.32aC^2 \tau}$ $= \frac{Ga}{5.57C^3 F'}$	$n = \frac{4GI_p f}{\pi D^3 F}$
变形能 $U = \frac{Ff}{2}$ (N·mm)	$U = \frac{\tau^2 V}{4G}$	$U = \frac{\tau^2 V}{6.5G}$	$U = \frac{k_1 \tau^2 V}{2k_1 G}$

注: V —弹簧材料有效长度的体积(mm^3); k_1, k_2, k_3 —系数(按表 10·2-8 选取)。



表 10-2-8 矩形截面材料圆柱螺旋弹簧和扭杆弹簧计算公式中所用系数 k_1, k_2, k_3

$\frac{b}{a}$ (或 $\frac{a}{b}$) ①	k_1 ②	k_2	k_3
1.00	0.6753	0.1406	0.2082
1.05	0.6979	0.1474	0.2112
1.10	0.7200	0.1540	0.2139
1.15	0.7400	0.1602	0.2165
1.20	0.7588	0.1661	0.2189
1.30	0.7920	0.1771	0.2236
1.40	0.8223	0.1869	0.2273
1.50	0.8476	0.1958	0.2310
1.60	0.8694	0.2037	0.2343
1.70	0.8880	0.2109	0.2375
1.80	0.9043	0.2174	0.2404
1.90	0.9182	0.2233	0.2432
2.00	0.9300	0.2287	0.2459
2.25	0.9523	0.2401	0.2520
2.50	0.9682	0.2494	0.2576
2.75	0.9787	0.2570	0.2626
3.00	0.9854	0.2633	0.2672
3.50	0.9935	0.2733	0.2751
4.00	0.9968	0.2808	0.2817
4.50	0.9986	0.2866	0.2870
5.00	0.9997	0.2914	0.2915
10.00	1.0000	0.3123	0.3123

① 对矩形截面材料圆柱螺旋弹簧,当 $b \geq a$ 时,取 b/a ,当 $a > b$ 时,取 a/b 。
② $k_1 = k_2/k_3$ 。

1.3 圆柱压缩螺旋弹簧的强度校核

受变载荷的重要弹簧,应进行强度校核。进行强度校核时要考虑变载荷的循环特征 $r = F_{min}/F_{max} = \tau_{min}/\tau_{max}$, 作用次数 N , 以及材料表面状态等影响疲劳强度的各种因素。

1. 疲劳强度极限应力图 弹簧工作应力变化多为单向,所以采用图 10-2-3 所示古德曼 (Goodman) 极限应力图作为强度校核的依据。此图适用于用琴钢丝、阀门油淬火回火钢丝等优质钢丝制作的弹簧,不进行喷丸强化的情况。

图中 $\tau_{max}/\sigma_b = 0.45$ 的横线是不产生永久变形的极限值,随着弹簧永久变形允许程度,可以适当向上移动,最高可到静载荷的许用切应力。一般取抗扭强度极

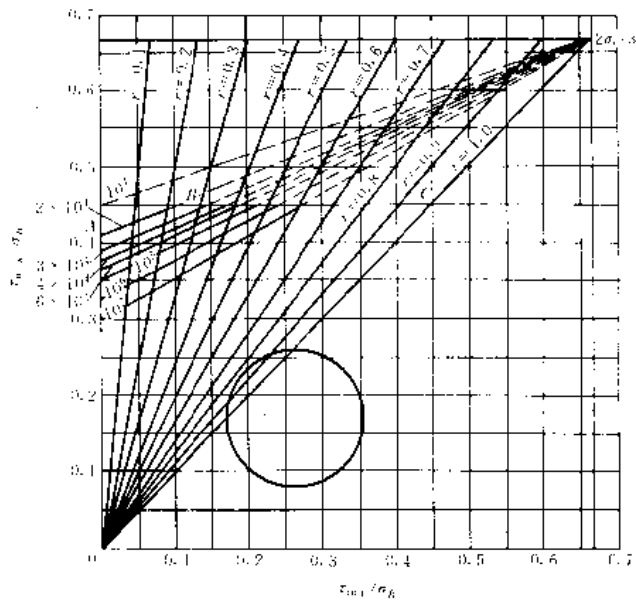


图 10-2-3 疲劳强度极限应力图

限 $\tau_s = 2\sigma_b/3$ 。

2. 强度安全系数 见图 10-2-3, 当最大应力与抗拉强度的比值 τ_{max}/σ_b 处于对应的循环次数 N 的疲劳极限 AB 斜线以下时,应进行疲劳强度的校核;当处于横线 BC 段以下时,应进行静强度校核。当这两种情况不易区别时,要同时进行两种强度的校核。当受到尖峰载荷作用时,应根据尖峰载荷产生的应力进行静强度校核。

(1) 疲劳安全系数 S 计算公式

$$S = \frac{2\tau_{-1} - (1 + \psi_r) \tau_{min}}{(1 + \psi_r) \tau_{max}} \geq [S] \quad (10-2-9)$$

将系数 $\psi_r = \frac{2\tau_{-1} - \tau_0}{\tau_0} \approx 0.15$ 代入上式得

$$S = \frac{\tau_0 + 0.75\tau_{min}}{\tau_{max}} \geq [S] \quad (10-2-10)$$

式中 τ_{min} —— 最小工作应力;

τ_{-1} —— 对称疲劳极限;

τ_0 —— 脉动疲劳极限。

各循环次数 N 下的脉动疲劳极限 τ_0 可按表 10-2-9 选取。表列数值适用于一般情况下使用的高优质钢丝、不锈钢丝、铍青铜和硅青铜等制造的弹簧。

表 10-2-9 脉动疲劳极限 τ_0

变载荷循环次数 N	10^4	10^5	10^6	10^7
τ_0	$0.45\sigma_b$ ①	$0.35\sigma_b$	$0.33\sigma_b$	$0.3\sigma_b$

① 对于硅青铜、不锈钢丝,此值取 $0.35\sigma_b$ 。

(2) 静强度安全系数 S_s 计算公式



$$S_s = \frac{\tau_s}{\tau_{\max}} \geq [S_s] \quad (10\cdot2-11)$$

式中 τ_s ——屈服点(其值可见表 10·2-17、表 10·2-18 和图 10·2-29)。

当弹簧的设计计算和材料试验数据准确性高时,许用安全系数 $[S]$ 和 $[S_s]$ 取 1.3~1.7, 当准确性低时,取 1.8~2.2。

3. 弹簧最小质量的设计原则 弹簧受到最大工作载荷 F_{\max} 和最小工作载荷 F_{\min} 的稳定变载荷作用时,可导出使用的材料最少,或者说弹簧质量最小的设计原则为:

对于圆截面材料弹簧,应使应力 $\tau_{\max} = 2\tau_{\min}$, 或使载荷 $F_{\max} = 2F_{\min}$, 或使变形 $f_{\max} = 2f_{\min}$;

对于矩形截面材料弹簧,应使应力 $\tau_{\max} = 2.5\tau_{\min}$, 或使载荷 $F_{\max} = 2.5F_{\min}$, 或使变形 $f_{\max} = 2.5f_{\min}$ 。

1·4 圆柱压缩螺旋弹簧的稳定性验算

当高径比 $b = H_0/D$ 较大时,如轴向载荷超过一定的限度,压缩弹簧就会因产生较大的侧向弯曲而失去稳定性,见图 10·2-4。图中 f_c 为临界失稳变形量。

弹簧的稳定性与弹簧的支承有关(图 10·2-5),固定支承的稳定性较回转支承的好。

各种截面材料的弹簧,在不失稳时的高径比 b 的极限值见表 10·2-10。当 b 大于对应的表列数值时,要进行稳定性验算。

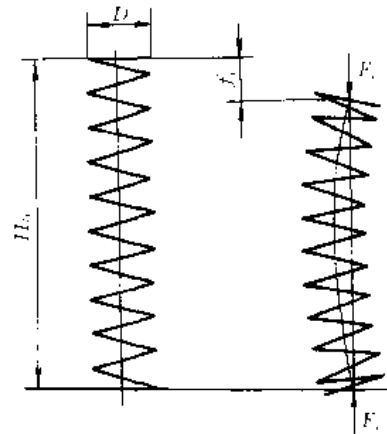


图 10·2-4 弹簧的侧向弯曲

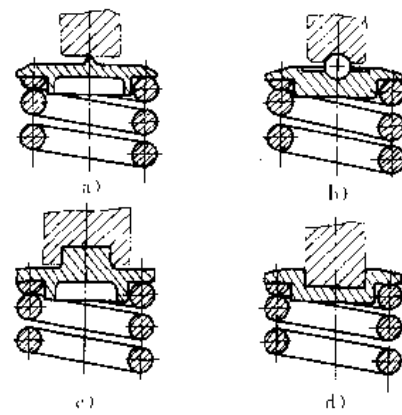


图 10·2-5 弹簧两端支承情况
a)、b) 回转支承 c)、d) 固定支承

表 10·2-10 弹簧在不失稳时的极限高径比 b

	弹簧材料截面形状及其相对于轴线的布置					
两端支承固定情况①						
两端回转支承 $\mu=1$	2.6	2.8	2.85	2.85	2.65	2.5
一端固定, 一端回转支承 $\mu=0.7$	3.7	4.0	4.07	4.07	3.78	2.45
两端固定支承 $\mu=0.5$	5.3	5.6	5.7	5.7	5.3	5.0

① μ 为与两端支承状况有关的长度系数。

对于圆截面材料弹簧,其稳定性临界载荷 F_c 的计算公式为

$$F_c = F' f_c = \frac{f_c}{H_0} F' H_0 = C_B F' H_0 \quad (N) \quad (10\cdot2-12)$$

$$C_B = \frac{f_c}{H_0}$$

式中 C_B ——不稳定系数,根据 $b = H_0/D$ 可在图 10·2-6 中查得;

f_c ——临界失稳变形量 (mm);



F' ——弹簧刚度 (N/mm);

H_0 ——弹簧自由高度 (mm)。

为了保证弹簧的稳定性, 应使最大工作载荷 F_{max} $\leq F_c / (2 \sim 2.5)$ 。

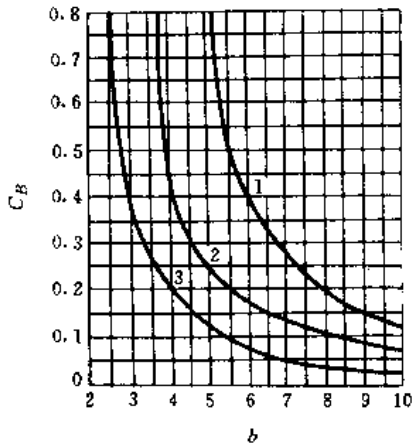


图 10·2-6 不稳定系数 C_B

1—两端固定支承 2—一端固定一端回转支承
3—两端回转支承

$$b = H_0/D$$

对于矩形截面材料弹簧, 其稳定性临界载荷的计算可参阅参考文献 [2]。

1.5 圆柱压缩螺旋弹簧的设计计算方法

在变形和应力的计算公式 (表 10·2-7) 中, 可以看出圆截面材料弹簧有载荷 F 、变形 f 、弹簧中径 D 、材料直径 d 、圈数 n 、切应力 τ 、切变模量 G 和旋绕比 C 八个参数。当材料选定后, 则 $[\tau]$ 和 G 值可以查得, 又 $C = D/d$, 因此, 实际上是 F 、 f 、 D 、 d 和 n 五个参数。同样, 矩形截面材料弹簧, 当将 $C = D/a$ 和 $m = a/b$ 取一定比值时, 从表中可以看出也是 F 、 f 、 D 、 a 和 n 五个基本参数。因此, 在设计弹簧时, 一般知道其中二个基本参数, 即可根据公式计算出另外三个基本参数。

在实际设计计算时, 为了计算简便和选择的参数合理, 有许多不同的计算方法, 下面介绍几种有特点的设计计算方法。

1. 运用基本公式的计算法 设计弹簧时, 一般给出作用载荷 F 和相应的变形量 f 或刚度 F' 。在这种情况下, 首先根据工作条件选择材料, 确定出许用应力 $[\tau]$, 然后初步假设旋绕比 $C = 5 \sim 8$, 根据表 10·2-7 中的公式计算出材料直径 d 或矩形截面 $a \times b$, 再根据表 10·2-1 和表 10·2-7 计算有关其他参数。

设计弹簧时, 往往假设几个 C 值同时进行计算, 将结果进行比较, 最后选定最合宜的数值。所以这种计算法较为繁琐。下面举例说明。

【例 10·2-1】 设计一圆柱压缩螺旋弹簧, 当最大工作载荷 $F = 1280\text{N}$ 时, 其变形 $f = 20\text{mm}$ 。所受载荷为静载荷。要求各圈受力均匀并要防腐蚀。

解 选择材料, 根据弹簧的工作条件, 在表 10·1-10 中选用 B 组不锈钢弹簧钢丝, 初设材料直径 $d = 6.0\text{mm}$, 在表中查得其抗拉强度极限 $\sigma_b = 1373\text{MPa}$ 。查表 10·2-17 可知, 其许用应力 $[\tau] = 0.45\sigma_b = 0.45 \times 1373 = 618\text{MPa}$ 。

弹簧的两端圈可采用并紧磨平的 Y I 型。

其他各参数的计算见下表。

参数计算表

参数名称	计算公式	结 果	
		(括号内为计算结果)	
旋绕比 C	按表 10·2-4 初选 $C = \frac{D}{d}$	5	7
曲度系数 K	$K = 1$ (静载荷)	1	1
材料直径 d (mm)	按表 10·2-7 得 $d \geq 1.6 \sqrt{\frac{FKC}{[\tau]}}$ 按表 10·1-12 取系列值	5.5 (5.15)	6.5 (6.1)
中径 D (mm)	$D = Cd$ 按表 10·2-3 取系列值	25 (27.5)	45 (45.5)
工作圈数 n (圈)	按表 10·2-7 $n = \frac{Gd^4 f}{8FD^3}$ 按表 10·2-5 取系列值	8.5 (8.2)	3 (2.7)
总圈数 n_1 (圈)	$n_1 = n + n_c$ 按表 10·2-2 每端取 1 圈支承圈	10.5	5
试验载荷下的变形 F_s (N)	按表 10·2-1 $F_s = \frac{f_s}{f} F$	25	25
节距 t (mm)	按表 10·2-1 $t = d + \frac{f}{n} + \delta$ 取 $\delta = 0.1d$	8.4	13.8
自由高度 H_0 (mm)	按表 10·2-1, 两端磨平 $H_0 = nt + (n_c - 0.5)d$ 按表 10·2-6 取系列值	80 (79.7)	52 (51.2)



(续)

参数名称	计算公式	结果 (括号内为计算结果)	
稳定性验算	采用两端固定支承, 查表 10·2-10 得 $b = \frac{H_0}{D} \leq 5.3$	3.2 满足要求	1.1 满足要求
外径 D_2 (mm)	按表 10·2-1 (以下 同) $D_2 = D + d$	30.5	51.5
内径 D_1 (mm)	$D_1 = D - d$	19.5	38.5
螺旋角 $\alpha(^{\circ})$	$\alpha = \arctan \frac{t}{\pi D}$ 要满足 $\alpha = 5^{\circ} \sim 9^{\circ}$	$6^{\circ}6'$ 满足要求	$5^{\circ}36'$ 满足要求
材料长度 L (mm)	$L = \frac{\pi D n_1}{\cos \alpha}$	830	712

从表列计算结果看,所选择两种 C 值都能满足要求。现取 $C=5$ 计算结果,其实际性能参数为

弹簧的刚度

$$F' = \frac{Gd^4}{8D^3n} = \frac{71000 \times 5.5^4}{8 \times 25^3 \times 8.5} = 61.15 \text{ N/mm}$$

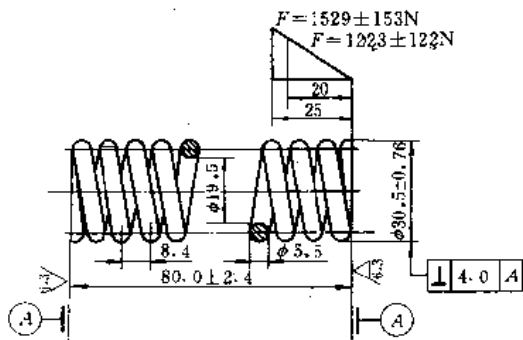
对应于变形 $f=20\text{mm}$ 的弹簧载荷

$$F = F' f = 61.15 \times 20 = 1223 \text{ N}$$

弹簧的试验载荷

$$F_s = \frac{f_s}{f} F = \frac{25}{20} \times 1223 = 1529 \text{ N}$$

根据上列结果绘制工作图(图 10·2-7)。图中中径 D 和自



技术要求:

1. 材料 B组不锈钢丝
2. 端圈型式 Y I
3. 旋向 右旋
4. 工作圈数 $n=8.5$ 圈
5. 总圈数 $n_1=10.5$ 圈
6. 材料长度 $L \approx 830\text{mm}$

图 10·2-7 压缩弹簧工作图例

由高度 H_0 的偏差按 GB 1239.2 中 3 级精度查取,两端圈与弹簧轴垂直度及载荷的偏差按 2 级精度查取。

2. 弹簧直径 D , 或 D_2 , 或 D_1 为定值时的设计计算方法 当给出弹簧所受载荷下,变形 f ,许用应力 $[\tau]$,而要求 D , 或 D_2 , 或 D_1 为定值时,可将表 10·2-7 中公式变换为

$$S = \left(\frac{\pi[\tau]}{8F} \right) D^2 = KC^4 \quad (10\cdot2-13)$$

$$S = \left(\frac{\pi[\tau]}{8F} \right) D_2^2 = KC(C+1)^2 \quad (10\cdot2-14)$$

$$S = \left(\frac{\pi[\tau]}{8F} \right) D_1^2 = KC(C-1)^2 \quad (10\cdot2-15)$$

根据上列公式计算所得 S 值,在图 10·2-8 可查得对应的 D , D_2 或 D_1 的 C 和 C' 值,然后根据表 10·2-7 式计算材料直径和工作圈数 n 等参数。

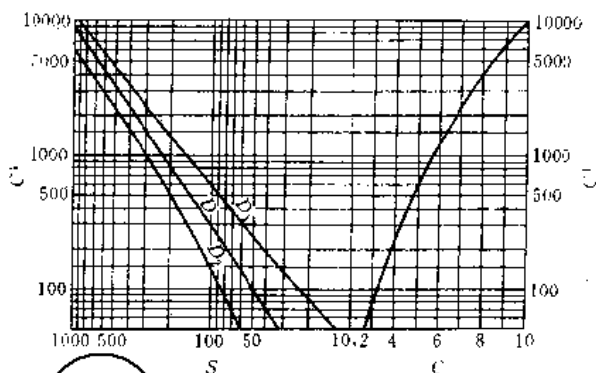


图 10·2-8 D , D_2 或 D_1 为定值时设计用线图

【例 10·2-2】 已知一圆柱压缩弹簧所承受的最大载荷 $F=340\text{N}$, 对应的变形 $f=34\text{mm}$, 要求中径 $D=40\text{mm}$, 其许用应力 $[\tau]=450\text{MPa}$ 。计算此弹簧的材料直径 d 和工作圈数 n 。

解 根据已知条件代入式(10·2-13)得

$$S = \frac{\pi[\tau]}{8F} D^2 = \frac{\pi \times 450}{8 \times 340} \times 40^2 \approx 832$$

查图 10·2-8 得 $C=8.9$, $C^4=6274$, 从而得材料直径

$$d = \frac{D}{C} = \frac{40}{8.9} \approx 4.5 \text{ mm}$$

按表 10·2-7 中式得工作圈数

$$n = \frac{Gdf}{8FC^4} = \frac{78700 \times 40 \times 34}{8 \times 340 \times 6274} = 6.5 \text{ 圈}$$

如需要较精确的结果,应按表 10·2-7 公式进行验算。

3. 最小质量、最小体积和最小自由高度设计法 用下列方法设计的弹簧,在满足工作条件的要求下,可使质量,或体积,或自由高度最小。

a. 最小质量设计法的计算公式 假设弹簧的密度为 ρ , 则弹簧的质量

$$m_s = \rho(n + n_s)(\pi D) \frac{\pi d^2}{4}$$



$$n = \frac{fGd}{8FC^3}$$

$$d = \sqrt{\frac{8KFC}{\pi[\tau]}}$$

将 n 和 d 的计算式代入上式, 并取导数 $\frac{dm_s}{dC} = 0$, 则得弹簧最小质量的计算式

$$B = \frac{fG}{n_s \sqrt{8F\pi[\tau]}} = \frac{G}{F'n_s} \sqrt{\frac{F}{8\pi[\tau]}}$$

$$= \frac{C^3 \sqrt{C^3 - 0.635C^2 - 0.98C + 0.615} \times 4(1.365C^4 - 0.732C^3 - 0.673C^2 + 0.981C - 0.378)}{5C^3 - 7.27C^2 - 1.21C + 1.23}$$

(10·2-16)

式中 n_s 为两端支承圈, 其余符号同前。

b. 最小压并体积设计法的计算公式 弹簧压并时的体积

$$V = (n + n_s) \left(\frac{\pi d^3}{4} \right) (C + 1)^2$$

同样将 n 和 d 的计算式代入上式, 并取 $dV/dC = 0$, 则得弹簧最小体积计算公式

$$B = \frac{fG}{n_s \sqrt{8F\pi[\tau]}} = \frac{G}{F'n_s} \sqrt{\frac{F}{8\pi[\tau]}}$$

$$= \frac{C^3}{2} \sqrt{\frac{C-1}{C^2 + 0.365C - 0.615}}$$

$$\times \left(\frac{7C^3 - 5.54C^2 - 9.17C + 3.21}{-C^4 + 4.365C^3 + 0.615C^2 - 2.825C + 1.845} \right)$$

(10·2-17)

c. 最小自由高度设计法计算公式 弹簧的自由高度

$$H_0 = (n + n_s)d + n\delta$$

式中 δ 为弹簧在自由状态下弹簧圈之间的间隙, 可以看作常数。同样将 n 和 d 的计算式代入式中, 并取 $dH_0/dC = 0$, 则得最小高度计算公式

$$B = \frac{fG}{n_s \sqrt{8F\pi[\tau]}} = \frac{G}{F'n_s} \sqrt{\frac{F}{8\pi[\tau]}}$$

$$= \frac{C^3}{2} \sqrt{\frac{C-1}{C^2 + 0.365C - 0.615}}$$

$$\times \left(\frac{C^2 - 2C + 0.250}{2C^3 + 0.095C^2 - 3.19C + 1.845} \right) \quad (10·2-18)$$

图 10·2-9 是根据上列公式绘制的线图。根据计算的 B 值, 由图中可以查得对应于弹簧为最小质量、最小体积和最小自由高度的 C 值。将 C 值代入 n 和 d 的计算式, 计算出材料直径 d , 工作圈数 n 和中径 D 等参数, 便可得到具有最小质量或最小体积或最小自由高度的弹簧。

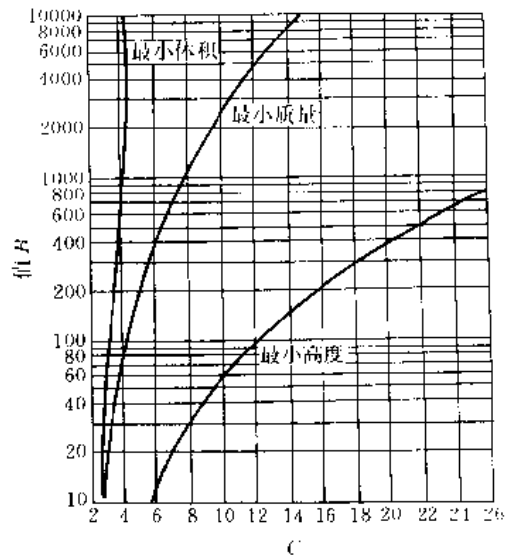


图 10·2-9 最小质量、最小体积和最小高度压缩弹簧设计用线图

【例 10·2-3】设计安全阀用弹簧。已知工作载荷 $F_2 = 1500\text{N}$, $F_1 = 1160\text{N}$, 行程 $h = f_2 - f_1 = 8\text{mm}$ 。

解 材料选用 B 类 60Si2MnA 油淬火回火钢丝, 设其直径 $d = 7 \sim 9\text{mm}$, 查表 10·1-7 得抗拉强度 $\sigma_b = 1520\text{MPa}$, 由表 10·1-3 可知其切变模量 $G = 78700\text{MPa}$ 。按 I 类载荷考虑, 由表 10·2-17 可得许用应力 $[\tau] = (0.40 \sim 0.47)\sigma_b = 608 \sim 714\text{MPa}$, 取 $[\tau] = 640\text{MPa}$, 由表 10·1-3 可得 $\tau_s = 0.55\sigma_b = 836\text{MPa}$ 。

弹簧端圈结构取 YI 型, 支承圈数 $n_s = 2$ 。

其他参数计算见下表。

参数计算表

参数名称	计算公式	结果(括号内为计算值)		
		按最小质量 计算法	按最小体积 计算法	按最小自由高 度计算法
最大工作变形 $f_2(\text{mm})$	$f_2 = \frac{f_2 - f_1}{F_2 - F_1} F_2$	35.2	35.2	35.2
查图线值 B	$B = \frac{f_2 G}{n_s \sqrt{8\pi F_2 [\tau]}}$	282	282	282



(续)

参数名称	计算公式	结果(括号内为计算值)		
		按最小质量 计算法	按最小体积 计算法	按最小自由高 度计算法
旋绕比 C	查图 10-2-9 $C = \frac{D}{d}$	5.6	3.8	18
曲度系数 K	$K = \frac{4C-1}{4C-4} + \frac{0.615}{C}$	1.27	1.42	1.08
材料直径 d (mm)	$d \geq 1.6 \sqrt{\frac{KF_2 C}{[\tau]}}$	7(6.5)	6(5.7)	11(10.9)
中径 D (mm)	$D = Cd$	40(39.2)	23(22.8)	200(198)
工作圈数 n (圈)	$n = \frac{f_2 G d^4}{8 F_2 D^3}$	9(8.6)	25(24.5)	0.5(0.42)
试验载荷 F_1 (N)	按表 10-2-1 $F_1 \geq 1.25 F_2$	1875	1875	1875
试验载荷下的变形 f_1 (mm)	按表 10-2-7 $f_1 = \frac{8 F_1 D^3 n}{G d^4}$	45	44	52
试验载荷下的应力 τ_1 (MPa)	按表 10-2-7 $\tau_1 = \frac{8 F_1 D}{\pi d^3}$	557	508	717
节距 t (mm)	$t = d + \frac{f_1}{n}$	12	7.8	115
外径 D_2 (mm)	$D_2 = D + d$	47	29	211
内径 D_1 (mm)	$D_1 = D - d$	33	17	189
质量 m_s (kg)	$m_s = \rho(n+n_2)(\pi D) \left(\frac{\pi d}{4}\right)^2$	0.41	0.42	1.14
体积 V_s (mm ³)	$V_s = d(n+n_2) \left(\frac{\pi d^2}{4}\right) (C+1)^2$	1.3×10^5	1.0×10^6	9.6×10^6
自由高度 H_0 (mm)	$H_0 = nt + (n_2 - 0.5)d$	118.5	204	74

从例中可以看出,在设计中单独追求某一指标,有时是不能实现的,效果也不一定好,如前最小体积和最小自由高度的弹簧尺寸参数,显然不合适,所以,设计时要综合考虑。一般趋向是:为了得到较小的体积,应取较小的 C 值;要得到较小的自由高度,则应取较大的 C 值。

有关弹簧的优化设计和可靠性设计分别参见机械设计基础卷第5篇第9章6节和第6篇第8章6节。

1.6 大螺旋角弹簧的设计计算^[4]

表 10-2-7 所列公式适用于小螺旋角的情况。当螺

旋角 $\alpha > 9^\circ$ 时,应力计算公式误差仍较小,可以不考虑 α 的影响,而计算变形的公式误差却较大,必须按下列公式计算:

1. 对圆截面材料弹簧

$$f = \eta \frac{8 D^3 n}{G d^4} F \quad (\text{mm}) \quad (10-2-19)$$

$$\eta = \cos \alpha + \frac{2G \sin^2 \alpha}{E \cos \alpha} \quad (10-2-20)$$

2. 对矩形截面材料弹簧

$$f = \eta' \frac{\pi D^3 n}{4 G I_p} F \quad (\text{mm}) \quad (10-2-21)$$



$$\eta' = \frac{\cos\alpha}{1 + \frac{c_1 \cos^4\alpha}{C^2 - 1}} + \frac{GI_p \sin\alpha \tan\alpha}{EI_y} \quad (10\cdot2-22)$$

式中 η 和 η' ——修正系数；
 c_1 ——系数，可在图 10·2-10 中，根据 b/a 或 a/b 查得；
 I_p ——极惯性矩，见表 10·2-7；
 I_y ——绕 $y-y$ 轴的截面惯性矩。

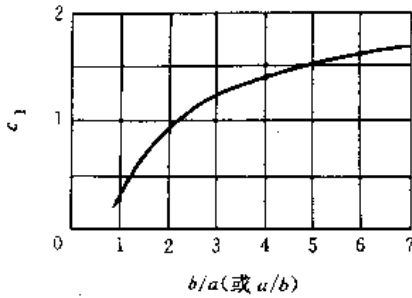


图 10·2-10 系数 c_1

1.7 弹簧承受冲击载荷时的计算

1. 弹簧受冲击载荷时的近似计算 当冲击体的速度 $v < 5\text{m/s}$ 时，在工程上可以用下列近似方法计算。图 10·2-11 所示减振器，设冲击体 m 以速度 v 向弹簧冲击时，按照冲击体动能和势能转变为弹簧变形能的原理，可得弹簧的变形为

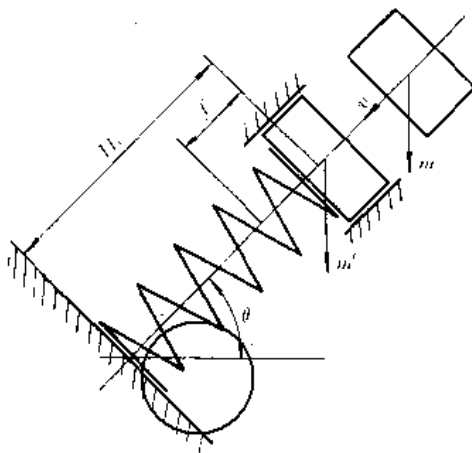


图 10·2-11 缓冲器

$$f = \left(\frac{m+m'}{F'} \right) g \sin\theta + \sqrt{\left(\frac{mg}{F'} \right)^2 \sin^2\theta + \xi v^2 \frac{m}{F'}} \quad (10\cdot2-23)$$

$$\xi = \frac{m}{m+m'+\zeta m}$$

弹簧所受到的冲击载荷为

$$F = F' f \quad (10\cdot2-24)$$

式中 m' ——连在弹簧上的零件的质量(kg)；
 F' ——弹簧的刚度(N/mm)；
 g ——重力加速度， $g = 9800\text{mm/s}^2$ ；
 ξ ——系数；
 m ——弹簧质量(kg)；
 ζ ——质量转化系数，与弹簧类型有关，对于圆柱螺旋弹簧， $\zeta = 1/3$ ；对于圆锥螺旋弹簧，可查图 10·2-12。

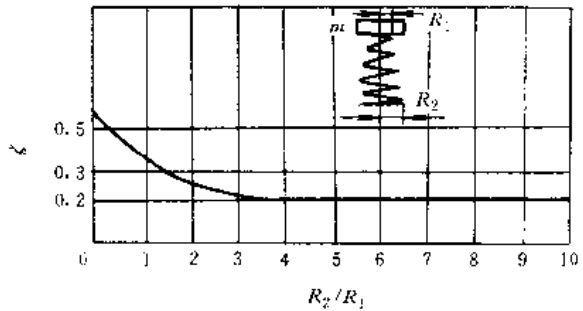


图 10·2-12 质量转化系数 ζ

2. 颤振的影响 当冲击体以比较大的速度冲击弹簧时，会使弹簧圈产生疏密波而形成颤振，见图 10·2-13，冲击载荷只由一部分簧圈承担。在簧圈中引起的最大应力将超过一般计算值。

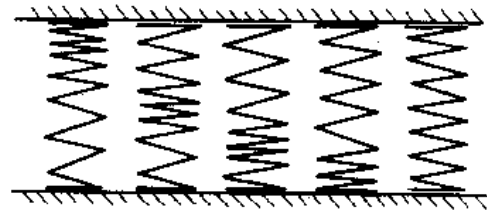


图 10·2-13 弹簧在冲击载荷下的颤振

3. 冲击体的极限速度 当冲击速度 v 大到一定程度时，不论冲击体的质量大小，都可能在弹簧受冲击端的第一圈引起塑性变形。此时 v 的极限值，对于钢制弹簧为

圆截面材料 $v = 0.029\tau_r (\text{m/s})$

矩形截面材料 $v = 0.022\tau_r (\text{m/s})$

式中 τ_r ——材料的扭转屈服点(MPa)。

1.8 弹簧承受振动载荷时的计算

对于内燃机等所用阀门弹簧，当其承受高频率的周期性变载荷时，应进行共振的验算。

1. 弹簧自振固有频率计算公式 各种结构形式



的弹簧的自振固有频率 ν 都可用下式计算

$$\nu = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{F'}{m_e}} \quad (\text{Hz}) \quad (10\cdot2\cdot25)$$

式中 F' —— 弹簧的刚度 (N/mm);

m_e —— 当量质量 (kg)。

各种弹簧系统的自振固有频率 ν 参见基础理论卷第6篇第1章3节。

对于钢制圆截面材料螺旋弹簧的自振固有频率, 两端固定时

$$\nu = 3.56 \times 10^5 \frac{d}{nD^2} \quad (\text{Hz}) \quad (10\cdot2\cdot26a)$$

一端固定、一端自由时

$$\nu = 1.78 \times 10^5 \frac{d}{nD^2} \quad (\text{Hz}) \quad (10\cdot2\cdot26b)$$

为了避免共振对弹簧的影响, 应使载荷的激励频率 ν_r 与弹簧自振一阶固有频率 ν 有一定的差值。对于阀门类的弹簧, 应使 $\nu_r/\nu \leq 0.1$; 对于隔振弹簧, 应使 $\nu_r/\nu \geq 2$ 。

2. 受振动载荷时弹簧强度的计算^① 当弹簧所受振动载荷为

$$F(t) = F_m + F_a \sin 2\pi\nu_r t$$

则弹簧材料的切应力可按下列公式计算:

$$\tau_{\max} = \frac{8D}{\pi d^3} F_m + K \frac{8D}{\pi d^3} \left[\frac{1}{1 - \left(\frac{\nu_r}{\nu}\right)^2} \right] F_a \quad (\text{MPa}) \quad (10\cdot2\cdot27)$$

$$\tau_{\min} = \frac{8D}{\pi d^3} F_m - K \frac{8D}{\pi d^3} \left[\frac{1}{1 - \left(\frac{\nu_r}{\nu}\right)^2} \right] F_a \quad (\text{MPa}) \quad (10\cdot2\cdot28)$$

$$F_m = \frac{F_{\max} + F_{\min}}{2} \quad (\text{N})$$

$$F_a = \frac{F_{\max} - F_{\min}}{2} \quad (\text{N})$$

式中 F_m —— 平均载荷 (N);

F_a —— 载荷振幅 (N);

ν_r —— 振动载荷的激励频率 (Hz)。

根据 ν_r/ν 可在图 10·2-14 中查出 $1/[1 - (\nu_r/\nu)^2]$ 值。它相当于不同激励频率 ν_r 的振动载荷所产生的振动对弹簧切应力的影响。

将所得 τ_{\max} 和 τ_{\min} 值代入式 (10·2-10) 和式 (10·2-11) 可计算出安全系数 S 和 S_s 。或根据图 10·2-3 疲劳极限应力图核验其安全性。

弹簧的振动频率受尺寸偏差影响较大, 因此, 计算值误差也可能较大, 所以要通过试验进行修正。

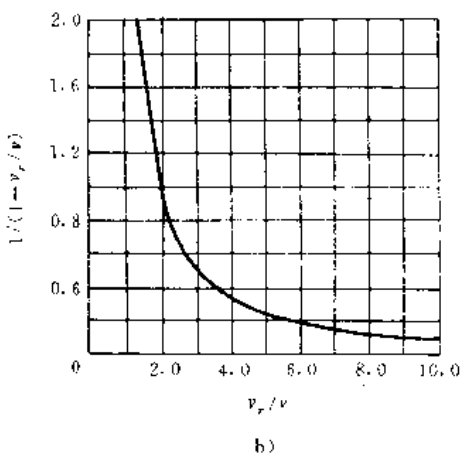
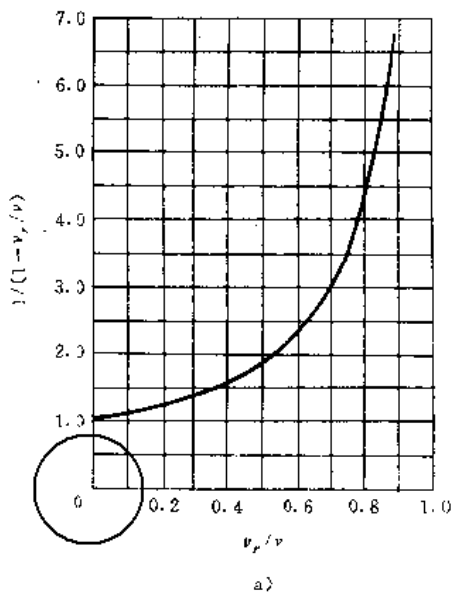


图 10·2-14 $1/[1 - (\nu_r/\nu)^2]$ 值

【例 10·2-4】 已知一气门弹簧的材料直径 $d = 4.5\text{mm}$, 弹簧中径 $D = 32\text{mm}$, 工作圈数 $n = 6$ 圈, 自由高度 $H_0 = 63\text{mm}$ 。弹簧的安装力 $F_1 = 200\text{N}$, 工作力 $F_2 = 420\text{N}$ 。材料为阀门用油淬火回火 50CrVA 钢丝。凸轮轴转速为 1400r/min。试验算此弹簧的共振性和疲劳强度。

解 根据表 10·1-3 可知油淬火回火 50CrVA 钢丝的切变模量 $G = 78700\text{MPa}$, 由表 10·1-7 查得材料直径 $d = 4.5\text{mm}$ 时的抗拉强度 $\sigma_b = 1520\text{MPa}$ 。由表 10·2-9 可知其循环次数 $N = 10^7$ 时, 脉动疲劳极限 $\tau_0 = 0.3\sigma_b = 456\text{MPa}$ 。由表 10·2-17 可知其扭转屈服强度 $\tau_s = 0.55\sigma_b = 836\text{MPa}$ 。

1. 共振验算 按式 (10·2-26a) 得弹簧两端固定时的自振一阶固有频率为

$$\nu = 3.56 \times 10^5 \frac{d}{nD^2} = 3.56 \times 10^5 \times \frac{4.5}{6 \times 32^2} = 261\text{Hz}$$

① 摘自 Kuran A. A. Dynamic Stress in Helical Springs. Machine Design. 1972. 11, 44(27). 131~133.



而 $\nu = \frac{1400}{60} = 23\text{Hz}$
 满足 $\frac{\nu_r}{\nu} = \frac{23}{261} = 0.09 < 0.1$
 可不考虑共振的影响。

2. 疲劳强度验算 弹簧的平均载荷和载荷幅

$$F_m = \frac{F_2 + F_1}{2} = \frac{420 + 200}{2} = 310\text{N}$$

$$F_a = \frac{F_2 - F_1}{2} = \frac{420 - 200}{2} = 110\text{N}$$

根据旋绕比 $C = D/d = 32/4.5 = 7$ 由图 10-2-2 查得曲度系数 $K = 1.213$, 按表 10-2-7 中公式得弹簧材料的平均切应力和切应力幅

$$\tau_m = \frac{8D}{\pi d^3} F_m = \frac{8 \times 32}{\pi \times 4.5^3} \times 310 = 272\text{MPa}$$

$$\tau_a = K \frac{8D}{\pi d^3} F_a = 1.213 \times \frac{8 \times 32}{\pi \times 4.5^3} \times 110 = 119\text{MPa}$$

最大和最小切应力

$$\tau_{\max} = \tau_m + \tau_a = 272 + 119 = 391\text{MPa}$$

$$\tau_{\min} = \tau_m - \tau_a = 272 - 119 = 153\text{MPa}$$

代入式(10-2-10)得疲劳强度安全系数为

$$S = \frac{\tau_m + 0.75\tau_{\min}}{\tau_{\max}} = \frac{456 + 0.75 \times 153}{391} = 1.26$$

满足 $S \geq [S] = 1.3$ 的要求。

3. 静强度验算 按式(10-2-11)可得静强度安全系数为

$$S_s = \frac{\sigma_s}{\tau_{\max}} = \frac{836}{391} = 2.1$$

满足 $S_s \geq [S_s] = 1.3$ 的要求。

经验算可知,此弹簧满足疲劳强度和静强度要求。

1.9 强压(拉)处理螺旋弹簧的设计计算

1. 设计计算公式 为了达到强压(拉)处理的目的,弹簧材料在直径的一定深度范围内的切应力应达到或超过屈服点 τ_s ,为此,弹簧应加载荷值可按式近似计算:

$$F_p = K_p \frac{\pi d^3}{8D} \tau_s \quad (\text{N}) \quad (10\cdot2\cdot29)$$

对应的变形量

$$f_p = \frac{\pi n D^2 \tau_s}{G d_s} = \frac{8 n D^3 K_p}{K_p G d_s^3 \beta} \quad (\text{mm}) \quad (10\cdot2\cdot30)$$

卸载时,回弹量

$$f_h = \frac{8 n D^3 F_p}{G d_s^3} \quad (\text{mm}) \quad (10\cdot2\cdot31)$$

残余变形量

$$f_N = f_p - f_h = f_h \left(\frac{1}{\eta} - 1 \right) = e f_h \quad (\text{mm}) \quad (10\cdot2\cdot32)$$

$$\eta = \frac{f_h}{f_p}; e = \frac{1}{\eta} - 1$$

不计残余应力时,弹簧材料外径的切应力为

$$\tau_a = K \frac{8 F_p D}{\pi d^3} = K K_p \frac{8 F_p D}{\pi d^3} = K_p \tau_s \quad (\text{MPa}) \quad (10\cdot2\cdot33)$$

式中 τ_s ——弹簧材料的屈服点(MPa);

d_s ——开始产生塑性变形时的材料直径(mm);

β ——强化层深度系数, $\beta = d_s/d$,为了保证质量,应使 $\beta \geq 0.5$;

K_p ——强化系数,其值与材料的 σ_s/σ_b 和 β 值有关。当 $\beta \geq 0.5$ 时,对于碳素弹簧钢 $K_p = 1.5 \sim 1.6$; 硅锰弹簧钢 $K_p = 1.3 \sim 1.4$; 铬钒弹簧钢 $K_p = 1.25 \sim 1.35$;

η ——回弹率,根据 β 和 K_p 可得 $\eta = 0.85 \sim 0.78$, β 大时取大值。对应的 $e = 0.18 \sim 0.28$ 。

2. 设计计算要求

(1) 根据所选择的材料,确定出强化层深度系数 β 、强化系数 K_p 和回弹率 η 。

(2) 为了保证工作可靠,一般使最大工作载荷 F 不超过强压(拉)处理载荷 F_p 的 $0.8 \sim 0.9$ 倍。

(3) 取许用切应力 $[\tau] = (0.8 \sim 0.9) K_p \tau_s$,按最大工作载荷下,用表 10-2-7 所列公式计算主要参数 D 、 d 和 n 。

(4) 根据式(10-2-32)计算卸载时的残余变形量 f_N ,弹簧的制造长度应比强压(拉)处理后的自由长度大 f_N 值。如与实际试制结果有差别,应在试制后修正设计。

(5) 经过 $6 \sim 48\text{h}$ 长期强压处理,可以得到稳定的效果,并能起到淘汰不完善产品的作用。

(6) 对要进行强压(拉)处理的弹簧,应在工作图上注明强压(拉)载荷及处理前弹簧的长度。

1.10 径向特性计算

在机械工程中,常使螺旋弹簧在承受轴向载荷的同时还承受径向载荷,这样,可以使弹簧装置的结构简化。

在这种情况下,需要考虑螺旋弹簧的径向特性,主要包括:径向刚度,径向稳定性及应力状况等。

1. 螺旋弹簧的径向刚度 图 10-2-15 为螺旋弹簧在轴向载荷 F 和径向载荷 F_r 作用下的变形情况。假设其上下支承面始终保持平行,则弹簧端部的径向



变形 f 和径向刚度 F'_r 可以由以下变形比或刚度比关系式确定

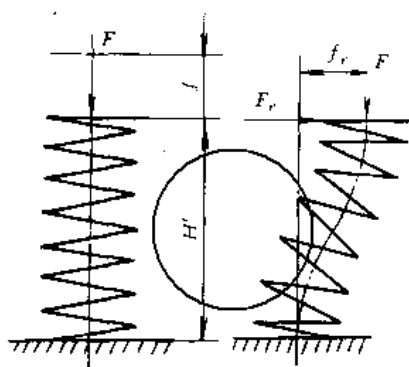


图 10·2-15 螺旋弹簧的轴向变形和径向变形

$$\frac{f_r}{f} = \frac{F_r}{F} \left[0.295 \left(\frac{H}{D} \right)^2 + 0.384 \right] \kappa \quad (10\cdot2-34)$$

$$\frac{F'_r}{F'_a} = \left[0.295 \left(\frac{H}{D} \right)^2 + 0.384 \right] \kappa \quad (10\cdot2-35)$$

$$\kappa = \frac{1}{1 - \frac{F}{F_c}}$$

$$\frac{F}{F_c} = \frac{1}{1.3 \left[\sqrt{1 - 4.29 \left(\frac{D}{H} \right)^2} - 1 \right]} \left(\frac{f}{H} \right)$$

$$H = H' + d \quad (\text{mm})$$

- 式中 f ——弹簧的轴向变形(mm);
 F'_a ——弹簧的轴向刚度(N/mm);
 H ——弹簧的有效工作高度(mm);
 H' ——弹簧在平衡状态时,其上下支承面之间的距离(mm);
 d ——弹簧材料直径(mm);
 κ ——垂直载荷影响系数;
 F_c ——弹簧的临界载荷(N),其值可根据式(10·2-12)计算;
 D ——弹簧的中径(mm)。

图 10·2-16 的曲线是根据式(10·2-35)作出的,表明刚度比 F'_r/F'_a 和比值 f/H 及 H/D 之间的变化趋势。

如螺旋弹簧在径向载荷作用下,其上下支承能相对回转时,则

$$\frac{f_r}{f} = \frac{F_r}{F} \left[1.18 \left(\frac{H}{D} \right)^2 + 0.384 \right] \kappa \quad (10\cdot2-36)$$

$$\frac{F'_r}{F'_a} = \left[1.18 \left(\frac{H}{D} \right)^2 + 0.384 \right] \kappa \quad (10\cdot2-37)$$

$$\kappa = \frac{1}{1 - \frac{F}{F_c}}$$

$$\frac{F}{F_c} = \frac{1}{1.3 \left[\sqrt{1 + 1.07 \left(\frac{D}{H} \right)^2} - 1 \right]} \left(\frac{f}{H} \right)$$

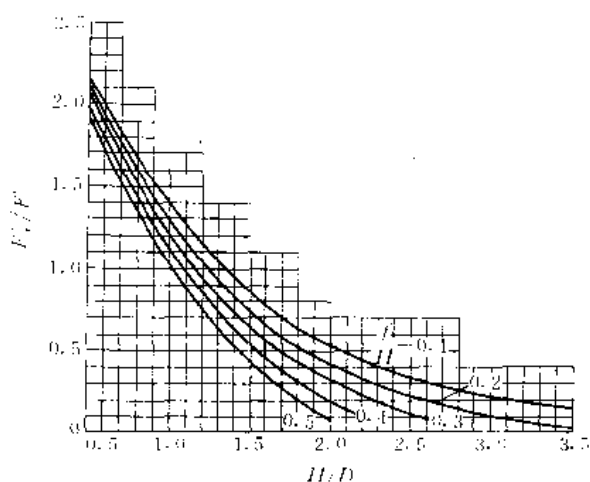


图 10·2-16 螺旋弹簧刚度比 F'_r/F'_a 与 f/H 和 H/D 的关系曲线

2. 螺旋弹簧的径向稳定性 径向稳定性,包括径向弹性稳定性和倾复稳定性两方面。保证径向弹簧稳定性应满足的条件为

$$\frac{F'_r}{F'_a} \geq 1.2 \frac{f}{H} \quad (10\cdot2-38)$$

保证倾复稳定性应满足的条件为

$$f_r \leq \frac{FD}{F'_r H + F} \quad (10\cdot2-39)$$

$$F_r \leq \frac{FDF'_a}{F'_r H + F} \quad (10\cdot2-40)$$

3. 切应力 螺旋弹簧端部同时作用有轴向载荷 F 和径向载荷 F_r 时,其最大切应力值 τ_{\max} 出现在端部簧圈的内侧,可用下式确定:

$$\frac{\tau_{\max}}{\tau} = 1 + \frac{f_r}{D} \left(1 - \frac{F'_r/F'_a}{f/H} \right) \quad (10\cdot2-41)$$

式中 τ ——仅作用有轴向载荷 F 时的螺旋弹簧的切应力。

由式(10·2-41)可以看出,最大切应力 τ_{\max} 按线性关系随径向变形 f_r 而增大。由于弹簧径向挠曲所产生的附加切应力值比较大,在利用螺旋弹簧的径向弹性时应该考虑到这种效果。

从强度考虑,螺旋弹簧的允许径向变形 f_r 可按下列式确定

$$f_r = \frac{D \left(\frac{[\tau]}{\tau} - 1 \right)}{1 + \frac{F'_r/F'_a}{f/H}} \quad (10\cdot2-42)$$



1.11 组合螺旋弹簧的计算

为了改善弹簧的性能,常用两个或几个直径不同的弹簧同心安装,成为组合弹簧,见图10-2-17。组合弹簧分为并列和直列两种。

并列式组合弹簧的当量刚度

$$F' = F'_1 + F'_2 + \dots + F'_n \quad (10-2-43)$$

直列式组合弹簧的当量刚度

$$\frac{1}{F'} = \frac{1}{F'_1} + \frac{1}{F'_2} + \dots + \frac{1}{F'_n} \quad (10-2-44)$$

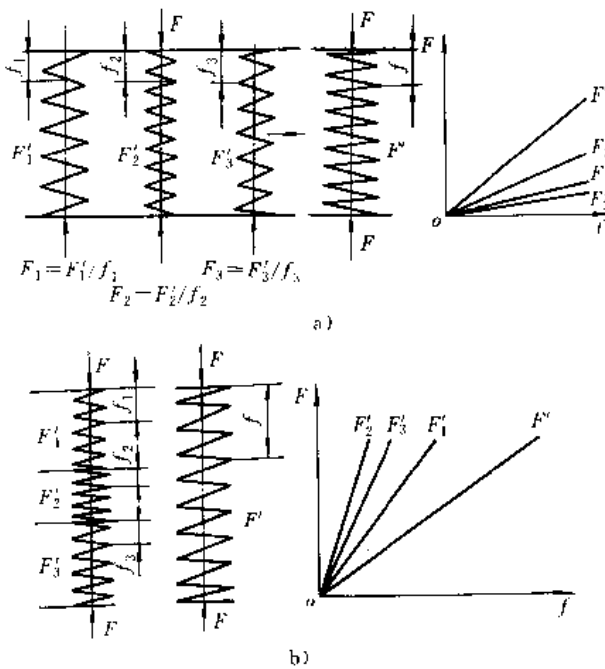


图10-2-17 组合弹簧及其特性线

a) 并列组合弹簧 b) 直列组合弹簧

1. 并列式压缩组合弹簧 这种弹簧能承受的载荷较大。为了避免支承面承受过大的扭转作用和弹簧间的相互嵌入及保持各弹簧的同心度,组合时,弹簧应做成右旋和左旋相互间隔安装,见图10-2-18。

这种弹簧受载后,总变形量及各组成弹簧的变形量均相等,即

$$f = f_1 = f_2 = \dots = f_n$$

总载荷为各组成弹簧所受载荷之和,即

$$F = F_1 + F_2 + \dots + F_n$$

为了充分利用材料及空间,各组成弹簧并紧时的高度应相等,即

$$H_s = n_1 d_1 = n_2 d_2 = \dots = n_n d_n$$

同时,应使各组成弹簧受载后的切应力相等。

从而各组成弹簧的旋绕比亦相等,即

$$C = \frac{D_1}{d_1} = \frac{D_2}{d_2} = \dots = \frac{D_n}{d_n}$$

为了实现上述各点,各组成弹簧材料的截面必须满足图10-2-18b所示要求。其夹角 θ 可通过下式计算
对于圆截面材料组合弹簧为

$$\tan \frac{\theta}{2} = \frac{d}{D} = \sqrt{\frac{\pi H_b [\tau]}{K G f}} \quad (10-2-45)$$

式中 K ——曲度系数。

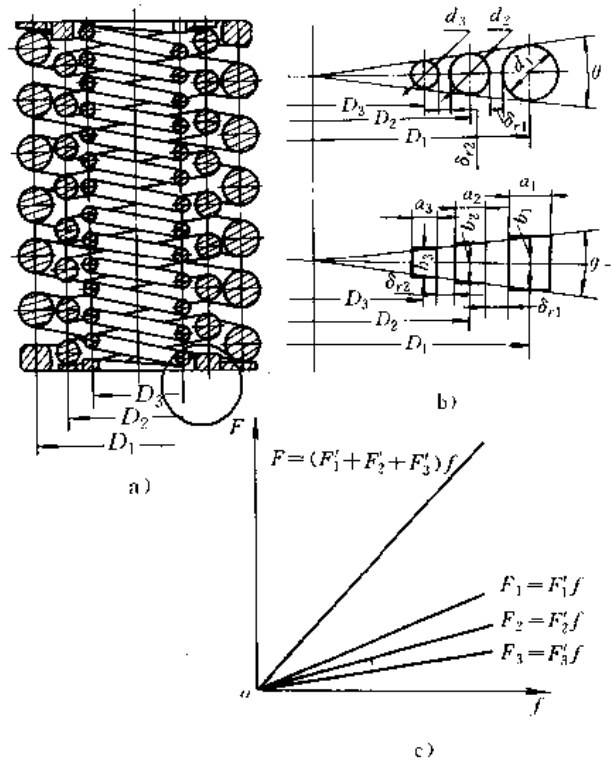


图10-2-18 并列压缩组合弹簧

a), b) 结构 c) 特性线

各组成弹簧之间的径向间隙 δ_r ,要考虑到弹簧外径和弹簧材料的公差和弹簧垂直度,以及变形时直径的变化。一般可取

$$\delta_{(n-1)r} = \frac{d_{n-1} - d_n}{2} \quad (10-2-46)$$

从而得

$$D_n = D_{(n-1)} - 2d_{n-1} \quad (10-2-47)$$

当组成的弹簧数为2时,如取 $\delta_r = (d_1 - d_2)/2$,则得

$$\frac{d_1}{d_2} = \frac{D_1}{D_2} = \frac{n_2}{n_1} = \frac{C}{C-2} = \sqrt{\frac{F_1}{F_2}} \quad (10-2-48)$$

$$F_1 + F_2 = F \quad (10-2-49)$$

同理,对于矩形截面材料组合弹簧为

$$\tan \frac{\theta}{2} = \frac{b}{D} = \sqrt{\frac{k_3 m \pi H_b [\tau]}{2 k_2 G f}} \quad (10-2-50)$$



式中 k_2, k_3 ——系数,见表 10·2-8;
 m ——弹簧材料矩形截面边长的比值,取 $m = b/a > 1$ 。

2. 直列式压缩组合弹簧 见图 10·2-19。各组成弹簧所载荷相等,弹簧总的变形 f 为各组成弹簧变形 $f_1, f_2 \dots f_n$ 之和,即

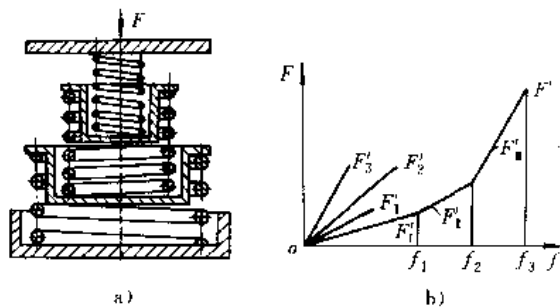


图 10·2-19 直列式压缩组合弹簧
 a) 结构 b) 特性线

$$F = F'_1 f_1 = F'_2 f_2 = \dots = F'_n f_n \quad (10\cdot2-51)$$

$$f = f_1 + f_2 + \dots + f_n \quad (10\cdot2-52)$$

从而,组合弹簧 I、II、III 各段的刚度(图 10·2-19b)分别由下列各式决定

$$\left. \begin{aligned} \frac{1}{F'_{i-1}} &= \frac{1}{F'_1} + \frac{1}{F'_2} + \dots + \frac{1}{F'_n} \\ \frac{1}{F'_i} &= \frac{1}{F'_2} + \frac{1}{F'_3} + \dots + \frac{1}{F'_n} \\ \frac{1}{F'_n} &= \frac{1}{F'_3} + \frac{1}{F'_4} + \dots + \frac{1}{F'_n} \end{aligned} \right\} \quad (10\cdot2-53)$$

因此利用此种形式的组合弹簧也可以得到刚度为渐增型的特性线

1·12 变节距压缩螺旋弹簧的计算

图 10·2-20 变节距压缩螺旋弹簧。它相当于多个不同节距弹簧的直列组合,因此,其特性线为非线性。这种弹簧多用于防止共振的场合,如高速发动机的气门弹簧。

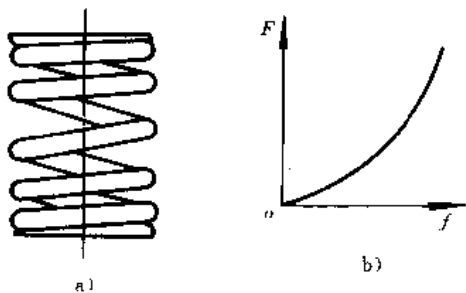


图 10·2-20 变节距螺旋弹簧
 a) 结构 b) 特性线

变节距弹簧的强度计算与普通弹簧相同,不同的是变形和刚度的计算。根据表 10·2-7 可知组成弹簧各圈的刚度为

$$p' = \frac{Gd^4}{8D^3} \quad (10\cdot2-54)$$

如将圈序按弹簧间距 δ_i 由小到大排列,当第 i 圈在载荷 F_i 并圈时,有关计算公式如下。

弹簧的剩余刚度 F'_i 可按式(10·2-44)计算

$$\frac{1}{F'_i} = \frac{n-i}{p'} = \frac{1}{F'} - \frac{i}{p'} \quad (10\cdot2-55)$$

从此式可得有效圈数

$$n = \frac{p'}{F'_i} + i \quad (10\cdot2-56)$$

间距 δ_i 与载荷 F_i 的关系式为

$$\delta_i = \frac{1}{2p'} (F_i + F_{i-1}) \quad (10\cdot2-57)$$

$$F_i = 2p'\delta_i - F_{i-1} \quad (10\cdot2-58)$$

节距

$$t_i = \delta_i + d \quad (10\cdot2-59)$$

弹簧的变形为

$$f_i = \sum_{i=1}^n \delta_i + \delta_i(n-i) \quad (10\cdot2-60)$$

在设计变节距弹簧时,一般给出特性线方程。根据特性线方程计算弹簧的各主要参数。弹簧节距的大小,可以将每圈取成不同的节距,也可以几圈为一组取成几种不同的节距。弹簧的节距可由小到大单向排列,也可以按两端小中间大双向排列。

【例 10·2-5】 设计一特性方程 $F = (0.28f + 1.04)^2$ 的螺旋弹簧,特性线的线性段 $F_0 = 5N$,工作载荷范围(0~60)N,要求中径 $D = 16.3mm$ 。

解 材料选用 G2 组琴钢丝,设其直径 $d = 1.6mm$ 。由表 10·1-3,表 10·1-5 和表 10·2-17 可查得切变模量 $G = 78700MPa$,抗拉强度 $\sigma_b = 2108MPa$, $[\tau] = (0.30 \sim 0.38)\sigma_b = (632 \sim 801)MPa$ 。

1. 验算弹簧强度 根据 $C = D_2/d = 16.3/1.6 = 10.2$,查图 10·2-2 得 $K = 1.14$,按表 10·2-7 公式可得

$$\tau = K \frac{8D}{\pi d^3} F = 1.14 \frac{8 \times 16.3}{\pi \times 1.6^3} \times 60 = 694MPa$$

满足强度要求。

2. 弹簧各圈的刚度 根据特性线方程 $F = (0.28f + 1.04)^2$ 得弹簧的刚度

$$F' = \frac{dF}{df} = 0.56F^{1/2} \quad (N/mm)$$

从而得任意圈 i 并圈时,所加载荷 F_i 和刚度 F'_i 的关系

$$F_i = 3.19F_i^2 \quad (N)$$

按式(10·2-54)得组成弹簧各圈的刚度



$$p' = \frac{Gd^4}{8D^3} = \frac{78700 \times 1.6^4}{8 \times 16.3^3} = 15.2 \text{ N/mm}$$

特性线方程曲线与弹簧起始变形的线性段的相交点, 可根据 $F_0=5\text{N}$ 求得 $f_0=4.3\text{mm}$ 。于是在弹簧未发生并圈以前, 整个弹簧的刚度

$$F' = \frac{F_0}{f_0} = \frac{5}{4.3} = 1.16 \text{ N/mm}$$

3. 计算几何参数 根据式(10-2-56)可得所要弹簧圈数

$$n = \frac{p'}{F'} = \frac{15.2}{1.16} \approx 13 \text{ 圈}$$

第一圈的节距 t_1 和间距 δ_1 可按下列步骤计算。第一圈并圈后, 弹簧的刚度 F'_1 可按式(10-2-55)求得

$$\frac{1}{F'_1} = \frac{1}{F'} + \frac{1}{p'} = \frac{1}{1.16} + \frac{1}{15.2} = 0.796$$

$$F'_1 = 1.26 \text{ N/mm}$$

于是得到第1圈并圈时所需的载荷

$$F_1 = 3.19F'_1 = 3.19 \times 1.26 \approx 5.0\text{N}$$

第1圈并圈的变形量, 即第1圈的间距, 按式(10-2-57)得

$$\delta_1 = \frac{1}{2p'}(F_0 + F_1) = \frac{1}{2 \times 15.2}(5.0 + 5.0) = 0.33\text{mm}$$

按式(10-2-59)得

$$t_1 = d + \delta_1 = 1.6 + 0.33 = 1.93\text{mm}$$

依次类推, 可以求得其他各圈的间距和节距, 其值见下表。

变节距弹簧参数计算表

并圈圈序 i	各圈刚度 p_i (N/mm)	各圈并圈后弹簧刚度 F'_i (N/mm)	各圈并圈时的载荷 F_i (N)	间距 δ_i (mm)	节距 t_i (mm)
0		1.16	5.0		
1		1.26	5.0	0.33	1.93
2		1.37	5.8	0.35	1.95
3		1.51	7.1	0.42	2.02
4		1.68	8.7	0.52	2.12
5	15.2	1.89	11.1	0.65	2.25
6		2.16	14.4	0.84	2.44
7		2.51	19.5	1.12	2.72
8		3.01	28.1	1.57	3.17
9		3.16	43.7	2.36	3.96
10		5.00	77.3	3.98	5.58
11		7.46		3.98	5.58
12		14.70		3.98	5.58
13		50.00		3.98	5.58

从上表可以看出, 第10圈并紧已超过所需承受60N的要求。故以下各圈可取等节距。

两端并紧并磨平, 各取1圈支承圈, 则 $n_2=2$ 。由表10-2-1可得弹簧的自由高度

$$H_0 = \sum_{i=1}^{13} t_i + (n_2 - 0.5)d = 44.88 + 1.5 \times 1.6 = 47.28\text{mm}$$

取 $H_0=47.3\text{mm}$ 。

4. 绘制结构图 根据以上所得尺寸参数, 可绘制成结构图, 见图10-2-21。

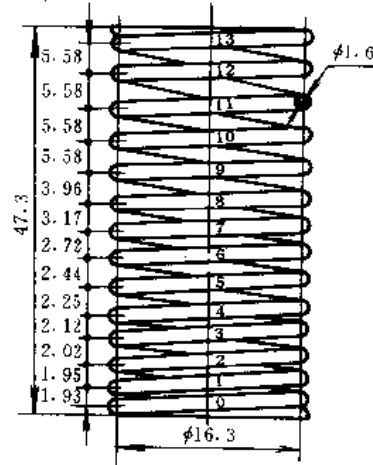


图10-2-21 变节距弹簧

2 圆柱拉伸螺旋弹簧的设计

2.1 圆柱拉伸螺旋弹簧的结构设计

圆柱拉伸螺旋弹簧的结构及基本参数关系式见表10-2-11。

1. 拉伸弹簧的端部结构 拉伸弹簧的端部结构形式, 大致分为钩和环, 有些已列为国家标准(表10-2-12)。钩和环大都由弹簧末端弯曲而成, 由于变形量大而产生高的应力集中。所以这种端部结构推荐应用在材料截面直径在4mm以下的弹簧, 但实际上钩环的应用有时达10mm左右。为了避免在弯折部分产生过高的应力集中, 可采用过渡锥形的端圈(图10-2-22), 或另外附加钩环, 如表10-2-12所列可调式, 这种结构适用于弹簧材料直径大于5mm的场合, 旋塞应旋入1.5~2.5圈。两端钩环的相互位置可在一平面内, 或成90°, 或成任意其他所需角度。

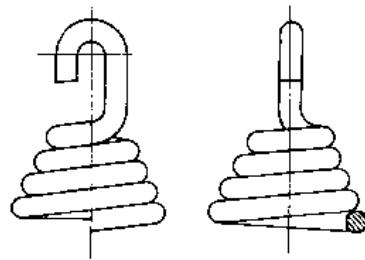
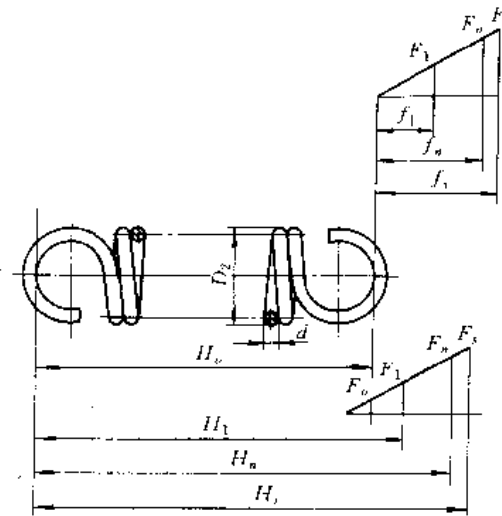


图10-2-22 拉伸弹簧的锥形闭合端



表 10-2-11 圆柱拉伸螺旋弹簧的结构及基本参数关系式



参 数	关 系 式	说 明
工作载荷 $F_1, F_2 \dots F_n$	$0.2F_n \leq F_1, F_2, \dots, F_n \leq 0.8F_n$	变载荷和重要的弹簧的最大工作载荷 F_n 应取小值, 对应的变形量为 f_1, f_2, \dots, f_n
试验载荷 F_t	$F_t \geq 1.25F_n$	弹簧试验时应加的载荷. 对应的变形量为 f_t
初拉力 F_0	$F_0 = \frac{\pi d^3}{8D} \tau_0$	制造完成后各圈的并紧力. 初应力 τ_0 值见图 10-2-23
工作行程 h	$h = f_n - f_1$	弹簧的变形范围
材料直径 d 或矩形截面尺寸 $a \times b$	$d(a) = \frac{D_2 - D_1}{2}$	所选 d 或 $a \times b$ 值应符合标准系列值
弹簧中径 D	$D = D_2 - d(a) = \frac{D_2 + D_1}{2}$	圆截面材料弹簧的 D 值应符合表 10-2-3 系列值
弹簧内径 D_1	$D_1 = D - d$	
弹簧外径 D_2	$D_2 = D + d$	极限偏差值按 GB 1239 查取
旋绕比 C	$C = \frac{D}{d}$	C 值在 4~16 范围内, 可参看表 10-2-4
工作圈数 n	$n \geq 2$	根据工作变形量计算, 要考虑到钩环变形的影响. 其值应符合表 10-2-13 荐用值
总圈数 n_1	$n_1 = n$	
自由长度 H_0	半圆钩环 $H_0 = (n+1)d + D_1$ 圆钩环 $H_0 = (n+1)d + 2D_1$ 圆钩环压中心 $H_0 = (n+1.5)d + 2D_1$	
节距 t	$t \approx d$	
螺旋角 α	$\alpha = \arctan \frac{t}{\pi D}$	
材料长度 L	$L = \pi Dn + \text{钩环部长度}$	



表 10·2-12 拉伸弹簧的端部结构型式

代号	简图	端部结构型式
L I RL I		半圆钩环
L II RL II		圆钩环
L III RL III		圆钩环压中心
L IV		偏心圆钩环
L V		长臂半圆钩环
L VI		长臂小圆钩环
L VII		可调式拉簧
L VIII		两端具有可转钩环

注：1. 弹簧结构型式推荐采用半圆钩环、圆钩环、圆钩环压中心。

2. 代号前注有 R 者为热卷弹簧，其余为冷卷弹簧。

3. 摘自 GB 1239.1-89 和 GB 1239.4-89。

2. 端部钩环对变形的影响 拉伸弹簧的变形量，除弹簧本体的变形量外，还应加上钩环的变形量。一般可按半圆钩环相当于 0.1 圈，整圆钩环相当于 0.5 圈计算其变形量。

3. 拉伸弹簧的初拉力 如用不需淬火的弹簧钢丝制成拉伸弹簧，成型后，圈与圈间接触，形成了压缩力，即初拉力 F_0 。在此 F_0 作用下，钢丝产生的应力称为初应力 τ_0 。加载时，载荷超过初拉力之后，弹簧才开始变形。经过淬火的弹簧，没有初拉力。

图 10·2-23 阴影区为成形时，弹簧材料内部所形成的初应力 τ_0 值，根据此值便可计算出初拉力

$$F_0 = \frac{\pi d^3}{8D} \tau_0 \quad (10\cdot2-61)$$

4. 拉伸弹簧的圈数 有效圈数 n 应符合表 10·2-13 荐用值。除表列值外，由于两钩环相对位置不同，其尾数也可取为 1/4、1/2 和 3/4。

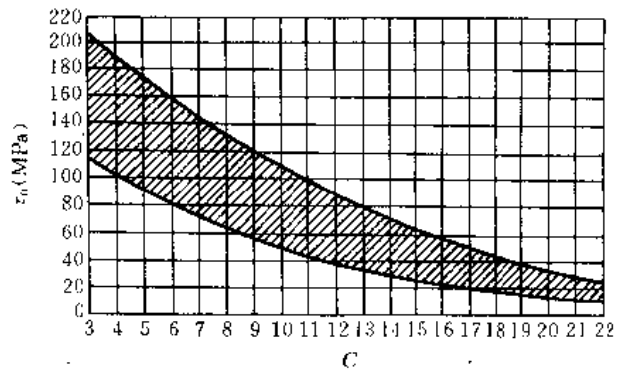


图 10·2-23 拉伸弹簧的初应力

表 10·2-13 拉伸弹簧有效圈数 n 的荐用系列值 (圈)

2	3	4	5	6	7	8
9	10	11	12	13	14	15
16	17	18	19	20	22	25
28	30	35	40	45	50	55
60	65	70	80	90	100	

注：摘自 GB 1358-92。

2·2 圆柱拉伸螺旋弹簧的设计计算

拉伸弹簧的强度和变形计算与压缩弹簧相同，计算公式见表 10·2-7。但需注意下列几点。

1. 有初拉力 F_0 拉伸弹簧的变形计算 其变形计算公式为

$$f = \frac{8D^3 n}{Gd^4} (F - F_0) \quad (10\cdot2-62)$$

其余有关公式，可根据无初拉力的公式(表 10·2-7)进行对应的变换。

2. 钩环处的应力 钩环弯曲处由于应力集中而产生的高应力，往往是促成拉伸弹簧损坏的主要因素。见图 10·2-24，钩环在弯曲处 A 和 B 点，将产生高的弯曲应力和扭转应力，其值可分别用下列两式近似计算：

$$\sigma = \frac{16FD}{\pi d^3} \frac{r_1}{r_2} \quad (10\cdot2-63)$$

$$\tau = \frac{8FD}{\pi d^3} \frac{r_3}{r_4} \quad (10\cdot2-64)$$



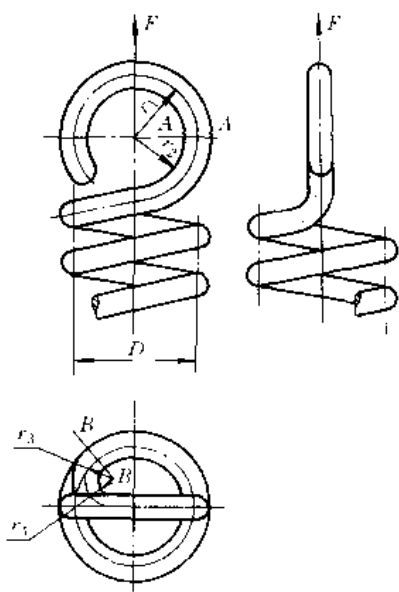


图 10-2-24 钩环弯曲部分参数

【例 10-2-6】设计一拉伸弹簧，用于重要的场合，受静载荷， $F_2=500\text{N}$ ， $F_1=200\text{N}$ ，其作用行程 $h=f_2-f_1=30\text{mm}$ 。为了减小弹簧长度，要求制成的弹簧有初拉力。

解 弹簧材料选用 C 组碳素弹簧钢丝，设此弹簧钢丝直径 $d=4\text{mm}$ ，由表 10-1-3 和表 10-1-4 可查得切变模量 $G=78700\text{MPa}$ ，抗拉强度 $\sigma_b=1520\text{MPa}$ 。根据工作情况，按 I 类载荷选取许用应力，由表 10-2-17 得许用应力 $[\tau]=(0.30\sim 0.36)\sigma_b=456\sim 547\text{MPa}$ ，取 $[\tau]=500\text{MPa}$ 。最大试验切应力 $\tau_s=0.4\sigma_b=608\text{MPa}$ 。

根据表 10-2-4 选旋绕比 $C=5.5$ ，由于承受静载荷，计算强度时，可取曲度系数 $K=1$ 。由表 10-2-7 得钢丝直径

$$d \geq \sqrt{\frac{8KF_2C}{\pi[\tau]}} = \sqrt{\frac{8 \times 1 \times 500 \times 5.5}{\pi \times 500}} = 3.74 \text{ mm}$$

取系列值 $d=4\text{mm}$ ，与假设相符。

$$D=Cd=5.5 \times 4=22\text{mm}$$

工作圈数，根据表 10-2-7 得

$$n = \frac{(f_2-f_1)Gd^4}{8(F_2-F_1)D^3} = \frac{30 \times 78700 \times 4^4}{8(500-200) \times 22^3} = 24 \text{ 圈}$$

考虑到钩环变形，取实际有效工作圈数 $n=23.5$ 圈。

按表 10-2-7，可得试验载荷

$$F_s = \frac{\pi d^3 \tau_s}{8D} = \frac{\pi \times 4^3 \times 608}{8 \times 22} = 695\text{N}$$

由图 10-2-23 查得 $C=5.5$ 时的初切应力 $\tau_0=90\sim 170\text{MPa}$ 。取 $\tau_0=100\text{MPa}$ 。按式 (10-2-61) 得初拉力

$$F_0 = \frac{\pi d^3}{8D} \tau_0 = \frac{\pi \times 4^3}{8 \times 22} \times 100 = 114\text{N}$$

按式 (10-2-62) 得最大试验载荷下的变形量

$$f_s = \frac{8(F_s-F_0)D^3n}{Gd^4} = \frac{8 \times (695-114) \times 22^3 \times 23.5}{78700 \times 4^4} = 57.7\text{mm}$$

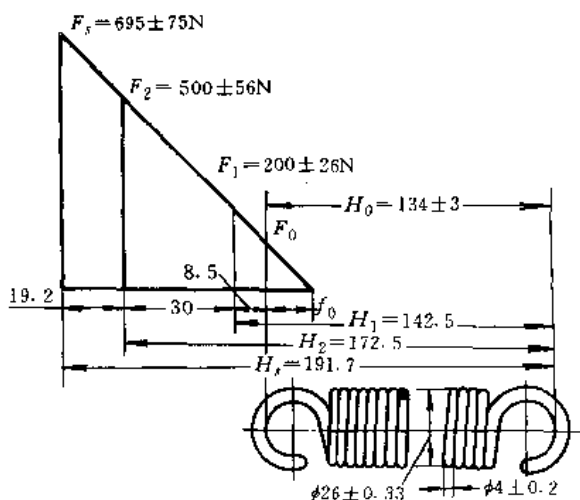
安装变形量

$$f_1 = \frac{F_1-F_0}{F_s-F_0} f_s = \frac{200-114}{695-114} \times 57.7 = 8.5\text{mm}$$

弹簧刚度，由表 10-2-7 式可知为

$$F' = \frac{Gd^4}{8D^3n} = \frac{78700 \times 4^4}{8 \times 22^3 \times 23.5} = 10.1\text{N/mm}$$

其余尺寸计算从略，见图 10-2-25。



1. 弹簧特性及尺寸极限偏差 2 级精度
2. 端部结构型式 L II (圆钩环)
3. 总圈数 $n_1=23.5 \pm 2$
4. 旋向 右旋
5. 钩环中心面与弹簧轴线位置度 $\leq 2\text{mm}$
6. 两钩环相对角度差 $\leq 30^\circ$
7. 材料长度 $L=1760\text{mm}$
8. 表面处理 氧化

图 10-2-25 拉伸弹簧工作图

3 圆柱扭转螺旋弹簧的设计

3-1 圆柱扭转螺旋弹簧的结构设计

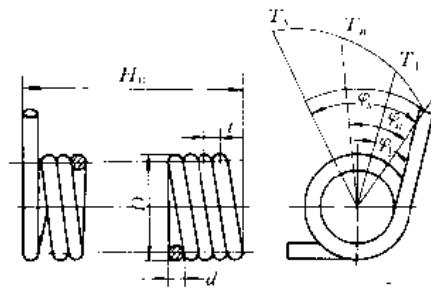
圆柱扭转螺旋弹簧的结构及基本参数关系式见表 10-2-14。

1. 扭转弹簧的结构形式 图 10-2-26 为扭转弹簧的结构形式。图 10-2-26a 为常用的普通形式；图 10-2-26b 为并列双扭转弹簧，相当于两个并列的扭转弹簧，其变形则为单个弹簧的 1/4；图 10-2-26c 为内外串列双重扭转弹簧，亦称直列双扭转弹簧，采用这种弹簧在同样外径下可以得到近两倍的变形率。

纯星公司制作 请尊重作者版权



表 10-2-14 圆柱扭转螺旋弹簧的结构及基本参数关系式



参 数	关 系 式	说 明
工作扭矩 T_1, T_2, \dots, T_n	$0.2T_n \leq T_1, T_2, \dots, T_n \leq 0.8T_n$	对应的扭转变形角为 $\varphi_1, \varphi_2, \dots, \varphi_n$ 。为保证弹簧不松动，在安装时，必须预加扭矩 T_1
试验扭矩 T_s	$T_s \geq 1.25T_n$	对应于最大试验弯曲应力 σ_s 的扭矩。对应的扭转变形角为 φ_s
工作扭转角 φ	$\varphi = \varphi_n - \varphi_1$	
工作圈数 n	$n \geq \left(\frac{\varphi_s}{123.1} \right)^2$	为了保证弹簧稳定性，其所需的最少圈数可按此式计算
各圈之间的间距 δ	$\delta \approx 0.5\text{mm}$ 或 $\delta \approx 0$	分有间距和无间距两种。无间距的制造容易，但圈与圈间有摩擦力，影响工作特性线的精度；有间距的用于特性线精度要求高的场合
节距 t	$t = d + \delta$	
螺旋角 α	$\alpha = \arctan \frac{t}{\pi D}$	
自由长度 H_0	$H_0 = (d + \delta)n + \text{挂钩在弹簧轴线的长度}$	
材料长度 L	$L = \pi Dn + \text{挂钩部分长度}$	

注：对于矩形截面材料，式中的材料直径 d 用材料宽度 b 代替即可。

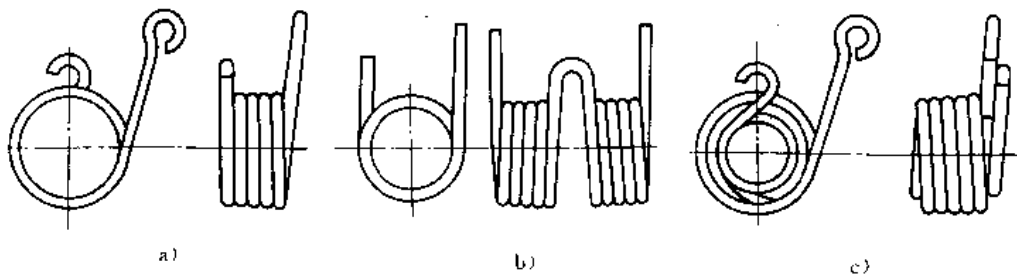


图 10-2-26 扭转弹簧的结构形式

2. 扭转弹簧的端部结构 由于安装方法和使用场合不同，端部结构形式很多，常用者见表 10-2-15。常用外臂扭转弹簧 (N I)、内部扭转弹簧 (N II) 和直臂扭转弹簧 (N V)。

扭转弹簧扭臂长度和弯曲角度的极限偏差见 GB

1239.3-89。

3. 扭转弹簧端部扭臂引起的扭转变形角 当扭转弹簧的圈数少或臂长大于一圈的展开长度时，见图 10-2-27，在计算扭转变形角时要考虑到扭臂引起的变形角，其计算式为



表 10·2-15 常用的扭转弹簧端部结构

代 号	简 图	端部结构型式
NI		外臂扭转
NI		内臂扭转
NI		中心臂扭转
NV		并列双扭转
NV		右臂扭转
NW		单臂弯曲扭转

注：摘自 GB 1239.3—89。

$$\varphi = \frac{64 \left[\pi D n + \frac{1}{3}(l_1 + l_2) \right] T}{\pi E d^3} \quad (\text{rad}) \quad (10 \cdot 2-65a)$$

或

$$\varphi = \frac{3670 \left[\pi D n + \frac{1}{3}(l_1 + l_2) \right] T}{\pi E d^3} \quad (^\circ) \quad (10 \cdot 2-65b)$$

式中 T 扭矩 (N·mm);
 l_1, l_2 扭臂长度 (mm)。

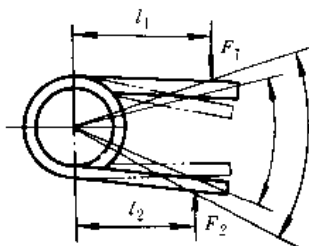


图 10·2-27 扭臂的变形

扭转弹簧自由角度 φ_0 的极限偏差见 GB 1239.3 89。

4. 受载荷后弹簧直径的减小 当弹簧受到载荷扭转时, 弹簧的直径将减小而圈数增加。减小后的理论中径 D' 和内径 D'_1 分别为

$$D' = D - \frac{D\varphi}{2\pi n} = D \left[\frac{n - \frac{\varphi}{360}}{n} \right] \quad (\text{mm}) \quad (10 \cdot 2-66)$$

$$D'_1 = D' - d = D \left[\frac{n - \frac{\varphi}{360}}{n} \right] - d \quad (\text{mm}) \quad (10 \cdot 2-67)$$

式中 D ——弹簧中径 (mm);

φ ——扭转变形角 (rad);

n ——工作圈数。

为了避免弹簧与芯轴发生抱紧现象, 芯轴必须比最大工作扭矩作用的弹簧内径小 10%。

弹簧圈数的增加可按下式计算:

$$\Delta n = n \frac{D - D'}{D'} \quad (\text{圈}) \quad (10 \cdot 2-68)$$

3.2 圆柱扭转螺旋弹簧的设计计算

由于扭转弹簧的螺旋角 α 很小 (可取 $\alpha \approx 1$), 所以可近似认为弹簧材料任意截面上只作用有弯矩 $M \approx T$ 。

1. 扭转弹簧的基本计算公式 根据弹簧材料截面所受弯矩 $M \approx T$, 按材料力学公式, 可得扭转变形角 φ 和弯曲正应力 σ 的基本计算公式为

$$\left. \begin{aligned} \varphi &= \frac{\pi T D n}{E I} \quad (\text{rad}) \\ \varphi &= \frac{180 T D n}{E I} \quad (^\circ) \end{aligned} \right\} \quad (10 \cdot 2-69)$$

$$\sigma = K_1 \frac{T}{Z_m} \quad (\text{MPa}) \quad (10 \cdot 2-70)$$

式中 K_1 ——曲度系数, 按下列公式计算, 或查图 10·2-28。

对于圆形截面材料

$$K_1 = \frac{4C - 1}{4C - 4} \quad (10 \cdot 2-71)$$

对于矩形截面材料

$$K'_1 = \frac{3C}{3C - 3} \quad (10 \cdot 2-72)$$

式中 C ——旋绕比, 圆形截面材料 $C = D/d$, 矩形截面材料 $C = D/a$, a 为材料截面在径向的边长。



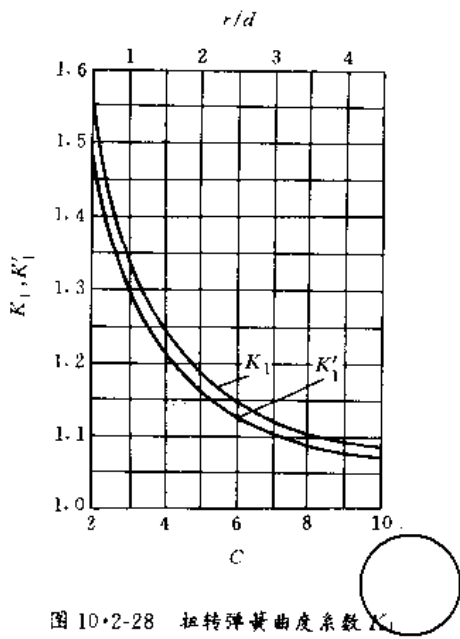


图 10·2-28 扭转弹簧曲度系数 K_1

钩环或弯曲端部产生有高应力。对于圆形截面材料，根据弯曲内侧半径 r 与弹簧丝直径 d 的比 r/d ，可在图 10·2-28 中查得曲度系数 K_1 。将此值与根据 C 查得的 K_1 值比较，在计算时取其大值。对于矩形截面材料，在此情况下，也可参照圆形截面材料处理。

根据上列基本公式，可得圆形、方形和矩形截面材料扭转弹簧的计算公式，见表 10·2-16。

2. 扭转弹簧的稳定性验算 扭转弹簧所受扭矩过大可能失去稳定性。根据实验，如取稳定性安全系数为 2 时，则弹簧的最大允许扭转变形角为

$$\varphi \leq 123.1 \sqrt[4]{n} \quad (^\circ) \quad (10\cdot2\cdot73)$$

式中 n ：弹簧的工作圈数。

为了保证稳定，应满足下列要求：

$$n \geq \left(\frac{\varphi}{123.1} \right)^4 \quad (\text{圈}) \quad (10\cdot2\cdot74)$$

当 $\varphi \leq 123^\circ$ 时，不必考虑稳定性问题。

表 10·2-16 圆柱扭转螺旋弹簧计算公式

弹簧材料截面形状			
抗弯截面系数 Z_m (mm ³)	$\frac{\pi d^3}{32}$	$\frac{a^2 b}{6}$	$\frac{a^3}{6}$
惯性矩 I (mm ⁴)	$\frac{\pi d^4}{64}$	$\frac{a^3 b}{12}$	$\frac{a^4}{12}$
扭转变形角 $\varphi = \frac{180 T D_2 n}{E I} \quad (^\circ)$	$\varphi = 3670 \frac{n D T}{E d^3}$ $= 360 \frac{n D \sigma}{K_1 E d}$	$\varphi = 2160 \frac{n D T}{E a^3 b}$ $= 360 \frac{n D \sigma}{K'_1 E a}$	$\varphi = 2160 \frac{n D T}{E a^3}$ $= 360 \frac{n D \sigma}{K'_1 E a}$
弯曲应力 $\sigma = K_1 \frac{T}{Z_m}$ (MPa)	$\sigma = K_1 \frac{10.2 T}{d^3}$ $= K_1 \frac{E d \varphi}{360 n D}$	$\sigma = K'_1 \frac{6 T}{a^2 b}$ $= K'_1 \frac{E a \varphi}{360 n D}$	$\sigma = K'_1 \frac{6 T}{a^3}$ $= K'_1 \frac{E a \varphi}{360 n D}$
刚度 $T' = \frac{T}{\varphi}$ [N·mm/ (°)]	$T' = \frac{E d^4}{3670 D n}$ $= \frac{E d^3}{3670 C n}$	$T' = \frac{E a^3 b}{2160 D n}$	$T' = \frac{E a^4}{2160 n D}$
圈数 n (圈)	$n = \frac{E d^4 \varphi}{3670 D T}$ $= \frac{E d^3}{3670 C T'}$	$n = \frac{E a^3 b \varphi}{2160 D T}$	$n = \frac{E a^4 \varphi}{2160 D T}$



【例 10-2-7】 设计一机构用扭转弹簧。所受变载荷作用次数在 $10^4 \sim 10^5$ 次范围内。预加扭矩 $T_1 = 2030\text{N} \cdot \text{mm}$ ，工作扭矩 $T_2 = 6000\text{N} \cdot \text{mm}$ 。工作扭转角 $\varphi = \varphi_2 - \varphi_1 = 40^\circ$ 。

解 选用 B 组碳素弹簧钢丝，按表 10-1-4 设其抗拉强度 $\sigma_b = 1320\text{MPa}$ ，按表 10-2-17 可知，其许用弯曲正应力为 $[\sigma] = (0.60 \sim 0.68) \sigma_b = (0.60 \sim 0.68) \times 1320 = (792 \sim 898)\text{MPa}$ ，取 $[\sigma] = 840\text{MPa}$ 。

1. 材料直径 d 按表 10-2-4 选旋绕比 $C = 6$ ，查图 10-2-28 得曲度系数 $K = 1.14$ ，将以上有关数值代入表 10-2-16 中相应的公式，得

$$d = \sqrt[3]{\frac{10.2T_2K_1}{[\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{10.2 \times 6000 \times 1.14}{840}} = 4.36 \text{ mm}$$

按表 10-1-12 取 $d = 4.5\text{mm}$ 。

查表 10-1-4 可知， $d = 4.5$ 时的 B 组碳素弹簧钢丝抗拉强度 $\sigma_b = 1320\text{MPa}$ ，与假设相符。又由表 10-1-3 查得其弹性模量 $E = 196200\text{MPa}$ 。

2. 弹簧中径 D 按表 10-2-1 可知

$$D = Cd = 6 \times 4.5 = 27\text{mm}$$

3. 弹簧圈数 n 当弹簧所受扭矩增加时， $T = T_2 - T_1 = 6000 - 2000 = 4000\text{N} \cdot \text{mm}$ ，弹簧的扭转变形 $\varphi = \varphi_2 - \varphi_1 = 40^\circ$ ，代入表 10-2-16 式，得

$$n = \frac{Ed^4\varphi}{3670DT} = \frac{196200 \times 4.5^4 \times 40}{3670 \times 27 \times 4000} = 8.1 \text{ 圈}$$

考虑到弹簧的支承臂会有一定的变形，故实际圈数可采用偏小值，取 $n = 8$ 圈。

4. 弹簧刚度 T' 按表 10-2-16，得

$$T' = \frac{Ed^4}{3670Dn} = \frac{196200 \times 4.5^4}{3670 \times 27 \times 8} = 101.5 \text{ N} \cdot \text{mm}/^\circ$$

5. 工作扭转变形角 φ_2

$$\varphi_2 = \frac{T_2}{T'} = \frac{6000}{101.5} = 59.1 (^\circ)$$

6. 预加扭转变形角 φ_1

$$\varphi_1 = \varphi_2 - \varphi = 59.1 - 40 = 19.1 (^\circ)$$

7. 实际的预加扭矩 T_1

$$T_1 = T' \varphi_1 = 101.5 \times 19.1 = 1939\text{N} \cdot \text{mm}$$

8. 弹簧的试验扭矩 T ，根据表 10-2-17 可得最大试验

应力 $\sigma_s = 0.80\sigma_b = 1056\text{MPa}$ ，按表 10-2-16，得

$$T_s = \frac{d^3\sigma_s}{10.2K_1} = \frac{4.5^3 \times 1056}{10.2 \times 1} = 9434\text{N} \cdot \text{mm}$$

9. 弹簧的试验扭转变形角 φ_s

$$\varphi_s = \frac{T_s}{T'} = \frac{9434}{101.5} = 92.9 (^\circ)$$

10. 弹簧节距 t 取无间隙，故

$$t = d = 4.5\text{mm}$$

11. 弹簧自由长度 H_0 按表 10-2-14，得

$$H_0 = nt + d = 8 \times 4.5 + 4.5 = 40.5\text{mm}$$

12. 弹簧的螺旋角 α 按 10-2-14 式，得

$$\alpha = \arctan \frac{t}{\pi D} = \arctan \frac{4.5}{\pi \times 27} = 3^\circ 2'$$

13. 钢丝展开长度 L 设弹簧支承臂长度为 l ，则按表 10-2-14 得

$$L = \pi Dn + l = \pi \times 27 \times 8 + l = 679 + l \text{ mm}$$

弹簧工作图略。

4 圆柱螺旋弹簧的许用应力

圆柱螺旋弹簧根据工作情况，将其所受载荷分为三种类型。再根据载荷类型选取许用应力。

I 类 受变载荷、作用次数在 10^6 次以上的弹簧；

II 类 受变载荷、作用次数在 $10^3 \sim 10^5$ 次范围内，以及冲击载荷等的弹簧；

III 类 受静载荷，以及变载荷作用次数在 10^2 次以下的弹簧。

各类弹簧的许用应力在表 10-2-17 和表 10-2-18，或图 10-2-29 和图 10-2-30 中选取。在选取时，除按第 1 章 3-3 节所提原则考虑外，还应注意以下各点：

(1) 对重要的，其损坏对整机有重大影响的弹簧，取许用应力的下限值；

(2) 经强压、强拉和强扭处理的弹簧，可提高疲劳极限，对改善变载荷下的松弛有明显效果；

(3) 经喷丸处理的弹簧，可适当增大其承受应力幅的能力，但不能提高许用应力。

表 10-2-17 各类钢丝的许用应力

钢丝类型		油淬火回火钢丝①	碳素钢丝琴钢丝①	不锈钢丝①	青铜丝
压缩弹簧许用应力 $[\tau]$	III 类 (τ_s)	$0.55\sigma_b$	$0.5\sigma_b$	$0.45\sigma_b$	$0.40\sigma_b$
	I 类	$(0.40 \sim 0.47)\sigma_b$	$(0.38 \sim 0.45)\sigma_b$	$(0.34 \sim 0.38)\sigma_b$	$(0.30 \sim 0.35)\sigma_b$
	I 类	$(0.35 \sim 0.40)\sigma_b$	$(0.30 \sim 0.38)\sigma_b$	$(0.28 \sim 0.34)\sigma_b$	$(0.25 \sim 0.30)\sigma_b$
拉伸弹簧许用应力 $[\tau]$	III 类 (τ_s)	$0.44\sigma_b$	$0.40\sigma_b$	$0.36\sigma_b$	$0.32\sigma_b$
	I 类	$(0.32 \sim 0.38)\sigma_b$	$(0.30 \sim 0.36)\sigma_b$	$(0.27 \sim 0.30)\sigma_b$	$(0.24 \sim 0.28)\sigma_b$
	I 类	$(0.28 \sim 0.32)\sigma_b$	$(0.24 \sim 0.30)\sigma_b$	$(0.22 \sim 0.27)\sigma_b$	$(0.20 \sim 0.24)\sigma_b$



(续)

钢丝类型	油淬火回火钢丝①	碳素钢丝琴钢丝①	不锈钢丝①	青铜丝
扭转弹簧许用应力 $[\sigma]$	Ⅱ类 (σ_r)	0.80 σ_s		0.75 σ_s
	Ⅰ类	(0.60~0.68) σ_s		(0.55~0.65) σ_s
	1类	(0.50~0.60) σ_s		(0.45~0.55) σ_s

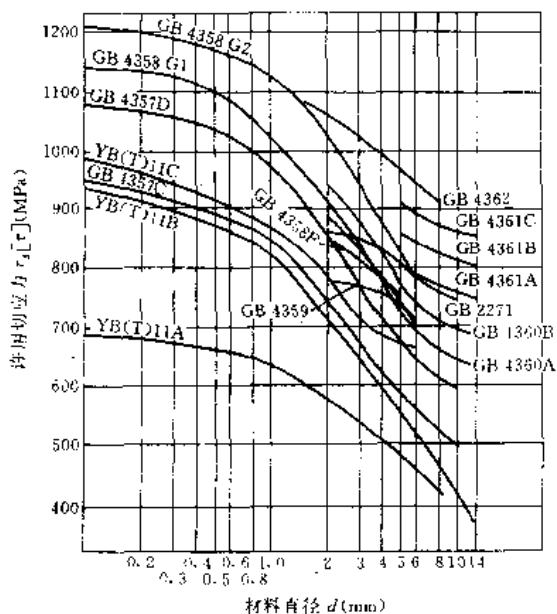
注：表中 σ_s 取材料抗拉强度的下限值。

① 本表不适用于直径 $d < 1.0\text{mm}$ 的钢丝。对 $d \leq 1.0\text{mm}$ 的钢丝，按图10·2·29和图10·2·30选取。

表 10·2·18 热卷螺旋弹簧的许用应力

(MPa)

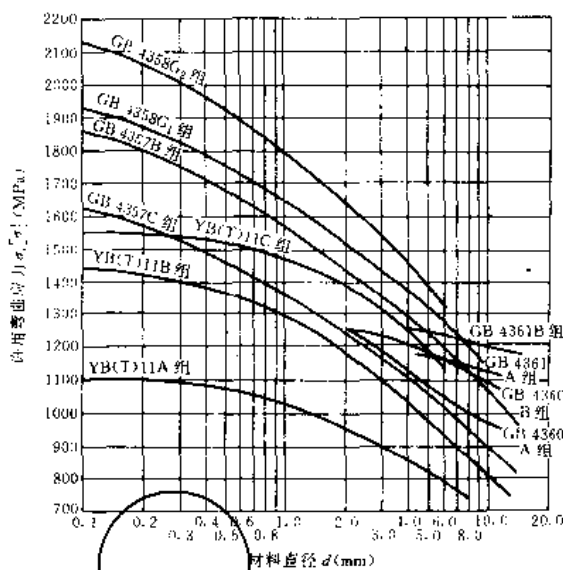
材料牌号	55Si2Mn 55Si2MnB 50CrVA 60Si2Mn 60Si2MnA	65Mn	55CrMnA 60CrMnA	压缩弹簧	
				Ⅱ类 (τ_r)	Ⅰ类
许用应力 [τ]	Ⅱ类	570	740	710	
	Ⅰ类	455	590	570	
拉伸弹簧	Ⅱ类 (τ_r)	380	495	475	
	Ⅰ类	325	420	405	
许用应力 [τ]	Ⅱ类	285	310	360	
	Ⅰ类				



压缩弹簧 Ⅱ类取图示值；Ⅰ类取图示值75%~85%；
1类取图示值60%~75%

拉伸弹簧 Ⅱ类取图示值80%；Ⅰ类取图示值60%~
68%；1类取图示值48%~60%

图 10·2·29 许用切应力线图



扭转弹簧 Ⅱ类取图示值；Ⅰ类取图示值75%~85%；
1类取图示值60%~75%

图 10·2·30 许用正应力线图

5 圆锥螺旋弹簧的设计

5.1 弹簧的特性

圆锥螺旋弹簧(图10·2·31)的特性线见图10·2·31b。在有弹簧圈接触前，特性线为OA段，是直线。载荷逐渐增大时，弹簧各圈从大圈开始逐渐接触，有效工作圈数随之减少，而刚度则逐步增大，一直到所有弹簧圈完全压并为止，其特性线为AB段，是渐增型。所以，这种弹簧的固有频率是变值，有利于防止共振发生，因而多用于需要减振的场合。

由图10·2·32可见，圆锥角 θ 愈小，弹簧固有频率 ν 的变化率愈高，对于消除和缓和共振愈有利。但 θ 小时，材料利用率低，而且当弹簧压并后，圈与圈之间相互接触面积小，单位面积挤压力大，因而 θ 不能太小，



但可取 $\theta=0$, 使 $R_2 - R_1 \geq nd$, 这样, 在弹簧压并时, 所有圈都落在支承座上, 使压并高度 $H_b = d$ 。

截面材料弹簧的变形和强度计算公式见表 10·2-19。从表中可以看出, 开始有弹簧圈接触后的计算比较复杂。圆锥螺旋弹簧的变形也可以参照变节距圆柱螺旋弹簧逐圈进行计算。有关矩形截面材料的圆锥螺旋弹簧的计算见涡卷螺旋弹簧。

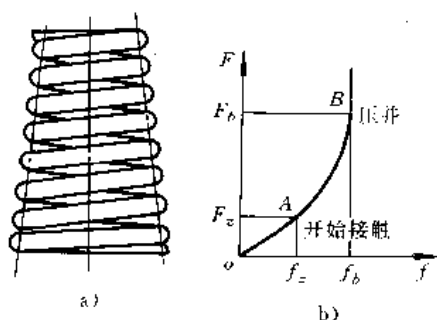


图 10·2-31 圆锥螺旋弹簧
a) 结构 b) 特性线

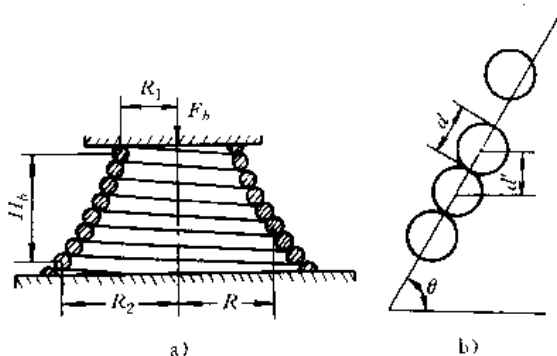


图 10·2-32 圆锥螺旋弹簧压并时的高度

5·2 弹簧的变形和强度计算

圆锥螺旋弹簧分为等螺旋角和等节距两种。圆形

表 10·2-19 圆形截面材料圆锥螺旋弹簧的计算公式

参数名称	计算公式	
	等螺旋角 α	等节距 t
第 i 圈的中半径 $R(\text{mm})$	$R = R_2 e^{\frac{1}{n} \ln \frac{R_1}{R_2}}$ 常用 $R \approx R_2 - (R_2 - R_1) \frac{i}{n}$	$R = R_2 - (R_2 - R_1) \frac{i}{n}$
第 i 圈的高度 $H(\text{mm})$	$H = 2\pi i a \left[R_2 - (R_2 - R_1) \frac{i}{2n} \right]$	$H = it$
自由高度 $H_0(\text{mm})$	$H_0 = n_1 \pi a (R_2 + R_1)$	$H_0 = n_1 t$
压并高度 $H_b(\text{mm})$	$H_b = n_1 d \sqrt{1 - \left(\frac{R_2 - R_1}{n_1 d} \right)^2} = n_1 d'$ $d' = d \sqrt{1 - \left(\frac{R_2 - R_1}{n_1 d} \right)^2}$	
弹簧材料长度 $L(\text{mm})$	$L = n_1 \pi (R_2 + R_1)$	
变形 f (mm)	$f = \frac{16Fn}{Gd^4} \left(\frac{R_2 - R_1}{R_2 - R_1} \right)$	
切应力 τ (MPa) (在最大圈上)	$\tau = K \frac{16R_2 F}{\pi d^3}$	
刚度 F' (N/mm)	$F' = \frac{Gd^4}{16n} \left(\frac{R_2 - R_1}{R_2 - R_1} \right)$	
变形能 U (N·mm)	$U = \frac{\tau^2 V}{8G} \left[1 - \left(\frac{R_1}{R_2} \right)^2 \right]$ 弹簧圈工作体积 $V = \frac{\pi^2 d^2}{4} (R_2 + R_1)n$	

有弹簧圈接触底前的变形和应力



(续)

参数名称	计 算 公 式	
	等 螺 旋 角 α	等 节 距 t
有弹簧圈触底后的变形和应力 载荷 F 与最大自由圈中半径 R 的关系式(N)	$F = \frac{\pi G d^4}{32 R^2} \left(a - \frac{d'}{2\pi R} \right)$	$F = \frac{G d^4}{64 R^3} (t - d')$
变形 f (mm)	$f = \frac{n}{R_2 - R_1} \left[\frac{16F}{G d^4} (R^3 - R_1^3) + \pi \alpha (R_2^3 - R^3) - d' (R_2 - R) \right]$	$f = \frac{n}{R_2 - R_1} \left[\frac{16F}{G d^4} (R^3 - R_1^3) + (t - d') (R_2 - R) \right]$
切应力 τ (MPa) (在最大自由圈上)	$\tau = K \frac{16R}{\pi d^3} F$	

注：1. 第 i 圈系指从最大圈数起。

2. 有弹簧圈触底时，取最大自由圈中半径 $R=R_2$ ；完全压并时，取 $R=R_1$ 。

3. d' 为弹簧并圈后两圈之间的垂直距离。当 $R_2 - R_1 \geq nd$ 时，取 $d'=0$ 。

【例 10-2-8】 设计一承受周期性变载荷的圆锥螺旋弹簧。最大工作载荷 500N，工作载荷下的刚度 $F' = 25\text{N/mm}$ 。为了防止事故性超载，试验压缩到弹簧全部并圈。

解 按等螺旋角和等节距圆锥螺旋弹簧同时计算。取最大和最小工作圈中半径 $R_2 = 30\text{mm}$ ， $R_1 = 20\text{mm}$ 。两端各取支承圈 $n_c = 1$ 。材料选用油淬火回火 A 类碳素钢丝，设材料直径 $d = 6\text{mm}$ 。按表 10-1-7 可查得其抗拉强度 $\sigma_b = 1275\text{MPa}$ ，按表

10-2-17 可得许用应力 $[\tau]$ 和最大允许试验应力 τ_s 分别为 $[\tau] = (0.35 \sim 0.40) \sigma_b = (446 \sim 510)\text{MPa}$ ，取 $[\tau] = 460\text{MPa}$ ， $\tau_s = 0.55 \sigma_b = 0.55 \times 1275 = 701\text{MPa}$ 。

各参数的计算见下表。

图 10-2-33 是根据计算结果绘制的圆锥螺旋弹簧结构图。

参数计算表

参数及计算公式	计 算 结 果	
	等螺旋角 α	等节距 t
最大平均中半径 R_2 (试选) (mm)	30	28
最小平均中半径 R_1 (试选) (mm)	20	21
材料直径 d (试选) (mm)	6	6
工作圈数 $n = \frac{G d^4}{16 F'} \left(\frac{R_2 - R_1}{R_1^3 - R_2^3} \right)$ (圈)	4 (3.99)	4.5 (4.46)
并圈时 $d' = d \sqrt{1 - \left(\frac{R_2 - R_1}{nd} \right)^2}$ (mm)	5.45	5.8
螺旋角 $\alpha = \frac{32 R_2^3 F'}{\pi G d^4} + \frac{d'}{2\pi R_2}$	4°11'	
节距 $t = \frac{64 R_2^3 F'}{G d^4} + d'$ (mm)		12.5
工作圈高度 H (mm)	$H = n\pi\alpha (R_2 + R_1) = 46$	$H = nt = 56.2$
材料长度 $L = n_1\pi (R_2 + R_1)$ (mm) ($n_1 = n + n_c$)	942.5	1000

此星公司制作 请尊重作者版权



(续)

参数及计算公式		计 算 结 果	
		等螺旋角 α	等节距 t
弹簧圈触底前	复核载荷 F (N)	$F = \frac{\pi G d^4}{32 R_2^3} \left(a - \frac{d'}{2\pi R_2} \right) = 50$	$F = \frac{G d^4}{64 R_2^3} (t - d') = 49.6$
	切应力 $\tau = K \frac{16 R_2}{\pi d^3} F$ (MPa)	404 ($C=10, K=1.15$)	380 ($C=9.3, K=1.16$)
	变形 $f = \frac{16 F n}{G d^4} \left(\frac{R_2^3 - R_1^3}{R_2 - R_1} \right)$ (mm)	20.1	20.6
弹簧全部压并时	载荷 F (N)	$F = \frac{\pi d^4 G}{32 R_1^3} \left(a - \frac{d'}{2\pi R_1} \right) = 756$	$F = \frac{G d^4}{64 R_1^3} (t - d') = 1170$
	切应力 $\tau = K \frac{16 R_1}{\pi d^3} F$ (MPa)	438 ($C=6.6, K=1.23$) $< [\tau] = 460$	667 ($C=7.0, K=1.22$) $< [\tau] = 460$
	变形 $f = H - n d'$ (mm)	26.7	30.2

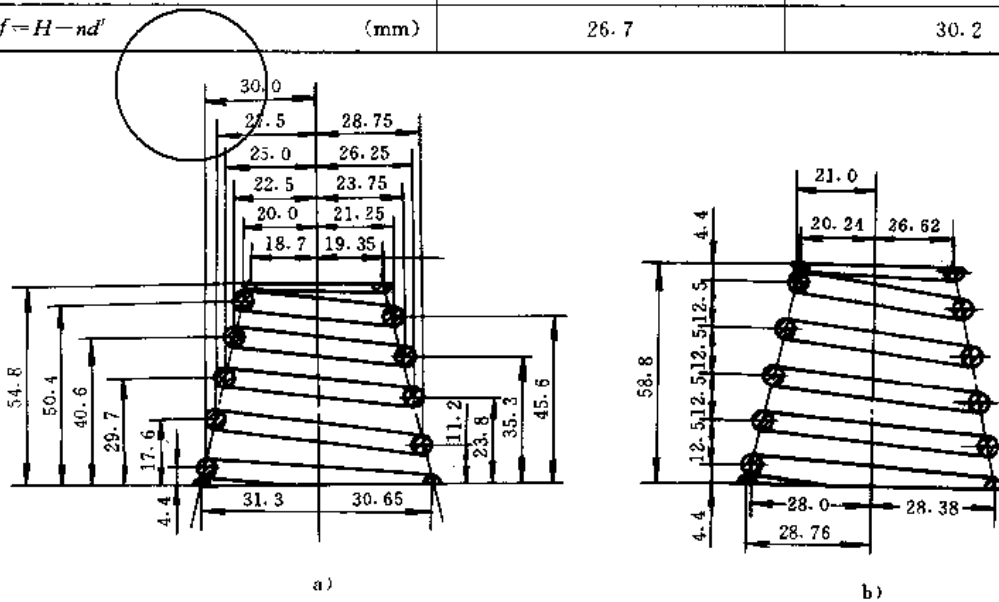


图 10-2-33 圆锥螺旋弹簧

a) 等螺旋角 b) 等节距

6 涡卷螺旋弹簧的设计

涡卷螺旋弹簧(图 10-2-34)有等螺旋角、等节距和等应力三种,它们的计算公式见表 10-2-20。此表也适用于一般的矩形截面材料圆锥螺旋弹簧,但后者一般不按等应力设计。

涡卷螺旋弹簧一般采用热卷成型,小型的也可冷卷。材料多用热轧硅锰弹簧钢板,也可用铬钒钢板,在不太重要的场合还可用碳钢或锰钢钢板。

在设计时,许用应力可参照第 4 节圆柱螺旋弹簧的许用应力选取。

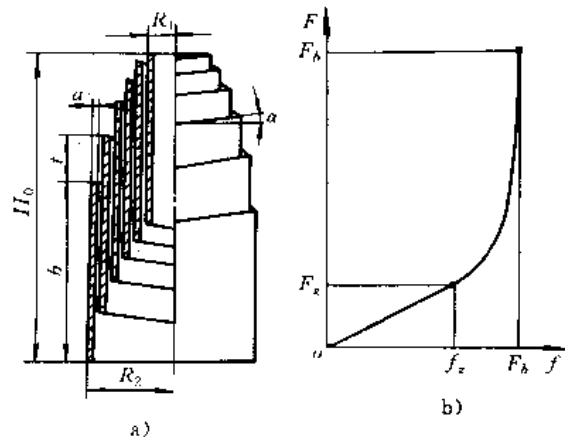


图 10-2-34 涡卷螺旋弹簧及其特性线

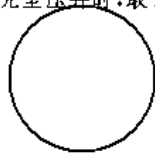
○ 参见参考文献 [2] 223 页。



表 10-2-20 涡卷螺旋弹簧计算公式

参数名称	计 算 公 式		
	等 螺 旋 角	等 节 距	等 应 力
展角 θ 处或第 n 圈的中半径 R (mm)	$R = R_2 - (R_2 - R_1) \frac{\theta}{2n\pi} = R_2 - (R_2 - R_1) \frac{t}{n}$		
中半径 R 处的高度 H (mm)	$H = n\pi a \left(\frac{R_2^2 - R_1^2}{R_2 - R_1} \right) + b$	$H = nt \left(\frac{R_2 - R_1}{R_2 - R_1} \right) + b$	$H = \frac{2n\pi a_2}{3R_2} \left(\frac{R_2^3 - R_1^3}{R_2 - R_1} \right) + b$
自由高度 H_0 (mm)	$H_0 = n\pi a (R_2 + R_1) + b$	$H_0 = nt + b$	$H_0 = \frac{2n\pi a_2}{3R_2} [(R_2 + R_1)^2 - R_2 R_1] + b$
到中半径 R 处的展开长度 (mm)	$L = n\pi \left(\frac{R_2^2 - R_1^2}{R_2 - R_1} \right)$		
有弹簧圈触底前的变形 f (mm)	$f = \frac{n\pi F}{2k_2 G b a^3} \left(\frac{R_2^3 - R_1^3}{R_2 - R_1} \right)$		
有弹簧圈触底前的切应力 τ (MPa) (在最大圈上)	$\tau = K' \frac{FR_2}{k_2 b a^2}$		
有弹簧圈触底前的刚度 F' (N/mm)	$F' = \frac{2k_2 G b a^3}{n\pi} \left(\frac{R_2 - R_1}{R_2^3 - R_1^3} \right)$		
有弹簧圈触底前的变形能 U (N·mm)	$U = \frac{k_2^2 r^2 V}{4k_2 G} \left[1 + \left(\frac{R_1}{R_2} \right)^2 \right]$		
有弹簧圈触底后的载荷 F 与最大自由圈中半径 R 的关系式 (N)	$F = \frac{k_2 G b a^3 \alpha}{R^2}$	$F = \frac{k_2 G b a^3 t}{2\pi R^3}$	$F = \frac{k_2 G b a^3 a_2}{R_2 R}$
有弹簧圈触底后的变形 f (mm)	$f = \frac{n\pi}{R_2 - R_1} \left[(R_2^3 - R_1^3) \alpha + \left(\frac{R_2^4 - R_1^4}{2k_2 G b a^3} \right) F \right]$	$f = \frac{n\pi}{R_2 - R_1} \left[(R_2 - R_1) \frac{t}{\pi} + \left(\frac{R_2^4 - R_1^4}{2k_2 G b a^3} \right) F \right]$	$f = \frac{n\pi}{R_2 - R_1} \left[\frac{2a_2}{3R_2} (R_2^3 - R_1^3) + \left(\frac{R_2^4 - R_1^4}{2k_2 G b a^3} \right) F \right]$
有弹簧圈触底后的切应力 τ (MPa) (在最大自由圈上)	$\tau = K' \frac{FR}{k_2 b a^2}$		

- 注: 1. 展角 θ 和最大自由圈中半径 R 处的高度 H 均从最大圈算起。
 2. 有弹簧圈触底时, 最大自由圈中半径 $R = R_2$; 完全压并时, 取 $R = R_1$ 。
 3. a_2 为最大圈中半径 R_2 处的螺旋角。
 4. 系数 k_2 和 k_3 见表 10-2-8。
 5. 曲度系数取 $K' = 1 + \frac{a}{2R}$ 。
 6. 参照图 10-2-34。



第 3 章 板 弹 簧 [2]

1 板弹簧的类型和用途

板弹簧主要用于汽车、拖拉机以及铁道车辆等的弹性悬架装置, 起缓冲和减振的作用, 一般用钢板组成。按照形状和传递载荷方式的不同, 板弹簧可分为椭圆形、弓形、伸臂弓形、悬臂形和直线形等几种, 见图 10-3-1。在弓形板弹簧中, 根据悬架装置的需要, 可以做对称型和非对称型两种结构。弓形板弹簧在汽车中用得最广, 椭圆形板弹簧主要用于铁道车辆。

在汽车中, 有时采用刚度随变形增大而增大的变刚度弹簧, 它能使汽车在空载和重载下得到同样的减振效果和行驶平顺性。这类板弹簧刚度的变化是通过两种方式实现的: 一是某些钢板变形到一定程度时, 预留间隙消失, 见图 10-3-2a; 二是变形后, 弹簧端接触面的位移使弹簧的长度减小, 见图 10-3-2b。

由于所受载荷大小的不同, 板弹簧的片数亦不同, 如小轿车用弓形板弹簧的片数可少至 1~3 片; 而载重汽车的板弹簧除主簧外还增设副簧以增大刚度, 见图



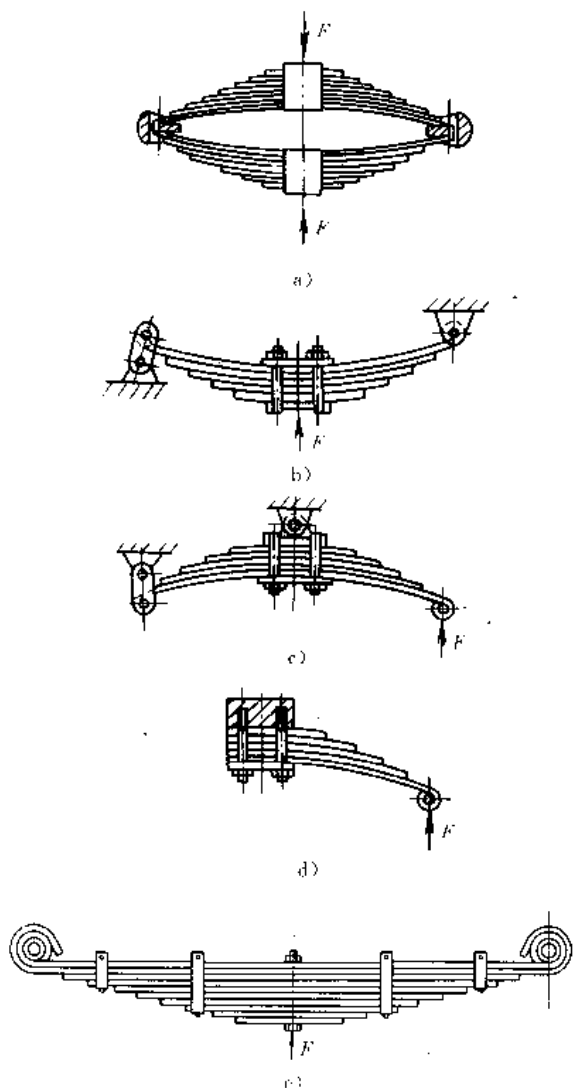


图 10-3-1 板弹簧的类型

a) 椭圆形板弹簧 b) 弓形板弹簧 c) 伸臂弓形板弹簧
d) 悬臂形板弹簧 e) 直线形板弹簧

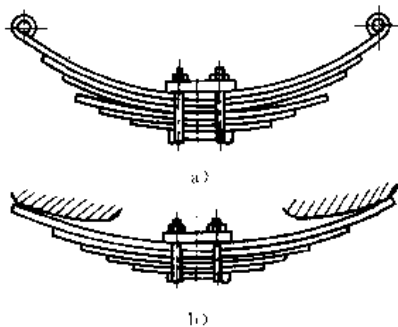


图 10-3-2 变刚度板弹簧

10-3-3。另外，图 10-3-4 中板片在沿长度方向上部分制成斜面形或抛物线形，成为变截面形状。它具有较大的承载能力和刚度，因而可以采用少量板片的组合便能承受较大的载荷。和等截面板片弹簧相比，其自身质量可减轻 1/3 左右。它的应用日渐广泛。

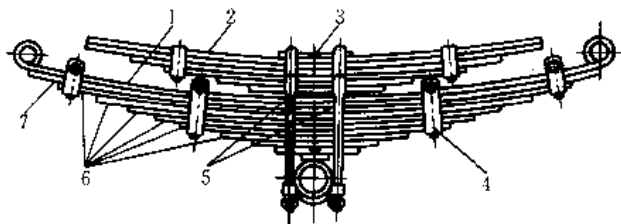


图 10-3-3 载重汽车悬架用板弹簧

1—主弹簧 2—副弹簧 3—中心螺栓 4—弹簧卡
5—骑马螺栓 6—副板 7—主板



图 10-3-4 变截面板弹簧

在铁道车辆中，由于受载较大，常将几组椭圆形板弹簧并排使用，见图 10-3-5。

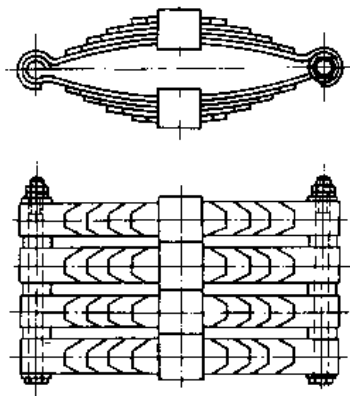


图 10-3-5 铁道车辆用组合板弹簧

2 板弹簧的结构

图 10-3-3 为载重汽车悬架用板弹簧的一般结构，由主弹簧和副弹簧两部分组成，零件有主板、副板、弹簧卡、骑马螺栓等。

2.1 弹簧钢板的截面形状

常用弹簧钢板的截面形状见图 10-3-6。在汽车和铁道车辆中以矩形截面（图 10-3-6a）和双凹弧截面（图 10-3-6b）应用最广，为了防止板片侧向滑移，有时采用带凸肋的钢板（图 10-3-6c）；另外，为了延长使用寿命、减少钢板消耗（约 10%），也可以用带梯形槽的钢板，槽可制成单槽或双槽（图 10-3-6d）。

2.2 主板端部结构

主板端部的结构形状较多，汽车用板弹簧的主板



端部都做成卷耳与车体相联接，图10·3-7a~c是三种卷耳的基本形状。在重载荷下工作的板弹簧，为了提高卷耳强度，在卷耳上常并列有包耳，见图10·3-7d~f。包耳由第二主板弯成。

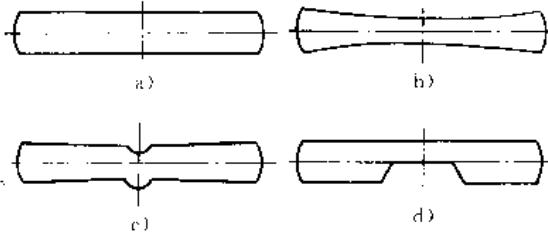


图10·3-6 弹簧钢板的截面形状
a) 矩形截面 b) 双凹弧截面
c) 带凸肋的截面 d) 带梯形槽的截面

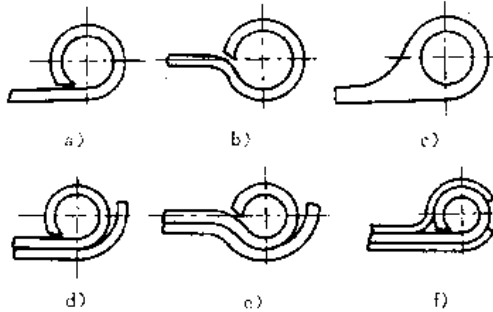


图10·3-7 卷耳状主板端部结构

主板端部结构除卷耳状外，还有几种形式见图10·3-8。图10·3-8a是最简单的支撑式板端结构，不能传递牵引力；图10·3-8b是在板端上固定一个带孔的钢枕以代替主板卷耳，可以传递较大的牵引力；图10·3-8c、d是椭圆形板弹簧的板端结构。

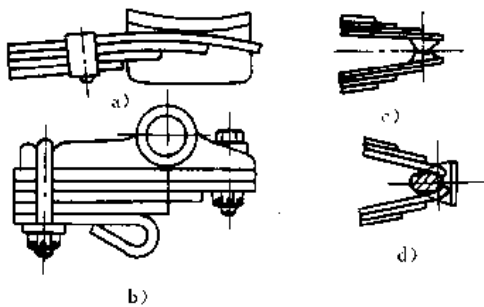


图10·3-8 主板端部结构的其他形式

2·3 副板端部结构

长度小于板弹簧弦长的钢板称为副板，其端部结构见图10·3-9，其中以图10·3-9a直角形板端的制作最简单，但这种板端形状会引起板间压力集中，使磨损加快。图10·3-9b的梯形板端使压力分布有所改善，是目前应用较广的一种。图10·3-9c是具有压延斜面的

板端结构，它对改善压力分布和减少板间摩擦较为有利。图10·3-9d是在板间加滑脂或衬垫，以消除板簧动作时板间发生的噪声。组装板片时，应注意将板端切口的钝面与上一板片相贴。

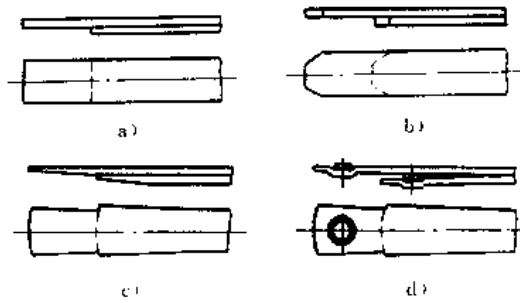


图10·3-9 副板的端部结构

2·4 板弹簧的固定结构

1. 中部固定结构 在组装汽车板弹簧钢板时，中部除用高强度中心螺栓定位外，还用骑马螺栓紧固。对于铁道车辆的板弹簧，则采用簧箍紧固。簧箍的结构见图10·3-10。

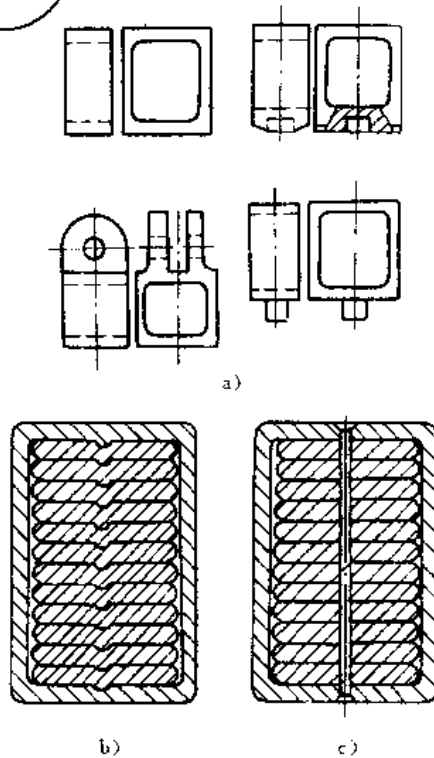


图10·3-10 簧箍的结构

a) 簧箍的外形 b) 带凸肋的簧箍
c) 带销钉孔的簧箍

2. 两侧固定结构 在汽车板弹簧中，为了消除钢板的侧向位移，两侧装有弹簧卡，见图10·3-11。图10·3-11a是采用套管螺栓的弹簧卡，常用于载重汽车；



图 10·3-11b 用于中型载重汽车；图 10·3-11c 是用于小轿车的薄板冲压封闭形弹簧卡。弹簧卡的另一作用是当

板弹簧回弹时能将作用力传递给较多的板片，以保护主板。为了消除噪声，在簧卡和板片间加滑脂或衬垫。

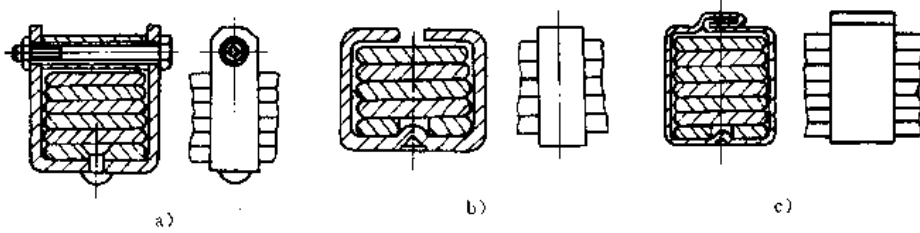


图 10·3-11 弹簧卡的结构

3 单板弹簧的计算

单板弹簧的计算是分析多板弹簧的基础。为了便于计算，作如下假设：钢板的曲率不大，可当作直板来考虑；钢板的变形与它的长度相比很小，因此认为在变

形过程中，载荷的作用方向不变。几种悬臂单板弹簧的计算公式见表 10·3-1。此式也适用于两端支承而中间受载的椭圆形或弓形单板弹簧。

在相同载荷作用下，用单板弹簧不如用多板弹簧紧凑。除一些小轿车外，目前多数车辆均采用多板弹簧。

表 10·3-1 单板弹簧的计算公式

钢板形状	自由端挠度 f (mm)	刚度 F' (N/mm)	距固定端 x 处的应力 σ_x (MPa)	固定端最大应力 σ_{max} (MPa)	变形能 U (N·mm)	材料利用系数 k
	$\frac{Fl^3}{3EI_0}$	$\frac{3EI_0}{l^3}$	$\frac{F(l-x)}{Z_{m0}}$	$\frac{Fl}{Z_{m0}}$	$\frac{F^2l^3}{6EI_0} = kV \frac{\sigma_{max}^2}{E}$	$\frac{1}{18}$
	$\frac{Fl^3}{2EI_0}$	$\frac{2EI_0}{l^3}$	$\frac{Fl}{Z_{m0}}$ (沿板全长不变)	$\frac{Fl}{Z_{m0}}$	$\frac{F^2l^3}{4EI_0} = kV \frac{\sigma_{max}^2}{E}$	$\frac{1}{6}$
	$\frac{2Fl^3}{3EI_0}$	$\frac{3EI_0}{2l^3}$	$\frac{Fl}{Z_{m0}}$ (沿板全长不变)	$\frac{Fl}{Z_{m0}}$	$\frac{F^2l^3}{3EI_0} = kV \frac{\sigma_{max}^2}{E}$	$\frac{1}{6}$
	$\eta_1 \frac{Fl^3}{3EI_0}$	$\frac{3EI_0}{\eta_1 l^3}$	$\frac{Fl \left(1 - \frac{x}{l}\right)}{Z_{m0} \left(1 - \beta \frac{x}{l}\right)}$	$\frac{Fl}{Z_{m0}}$	$\eta_1 \frac{F^2l^3}{6EI_0} = kV \frac{\sigma_{max}^2}{E}$	$\frac{1}{9} \left(\frac{\eta_1}{2 - \beta} \right)$

注： I_0 —弹簧钢板固定端截面的惯性矩， $I_0 = b_0 h^3 / 12$ (mm⁴)；

Z_{m0} —弹簧钢板固定端截面的抗弯截面系数， $Z_{m0} = b_0 h^2 / 6$ (mm³)；

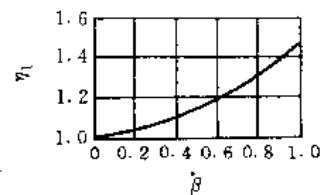
V —弹簧钢板的体积 (mm³)；

k —弹簧钢板材料利用系数， $k = UE / (V\sigma_{max}^2)$ ；

β —弹簧钢板的形状系数， $\beta = 1 - b/b_0$ (矩形 $\beta = 0$ ，三角形 $\beta = 1$)；

η_1 —挠度系数，可按下式计算或从右图中查得。

$$\eta_1 = \frac{3}{\beta} \left[\frac{3}{2} - \frac{1}{\beta} - \left(\frac{1-\beta}{\beta} \right)^2 \ln(1-\beta) \right]$$



挠度系数 η_1 与形状系数 β 的关系



4 多板弹簧的计算

从表10·3-1中公式可知,图10·3-12a所示三角形板片是一种等强度梁。将切割成的板片叠在一起,便构成等强度的多板弹簧,见图10·3-12b。实际上,由于

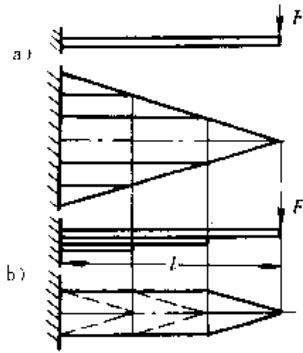


图10·3-12 等强度板弹簧

主板的三角形板端不便制作卷耳,常需采用近似于梯形的板端。

多板弹簧有时采用几组不同厚度的板片组成,各板片在组装前(自由状态下)具有不同的曲率,组装后,由于中心螺栓拉紧而使板片产生不同的预紧力,因此,

多板弹簧受载时很难做到等应力。

4·1 多板弹簧主要尺寸和参数的计算

多板弹簧的主要尺寸和参数是:伸直状态下弹簧的工作长度 l ; 板片的数量 n 及其截面尺寸 $b \times h$; 板弹簧静载荷下的挠度 f (或刚度 F') 以及在自由状态下板弹簧的弧高 H_0 等。

多板弹簧的板片展开面接近于梯形单板弹簧,设计时,一般用梯形单板弹簧的计算公式来近似确定多板弹簧的主要尺寸和参数。各类多板弹簧的挠度和最大弯矩的计算公式见表10·3-2。

对不同结构特征的板弹簧,在挠度计算公式中,用变形系数 η_2 来修正,其值见表10·3-3。

板弹簧工作长度由其结构及车辆布置确定。静载荷下的挠度以及附加动挠度值根据不同车辆行驶平顺性要求给定。这些数值确定后,利用表10·3-2中公式,便可求得板弹簧所需的截面总惯性矩 I_0 ,即

$$I_0 = \frac{b \sum h_i^3}{12} \quad (10\cdot3-1)$$

式中 b ——板宽 (mm);

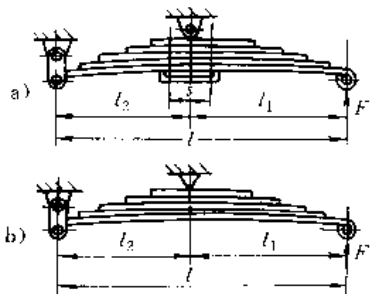
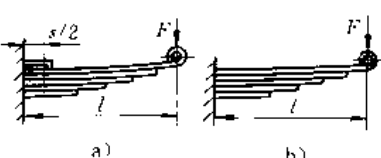
h_i ——板弹簧第 i 片的厚度 (mm)。

表10·3-2 多板弹簧的挠度和最大弯矩计算公式

板弹簧的类型	板弹簧的挠度 f a) 有骑马螺栓 b) 没有骑马螺栓 (mm)	由 F 力引起的最大弯矩 M (N·mm)	预压时的近似挠度 f_0 (mm)
	a) $f = \eta_2 \frac{F \left(l - \frac{s}{2} \right)^3}{24EI_0}$ b) $f = \eta_2 \frac{Fl^3}{24EI_0}$	$M = \frac{F(l-s)}{2}$	$f_0 = \frac{l^2}{800h_1}$
	a) $f = \frac{2F \left[l_2^2 \left(l_2 - \frac{s}{4} \right)^3 + l_1^2 \left(l_1 - \frac{s}{4} \right)^3 \right]}{3EI_0 l^2}$ b) $f = \eta_2 \frac{2Fl_1^2 l_2^2}{3EI_0 l}$	$M = \frac{2Fl_2 \left(l_1 - \frac{s}{2} \right)}{l}$ 或 $M = \frac{2Fl_1 \left(l_2 - \frac{s}{2} \right)}{l}$	$f_0 = \frac{l_1 l_2}{200h_1}$



(续)

板弹簧的类型	板弹簧的挠度 f a) 有骑马螺栓 b) 没有骑马螺栓 (mm)	由 F 力引起的最大弯矩 M (N·mm)	预压时的近似挠度 f_0 (mm)
	a) $f = \frac{F \left[\left(l_1 - \frac{s}{4} \right)^3 + \left(\frac{l_1}{l_2} \right)^2 \left(l_2 - \frac{s}{4} \right)^3 \right]}{3EI_0}$ η_2 b) $f = \eta_2 \frac{Fl_1^2}{3EI_0}$	$M = F \left(l_1 - \frac{s}{2} \right)$ 或 $M = \frac{Fl_1 \left(l_2 - \frac{s}{2} \right)}{l_2}$	$f_0 = \frac{l_1 l_2}{200h_1}$ (设在预压时板弹簧是在中心螺栓轴线处受载)
	a) $f = \eta_2 \frac{F \left(l - \frac{s}{4} \right)^3}{3EI_0}$ b) $f = \eta_2 \frac{Fl^3}{3EI_0}$	$M = F \left(l - \frac{s}{2} \right)$	$f_0 = \frac{l^2}{200h_1}$

注: η_2 —变形修正系数, 其值见表 10·3-3。 h_1 —主板厚度 (mm)。

表 10·3-3 变形系数 η_2 值

板弹簧的结构特征	变形系数 η_2
等强度梁	1.5
与等强度梁相近的板端具有压延斜面的板弹簧	1.4~1.45
板端为直角形的板弹簧, 其第二板片与主板长度相同, 同时主板上面的钢板不多于一者	1.35
板端为直角形的板弹簧, 其中有 2~3 片长度与主板相同, 同时主板上面对有数片钢板者	1.3
具有多片等于主板长度的钢板的特重型板弹簧	1.25

4·1·1 板片数量和截面尺寸的确定

板弹簧采用相同厚度的板片时, 取 $b/h = 6 \sim 10$, b 和 h 要符合现有扁钢的规格。然后按下式计算出板片的数量

$$n = \frac{12I_0}{bh^3} \quad (10·3-2)$$

用相同厚度板片组成的板弹簧, 制造比较简单, 但材料利用率低。有些板弹簧用不同厚度的板片组成, 一般厚度不多于三种, 以最厚的作主板, 最薄的作副板中的短板。

汽车板弹簧一般用 6~14 片组成, 受重载的板弹

簧片数可大于 14, 甚至超过 20。为了减少片数, 可以适当增加厚板的数量。

确定的片数和截面尺寸除应满足 I_0 的要求外, 还要用下式验算最厚板片 (一般是主板) 的应力

$$\sigma = \frac{M_{max} h_1}{2I_0} \leq [\sigma] \quad (\text{MPa}) \quad (10·3-3)$$

式中 M_{max} ——最大静弯矩 (N·mm);
 I_0 ——板弹簧计算截面的总惯性矩 (mm^4);
 h_1 ——最厚钢板的厚度 (mm)。

对于不承受制动或牵引力的板弹簧, 最大静弯矩 M_{max} 等于静垂直外载荷所引起的弯矩; 对于承受制动或牵引力的板弹簧, 最大静弯矩是静垂直外载荷所引起的弯矩和制动 (或牵引) 力所引起的弯矩之代数之和。

如果应力 σ 超过许用范围, 必须增加 I_0 或减小 h_1 。为使板弹簧刚度满足设计要求, 在增加 I_0 的同时, 要相应加大板弹簧的工作长度。

4·1·2 各板片长度的确定

板弹簧的板片长度用作图法确定比较方便。见图 10·3-13a, 作一直线 $O-O$ 代表中心螺栓轴线, 按照一定的比例尺, 沿垂线逐片截取板片厚度的立方值 h_i^3 。在最上面一根水平线上截取自中心螺栓轴线至卷耳中心线或支撑中点的距离 $l_1/2$ (得交点 A), 而在下面倒数第二根水平线上截取中心螺栓轴线至最短片板端的

此是公制制作请尊重作者版权



距离 $l_n/2$ (得交点 B)，用直线连接 A 、 B 两点，即求得各板片的长度。图中按虚线 AC 组成的各板片长度 (板端取正延斜面) 表示等强度板弹簧的板片外形。图 10-3-13b 是板片厚度不同时各板片长度的确定法。

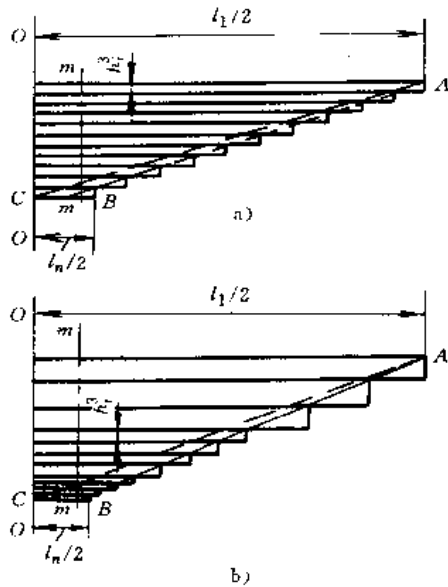


图 10-3-13 确定板片长度的作图法

在利用作图法确定板片长度时，最短板片的长度应根据结构决定；如果板弹簧用骑马螺栓安装，则最短板片长度之半应比自中心螺栓轴线 $O-O$ 至骑马螺栓轴线 $m-m$ 的距离要大些。

4-1-3 多板弹簧挠度 (或刚度) 的精确计算

按表 10-3-2 中公式所求得的挠度是大概值。在确定了板弹簧的片数和尺寸后，可以精确计算其挠度 (或刚度)。假设各板片在弯曲时曲率相等，即把板弹簧当作一变截面梁来分析，这时每个截面的惯性矩等于该截面的各片惯性矩之和 $\sum I_i$ 。利用能量法求变截面梁变形的原理，得到计算悬臂板弹簧 (图 10-3-14) 的挠度

公式

$$f = \alpha \frac{F}{3E} \sum_{i=1}^n a_{i+1}^3 (Y_i - Y_{i+1}) \quad (10-3-4)$$

在线性特性下的刚度为

$$F' = \frac{3E}{\alpha \sum_{i=1}^n a_{i+1}^3 (Y_i - Y_{i+1})} \quad (10-3-5)$$

$$a_i = l_1 - l_i, \quad Y_i = \frac{1}{\sum_1^i I_i}$$

$$a_{n+1}^3 = l_1^3 \quad (\text{因为 } l_{n+1} = 0)$$

$Y_{n+1} = 0$ (因为在固定截面外惯性矩是无穷大)

式中 α ——板弹簧与变截面梁之间的修正系数，其值为 1.15~1.21，大值用于载重汽车，小值用于小轿车。

对于对称的弓形板弹簧，如作用在中心螺栓处的载荷为 $2F$ ，则板端所受载荷为 F ，用 F 代入上式即可求得其挠度和变形。

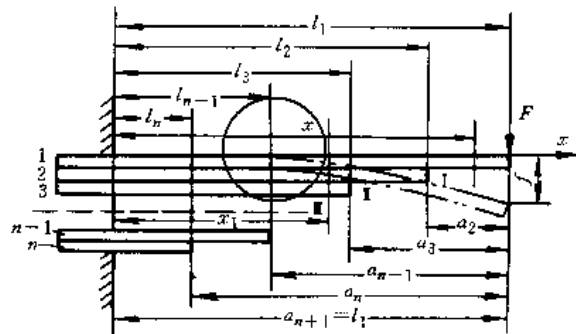


图 10-3-14 板弹簧挠度精确计算

【例 10-3-1】 计算轻型越野汽车后悬架板弹簧的刚度。

已知：板厚 $h=6.5\text{mm}$ ，板宽 $b=63\text{mm}$ ，共 7 片，各片长度为 $L_1=L_2=1200\text{mm}$ ， $L_3=1020\text{mm}$ ， $L_4=860\text{mm}$ ， $L_5=700\text{mm}$ ， $L_6=480\text{mm}$ ， $L_7=250\text{mm}$ 。

解 板弹簧刚度计算见下表。

板片序号 i	板片长度之半 l_i (mm)	$a_{i-1} = l_1 - l_i$ (mm)	$\sum_1^i I_i$ (mm ⁴)	$Y_i = \frac{1}{\sum_1^i I_i}$ ($\frac{1}{\text{mm}^4 \times 10^4}$)	$Y_i - Y_{i+1}$ ($\frac{1}{\text{mm}^4 \times 10^4}$)	a_{i+1}^3 (mm ³)	$a_{i+1}^3 (Y_i - Y_{i+1})$	$\sum_{i=1}^n a_{i+1}^3 \times (Y_i - Y_{i+1})$
1	600		1442	6.9348				
2	600	0	2884	3.4674	3.4674	0	0	
3	510	90	4326	2.3116	1.1158	729	84.3	
4	430	170	5768	1.7337	0.5779	4913	283.9	
5	350	250	7210	1.3870	0.3467	15625	541.7	
6	240	360	8652	1.1558	0.2312	46656	1078.7	



(续)

板片序号 <i>i</i>	板片长度之半 <i>l_i</i> (mm)	<i>a_{i+1}</i> = <i>l_i</i> - <i>l_{i-1}</i> (mm)	$\sum_1^i J_i$ (mm ⁴)	$Y_i = \frac{1}{\sum_1^i J_i}$ ($\frac{1}{\text{mm}^4 \times 10^4}$)	<i>Y_i</i> - <i>Y_{i+1}</i> ($\frac{1}{\text{mm}^4 \times 10^4}$)	<i>a_{i+1}</i> ³ (mm × 10 ³)	<i>a_{i+1}</i> ³ (<i>Y_i</i> - <i>Y_{i+1}</i>)	$\sum_{i=1}^n a_{i+1}^3$ × (<i>Y_i</i> - <i>Y_{i+1}</i>)
7	125	475	10094	0.9907	0.1551	167172	1769.4	3758.0
8	0	600		0.9907	0.9907	216000	21399.1	25157.1
	34.5①	565.5		0.9907	0.9907	180841	17915.9	21673.9

① 用骑马螺栓固定后的 *l_i* 值。

将表中数值代入式 (10-3-5), 可求得固定前的板弹簧刚度

$$F' = \frac{3E}{\sum_{i=1}^n a_{i+1}^3 (Y_i - Y_{i+1})} = \frac{3 \times 2.1 \times 10^5}{1.18 \times 25157.1} = 21.3 \text{ N/mm}$$

而用骑马螺栓固定后板弹簧的刚度为

$$F'' = \frac{3 \times 2.1 \times 10^5}{1.18 \times 21673.9} = 24.7 \text{ N/mm}$$

4-1-4 自由状态下板弹簧弧高的确定

自由状态下板弹簧弧高 *H₀* 是指组装后未经预压处理的板弹簧的弧高, 其值决定于: (1) 车辆悬架结构在满载时所需要的板弹簧弧高 *H*; (2) 板弹簧在满载时产生的静挠度 *f*; (3) 预压处理造成的剩余变形 γ 。因此

$$H_0 = H + f + \gamma \quad (10-3-6)$$

其中 γ 值可根据经验按下列不同情况选取: 在制造条件较完善并经过严格处理的板弹簧 $\gamma = 0.05f_0$; 制造和热处理条件较差的板弹簧 $\gamma = 0.06f_0$; 用手工方式生产的板弹簧 $\gamma = 0.07f_0$ (已达允许的极限值)。

如图 10-3-15 所示, 设卷耳的内径为 *d* (mm), 伸直的板弹簧两卷耳的中心距离为 *L* (mm), 则板弹簧中主板的曲率半径 *R₀* 可用下式计算:

$$R_0 = \frac{\left(\frac{L}{2}\right)^2}{2H_0 - d} \quad (\text{mm}) \quad (10-3-7)$$

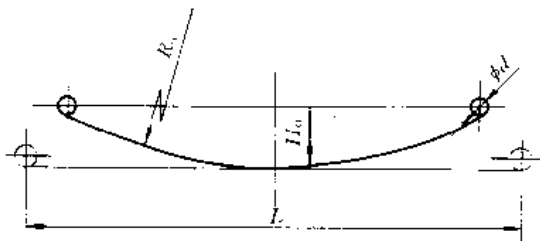


图 10-3-15 板片曲率参数计算

组装的板弹簧的半个弦长 *L* (自中心螺栓至卷耳中心的距离) 用下式计算:

$$L = \left[\sqrt{\left(\frac{L}{2}\right)^2 + \left(H_0 - \frac{d}{2}\right)^2} \right] \left(1 - \frac{d}{2R_0}\right) \quad (10-3-8)$$

为计算简便起见, 亦可将卷耳内径 *d* 忽略不计。

4-2 各板片工作应力和在自由状态下曲率半径的计算:

多板弹簧的主要尺寸和参数确定后, 还需计算各板片工作应力和自由状态下的曲率半径 (即冲模半径)。

4-2-1 板片工作应力的计算

各板片工作应力的计算, 目前有不同假设的两种方法: 一种是假设各板片之间仅靠板端与邻板接触并传递载荷, 叫做板端法又称集中载荷法; 另一种是假设各板片经常处于全长范围内接触, 因而各板片的曲率保持相等, 叫做无间隙接触法又称共同曲率法。板端传力假设的方法与实际结果相近, 因此, 在板片工作应力的计算中推荐采用。

图 10-3-16a 为按板端法计算板片工作应力示意图。板片之间两端以滚柱相隔表示端部传力, 中部用骑马螺栓刚性地固定在一起。计算时为了简便, 略去板弹簧的另一半, 从而构成一组一端固定而外力作用在自由端的悬臂梁 (图 10-3-16b)。

根据相邻两板片接触处位移相等的假设, 可以列出与接触点未知力 *F₂*, *F₃*, *F₄*, ..., *F_n* 数目相等的 *n* - 1 个变形方程式组:

$$\left. \begin{aligned} A_2 F + B_2 F_2 + C_2 F_3 &= 0 \\ A_3 F_2 + B_3 F_3 + C_3 F_4 &= 0 \\ &\vdots \\ A_i F_{i-1} + B_i F_i + C_i F_{i+1} &= 0 \\ &\vdots \\ A_n F_{n-1} + B_n F_n + C_n F_{n+1} &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (10-3-9)$$

① *f₀* 的大概值可按表 10-3-2 中公式计算。



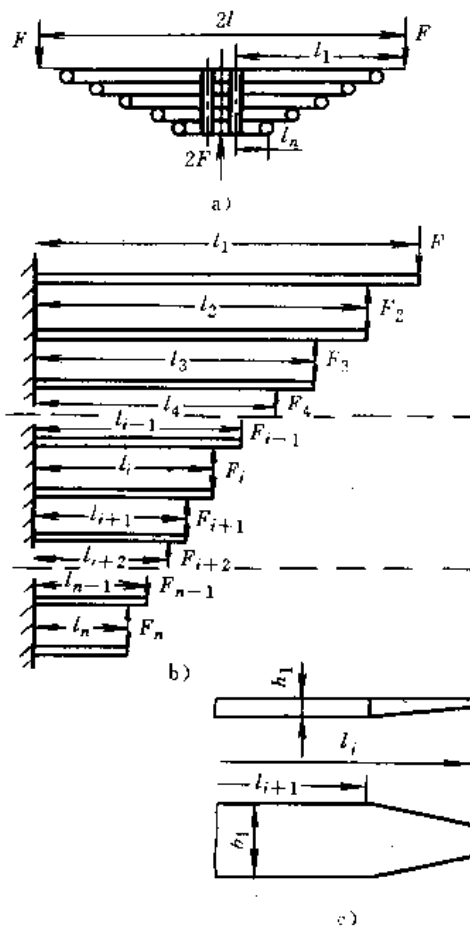


图 10-3-16 板端法计算板片工作应力

上述方程式组中，未知数项的 A_i, B_i, C_i ($i=2, 3, \dots, n$) 与板端形状系数 λ 有关，可由下式计算

$$\left. \begin{aligned} A_i &= 0.5 \frac{I_i}{I_{i-1}} \left(3 \frac{l_{i-1}}{l_i} - 1 \right) \\ B_i &= - \left[1 + \frac{I_i}{I_{i-1}} \frac{\lambda (l_i - l_{i+1})^2}{l_i^3} \right] \\ C_i &= 0.5 \left(\frac{l_{i+1}}{l_i} \right)^3 \left(3 \frac{l_i}{l_{i-1}} - 1 \right) \end{aligned} \right\} \quad (10-3-10)$$

当板片端部形状为直角形(即板片宽度 b 和厚度 h 均不变)时， $\lambda=0$ ；而当板端宽度和厚度按直线变化时(图 10-3-16c)， λ 可按下式计算：

$$\lambda = \frac{3 \left(\frac{b_2}{b_1} \right)^2 \ln \left(\frac{h_2}{h_1} \right)}{\left[\left(\frac{h_2}{h_1} \right) - \left(\frac{b_2}{b_1} \right) \right]^3} + \frac{3 \left[\left(\frac{h_2}{h_1} \right) - 3 \left(\frac{b_2}{b_1} \right) \right]}{2 \left[\left(\frac{h_2}{h_1} \right) - \left(\frac{b_2}{b_1} \right) \right]^2} - 1 \quad (10-3-11)$$

λ 值也可以从图 10-3-17 中曲线查得。

由式(10-3-10)计算出方程组(10-3-9)中的各

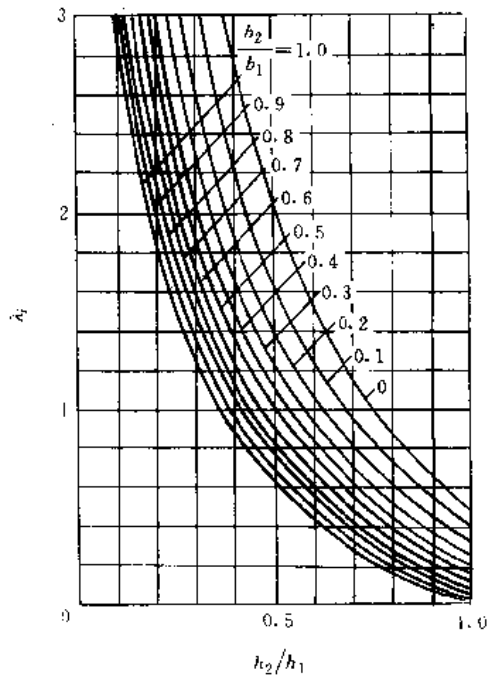


图 10-3-17 板端形状系数 λ_i 曲线

项系数，便可解得各板片端部作用力 F_2, F_3, \dots, F_n ，从而确定各板片相应的弯矩图和工作应力。设第 i 板片固定端的应力为 $(\sigma_i)_0$ 、接触点处的应力为 $(\sigma_i)_z$ ，计算公式如下：

$$(\sigma_i)_0 = \frac{(F l_i - F_{i+1} l_{i-1})}{Z_{m0}} \quad (10-3-12)$$

$$(\sigma_i)_z = \frac{F_i (l_i - l_{i+1})}{Z_{m0}} \quad (10-3-13)$$

式中 Z_{m0} ——第 i 板片截面不变部分的抗弯截面系数。

如此对每一板片进行计算，便可以作出各板片的应力分布图。在实际设计中，计算系数 A_i, B_i, C_i 时，列成表格形式比较方便。

利用板端法计算时，板弹簧的静挠度 f 也就是第一板片在外力 F 和 F_2 作用下，在 F 作用点处的挠度值 f_1 ，可用下式计算：

$$f = f_1 = \frac{F l_1^3}{3 E I_1} \left[1 + \lambda_1 \left(1 - \frac{l_2}{l_1} \right)^3 \right] - \frac{F_2 l_1^3}{6 E I_1} \left[3 \left(\frac{l_2}{l_1} \right)^2 - \left(\frac{l_2}{l_1} \right)^3 \right] \quad (10-3-14)$$

为了使各板片在外力作用下产生的应力相接近，板弹簧应该用不同厚度或板端经过压延的板片组成。这时将最短板加长或减薄都是有利的。

【例 10-3-2】 计算总重 90kN 的载重汽车的前悬架板弹簧板片的工作应力。已知卷耳处作用载荷 $F=4675\text{N}$ ，板弹簧共 8 片，板厚 $h=8\text{mm}$ ，板宽 $b=76\text{mm}$ ，各板片的全长为 L_1



此星公司制作 请尊重作者版权

$=L_2=1350\text{mm}, L_3=1170\text{mm}, L_4=990\text{mm}, L_5=810\text{mm}, L_6=630\text{mm}, L_7=450\text{mm}, L_8=270\text{mm}$ 。骑马螺栓间距 $s=50\text{mm}$ 。为直角形端部。
解 按式 (10·3-10) 确定的有关数值见下表。

各板片的工作应力计算表

板片序号 i	板片工作长度之半 l_i (mm)	$\frac{I_i}{I_{i-1}}$	$\frac{l_{i-1}}{l_i}$	$A_i = 0.5 \frac{I_i}{I_{i-1}} \left(3 \frac{l_{i-1}}{l_i} - 1 \right)$	$B_i = -1 - \frac{I_i}{I_{i-1}}$	$C_i = 0.5 \left(\frac{l_{i-1}}{l_i} \right)^3 \left(3 \frac{l_i}{l_{i+1}} - 1 \right)$
1	650	—	—	—	—	—
2	650	1	1.0	1.0	-2	0.7936
3	560	1	1.16	1.247	-2	0.7610
4	470	1	1.19	1.287	-2	0.7163
5	380	1	1.235	1.355	-2	0.6514
6	290	1	1.309	1.467	-2	0.5494
7	200	1	1.448	1.675	-2	0.3705
8	110	1	1.805	1.818	-2	0

将上表有关数值代入式 (10·3-9) 可得

$$\begin{cases} 4675 - 2F_2 + 0.7936F_3 = 0 \\ 1.247F_2 - 2F_3 + 0.7610F_4 = 0 \\ 1.287F_3 - 2F_4 + 0.7163F_5 = 0 \\ 1.355F_4 - 2F_5 + 0.6514F_6 = 0 \\ 1.467F_5 - 2F_6 + 0.5494F_7 = 0 \\ 1.675F_6 - 2F_7 + 0.3705F_8 = 0 \\ 1.818F_7 - 2F_8 = 0 \end{cases}$$

解上方程组得

$$\begin{aligned} F_2 &= 3890\text{N}, F_3 = 3910\text{N}, F_4 = 3950\text{N}, \\ F_5 &= 4010\text{N}, F_6 = 4100\text{N}, F_7 = 4350\text{N}, \\ F_8 &= 4940\text{N}. \end{aligned}$$

按式 (10·3-12) 和式 (10·3-13) 计算的各板片固定端应力 $(\sigma_i)_0$ 和接触点处的应力 $(\sigma_i)_c$ 值见下表。

板片序号 i	板片工作长度之半 l_i (mm)	$l_i - l_{i+1}$ (mm)	F_i (N)	$F_i l_i$ ($10^3 \times \text{N} \cdot \text{mm}$)	$F_i l_i - F_{i+1} l_{i+1}$ ($10^3 \times \text{N} \cdot \text{mm}$)	$(\sigma_i)_0$ (MPa)	$F_i (l_i - l_{i+1})$ ($10^3 \times \text{N} \cdot \text{mm}$)	$(\sigma_i)_c$ (MPa)
1	650	0	4675	3034	504	621	—	—
2	650	90	3890	2530	340	417	350	432
3	560	90	3910	2190	330	406	352	435
4	470	90	3950	1860	335	413	355	438
5	380	90	4010	1575	335	413	361	446
6	290	90	4100	1190	320	394	369	456
7	200	90	4350	870	326	402	391	483
8	110	90	4940	544	544	670	—	—

4·2·2 板片在自由状态下曲率半径的计算

板弹簧的所有板片通常冲压成不同的曲率半径 (图 10·3-18), 组装时, 用中心螺栓或簧箍将板片夹紧在一起, 致使所有板片的曲率半径均发生变化。设计时, 应使组装后板弹簧的总成曲率半径 (亦即主板的曲率半径 R_0) 符合用式 (10·3-7) 计算所得结果。

由于组装夹紧时各板片曲率半径的变化, 使各板片在未受外载荷作用之前就产生了预应力。这时第 i 片的预应力 σ_{0i} 与其组装前、后的曲率半径的关系可用下式表示:

$$\sigma_{0i} = \frac{EI_i}{Z_{ni}} \left(\frac{1}{R_i} - \frac{1}{R_{0i}} \right) \quad (10·3-15)$$

($i=1, 2, 3, \dots, n$)



式中 R_{0i} —— 第 i 板在组装后的曲率半径;
 R_i —— 第 i 板在自由状态下的曲率半径;
 I_i —— 第 i 板的惯性矩;
 Z_{mi} —— 第 i 板的抗弯截面系数。

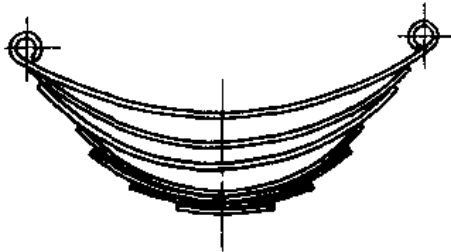


图 10-3-18 板弹簧组装前的板片

已组装好的板弹簧在自由状态下的曲率半径 R_0 可由式 (10-3-7) 算得, 如忽略板片厚度不计, 根据无间隙接触的假设可以认为

$$R_{01} = R_{02} = \dots = R_{0i} \dots = R_{0n} = R_0$$

则式 (10-3-15) 为

$$\sigma_{0i} = \frac{EI_i}{Z_{mi}} \left(\frac{1}{R_i} - \frac{1}{R_0} \right) \quad (10-3-16)$$

如板片为矩形截面, 则

$$\sigma_{0i} = \frac{Eh_i}{2} \left(\frac{1}{R_i} - \frac{1}{R_0} \right) \quad (10-3-17)$$

由式 (10-3-16) 和式 (10-3-17) 可知, 当各板片组装预应力值给定后, 便可求出板片在自由状态下的曲率半径 R_i 。

在确定预应力时, 应使主板的预应力为负值 (与外载荷引起的工作应力方向相反), 短板片的预应力为正值, 其他板片取中间值。由已有结构分析得出: 对于等厚板片的板弹簧, 设计时一般取第一、二板片的预

应力为 - (80~150) MPa, 最后几片预应力为 + (20~60) MPa; 对于不等厚板片的板弹簧, 为了保证各板片有相近的使用寿命, 组装预应力的选择应按疲劳曲线确定。

确定的一组板片在自由状态下的曲率半径 R_i 是否合适, 还须进行核算。按组装中势能最小的原理求出板弹簧在自由状态下 (组装好的) 曲率半径 R_0 , 与式 (10-3-7) 所确定的 R_0 值相比, 如两者接近, 便认为合适, 否则要调整各板片预应力重新进行计算。组装好的板弹簧自由状态下的曲率半径 R_0 为

$$\frac{1}{R_0} = \frac{\sum \left(\frac{L_i I_i}{R_i} \right)}{\sum L_i I_i} \quad (10-3-18)$$

式中 L_i —— 第 i 板片的全长;

I_i —— 第 i 板片的惯性矩。

对于等厚板片的板弹簧, 上式可写成

$$\frac{1}{R_0} = \frac{\sum \frac{L_i}{R_i}}{\sum L_i} \quad (10-3-19)$$

【例 10-3-3】 由 4-2-1 节例中, 已知板弹簧组装后自由状态下弧高 $H_0 = 130\text{mm}$, 试确定各板片的自由状态下曲率半径。

解 按式 (10-3-7) 可确定组装后板弹簧曲率半径 (卷耳直径 d 忽略不计)

$$R_0 = \frac{L^2}{8H_0} = \frac{1350^2}{8 \times 130} = 1750\text{mm}$$

(1) 经初步试算各板片曲率半径 R_i 定为

$R_1 = 2000\text{mm}$, $R_2 = 1795\text{mm}$, $R_3 = 1780\text{mm}$, $R_4 = 1750\text{mm}$, $R_5 = 1735\text{mm}$, $R_6 = 1720\text{mm}$, $R_7 = 1660\text{mm}$, $R_8 = 1620\text{mm}$ 。

按式 (10-3-17) 计算各板片的组装预应力见下表。

各板片的组装预应力表

板片序号 i	R_i (mm)	$\frac{1}{R_i}$ (mm^{-1})	$\frac{1}{R_0}$ (mm^{-1})	$\frac{1}{R_i} - \frac{1}{R_0}$ (mm^{-1})	$\frac{Eh_i}{2}$ (N/mm)	σ_{0i} (MPa)
1	2000	0.000500	0.000571	-0.000071	840000	-59.5
2	1795	0.000556	0.000571	-0.000015	840000	-12.6
3	1780	0.000560	0.000571	-0.000011	840000	-8.4
4	1750	0.000571	0.000571	0	840000	0
5	1735	0.000576	0.000571	0.000005	840000	4.2
6	1720	0.000581	0.000571	0.00001	840000	11.0
7	1660	0.000602	0.000571	0.000031	840000	26.5
8	1620	0.000617	0.000571	0.000046	840000	38.8



(2) 按式(10·3-19) 核算组装后板弹簧在自由状态下曲率半径值

$$\frac{1}{R_0} = \frac{\sum \frac{L_i}{R_i}}{\sum L_i} = \frac{\frac{1350}{2000} + \frac{1350}{1795} + \frac{1170}{1780} + \frac{990}{1750} + \frac{810}{1735} + \frac{630}{1720} + \frac{450}{1660} + \frac{270}{1620}}{1350 + 1350 + 1170 + 990 + 810 + 630 + 450 + 270} = 0.000561 \text{ mm}^{-1}$$

由此可得组装后的曲率半径为

$$R_0 = 1780 \text{ mm}$$

实际板弹簧在自由状态下弧高

$$H_0 = \frac{L^2}{8R_0} = \frac{1350^2}{8 \times 1780} = 127.9 \text{ mm}$$

与设计要求相差不大, 可以认为各板片所定曲率半径合理。

5 变刚度和变截面板弹簧的计算

5.1 变刚度板弹簧的计算

变刚度板弹簧(图 10·3-2)的特性线呈非线性, 具有较为稳定的固有频率, 从而增加了车辆行驶的平顺性。以图 10·3-19 组合式变刚度板弹簧为例, 简要介绍其计算特点。当载荷小时仅由主弹簧承受, 载荷增大到 F_1 , 主弹簧和副弹簧开始接触, 随着载荷的增大接触范围逐渐增大, 载荷增大到 F_2 时达到完全接触状态, 而后主弹簧和副弹簧便成为一体, 共同承受载荷。因此, 变刚度弹簧的特性分三个阶段:

(1) 主弹簧和副弹簧开始接触前, 刚度为定值, 特性线呈线性;

(2) 主弹簧和副弹簧开始接触到完全接触, 刚度逐渐增大, 特性线呈渐增性;

(3) 主弹簧和副弹簧完全接触后形成一体, 载荷继续增大时, 刚度趋于定值, 特性线近似为线性。

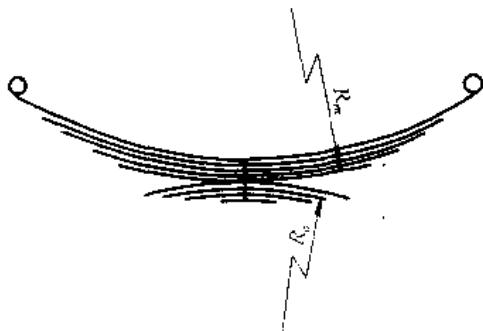


图 10·3-19 组合式变刚度板弹簧

1. 弹簧的载荷 见图 10·3-19, 主弹簧和副弹簧的曲率半径分别为 R_m 和 R_0 , 主弹簧和副弹簧开始接触时和完全接触时两端的载荷分别为 F_1 和 F_2 , 其值

可按悬臂梁的结构求得。图 10·3-20 为其展开图, 根据此图可列出计算式

$$\frac{F_1 L_m}{EI_{m0}} = \frac{1}{R_m} - \frac{1}{R_0} \quad (10·3-20)$$

$$\frac{F_2 (L_m - L_a)}{EI_{m0}} = \frac{1}{R_m} - \frac{1}{R_0} \quad (10·3-21)$$

$$\frac{F_1}{F_2} = \frac{L_m}{L_m - L_a} \quad (10·3-22)$$

式中 I_{m0} ——主弹簧中央部分整个截面的惯性矩。

由此可见, 载荷 F_1 和 F_2 的比值仅取决于主弹簧和副弹簧的跨距。

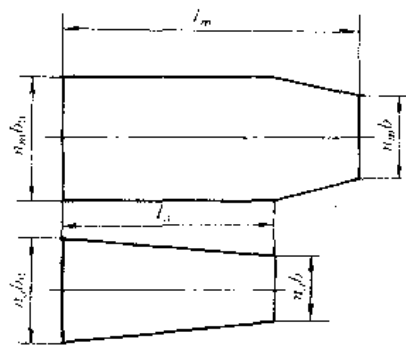


图 10·3-20 组合式变刚度板弹簧的展开图

2. 主弹簧和副弹簧接触前的弹簧刚度 根据弹簧的展开图, 按类似单片弹簧求得其刚度为

$$F'_1 = \frac{3EI_{m0}}{L_m^3} \frac{1}{1 + (\eta_1 - 1) \left(1 - \frac{L_a}{L_m}\right)^2} \quad (10·3-23)$$

式中 η_1 ——挠度系数, 其值可见表 10·3-1。

根据此式可求得主弹簧和副弹簧开始接触时的载荷 F_1 作用下的弹簧变形 f_1 。

3. 主弹簧和副弹簧达到完全接触时弹簧的变形 主弹簧和副弹簧刚达到完全接触时的变形可按下式计算:

$$f_2 = \frac{F_2 L_m^2}{3EI_{m0}} \left[1 + (\eta_1 - 1) \left(1 - \frac{L_a}{L_m}\right)^3 - \frac{F(L_a)}{\varphi(1-\xi)} \right] \text{ (mm)} \quad (10·3-24)$$

$$F(L_a) = \frac{1}{2} \left(\frac{L_a}{L_m}\right)^3 [6A - 3 - \varphi(1-\xi)] - \frac{3}{2} \left(\frac{L_a}{L_m}\right)^2 [2 - \varphi(1-\xi)] + 3 \left(\frac{L_a}{L_m}\right) (A-1) \left[A \left(\frac{L_a}{L_m}\right) - 1\right] \ln \left[1 - \frac{1}{A}\right]$$

$$A = \frac{1 + \varphi}{\varphi(1-\xi)}$$

$$\varphi = \frac{L_a}{L_m}$$



$$\xi = \frac{b}{b_0}$$

主弹簧和副弹簧由接触开始至完全接触这阶段的特性由于是非线性,计算很复杂^③。实用上按式(10·3-23)和式(10·3-24)求出 F_1 和 F_2 作用下的变形和刚度。它们的刚度之间可用一近似曲线加以连接,这样就得到有实用价值的弹簧特性线。

4. 主弹簧和副弹簧完全接触后的弹簧刚度 此时的刚度可按下式计算:

$$F'_3 = \frac{3EI_m}{l_m^3} \left[\frac{1}{\left[1 - \left(\frac{l_a}{l_m} \right)^3 \right] \eta_3 - \frac{3\eta_3}{\varphi(1-\xi)}} \right] \quad (\text{N/mm}) \quad (10\cdot3-25)$$

$$\eta_3 = \frac{1}{2} \left(\frac{l_a}{l_m} \right)^3 (1+2A) - 2 \left(\frac{l_a}{l_m} \right)^2 + \left(\frac{l_a}{l_m} \right) \left[A \left(\frac{l_a}{l_m} \right) - 1 \right] \ln \left(1 - \frac{1}{A} \right)$$

各符号意义同前。

5. 弹簧的应力 当弹簧受到载荷 F 作用时,主弹簧和副弹簧在截面上产生的应力分别为 σ_m 和 σ_a ,其值为

$$\text{当 } F \leq F_1 \text{ 时} \quad \sigma_m = \frac{Fl_m}{Z_{mm}} \quad (\text{MPa}) \quad (10\cdot3-26)$$

$$\sigma_a = 0$$

当 $F > F_1$ 时

$$\left. \begin{aligned} \sigma_m &= \frac{l_m}{Z_{mm}} \left[\frac{1}{1+\varphi} (F+F_1\varphi) \right] \quad (\text{MPa}) \\ \sigma_a &= \frac{l_m}{Z_{ma}} \left[\frac{\varphi}{1+\varphi} (F-F_1) \right] \quad (\text{MPa}) \end{aligned} \right\} \quad (10\cdot3-27)$$

式中 Z_{mm} ——主弹簧的抗弯截面系数;

Z_{ma} ——副弹簧的抗弯截面系数。

5.2 变截面板弹簧的计算

变截面弹簧(图 10·3-4),其板片的两边沿长度方向部分制成斜面形状(图 10·3-21),从而使各板片的应力较均匀,达到减轻弹簧自身质量的目的。此种弹簧在计算时,可把弹簧看成是板片的叠加,取其一板分析计算。

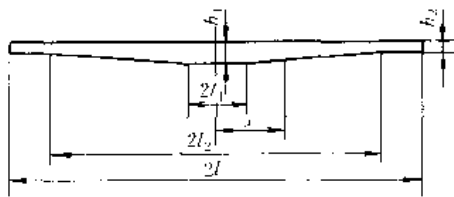


图 10·3-21 具有斜面形状的板片

1. 弹簧的变形和刚度 对称形斜面板片见图

10·3-21,如板端各作用载荷 F ,板片的变形和刚度的

计算式

$$f = \frac{\eta_4 Fl^3}{3EI_0} \quad (\text{mm}) \quad (10\cdot3-28)$$

$$F' = \frac{3EI_0}{\eta_4 l^3} \quad (\text{N/mm}) \quad (10\cdot3-29)$$

$$\eta_4 = 1 + \left(1 - \frac{l_1}{l} \right)^3 \left[1 - 2 \left(1 - \frac{l_2 - l_1}{l - l_1} \right)^{\frac{3}{2}} \right] + \left(1 - \frac{l_2}{l} \right)^3 \left(\frac{h_1}{h_2} \right)$$

式中 I_0 ——板片中央截面的惯性矩, $I_0 = bh_1^3/12$ (mm^4)。

2. 弹簧的应力 当板片两端受到载荷 F 作用时,沿长度方向 x 处的应力为

当 $0 \leq x \leq l_1$ 时

$$\sigma = \frac{6F(l-x)}{bh_1^2} \quad (\text{MPa})$$

当 $l_1 \leq x \leq l_2$ 时

$$\sigma = \frac{6F(l-l_1)}{bh_1^2} = \frac{6F(l-l_2)}{bh_1^2} \quad (\text{MPa})$$

当 $l_2 \leq x \leq l$ 时

$$\sigma = \frac{6F(l-x)}{bh_2^2} \quad (\text{MPa})$$

若弹簧是由 2 片以上板片组成的,则弹簧的刚度为各板片刚度之和。根据各板片刚度求得其所受载荷值,进而便可由式(10·3-30)计算其应力。

非对称形变截面弹簧的计算,可以载荷作用点为界,将其分成两部分,各自按悬臂梁分别计算出刚度 F'_1 、 F'_2 ,然后代入式(10·3-28)和式(10·3-30)便可计算其变形和应力。

6 板弹簧的材料、强化技术、许用应力和试验

板弹簧的材料参见国标 GB 1222—84,强化技术和试验也均已制订有专业标准。

6.1 板弹簧的材料与强化技术

板弹簧的材料目前应用最广泛的是 55Si2Mn、60Si2MnA 及 55SiMnVB。板片厚度大于 12mm 时,建议用 55SiMnVB。板片经热处理后硬度应达到 39~47HRC,并在其凹面进行喷丸处理,以提高其使用寿命。

组装完成的板弹簧都应进行强压处理,强压处理时,加载所引起的变形值一般要达到使用时静挠度的

③ 详见参考文献[2]150~157页。



2~3倍,使整个板弹簧产生的剩余变形为6~12mm,在第二次用同样载荷加载之后,剩余变形将减少为1~2mm,第三次加载之后,制造较好的板弹簧就不再有显著的剩余变形。大量生产时,往往只作一次强压处理,处理后的板弹簧在作用力比强压力小500~1000N的情况下,不应再产生剩余变形。

汽车板弹簧的制造技术要求见QCn29035-91。铁道车辆板弹簧技术条件参见TB 1024-83。

6.2 板弹簧的许用应力

板弹簧在实际使用时是车辆整体结构的一部分,主要载荷是垂直方向的作用力,但同时也受到其他各种载荷的作用(纵向和横向水平力及扭矩等)。这些载

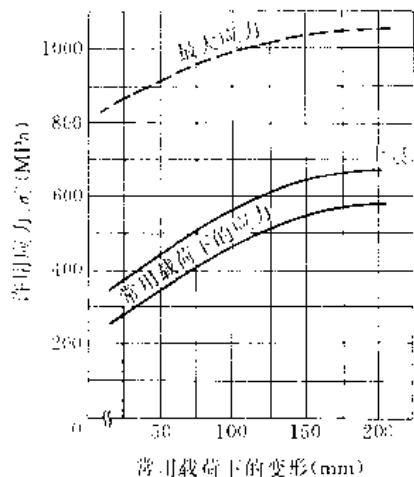


图 10-3-22 汽车用板弹簧的许用应力

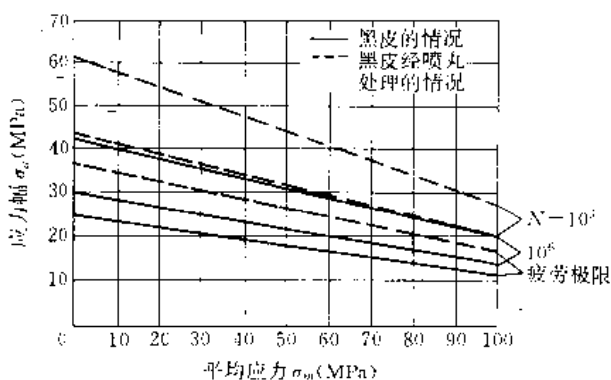


图 10-3-23 弹簧板片的疲劳极限

荷又是随行驶条件和路况等因素而变化,在设计时很难加以全面考虑,一般仅按垂直载荷产生的应力来设计。汽车用板弹簧的许用应力见图10-3-22,适用于热处理后经喷丸和预压处理的板片。弹簧板片的疲劳极限见图10-3-23,当已知板片的应力变化幅度时,由图可查得板片的疲劳极限,进而确定其许用应力。

6.3 板弹簧的试验

板弹簧组装后应进行静载荷试验及疲劳寿命试验。

静载荷试验的目的主要是检验板弹簧在规定工作载荷下的静挠度。试验应按照规定的技术要求,仿照实际使用条件进行。

静载荷试验所得的特性曲线见图10-3-24。图中加载和卸载曲线不重合是由于板间的摩擦所致,曲线所围的面积就是一周的摩擦功。

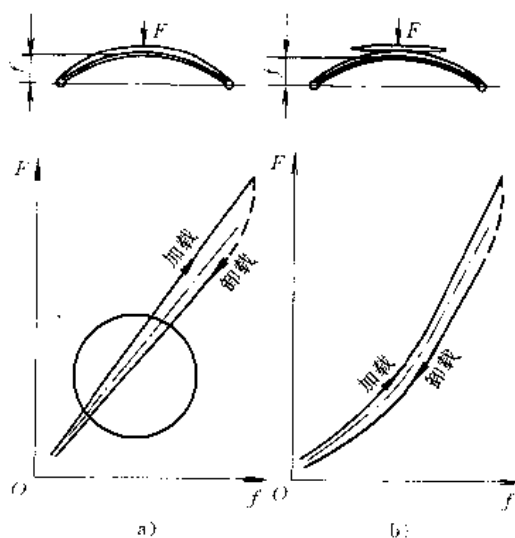


图 10-3-24 板弹簧的特性曲线
a) 主弹簧 b) 主副弹簧

大量生产的板弹簧还应进行弯曲疲劳试验,试验用振幅与实际使用场合有关,一般取±(15~50)mm;激振频率为(80~300)min⁻¹。在用较高频率试验时,应注意冷却,以免板间过热使润滑失效造成损坏。疲劳寿命一般应达到10⁶次左右,这时不仅板弹簧不能损坏,而且剩余变形不得超过规定值,静载荷试验仍应满足一定要求。



第4章 其他形状的金属弹簧

本章主要介绍扭杆弹簧、碟形弹簧、环形弹簧、片弹簧和平面涡卷弹簧等常见金属弹簧。

1 扭杆弹簧^[5]

扭杆弹簧的主体为一直杆，利用杆的扭转弹性变形起弹簧作用。扭杆弹簧的单位体积变形能大、质量小、结构简单而紧凑，应用广泛，如精密仪器、天平弹簧、汽车和履带越野车辆的悬架装置。此外，在高速内燃机上，为了避免圆柱螺旋弹簧由于高速振动载荷引起颤振，可用扭杆做阀门弹簧；使用空气弹簧缓冲的铁道车辆和汽车，可采用扭杆弹簧做稳压器；有时为了缓和扭矩的变化，可在驱动轴中插入扭杆。

扭杆的截面形状有圆形、环形、矩形和多角形等，见表10-4-1。

1.1 扭杆弹簧的计算载荷

如图10-4-1所示， F 为作用于转臂的载荷， R 为转臂的长度， f 为载荷作用点与水平位置的垂直距离， α 和 β 分别为受载和卸载时转臂与水平位置的夹角。在图上所示位置，以上各参数取为正值。

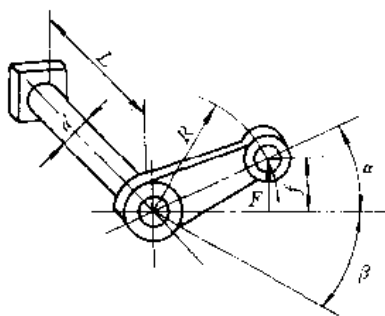


图10-4-1 扭杆弹簧承载机构

扭杆的扭转刚度为

$$T' = \frac{T}{\varphi} \quad \varphi = \alpha + \beta$$

则作用于转臂的载荷为

$$F = \frac{T'(\alpha + \beta)}{R \cos \alpha} = \frac{T'}{R} C_1 \quad (10 \cdot 4 - 1)$$

$$C_1 = \frac{\alpha + \beta}{\cos \alpha} = \frac{\arcsin\left(\frac{f}{R}\right) + \beta}{\sqrt{1 - \left(\frac{f}{R}\right)^2}}$$

C_1 为 α 和 β 的函数，而 $\sin \alpha = f/R$ ，故 C_1 值为 f/R 和 β 的函数，见图10-4-2。从此图看出，随着转臂位置的变化，载荷变形特性的变化情况。

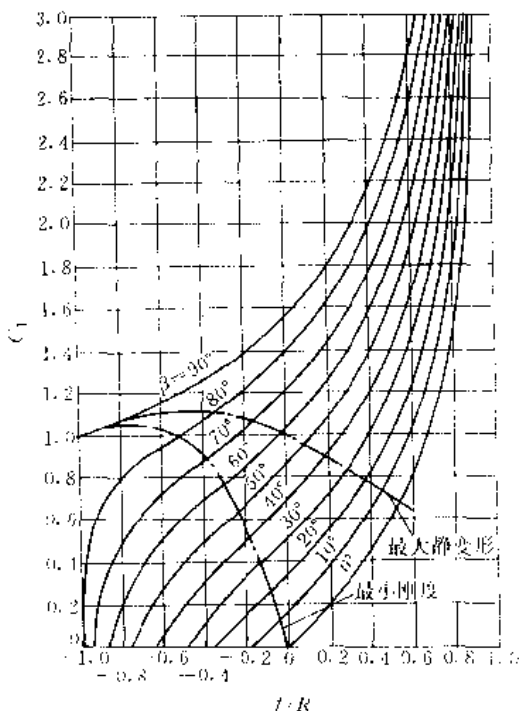


图10-4-2 C_1 值与 f/R 和 β 的关系

在载荷作用点，沿载荷方向扭杆的刚度 F' 为

$$F' = \frac{dF}{d\beta} = T' [1 + (\alpha + \beta) \tan \alpha] \frac{1}{R^2 \cos^2 \alpha} = \frac{T'}{R^2} C_2 \quad (10 \cdot 4 - 2)$$

$$C_2 = \frac{1 + (\alpha + \beta) \tan \alpha}{\cos^2 \alpha}$$

C_2 为 α 和 β 的函数，与 C_1 相同，也可变为 f/R 和 β 的函数，见图10-4-3。

扭杆的线性静变形为


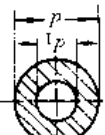
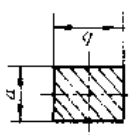
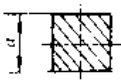
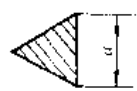
$$f_s = \frac{F}{F'} = \frac{R \cos \alpha}{\frac{1}{\alpha + \beta} + \tan \alpha} = R C_3 \quad (10 \cdot 4 - 3)$$

$$C_3 = \frac{\cos \alpha}{\frac{1}{\alpha + \beta} + \tan \alpha}$$

与 C_1 和 C_2 一样， C_3 也可表示为 f/R 和 β 的函数，见图10-4-4。



表 10-4-1 几种截面形状扭杆的设计计算公式

杆的截面形状	极惯性矩 I_p (mm^4)	抗扭截面系数 Z_t (mm^3)	扭转变形角 $\varphi = \frac{TL}{GJ_p}$ (rad)	扭转切应力 $\tau = \frac{T}{Z_t}$ (MPa)	扭转刚度 $T' = \frac{T}{\varphi}$ (N·mm/rad)	载荷作用方向 的扭杆刚度 $F' = \frac{dF}{d\delta}$ (N/mm)	变形能 $U = \frac{T\varphi}{2}$ (N·mm)
	$I_p = \frac{\pi d^4}{32}$	$Z_t = \frac{\pi d^3}{16}$	$\varphi = \frac{32TL}{\pi d^4 G}$ $= \frac{2\tau L}{dG}$	$\tau = \frac{16T}{\pi d^3}$ $= \frac{\varphi d G}{2L}$	$T' = \frac{\pi d^4 G}{32L}$	$F' = \frac{\pi d^4 G}{32LR^2}$	$U = \frac{\tau^2 V}{4G}$
	$I_p = \frac{\pi (d^4 - d_1^4)}{32}$	$Z_t = \frac{\pi (d^4 - d_1^4)}{16d}$	$\varphi = \frac{32TL}{\pi (d^4 - d_1^4) G}$ $= \frac{2\tau L}{dG}$	$\tau = \frac{16Td}{\pi (d^4 - d_1^4)}$ $= \frac{\varphi d G}{2L}$	$T' = \frac{\pi (d^4 - d_1^4) G}{32L}$	$F' = \frac{\pi (d^4 - d_1^4) G}{32LR^2}$	$U = \frac{\tau^2 (d^2 + d_1^2) V}{4d^2 G}$
	$I_p = k_2 a^2 b^3$	$Z_t = k_3 a^2 b$ 近似公式: $k_3 = \frac{1}{3(1.0 + 0.6 \frac{a}{b})}$	$\varphi = \frac{TL}{k_2 a^3 b G}$ $= \frac{\tau L}{k_3 b G}$	$\tau = \frac{T}{k_3 a^2 b}$ $= k_1 \frac{\varphi a G}{L}$	$T' = \frac{k_2 a^3 b G}{L}$	$F' = \frac{k_2 a^3 b G}{LR^2}$	$U = \frac{k_3 \tau^2 V}{k_1 2G}$
	$I_p = 0.141 a^4$	$Z_t = 0.208 a^3$	$\varphi = \frac{TL}{0.111 a^4 G}$ $= \frac{1.452 \tau L}{a G}$	$\tau = \frac{0.208 a^3}{\varphi a G}$ $= \frac{1.452 T}{L}$	$T' = \frac{0.141 a^4 G}{L}$	$F' = \frac{0.141 a^4 G}{LR^2}$	$U = \frac{\tau^2 V}{6.48 G}$
	$I_p = 0.022 a^4$	$Z_t = 0.05 a^3$	$\varphi = \frac{TL}{0.022 a^4 G}$ $= \frac{2.3 \tau L}{a G}$	$\tau = \frac{T}{0.05 a^3}$ $= \frac{\varphi a G}{2.3 L}$	$T' = \frac{0.022 a^4 G}{L}$	$F' = \frac{0.022 a^4 G}{LR^2}$	$U = \frac{\tau^2 V}{7.5 G}$

注: 系数 k_1 、 k_2 和 k_3 见表 10-2-6。



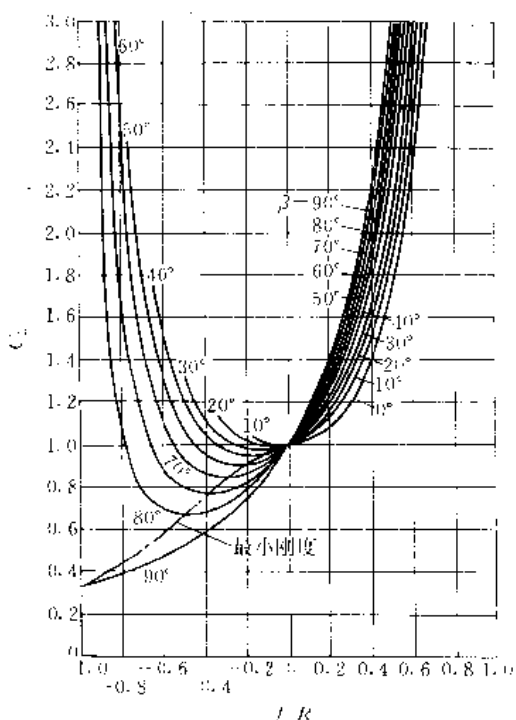


图 10-4-3 C₂ 值与 f/R 和 β 的关系

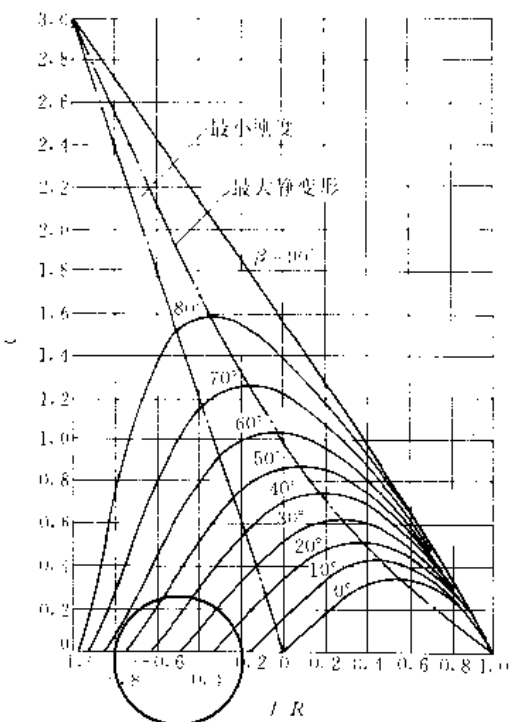


图 10-4-4 C₂ 与 f/R 和 β 的关系

静变形 f_s 和自振频率 ν (1/min) 之间的关系为

$$f_s = \left(\frac{30}{\pi \nu} \right)^2 g \approx \frac{0.9 \times 10^6}{\nu^2} \quad (\text{mm}) \quad (10-4-4)$$

在设计悬架装置用扭杆弹簧时，载荷变化范围可能很大，要取得好的效果，应使扭杆刚度随变形量的增加而增大。从图 10-4-3 上看，就应该使转臂在正常工作载荷下保持水平或比水平高些的位置，这样可以充分利用图上右半部分弹簧的特性。

1.2 扭杆的设计计算

当扭杆受到扭矩 T 作用时，其转角

$$\varphi = \frac{TL}{GI_p} \quad (\text{rad}) \quad (10-4-5)$$

扭转切应力

$$\tau = \frac{T}{Z_t} \quad (\text{MPa}) \quad (10-4-6)$$

扭杆的扭转刚度

$$T' = \frac{T}{\varphi} = \frac{GI_p}{L} \quad (\text{N} \cdot \text{mm}/\text{rad}) \quad (10-4-7)$$

沿载荷作用方向的扭杆刚度

$$F' = \frac{dF'}{df} = \frac{GI_p}{LR^2} C_2 \quad (\text{N}/\text{mm}) \quad (10-4-8)$$

扭杆的变形能

$$U = \frac{T'\varphi}{2} = \frac{Z_t \tau' L}{Gd} \quad (\text{N} \cdot \text{mm}) \quad (10-4-9)$$

式中 L —— 扭杆的有效工作长度 (mm)；

I_p —— 极惯性矩 (mm⁴)；

Z_t —— 抗扭截面系数 (mm³)；

R —— 扭臂长度 (mm)。

几种截面形状扭杆的设计计算公式见表 10-4-1。

1.3 扭杆的端部结构和有效工作长度

1.3.1 端部结构

扭杆端部可制成三角花键、渐开线花键和多角形，见图 10-4-5。其中渐开线花键应用较多。

花键按国家标准设计，其外径可取为杆径的 1.2~1.3 倍，长度取为杆径的 0.5~0.7 倍，模数 m 为 0.5~2。端部为六角形时，其对边距离约为杆径的 1.2 倍，长度约为杆径的 1.0 倍。为减轻端部与杆体联接处的应力集中，可取圆弧过渡，圆弧半径必须大于扭杆直径的 3~5 倍；或者取圆锥形过渡，锥顶角一般取 $2\beta \approx 30^\circ$ 左右。扭杆端部几何尺寸见图 10-4-6。

为了防止疲劳破坏，花键齿底部的圆角半径应足够大。花键轴向要铣通，并保证装配后在全长上啮合，以免花键扭转而降低寿命。

如安装扭杆的杆件刚性不足，会使扭杆受到弯曲



载荷,为了避免这种情况的发生,要在两端或一端加橡胶衬垫。

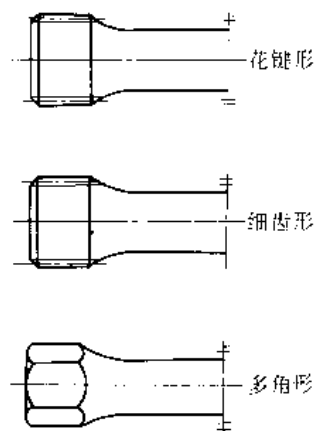


图 10-4-5 扭杆的端部结构

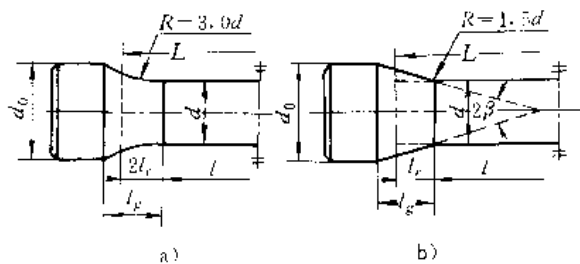


图 10-4-6 扭杆端部几何尺寸
a) 圆弧过渡 b) 圆锥过渡

1.3.2 扭杆的有效工作长度

杆体两端过渡部分也起扭转变形作用,在计算时,应将两端过渡部分换算为当量长度。圆形截面扭杆在采取图 10-4-6 过渡形状时,其过渡部分的当量长度 l_e 可查图 10-4-7。扭杆的有效工作长度为

$$L = l + 2l_e$$

式中 l ——杆体长度。

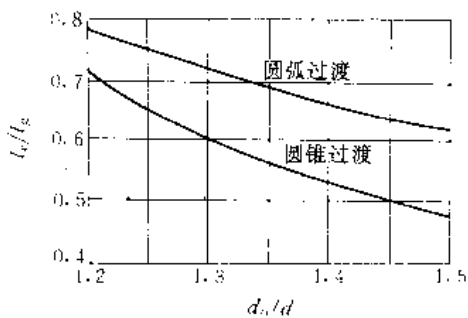


图 10-4-7 扭杆过渡部分当量长度 l_e

1.4 扭杆弹簧的材料和许用应力

扭杆弹簧一般采用热轧弹簧钢制造,它要求材料具有良好的淬透性和加工性,热处理后硬度应能达到 50HRC 左右。常用材料为硅锰和铬锰钢等,要求较低场合,也可采用碳钢。

扭杆表面大多经过磨削,尺寸精度不低于 h12,表面粗糙度 R_a 不低于 $0.8\mu\text{m}$ 。

扭杆弹簧的许用应力应根据其工作特点确定。对于车辆悬架用扭杆弹簧,仅承受单向变应力,如选用 45CrNiMoVA 或性能与其接近的合金钢,在热处理后硬度达到 50HRC 左右,其屈服点 $\sigma_s \geq 1400\text{MPa}$,再经滚压和强扭强化处理之后,其许用应力与疲劳寿命之间的关系(实验室)见图 10-4-8。一般轿车用扭杆弹簧,可取许用应力 $[\tau] = 900\text{MPa}$,当其最小工作应力 $\tau_{\min} = 275\text{MPa}$ 时,从图上可知其循环寿命 $N = 175 \times 10^3$ 次。载重汽车用扭杆弹簧,可取 $[\tau] = 800\text{MPa}$,当 $\tau_{\min} = 200\text{MPa}$ 时,其 $N = 250 \times 10^3$ 次。对于承受双向应力的扭杆,应参考对称疲劳极限确定其许用应力,当 $N = 10^6$ 次时,其对称疲劳极限 $\sigma_{-1} \approx 820\text{MPa}$, $\tau_{-1} = 420\text{MPa}$ 。

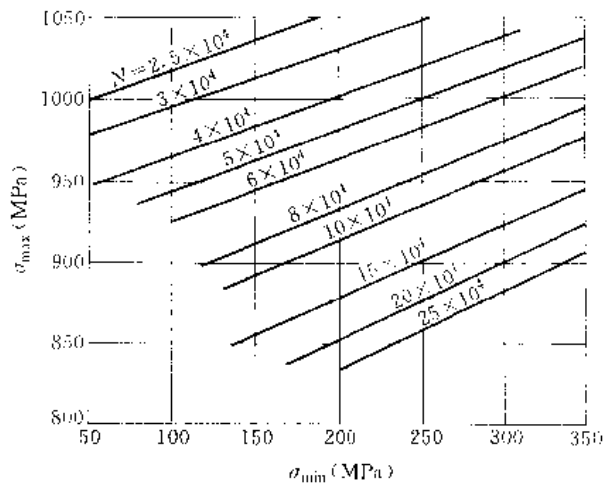


图 10-4-8 许用应力与疲劳寿命的关系

对于军用和重要车辆的悬架扭杆弹簧,采取严格的质量控制,其许用应力可达 $[\tau_0] = 1100 \sim 1300\text{MPa}$ 。

舱盖、门和罩的平衡扭杆,以及稳定扭杆等,可用碳钢制作,其许用应力可取 $[\tau] = 550 \sim 700\text{MPa}$ 。

对扭杆进行机械强化处理,其许用应力可接近或稍高于屈服点,但机械强化处理不能提高其塑性变形率。因此,在确定许用应力时,要注意塑性变形率的允许程度。为此,要对扭杆用钢进行扭转试验。

1111



1.5 扭杆弹簧的技术要求

扭杆弹簧的工作应力高,所以,制造技术要求较严。扭杆弹簧随用途和结构的不同,其制造工序也不相同,一般为:切料,两端锻压出固定的端部,在缓冷或退火后,加工外径和端部,淬火和回火,磨削,机械强化,最后,表面加防锈层。

淬火时一般用井式炉,除了防止表面氧化和脱碳之外,还应将扭杆垂直投入油中,以防变形。回火温度要控制准确,时间要足够。

对扭杆进行滚压、喷丸和强扭等机械强化处理都可以提高其疲劳寿命。杆体滚压强化,尤其是两端过渡圆弧及花键齿底部滚压强化,对提高寿命效果显著。喷丸和强扭处理一般同时采用,但必须先喷丸后强扭,如只采用强扭强化,效果较差。经强扭强化的扭杆,只能承受与强扭载荷相同的单向载荷。

喷丸所用钢丸直径一般为0.80~1.0mm,但为了使齿端部也能喷到,钢丸直径应小于齿圆角半径之半。

强扭强化处理的程度可简单确定为:在淬火后中温回火,硬度在50HRC左右时,推荐首次预加载荷使其产生切应变 $\gamma=0.022\text{rad}$ 左右,这样可以使扭杆产生0.005~0.009rad的塑性切应变。如果采用低温回火,首次切应变 γ 应相应增加。

当所加扭矩 T 引起的切应力超过材料的弹性极限时,首次加载过程中,扭杆表面应力可按下式计算:

$$\tau = \frac{4}{\pi d^3} \left[\theta \frac{dT}{d\theta} + 3T \right] \quad (\text{MPa})$$

强扭后,扭杆表面将产生剩余应力为

$$\Delta\tau = \frac{4}{\pi d^3} \left[\theta \frac{dT}{d\theta} - T \right] \quad (\text{MPa})$$

式中 θ ——单位长度的扭转角 (rad);

d ——扭杆直径 (mm)。

$\theta dT/d\theta$ 值可根据试验所得的特性线来求得。见图10-4-9,过对应于 T 的 A 点作切线与纵坐标轴交于 B ,过 B 作水平线与过 A 的垂线交于 C , AC 即为 $\theta dT/d\theta$ 值。

为了保证强扭处理的质量,而又不致造成废品,应使 $\tau \leq (1.1 \sim 1.3) \tau_s$ 。

强扭的简化计算方法可参见本篇第2章1.9节。

强扭处理后,切变模量 G 略有下降,对于碳素钢和合金钢, G 值约为76000MPa,所以,扭杆刚度将有些降低。

扭杆弹簧的防腐蚀处理要及时。

成品扭杆弹簧,直线度应满足设计要求;表面应光滑,不能有伤痕、氧化和脱碳等缺陷;在一般情况下,合金钢扭杆弹簧的硬度为47~51HRC,碳素钢的为48~55HRC。最后必须全部经过磁力探伤检验。

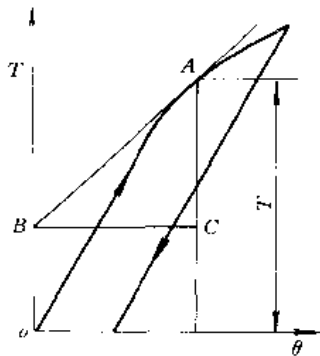


图10-4-9 $\theta dT/d\theta$ 值的图解求法

【例10-4-1】 计算转臂与扭杆组成的圆形截面扭杆弹簧,其常用工作载荷 $F=2000\text{N}$,转臂长度 $R=300\text{mm}$,常用工作载荷作用点与水平位置的距离 $f=20\text{mm}$,最大变形时 $f=80\text{mm}$,常用工作载荷作用下扭杆自振频率 $\nu=70\text{1/min}$ 。

解 (1) 常用工作载荷下扭杆的线性静变形 f_s ,根据式(10-4-4)得

$$f_s \approx \frac{0.9 \times 10^6}{\nu^2} = \frac{0.9 \times 10^6}{70^2} = 183.6\text{mm}$$

(2) 常用工作载荷作用点的扭杆刚度

$$F' = \frac{F}{f_s} = \frac{2000}{183.6} = 10.9\text{N/mm}$$

(3) 根据 f_s 计算 C_3 ,按式(10-4-3)得

$$C_3 = \frac{f_s}{R} = \frac{183.6}{300} = 0.612$$

(4) 根据 $f/R=20/300=0.066$, $C_3=0.612$,查图10-4-4得 $\beta=37.6^\circ$ 。

(5) 查图10-4-3得 $C_2=0.965$ 。

(6) 根据式(10-4-2)得扭杆的扭转刚度

$$T' = \frac{F'R^2}{C_2} = \frac{10.9 \times 300^2}{0.965} = 10.16 \times 10^6 \text{N} \cdot \text{mm/rad} \\ = 1.77 \times 10^6 \text{N} \cdot \text{mm}/(^\circ)$$

(7) 转臂在最大变形时的夹角 α

$$\sin \alpha_{\max} = \frac{f_{\max}}{R} = \frac{80}{300} = 0.267 \\ \alpha_{\max} = 15.45^\circ$$

(8) 扭杆的最大扭转角 φ_{\max} 和最大扭矩 T_{\max}

$$\varphi_{\max} = \alpha_{\max} + \beta = 15.45^\circ + 37.6^\circ = 53.05^\circ \\ T_{\max} = T' \varphi_{\max} = 1.77 \times 10^6 \times 53.05 \\ = 9.4 \times 10^6 \text{N} \cdot \text{mm}$$

(9) 如取许用应力 $[\tau]=900\text{MPa}$,根据表10-4-1中的公式得



$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16T}{\pi [\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{16 \times 9.4 \times 10^5}{\pi \times 900}} = 17.5 \text{mm}$$

取 $d=17.5\text{mm}$,

(10) 杆的有效长度 L ; 取 $G=76000\text{MPa}$, 按表 10·4-1 中的公式得

$$L = \frac{\pi d^4 G}{32T^2} = \frac{\pi \times 17.5^4 \times 76000}{32 \times 10.16 \times 10^5} = 689 \text{mm}$$

2 碟形弹簧^[6]

2.1 碟形弹簧的结构、特点和用途

碟形弹簧是承受轴向载荷的碟状弹簧, 分为无支承面 (图 10·4-10a) 和有支承面 (图 10·4-10b) 两种结构型式, 受载后碟片锥角减小, 弹簧产生轴向变形。单片碟形弹簧的变形和承载能力不能满足使用要求

时, 可以成组应用, 各种组合方式及其特性线见表 10·4-2。

碟形弹簧的主要特点是

(1) 刚度较大, 缓冲减振能力强, 单位体积材料的变形能较大, 适用于轴向空间要求紧凑的场合;

(2) 具有变刚度特性, 随内载锥高度 h 与厚度 t 的比值不同, 特性呈线性、渐增性、渐减性或是它们的组合;

(3) 同样的碟片, 采用不同组合方式或碟片数量, 能使弹簧特性在很大范围内变化。

碟形弹簧常用于重型机械设备 (如锻压操作机、锅炉吊架等)、飞机、武器及打桩机中作强力缓冲和减振弹簧, 在汽车和拖拉机的离合器以及各种安全阀中用作压紧弹簧, 在螺栓联接中用作弹性垫圈。在自动化装置的控制机构中也有应用。

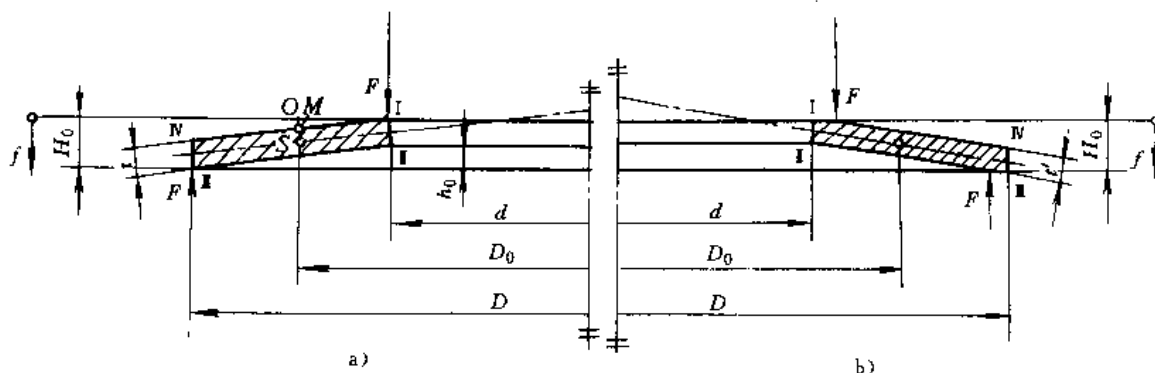
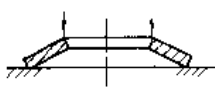
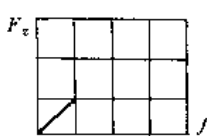
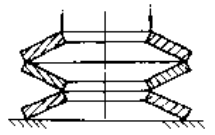
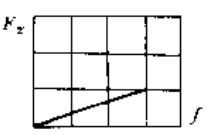
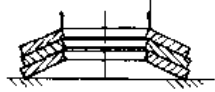
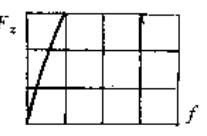


图 10·4-10 单片碟形弹簧结构型式

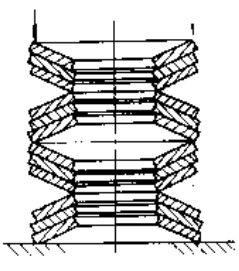
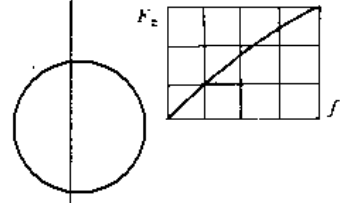
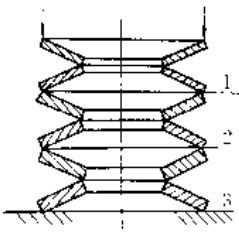
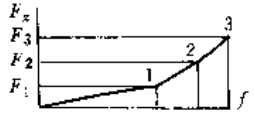
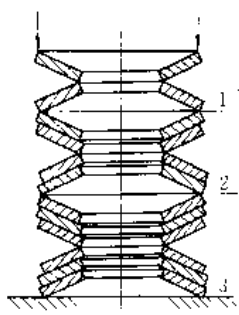
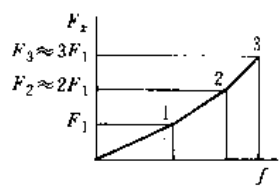
a) 无支承面 b) 有支承面

表 10·4-2 碟形弹簧在各种组合方式下的特性线和载荷与变形计算公式

组合方式	特性线	载荷与变形计算公式①
单片 		$F_z = F$ $f_z = f$ F —单个碟片承受的载荷 f —单个碟片的变形量
对合 		$F_z = F$ $f_z = nf$ n —弹簧的片数
叠合 		$F_z = nF$ $f_z = f$ n —弹簧的片数



(续)

组合方式	特性线	载荷与变形计算公式①
<p>复合</p> 		$F_z = nF$ $f_z = if$ i—叠合弹簧组的组数 n—每个叠合弹簧组中的碟片片数
<p>不同厚度组合</p> 		$F_z = F$ $f_z = \sum f_i$ f—各组碟片的变形量
<p>不同片数组合</p> 		$F_z = n_i F_i$ $f_z = \sum f_i$ F _i —各叠合弹簧组中单个碟片承受的载荷 n _i —各叠合弹簧组中的碟片片数 f _i —各叠合弹簧组的变形量

① 摩擦力均未计入；F_z—组合碟形弹簧的载荷；f_z—组合碟形弹簧的变形。

2.2 碟形弹簧的设计计算

碟形弹簧的精确计算比较复杂，因此一般在下列假设条件下作近似计算：

- (1) 受载后碟片轴向截面不变形而只是绕中性点S回转，见图10·4·10；
- (2) 碟片所受载荷和支承反力都均匀分布在圆周上。

2.2.1 单片碟形弹簧载荷与变形关系

$$F = \frac{4E}{1-\mu^2} \frac{t^4}{k_1 D^2} k_2^2 \frac{f}{t} \times \left[k_3^2 \left(\frac{h_0}{t} - \frac{f}{t} \right) \left(\frac{h_0}{t} - \frac{f}{2t} \right) + 1 \right] \quad (\text{N}) \quad (10\cdot4\cdot10)$$

$$k_1 = \frac{1}{\pi} \frac{\left(\frac{C-1}{C} \right)^2}{C-1} \frac{2}{\ln C}$$

$$k_2 = \sqrt{-\frac{C_1}{2} + \sqrt{\left(\frac{C_2}{2} \right)^2 + C_2}}$$

$$C_1 = \frac{\left(\frac{t'}{t} \right)^2}{\left(\frac{1}{4} \frac{H_0}{t} - \frac{t'}{t} + \frac{3}{4} \right) \left(\frac{5}{8} \frac{H_0}{t} - \frac{t'}{t} + \frac{3}{8} \right)}$$

$$C_2 = \frac{C_1}{\left(\frac{t'}{t} \right)^3} \left[\frac{5}{32} \left(\frac{H_0}{t} - 1 \right)^2 + 1 \right]$$

式中 F——碟片的载荷(N)；
 f——碟片的变形(mm)；
 D——碟片外径(mm)；



- t ——碟片厚度(mm);
- h_0 ——无支承面碟片压平时变形量的计算值, $h_0 = tH_0 - t$ (mm), 其中 H_0 为碟片的自由高度;
- E ——碟片材料弹性模量(MPa);
- μ ——碟片材料泊松比;
- k_1 ——计算系数;
- C ——直径比, $C=D/d$, 其中 d 为碟片内径;
- k_4 ——计算系数, 无支承面碟片则 $k_4=1$;
- t' ——有支承面碟片的减薄厚度。

有支承面碟形弹簧(图 10·4-10b), 相当于载荷位置有变化而增大了刚度, 为使有支承面碟形弹簧的计算载荷 F (在 $f=0.75h_0$ 时), 与相同尺寸(D, d, H_0 相同)的无支承面碟形弹簧的计算载荷相等, 应将支承面碟形弹簧的厚度减薄, 一般在直径比 $C \approx 2$ 时, 取减薄厚度 $t'=0.94t$, 此时, 碟形弹簧压平时变形计算值应为 $h'_0 = H_0 - t'$ 。

碟形弹簧全部压平时(即 $f=h_0$)的载荷计算值为

$$F_c = F_{(f=h_0)} = \frac{4E}{1-\mu^2} \frac{t^3 h_0}{k_1 D^2} k_4^2 \quad (\text{N}) \quad (10\cdot4-11)$$

实际应用时, 应避免碟形弹簧被压平, 其极限变形应为 $f_{\max} \leq (0.75 \sim 0.8) h_0$ 。

2·2·2 单片碟形弹簧的刚度

$$F' = \frac{dF}{df} = \frac{4E}{1-\mu^2} \frac{t^3}{k_1 D^2} k_4^2 \left\{ k_4^2 \left[\left(\frac{h_0}{t} \right)^2 - \frac{3}{2} \frac{h_0}{t} \frac{f}{t} + \frac{1}{2} \left(\frac{f}{t} \right)^2 \right] + 1 \right\} \quad (\text{N/mm}) \quad (10\cdot4-12)$$

按式(10·4-10)作出的单片碟形弹簧特性曲线如图 10·4-11。

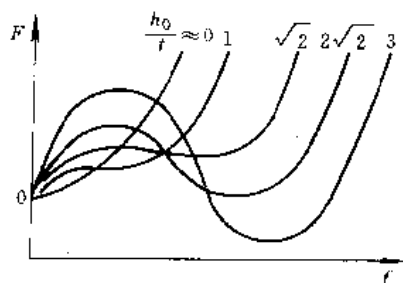


图 10·4-11 单片碟形弹簧的特性曲线

厚度 t 和直径比 D/d 对碟形弹簧刚度都有影响, 而这些参数相同时, 则特性曲线只与 h_0/t 值有关, 由上式及图 10·4-11 还可以看出, h_0/t 对弹簧特性有重

要影响。

载荷作用位置对碟形弹簧刚度也有影响, 当载荷作用位置不在内、外圆上时(图 10·4-12), 弹簧的载荷和变形计算应进行修正。改变载荷作用位置后的载荷 F_c 和变形 f_c 分别为

$$F_c = \frac{D-d}{2a} F \quad (\text{N})$$

$$f_c = \frac{2a}{D-d} f \quad (\text{mm})$$

式中 a ——载荷作用点与支承位置在半径方向的距离(mm)。

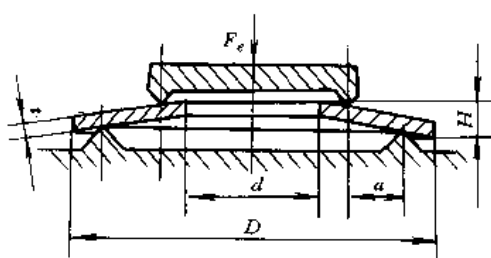


图 10·4-12 载荷作用位置不在内、外圆周上

2·2·3 碟形弹簧的应力计算

碟形弹簧受载荷后, 碟片截面内各点的应力大小不同, 按照近似计算方法, 图 10·4-10 中各点的应力为

$$OM \text{ 点 } \sigma_{OM} = -\frac{4E}{1-\mu^2} \frac{t^2}{k_1 D^2} k_4 \frac{f}{t} \frac{3}{\pi} \quad (\text{MPa}) \quad (10\cdot4-13)$$

$$I \text{ 点 } \sigma_I = -\frac{4E}{1-\mu^2} \frac{t^2}{k_1 D^2} k_4 \frac{f}{t} \times \left[k_4 k_2 \left(\frac{h_0}{t} - \frac{f}{2t} \right) + k_3 \right] \quad (\text{MPa}) \quad (10\cdot4-14)$$

$$II \text{ 点 } \sigma_{II} = -\frac{4E}{1-\mu^2} \frac{t^2}{k_1 D^2} k_4 \frac{f}{t} \times \left[k_4 k_2 \left(\frac{h_0}{t} - \frac{f}{2t} \right) - k_3 \right] \quad (\text{MPa}) \quad (10\cdot4-15)$$

$$III \text{ 点 } \sigma_{III} = -\frac{4E}{1-\mu^2} \frac{t^2}{k_1 D^2} k_4 \frac{1}{C} \frac{f}{t} \times \left[k_4 (k_2 - 2k_3) \left(\frac{h_0}{t} - \frac{f}{2t} \right) - k_3 \right] \quad (\text{MPa}) \quad (10\cdot4-16)$$

$$N \text{ 点 } \sigma_N = -\frac{4E}{1-\mu^2} \frac{t^2}{k_1 D^2} k_4 \frac{1}{C} \frac{f}{t} \times \left[k_4 (k_2 - 2k_3) \left(\frac{h_0}{t} - \frac{f}{2t} \right) + k_3 \right] \quad (\text{MPa}) \quad (10\cdot4-17)$$

$$k_2 = \frac{6}{\pi} \frac{C-1}{\ln C} - 1$$



$$k_3 = \frac{3}{\pi} \frac{C-1}{\ln C}$$

计算结果为正值时是拉应力,负值为压应力,通常上表面各点(OM, I, N)为压应力,下表面各点(II, III)为拉应力。对于受静载荷或作用次数少于 10^4 次变载荷碟形弹簧,一般只需核验OM点(中性点)的应力。承受循环次数较多的变载荷时,II、III点虽然不是最大应力点,但如果产生疲劳裂纹则是发展性的,因此应对此两点进行疲劳强度校验。

2.2.4 碟形弹簧的变形能

单片碟形弹簧的变形能按下式计算:

$$U = \int_0^f F df = \frac{2E}{1-\mu^2} \frac{t^5}{k_1 D^2} k_2^2 \left(\frac{f}{t} \right)^2 \times \left[k_4^2 \left(\frac{h_0}{t} - \frac{f}{2t} \right)^2 + 1 \right] \quad (\text{N} \cdot \text{mm}) \quad (10.4-18)$$

当变形范围为 f_1 和 f_2 时,积分极限应由 f_1 至 f_2 。

等厚度碟形弹簧与变厚度碟形弹簧相比,其单位体积材料的变形能较小。为使应力分布均匀,并充分利用材料,可采用变厚度碟形弹簧(图10-4-13),但其制造比较困难。

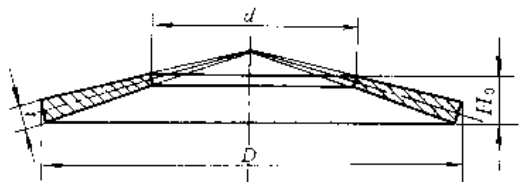


图10-4-13 变厚度碟形弹簧

2.3 碟形弹簧的参数选择和设计要点

2.3.1 直径比 C

当其他条件相同时,碟形弹簧单位体积材料的变形能与直径比 C 有关,一般在 $C \approx 1.7$ 时变形能为最大,因此设计缓冲、减振和储能用的碟形弹簧时,可取 $C=1.7 \sim 2.5$,常取 $C=2$ 。 C 值对弹簧特性影响很大, C 值越大,弹簧刚度则越小,但 $C > 3$ 时, C 值对刚度的变化影响则很小。对于控制装置用的碟形弹簧,应按特性要求适当选取 C 值,但考虑到空间尺寸对弹簧外径的限制,一般 C 值不超过3.5;考虑到制造困难,通常 C 值不小于1.25。

2.3.2 比值 h_0/t

根据对弹簧特性的要求选取比值 h_0/t ,见图10-4-

11,要求特性线近于直线时,可取 $h_0/t \approx 0.5$ 。对于要求变刚度特性的控制装置用的碟形弹簧, h_0/t 应慎重选择。要求具有零刚度变形区域时,取 $h_0/t \approx \sqrt{2}$ 。 h_0/t 较大的碟形弹簧,具有零或负刚度区域,容易造成碟片突然压平甚至翻转,引起特性线突然改变,为防止这种情况,一般 h_0/t 取值不大于1.3。

2.3.3 比值 f_{\min}/h_0

受变载荷作用的碟形弹簧,应在安装时预加最小载荷 F_{\min} ,产生的初始变形则为 f_{\min} 。为了消除碟片上表面各点的剩余拉应力,以避免工作时产生裂纹,提高弹簧的疲劳寿命,应取 $f_{\min}/h_0 \geq 0.15 \sim 0.20$ 。为了得到更高的疲劳强度,可取 $f_{\min}/h_0 \geq 0.25 \sim 0.60$ 。

2.3.4 摩擦力的影响

式(10.4-10)中,未考虑摩擦力的影响。实际上碟形弹簧受载荷后在碟片承载边缘处或叠合碟形弹簧的接触锥面上,以及碟片与导向件间,都有相对滑动,存在有摩擦力,并影响弹簧特性。加载时将使弹簧载荷增大(刚度增加),卸载时则使弹簧载荷减小(刚度减少),其影响程度与碟片表面质量及润滑情况有关,并与组合中碟形弹簧组数和每个叠层的片数有关。图10-4-14为1~4片叠合碟形弹簧的实际特性线(虚线为理论特性线)。

考虑摩擦力影响时的弹簧载荷 F_{ZR} 按下式计算:

$$F_{ZR} = F \frac{n}{1 \pm \mu_M(n-1) \pm \mu_R} \quad (\text{N}) \quad (10.4-19)$$

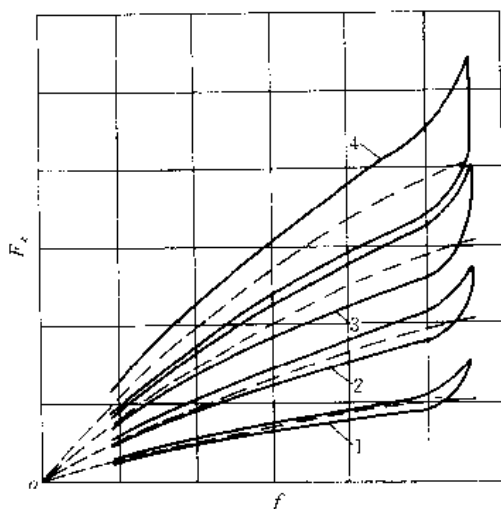


图10-4-14 碟形弹簧的实际特性曲线

- 1—单片碟形弹簧 2—双片叠合
- 3—三片叠合 4—四片叠合



用于加载时用(-)号,卸载时用(+)号。

式中 n ——叠合弹簧中碟形弹簧片数;

μ_M ——碟形弹簧接触锥面的摩擦系数,一般为
0.002~0.03, h_0/t 较大时可取小值;

μ_R ——碟片承载边缘处的摩擦系数,一般为
0.01~0.05, h_0/t 较大时可取小值。

用于缓冲减振的碟形弹簧,摩擦力的影响是有利的,但当振动频率高,振幅大时,由摩擦产生的热量很大,噪声和磨损也大,因此应有良好的润滑,一般可采用二硫化钼润滑剂。

由于摩擦力的影响,冲击载荷作用下的组合碟形弹簧,外力的传递和各片的变形量沿载荷方向依次递减,所以组合碟形弹簧的片数不宜过多。

2.3.5 导向件及其尺寸

为了防止受载荷时碟片横向移动,应采用导向元件,一般优先使用导向心轴,有时也采用外导向套筒。由于碟片变形时外径增大而内径减小,在碟片与导向件间应有一定的间隙,一般取 $0.0125d$ 。导向件表面应光滑,粗糙度 $R_a < 3.2\mu\text{m}$,应耐磨,硬度 $\approx 55\text{HRC}$ 。

2.3.6 碟形弹簧设计要点

碟形弹簧已有国家标准(GB/T 1972—92),一般应按使用要求选定标准尺寸和参数,只有在特殊要求、标准碟形弹簧不能满足时才自行设计。设计非标准碟形弹簧时,一般先按特性线要求选定比值 h_0/t ,然后根据空间结构条件选定 D 和 d ,确定材料和许用应力,给定 f_{max}/h_0 ,由式(10.4-13)~式(10.4-17)求出厚度 t ,并按材料规格选定厚度。然后计算其他尺寸参数如 h_0, H_0 等,并且按照载荷和变形量要求确定弹簧组合方式和片数,作出特性曲线,计算弹簧变形成,绘制零件工作图。为了达到设计要求,常需调整参数或组合方式与片数,反复试算。

2.4 碟形弹簧的材料、强度校核和技术要求

碟形弹簧的材料,在要求承受较高的变载荷时用 50CrVA 钢,一般采用 60Si2MnA 或力学性能与此接近的弹簧钢,对有防锈、防腐蚀或耐热要求时,可采用不锈钢、青铜或耐热钢。

静载荷作用下的碟形弹簧应校验碟片 OM 点的应力 σ_{OM} 来保证自由高度 H_0 尺寸的稳定,即 σ_{OM} 最大值(在压平时达到)应接近弹簧材料的屈服点 σ_s 。对于 60Si2MnA 或 50CrVA 的钢制弹簧, $\sigma_s = 1400 \sim$

1600MPa。

对于承受变载荷作用的碟形弹簧,疲劳破坏一般发生在最大拉应力的位置 II 或 III 处,至于是在 II 点还是在 III 点,则取决于 $C=D/d$ 值和 h_0/t (无支承面)或 $k_1(h'_0/t)$ (有支承面, h'_0, t' 分别为其内锥高和厚度)。图 10.4-15 为判断最大应力位置(疲劳关键位置)的曲线。图中的过渡区内,表明疲劳关键位置可能在 II 或 III 点,则应同时校验 σ_{II} 和 σ_{III} 。

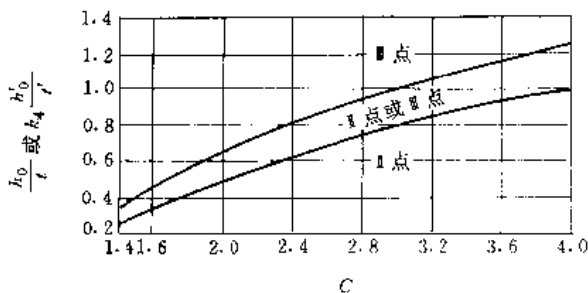


图 10.4-15 碟片疲劳破坏关键位置

图 10.4-16~图 10.4-18 给出了 50CrVA 材料的单个(或对合组合不超过 10 片)的碟形弹簧的疲劳极限。

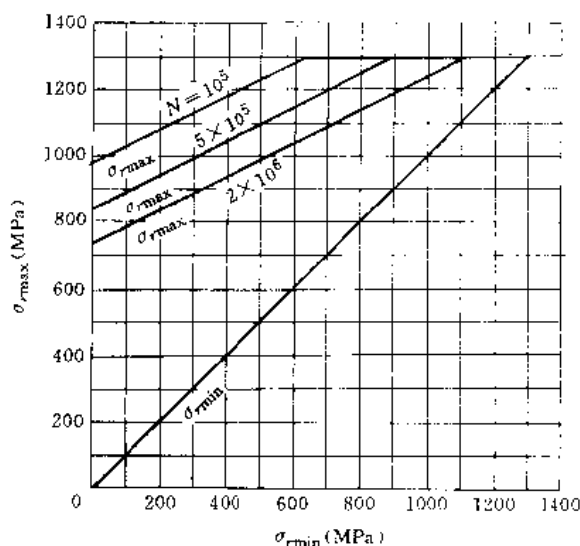


图 10.4-16 $t < 1.25\text{mm}$ 碟形弹簧的极限应力曲线

根据碟形弹簧厚度 t , 计算的下限应力 σ_{min} (对应于预压变形量 f_0) 和工作寿命要求, 由极限应力曲线可以查得碟形弹簧疲劳强度上限应力 σ_{rmax} 或疲劳强度应力幅 $\sigma_{\text{ra}} = \sigma_{\text{rmax}} - \sigma_{\text{min}}$ 。碟形弹簧的计算上限应力 σ_{max} 和计算应力幅 σ_a 应满足 $\sigma_{\text{max}} \leq \sigma_{\text{rmax}}, \sigma_a \leq \sigma_{\text{ra}}$ 。

厚度超过 14mm 和组合片数较多的碟形弹簧, 在特殊情况下工作(如环境温度较高、有化学影响等)的碟形弹簧, 以及用 60Si2MnA 等性能较 50CrVA 差的

冶金工业出版社重作版权



材料制造的碟形弹簧,其极限应力可参照以上各图选取并酌量降低。组合碟形弹簧的片数较多时,由于末端碟形弹簧的变形量较大,其疲劳强度和寿命比曲线图所得数值为低,设计时应加以考虑。

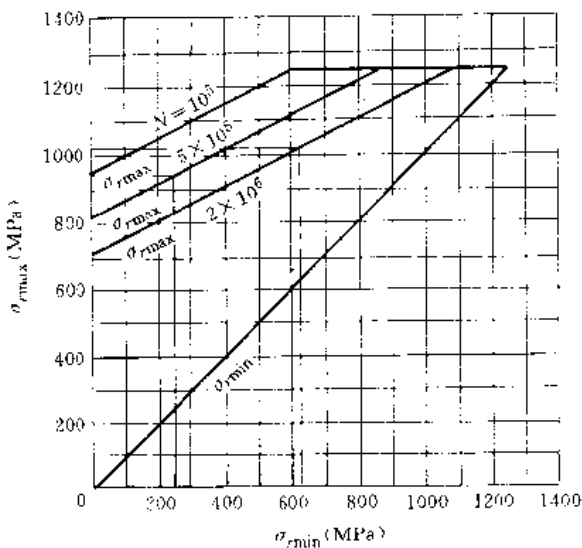


图 10-4-17 $t=1.25\sim 6\text{mm}$ 碟形弹簧的极限应力曲线

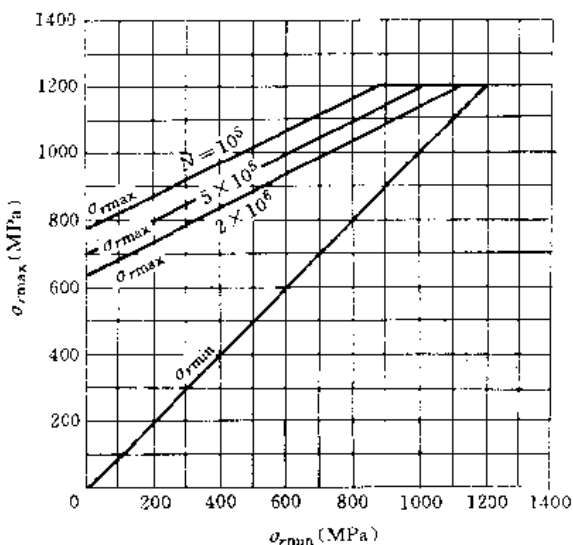


图 10-4-18 $6\text{mm} < t \leq 14\text{mm}$ 碟形弹簧的极限应力曲线

不同厚度的碟形弹簧,其制造方法和技术要求有所不同。厚度 $t < 1\text{mm}$ 时,采用表面较光洁的冷轧带钢,经退火后冷冲压成垫圈形毛坯,再在锥状冲模中压弯成形;厚度 $t=1\sim 6\text{mm}$ 时,则在冷冲压成形后,内外径经切削加工,内孔边缘应倒角或倒圆;或者采用精冲下料,冷冲压成形后边缘倒圆;厚度 $t > 6\text{mm}$ 时采用热轧钢板或锻坯,各表面均经切削或磨削加工,加热后冲

压成形,内外径边缘均倒角或倒圆,并磨削支承面。

碟形弹簧不允许直接由坯料经机械加工成截锥形,而必须冲压成形。成形后淬火和回火处理,表面硬度一般应为 $42\sim 50\text{HRC}$,以保证良好的弹性和疲劳强度。碟片外表面不得有斑痕、裂纹或锈斑等缺陷。淬火后的脱碳层不得超过厚度的 3% 。

碟形弹簧应全都进行强压处理,采用一次压平保持 12h 以上;或短时压平,次数不少于 5 次,压平力应不小于二倍的 $F_f=0.75h_0$ 。经强压处理后,自由高度 H_0 尺寸应稳定,并在极限偏差范围内。承受变载荷的碟形弹簧,内锥表面推荐进行强化处理(例如喷丸处理等)。对于具有特殊要求的碟形弹簧,还要进行表面防腐处理(例如磷化、氧化、镀锌等)。对成品碟形弹簧要进行外观、尺寸极限偏差、载荷极限偏差、表面粗糙度和表面硬度等技术要求的检验。

3 环形弹簧

3-1 环形弹簧的结构、特性和用途

环形弹簧由两个或多个具有配合锥面的内外圆环组成。承受轴向力 F 后,各圆环沿圆锥面相对滑动产生轴向变形 f 而起弹簧作用,见图 10-4-19。

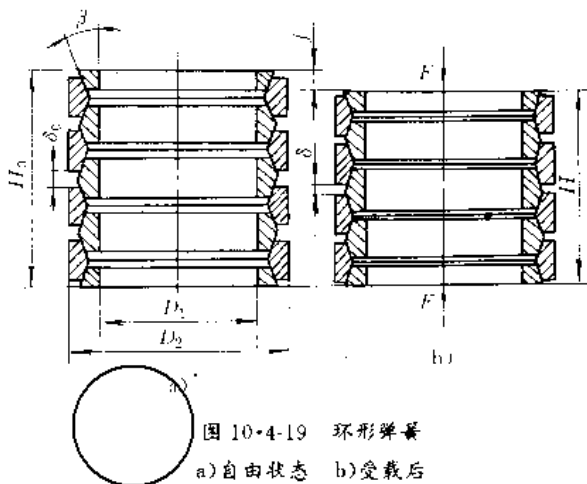


图 10-4-19 环形弹簧

a) 自由状态 b) 受载后

环形弹簧的特性线见图 10-4-20,如没有摩擦力则应为虚线 OC 。实际上摩擦力很大,因此加载时,轴向力由接触表面的正压力和摩擦力平衡,特性线为 OA 。卸载时,摩擦力阻滞弹性变形的恢复,特性线为 ABO 。可见在一个加载和卸载循环中,由于摩擦转化为热能所消耗的功很多,其大小即为特性线图中 $OABO$ 的面积,几乎可达加载过程所作功的 $(60\sim 70)\%$ 。

环形弹簧具有很高的缓冲减振能力,与其他类型弹簧比较,单位体积材料的变形能较大,适用于空间尺



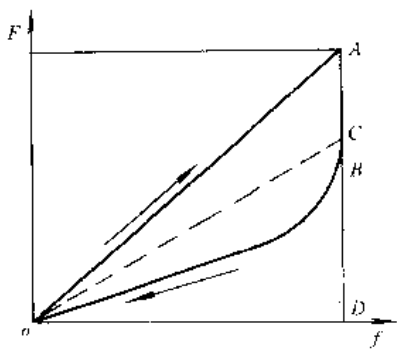


图 10-4-20 环形弹簧的特性线

寸受限制而又要求强力缓冲的场合,其轴向载荷大多在 20kN 以上至 1000kN;例如用于铁路车辆的联接部分,受强大冲击机械的缓冲装置,大型管道的吊架等。承受特别巨大的冲击载荷时,还可采用由两套不同直径同心安装的组合环形弹簧,或者由环形弹簧与圆柱螺旋弹簧组成的组合弹簧。此外,在涨套联接中,也常用缺口环形弹簧作为弹性元件,参见第 4 篇第 5 章 3 节。

环形弹簧一般安装在导向圆筒或心轴上,弹簧与导向装置间应留有约为内簧孔径的 2% 的间隙。

为了防止圆锥表面擦伤和粘着,减轻磨损,降低温升和噪声,在接触表面应加石墨或润滑脂。

3.2 环形弹簧的设计计算

3.2.1 应力计算

如图 10-4-21,环形弹簧受载时,内、外环圆锥表面受到沿圆周均匀分布的正压力,正压力的代数和为

$$F_n = \frac{F}{\sin\beta + \mu\cos\beta} \quad (\text{N}) \quad (10.4-20)$$

式中 β —— 半圆锥角($^\circ$);

μ —— 摩擦系数, $\mu = \tan^{-1}\rho$, 其中 ρ 为摩擦角。

外环截面受拉应力,其值为

$$\sigma = \frac{F_n(\cos\beta - \mu\sin\beta)}{\pi A} = \frac{F}{\pi A \gamma} \quad (\text{MPa}) \quad (10.4-21)$$

$$A = h \left(b + \frac{t}{2} \right) = hb - \frac{h^2 \tan\beta}{4} \quad (\text{mm}^2)$$

$$\gamma = \frac{\sin\beta + \mu\cos\beta}{\cos\beta - \mu\sin\beta} = \tan(\beta + \rho)$$

式中 A —— 外环截面面积,见图 10-4-22;

γ —— 系数。

内环截面受压应力,其值为

$$\sigma_c = \frac{F_n(\cos\beta - \mu\sin\beta)}{\pi A_1} = \frac{F}{\pi A_1 \gamma} \quad (\text{MPa}) \quad (10.4-22)$$

$$A_1 = h \left(b_1 + \frac{t}{2} \right) = hb_1 - \frac{h^2 \tan\beta}{4} \quad (\text{mm}^2)$$

式中 A_1 —— 内环截面面积,见图 10-4-22。

为了满足强度条件, σ 和 σ_c 都应小于许用应力。

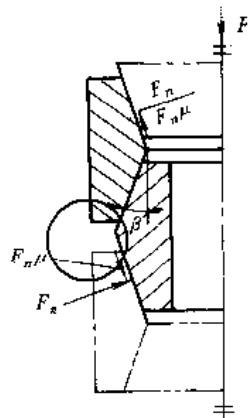


图 10-4-21 环形弹簧的受力分析

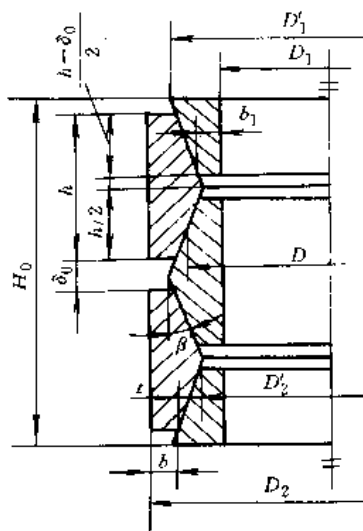


图 10-4-22 环形弹簧尺寸示意图

3.2.2 变形计算

受载时,具有一对圆锥接触面的环形弹簧的轴向变形为

$$f_r = \frac{\Delta r}{\tan\beta} = \frac{1}{E \tan\beta} \left(\sigma \frac{D}{2} + \sigma_c \frac{D}{2} \right) \quad (\text{mm}) \quad (10.4-23)$$

$$\Delta r = \frac{1}{E} \left(\sigma \frac{D}{2} + \sigma_c \frac{D}{2} \right) \quad (\text{mm})$$



式中 Δr — 环形弹簧受力后,内、外环半径尺寸的
变形量(mm);

D — 内外环接触面的平均直径(mm)。

环形弹簧的轴向总变形为

$$f = n f_v = \frac{n}{E \tan \beta} \left(\sigma_c \frac{D}{2} + \sigma_t \frac{D}{2} \right) \\ = \frac{n F D}{2 \pi E \gamma \tan \beta} \left(\frac{1}{A} + \frac{1}{A_1} \right) \quad (\text{mm}) \quad (10 \cdot 4 \cdot 24)$$

式中 n — 环形弹簧的圆锥接触面对数。

卸载时,摩擦力方向改变,式(10·4-21)和式(10·4-22)中的 γ 应以如下 γ' 代入

$$\gamma' = \frac{\sin \beta - \mu \cos \beta}{\cos \beta + \mu \sin \beta} = \tan(\beta - \rho) \quad (10 \cdot 4 \cdot 25)$$

卸载过程中,弹簧弹性变形开始恢复时的载荷为

$$F_s = \frac{\gamma'}{\gamma} F \quad (\text{N}) \quad (10 \cdot 4 \cdot 26)$$

3·2·3 环形弹簧的变形能

加载时,弹簧所吸收的变形能为

$$U = \frac{1}{2} F f \quad (\text{N} \cdot \text{mm}) \quad (10 \cdot 4 \cdot 27)$$

卸载时,所释放的变形能为

$$U' = \frac{1}{2} F_s f = \frac{\gamma'}{\gamma} U \quad (\text{N} \cdot \text{mm}) \quad (10 \cdot 4 \cdot 28)$$

一次加载卸载循环消耗的能量为

$$U_0 = U - U' = \left(1 - \frac{\gamma'}{\gamma} \right) U = \phi U \quad (\text{N} \cdot \text{mm}) \quad (10 \cdot 4 \cdot 29)$$

式中 ϕ — 阻尼系数, $\phi = 1 - \gamma' / \gamma$ 。

3·2·4 参数选择和几何尺寸计算

a. 圆锥角 2β β 小时,弹簧刚度小。若 β 小于摩擦角,卸载时将产生自锁,即不能回弹。若 β 过大,则由摩擦力引起的滞后衰减减小,缓冲减振能力降低。一般取 $\beta = 13^\circ \sim 20^\circ$,常用锥度为 1:2,这时 $\beta = 14^\circ 2'$ 。润滑条件较差,摩擦系数较大时, β 取大值。

b. 摩擦系数 μ 具有良好条件的环形弹簧,其接触表面摩擦系数取 $\mu = 0.12 \sim 0.16$ (摩擦角 $\rho = 7^\circ \sim 9^\circ$),表面粗糙度较低或载荷较小时,取小值。

c. 圆环高度 h 圆环高度可取

$$h = \left(\frac{1}{6} \sim \frac{1}{5} \right) D_2 \quad (10 \cdot 4 \cdot 30)$$

式中 D_2 — 外环的外径。

h 过小则接触面积太小, h 过大,制造比较困难。

d. 自由高度 H_0 和并紧高度 H_s 弹簧的自由高

度为

$$H_0 = \frac{1}{2} n (h + \delta_0) = \frac{1}{2} n (h + \delta) + f \quad (\text{mm}) \quad (10 \cdot 4 \cdot 31)$$

式中 δ_0 — 自由状态下相邻两外环(或内环)的间距,一般约取 $h/4$ (mm);

δ — 加载后相邻两外环(或内环)的间距 (mm);

n — 圆锥接触面对数,由总变形量 f 按式(10·4-24)确定。

环形弹簧的并紧高度为

$$H_s = \frac{1}{2} n h \quad (10 \cdot 4 \cdot 32)$$

为了保证弹簧的稳定性, H_s 应大于 $4f$ 。

弹簧被压缩到极限位置时,两相邻外环(或内环)间仍留有最小间隙 δ_{\min} 。一般情况下取 $\delta_{\min} \geq 1\text{mm}$;弹簧直径较大或加工精度较低时,可适当大些,取 $\delta_{\min} \approx D/50$;精度较高时,取 $\delta_{\min} \approx D/100$ 。

弹簧的极限变形量为

$$f_s = \frac{n}{2} (\delta_0 - \delta_{\min}) \quad (\text{mm}) \quad (10 \cdot 4 \cdot 33)$$

e. 圆环厚度 b 和 b_1 圆环厚度按强度要求,由式(10·4-21)和式(10·4-22)计算。初选时可取 $b = b_1 \geq (1/5 \sim 1/3)h$ 。由于材料的抗拉疲劳强度低于抗压疲劳强度,因此,比较合理的设计应取 $b > b_1$,通常取 $b = 1.3b_1$ 。

f. 圆环直径 外环外径为

$$D_2 = D_1 + 2(b + b_1) + (h - \delta_c) \tan \beta \quad (\text{mm}) \quad (10 \cdot 4 \cdot 34)$$

式中 D_1 — 内环内径(mm)。

接触面的平均直径为

$$D = \frac{1}{2} [(D_2 - 2b) + (D_1 + 2b_1)] \quad (\text{mm}) \quad (10 \cdot 4 \cdot 35)$$

外环内径为

$$D'_2 = D_2 - 2 \left(b + \frac{1}{2} h \tan \beta \right) \quad (\text{mm}) \quad (10 \cdot 4 \cdot 36)$$

内环外径为

$$D'_1 = D_1 + 2 \left(b_1 + \frac{1}{2} h \tan \beta \right) \quad (\text{mm}) \quad (10 \cdot 4 \cdot 37)$$

环形弹簧的外径 D_2 ,内径 D_1 ,自由高度 H_0 和并



紧高度 H , 均应满足结构尺寸限制的要求。

g. 内外环总数 n_1 包括两端的单锥面环在内, 内外环总数为

$$n_1 = n + 1 \quad (10.4-38)$$

3.3 环形弹簧的材料、许用应力和技术要求

环形弹簧常用材料为 60Si2MnA 或 50CrMn 等弹簧钢。

在一般的使用寿命要求下, 内环许用压应力为 $[\sigma_c] = 1200\text{MPa}$, 外环许用拉应力 $[\sigma] = 800\text{MPa}$ 。要求使用寿命短, 接触表面未经精加工时, 内环许用压应力 $[\sigma_c] = 1300\text{MPa}$, 外环许用拉应力 $[\sigma] = 1000\text{MPa}$ 。要求使用寿命短, 接触表面经过精加工时, 内环许用压应力 $[\sigma_c] = 1500\text{MPa}$, 外环许用拉应力 $[\sigma] = 1200\text{MPa}$ 。

大量生产的环形弹簧, 其内外圆环的毛坯可以用无缝钢管下料, 用专用套圈轧机轧至成品形状和尺寸, 经检验合格后进行热处理。

少量生产的环形弹簧, 其毛坯采用自由锻造经机械加工得到成品形状和尺寸, 然后进行热处理。必要时, 在热处理后磨削接触表面。

制造过程中应特别注意不使圆环扭曲, 不论是轧制还是机械加工的圆环, 每个都应保证圆锥角和自由高度尺寸的准确, 以便装配时具有互换性。

一般圆环接触表面粗糙度应为 $R_a \leq 0.4\mu\text{m}$, 热处理后表面硬度为 40~46HRC。

为便于成品质量检验, 零件图上应注明环形弹簧的每对圆锥接触面的试验载荷及相应的变形大小。

4 片弹簧^[2]

片弹簧用金属薄片制成, 利用板片弯曲变形起弹簧作用。主要用于载荷和变形较小的场合, 例如仪器仪表、家用电器等, 其应用范围很广。

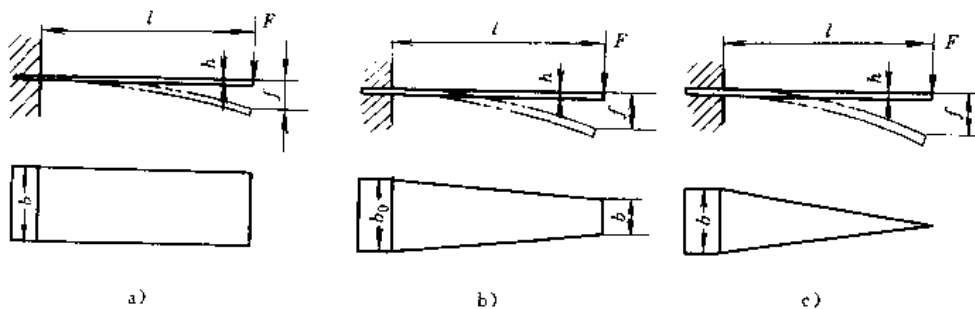


图 10-4-24 直片弹簧
a) 矩形 b) 梯形 c) 三角形

4.1 片弹簧的结构

片弹簧因用途不同而有各种形状和结构, 按外形可分为直片弹簧和弯片弹簧两类, 按板片形状则可分为长方形、梯形和三角形等。当需要承受较大载荷时, 可采用叠片弹簧。

片弹簧一般用螺钉固定, 有时也采用铆钉, 常见的固定方法、固定部分相关的尺寸见图 10.4-23。过渡部分应以圆弧平滑过渡, 以减小应力集中。

片弹簧多采用矩形截面, 其宽厚比一般取 $b/h = 2 \sim 10$ 。如采用钢丝制成则为绞弹簧。

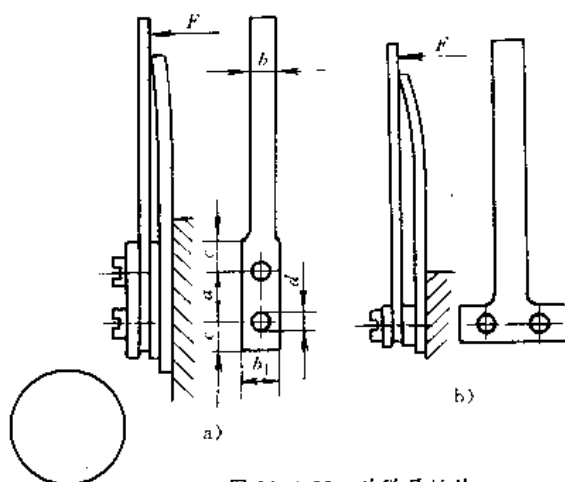


图 10-4-23 片弹簧结构

$$a = (1.1 \sim 1.2)b_1 \quad b_1 = 1.2b$$

$$c = (0.64 \sim 0.60)b_1 \quad d = (0.72 \sim 0.77)b_1$$

4.2 片弹簧的设计计算

4.2.1 直片弹簧

直片弹簧见图 10.4-24, 端部受到载荷 F 作用时, 按材料力学可知, 其端点的挠度为



$$f = \eta_1 \frac{Fl^3}{3EI_c} \quad (\text{mm}) \quad (10\cdot4\cdot39)$$

根部O处的弯曲应力为

$$\sigma = \frac{Fl}{Z_{m0}} \quad (\text{MPa}) \quad (10\cdot4\cdot40)$$

式中 E——材料的弹性模量(MPa);

I_0 ——截面惯性矩(mm⁴);

Z_{m0} ——抗弯截面系数(mm³);

η_1 ——与弹簧形状有关的系数。

根据上列公式,可导出矩形片、梯形片和三角形片主要参数的计算式。具体计算公式参见本篇第3章3节。

4.2.2 弯片弹簧

弯片弹簧的常用结构型式见图10·4-25。一般情况下,弯片弹簧按结构要求进行设计,不进行计算,或按直片弹簧进行近似计算。当需准确确定载荷与挠度关系时,可按曲梁公式计算。其在载荷F作用下挠度f的计算式为

$$f = C \frac{FR^3}{EI_0} \quad (\text{mm}) \quad (10\cdot4\cdot41)$$

式中 R——圆弧曲率半径(mm);

E——材料的弹性模量(MPa);

I_0 ——截面惯性矩(mm⁴);

C——与结构型式有关的系数,见图10·4-26~图10·4-30。

弯片弹簧的最大应力因载荷作用点和方向的变化而发生在不同的截面,见图10·4-25,在图10·4-25a的情况下,A点应力最大,而在图10·4-25b时,则O点应力最大。弯片弹簧的危险截面主要承受弯曲应力,其计算式为

$$\sigma = \frac{M}{Z_m} \quad (\text{MPa}) \quad (10\cdot4\cdot42)$$

式中 M——危险截面的作用弯矩(N·mm);

Z_m ——危险截面的抗弯截面系数(mm³)。

常用弯片弹簧典型结构的挠度、刚度和最大应力计算式见表10·4-3。

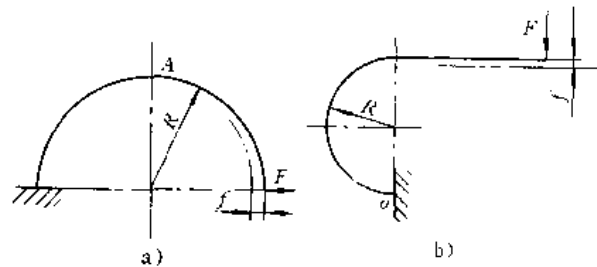


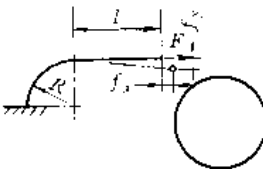
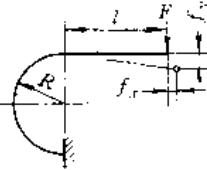
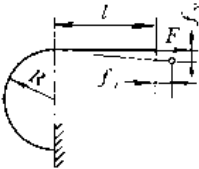
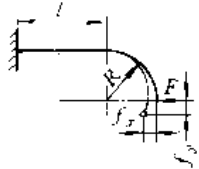
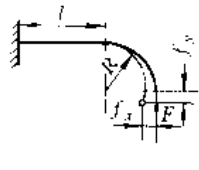
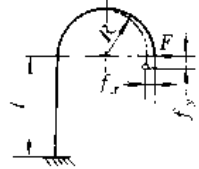
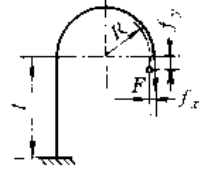
图10·4-25 常用弯片弹簧的结构

表10·4-3 弯片弹簧计算公式

结构和受力状态	变形 (mm)	刚度 (N/mm)	最大应力 (MPa)
	$f_x = C_1 \frac{FR^3}{EI_0} = C_1 \frac{12FR^3}{Ebh^3}$ $f_y = C_2 \frac{FR^3}{EI_0} = C_2 \frac{12FR^3}{Ebh^3}$	$F'_x = \frac{1}{C_1} \frac{EI_0}{R^3} = \frac{1}{C_1} \frac{Ebh^3}{12R^3}$ $F'_y = \frac{1}{C_2} \frac{EI_0}{R^3} = \frac{1}{C_2} \frac{Ebh^3}{12R^3}$	$\sigma = \frac{FR(1 - \cos\varphi)}{Z_m}$ $= \frac{6FR(1 - \cos\varphi)}{bh^2}$
	$f_x = C_2 \frac{FR^3}{EI_0} = C_2 \frac{12FR^3}{Ebh^3}$ $f_y = C_3 \frac{FR^3}{EI_0} = C_3 \frac{12FR^3}{Ebh^3}$	$F'_x = \frac{1}{C_2} \frac{EI_0}{R^3} = \frac{1}{C_2} \frac{Ebh^3}{12R^3}$ $F'_y = \frac{1}{C_3} \frac{EI_0}{R^3} = \frac{1}{C_3} \frac{Ebh^3}{12R^3}$	$\sigma = \frac{FR\sin\varphi}{Z_m}$ $= \frac{6FR\sin\varphi}{bh^2}$ $\varphi \geq 90^\circ$ 时,取 $\varphi = 90^\circ$
	$f_x = C_4 \frac{FR^3}{EI_0} = C_4 \frac{12FR^3}{bh^3}$ $f_y = C_5 \frac{FR^3}{EI_0} = C_5 \frac{12FR^3}{bh^3}$	$F'_x = \frac{1}{C_4} \frac{EI_0}{R^3} = \frac{1}{C_4} \frac{Ebh^3}{12R^3}$ $F'_y = \frac{1}{C_5} \frac{EI_0}{R^3} = \frac{1}{C_5} \frac{Ebh^3}{12R^3}$	$\sigma = \frac{F(l+R)}{Z_m}$ $= \frac{6F(l+R)}{bh^2}$



(续)

结构和受力状态	变 形 (mm)	刚 度 (N/mm)	最大应力 (MPa)
	$f_x = 0.36 \frac{FR^3}{EI_0} = 4.27 \frac{FR^3}{Ebh^3}$ $f_y = C_4 \frac{FR^3}{EI_0} = C_4 \frac{12FR^3}{bh^3}$	$F'_x = \frac{1}{0.36} \frac{EI_0}{R^3} = \frac{1}{4.27} \frac{Ebh^3}{R^3}$ $F'_y = \frac{1}{C_4} \frac{EI_0}{R^3} = \frac{1}{C_4} \frac{Ebh^3}{12R^3}$	$\sigma = \frac{FR}{Z_m}$ $= \frac{6FR}{bh^2}$
	$f_x = C_6 \frac{FR^3}{EI_0} = C_6 \frac{12FR^3}{Ebh^3}$ $f_y = C_7 \frac{FR^3}{EI_0} = C_7 \frac{12FR^3}{Ebh^3}$	$F'_x = \frac{1}{C_6} \frac{EI_0}{R^3} = \frac{1}{C_6} \frac{Ebh^3}{12R^3}$ $F'_y = \frac{1}{C_7} \frac{EI_0}{R^3} = \frac{1}{C_7} \frac{Ebh^3}{12R^3}$	$\sigma = \frac{F(l+R)}{Z_m}$ $= \frac{6F(l+R)}{bh^2}$
	$f_x = 4.71 \frac{FR^3}{EI_0} = 56.55 \frac{FR^3}{Ebh^3}$ $f_y = C_8 \frac{FR^3}{EI_0} = C_8 \frac{12FR^3}{Ebh^3}$	$F'_x = \frac{1}{4.71} \frac{EI_0}{R^3} = \frac{1}{56.55} \frac{Ebh^3}{R^3}$ $F'_y = \frac{1}{C_8} \frac{EI_0}{R^3} = \frac{1}{C_8} \frac{Ebh^3}{12R^3}$	$\sigma = \frac{2FR}{Z_m}$ $= \frac{12FR}{bh^2}$
	$f_x = C_8 \frac{FR^3}{EI_0} = C_8 \frac{12FR^3}{Ebh^3}$ $f_y = C_9 \frac{FR^3}{EI_0} = C_9 \frac{12FR^3}{Ebh^3}$	$F'_x = \frac{1}{C_8} \frac{EI_0}{R^3} = \frac{1}{C_8} \frac{Ebh^3}{12R^3}$ $F'_y = \frac{1}{C_9} \frac{EI_0}{R^3} = \frac{1}{C_9} \frac{Ebh^3}{12R^3}$	$\sigma = \frac{FR}{Z_m}$ $= \frac{6FR}{bh^2}$
	$f_x = C_9 \frac{FR^3}{EI_0} = C_9 \frac{12FR^3}{Ebh^3}$ $f_y = C_{10} \frac{FR^3}{EI_0} = C_{10} \frac{12FR^3}{Ebh^3}$	$F'_x = \frac{1}{C_9} \frac{EI_0}{R^3} = \frac{1}{C_9} \frac{Ebh^3}{12R^3}$ $F'_y = \frac{1}{C_{10}} \frac{EI_0}{R^3} = \frac{1}{C_{10}} \frac{Ebh^3}{12R^3}$	$\sigma = \frac{F(l+R)}{Z_m}$ $= \frac{6F(l+R)}{bh^2}$
	$f_x = C_{11} \frac{FR^3}{EI_0} = C_{11} \frac{12FR^3}{Ebh^3}$ $f_y = C_{12} \frac{FR^3}{EI_0} = C_{12} \frac{12FR^3}{Ebh^3}$	$F'_x = \frac{1}{C_{11}} \frac{EI_0}{R^3} = \frac{1}{C_{11}} \frac{Ebh^3}{12R^3}$ $F'_y = \frac{1}{C_{12}} \frac{EI_0}{R^3} = \frac{1}{C_{12}} \frac{Ebh^3}{12R^3}$	$\sigma = \frac{FR(l)}{Z_m}$ $= \frac{6FR(l)}{bh^2}$ <p>取 R 或 l 中的大者</p>
	$f_x = C_{12} \frac{FR^3}{EI_0} = C_{12} \frac{12FR^3}{Ebh^3}$ $f_y = C_{13} \frac{FR^3}{EI_0} = C_{13} \frac{12FR^3}{Ebh^3}$	$F'_x = \frac{1}{C_{12}} \frac{EI_0}{R^3} = \frac{1}{C_{12}} \frac{Ebh^3}{12R^3}$ $F'_y = \frac{1}{C_{13}} \frac{EI_0}{R^3} = \frac{1}{C_{13}} \frac{Ebh^3}{12R^3}$	$\sigma = \frac{2FR}{Z_m}$ $= \frac{12FR}{bh^2}$



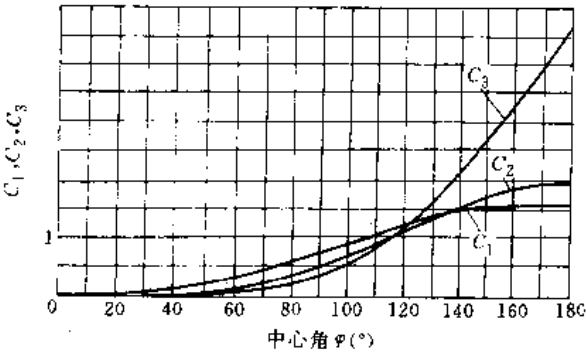


图 10-4-26 系数 C₁, C₂ 和 C₃

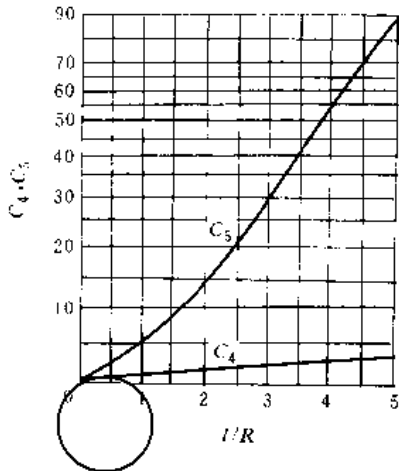


图 10-4-27 系数 C₄ 和 C₅

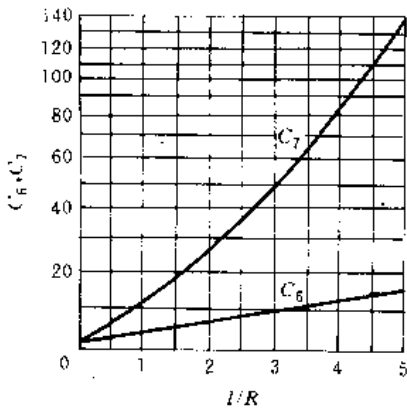


图 10-4-28 系数 C₆ 和 C₇

4-2-3 片弹簧的应力集中

片弹簧结构形状变化处将产生应力集中,在变载荷作用下,要考虑其对疲劳强度的影响。因而,考虑应力集中影响后的实际最大应力为

$$\sigma_{\max} = K_s \sigma \quad (10-4-43)$$

式中 σ ——名义应力;

K_s ——应力集中系数,其值根据片弹簧的结构在

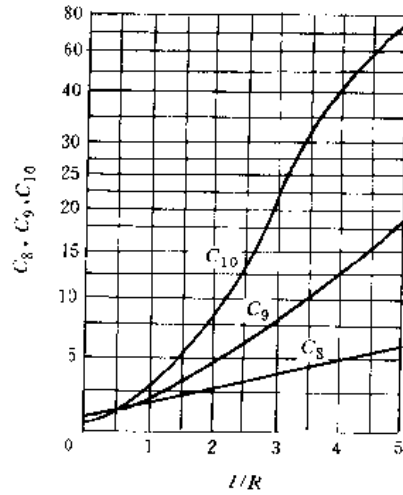


图 10-4-29 系数 C₈, C₉ 和 C₁₀

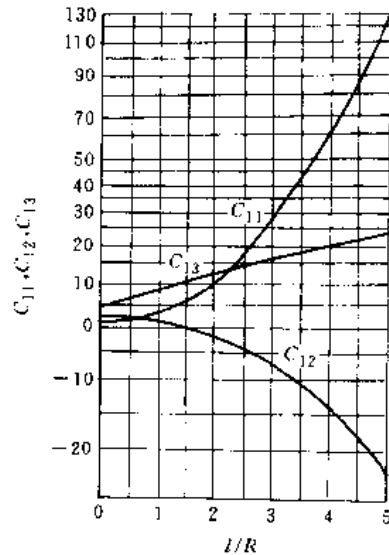


图 10-4-30 系数 C₁₁, C₁₂ 和 C₁₃

图 10-4-31~图 10-4-33 中查取。

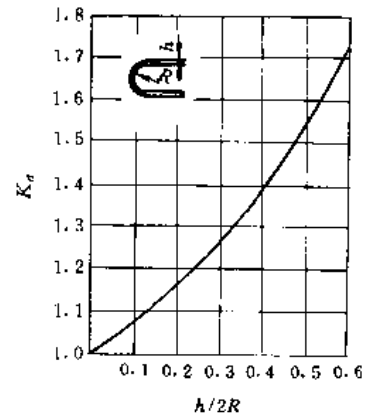


图 10-4-31 弯曲处应力集中系数



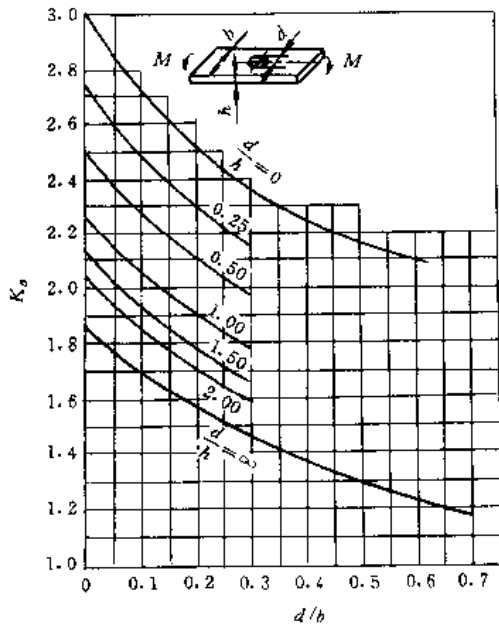


图 10-4-32 圆孔处应力集中系数

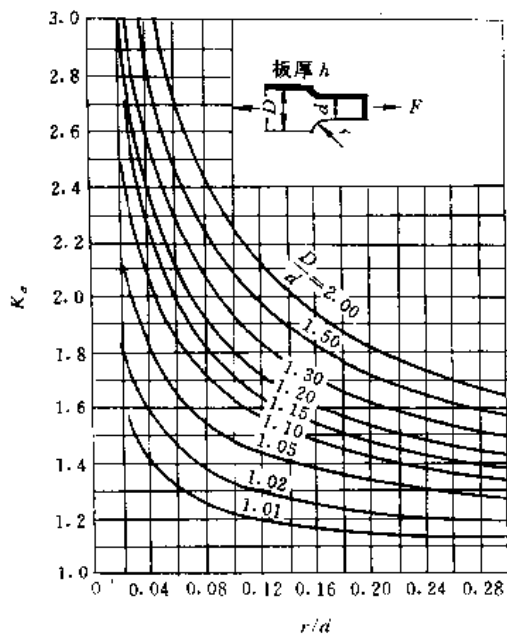


图 10-4-33 阶梯变化处应力集中系数

4.3 片弹簧的材料和许用应力

片弹簧多采用碳钢制作,要求强度高时也可用合金钢。常用牌号为 50、75、85、T7A、T10A、65Mn、60Si2Mn 等,要求防腐蚀、耐热或具有良好的导电性能时,可相应地用不锈钢、耐热钢、铜合金等。片弹簧一般采用轧制并经热处理的材料,见表 10-4-8~表 10-4

-11。

片弹簧的许用应力与冲压过程中造成的缺陷和弯曲时的曲率半径有关。钢制片弹簧的许用应力可根据片厚参照表 10-4-4 查取。对于碳的质量分数为 0.65%~0.85% 的碳钢,硬度为 45~48HRC 时,其在变载荷作用下的极限应力,可参照图 10-4-34 查取。

表 10-4-4 片弹簧的许用应力

片厚 h (mm)	静载荷 作用下 $[\sigma]$ (MPa)	变载荷 作用下 $[\sigma]$ (MPa)	片厚 h (mm)	静载荷 作用下 $[\sigma]$ (MPa)	变载荷 作用下 $[\sigma]$ (MPa)
0.12	1350	1050	1.0	1000	830
0.25	1250	1000	1.5	870	700
0.50	1130	920	2.3	830	680
0.70	1050	870			

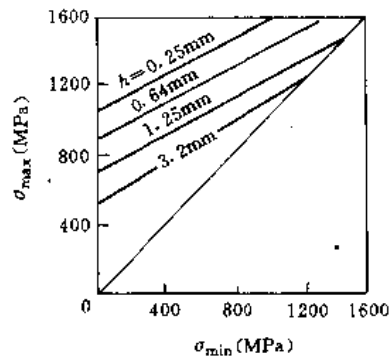


图 10-4-34 片弹簧极限应力

5 平面涡卷弹簧

平面涡卷弹簧用钢带或钢丝绕制而成,呈平面螺旋形,见图 10-4-35。弹簧一端固定,另一端承受转矩。由于这种弹簧的圈数多、变形角大,具有在较小体积内储存较大能量的特点,尤其是矩形截面带钢制成的弹簧,单位体积储能能力较大,所以,平面涡卷弹簧多为带钢制成。

平面涡卷弹簧分为非接触型(图 10-4-35a)和接触型(图 10-4-35b)两类。它们的用途、特性和设计计算方法都有所不同。非接触型平面涡卷弹簧在工作中各圈均不接触,常用作产生反作用转矩,如电动机电刷的压紧弹簧。接触型平面涡卷弹簧常用于储存能量,如钟表的发条。

此星公司制作 请尊重作者版权



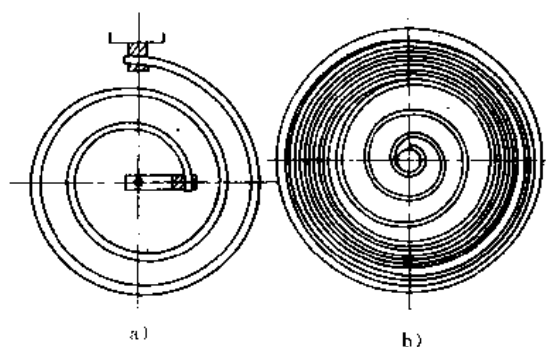


图 10-4-35 平面涡卷弹簧
a)非接触型 b)接触型

5.1 非接触型平面涡卷弹簧的设计计算

非接触型平面涡卷弹簧分为外端固定(图 10-4-36a)和外端回转(图 10-4-36b)两种,它们的计算略有差异,但它们的特性都近似于线性,见图 10-4-36c。

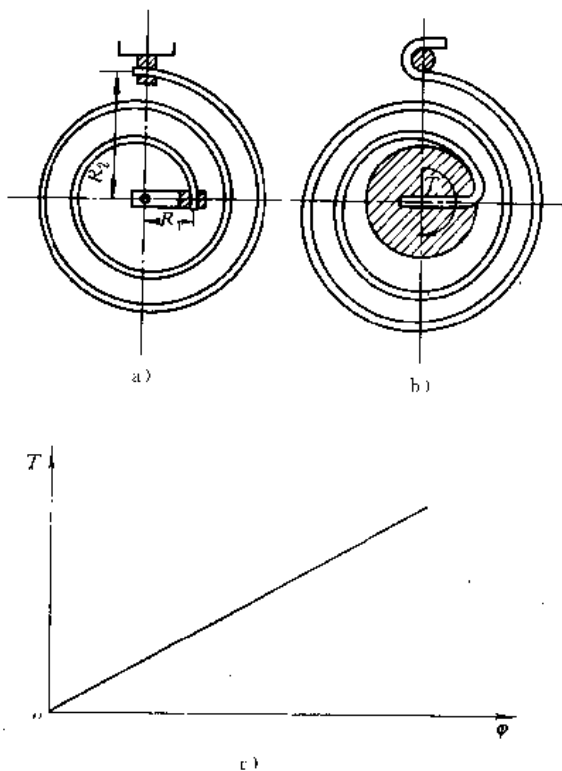


图 10-4-36 非接触型平面涡卷弹簧

非接触型平面涡卷弹簧的设计,一般是给出承受的转矩 T 和相应的变形角 φ ,根据工作条件选用较为合适的材料后,进行有关参数的计算。所列强度和变形的计算式以及它们的导出式均为近似式,计算结果与实际情况有一定误差。

5.1.1 弹簧变形与应力计算

如图 10-4-36 在芯轴施加转矩 T 后,弹簧将发生角变形,各圈承受弯矩的作用。有关其变形角 φ 或工作转数 n 、刚度 T' 和弯曲应力 σ 的校验计算为

$$\varphi = \frac{k_1 T l}{EI} \quad (\text{rad}) \quad (10.4-44)$$

$$n = \frac{k_1 T l}{2\pi EI} \quad (\text{转}) \quad (10.4-45)$$

$$T' = \frac{T}{\varphi} = \frac{EI}{k_1 l} \quad (\text{N/rad}) \quad (10.4-46)$$

$$\sigma = \frac{k_2 T}{Z_m} \leq [\tau] \quad (\text{MPa}) \quad (10.4-47)$$

式中 l ——弹簧的工作长度(mm);

E ——材料弹性模量(MPa);

I ——弹簧材料截面惯性矩(mm^4),矩形截面 $I = bh^3/12$;圆形截面 $I = \pi d^4/64$,其中 b, h, d 分别为截面的宽度、厚度和直径;

Z_m ——抗弯截面系数(mm^3),矩形截面 $Z_m = bh^2/6$;圆形截面 $Z_m = \pi d^3/32$;

$[\sigma]$ ——许用弯曲应力(MPa);

k_1 ——系数,外端固定时, $k_1 = 1$;外端回转时, $k_1 = 1.25$;

k_2 ——系数,外端固定时, $k_2 = 1$;外端回转时, $k_2 = 2$ 。

弹簧外端固定时,端部将产生应力集中,影响疲劳强度,设计时,应当降低许用应力。外端回转时,材料各截面所承受的弯矩不等,其最大弯曲应力较外端固定时的高近 2 倍。

5.1.2 弹簧尺寸参数的计算

1. 弹簧材料的截面厚度 根据式(10-4-47)导出材料截面厚度 h 的计算式

$$h = \sqrt{\frac{6k_2 T}{b[\sigma]}} \quad (\text{mm}) \quad (10.4-48)$$

设计时一般先根据安装空间的要求,由表 10-4-10 选取宽度 b 值,然后计算 h 值。所选 h 值应符合表 10-4-11 所列系列值。

2. 弹簧材料的长度 根据式(10-4-44)可得弹簧的工作长度

$$l = \frac{EI\varphi}{k_1 T} \quad (\text{mm}) \quad (10.4-49)$$

材料的展开长度

$$L = l + \text{两端固定部长度} \quad (10.4-50)$$

这是公司制作请尊重版权



3. 弹簧的半径 弹簧的内半径 R_1 和外半径 R 按下列公式计算:

$$R_1 = (8 \sim 15)h \quad (\text{mm}) \quad (10.4-51)$$

$$\left. \begin{aligned} R &= R_1 + nt \quad (\text{mm}) \\ R &= \frac{2l}{\varphi} - R_1 \quad (\text{mm}) \end{aligned} \right\} \quad (10.4-52)$$

4. 弹簧的节距 节距 t 按下式计算:

$$t = \frac{\pi(R^2 - R_1^2)}{l} \quad (\text{mm}) \quad (10.4-53)$$

5.2 接触型平面涡卷弹簧

5.2.1 接触型平面涡卷弹簧的结构及特性

图 10.4-37 为接触型平面涡卷弹簧及其特性线, 弹簧安装在簧盒内(图 10.4-37b), 外端固定在簧盒的内壁上, 内端固定在芯轴上。轴上加转矩, 弹簧就被卷紧并储蓄能量。弹簧卷紧后, 各圈紧密接触, 紧抱在芯

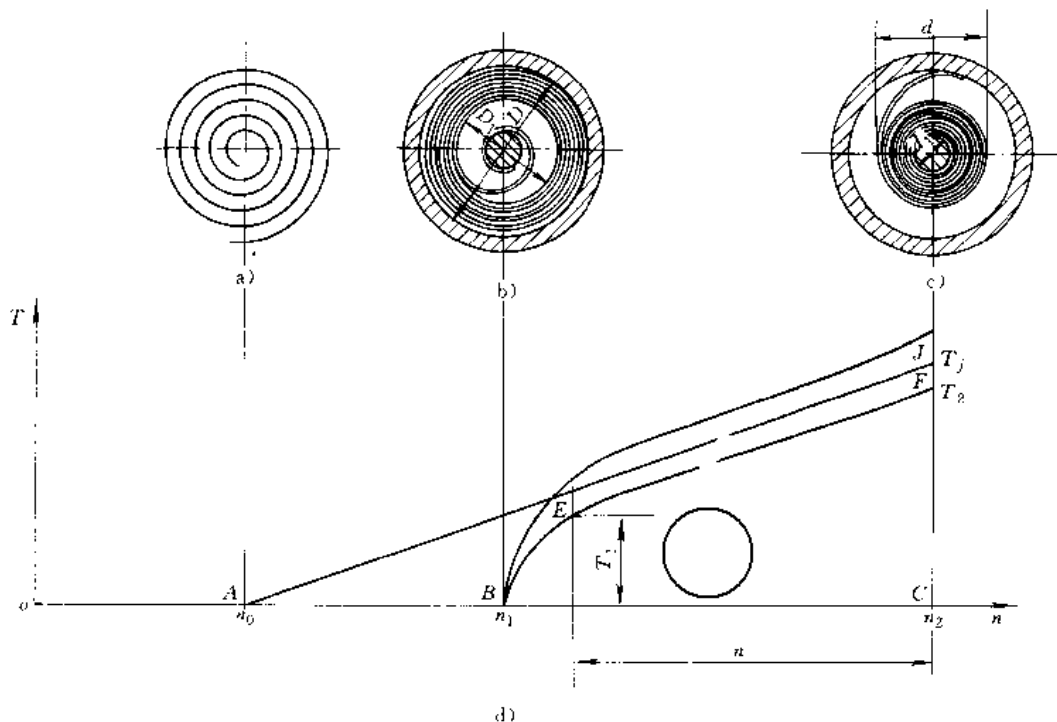


图 10.4-37 接触型平面涡卷弹簧

a) 自由状态 b) 松卷状态 c) 卷紧状态 d) 特性线

轴上(图 10.4-37c)。松卷时释放出变形能, 输出转矩。在卷紧和松卷的过程中, 圈间有滑动摩擦, 再加上弹性滞后的影响, 其卷紧与松卷特性线不重合(图 10.4-37d), 图中 AJ 为理论特性呈线性, BEF 为输出转矩特性呈曲线。

5.2.2 接触型平面涡卷弹簧的设计计算

接触型弹簧的设计, 一般给出最大输出转矩 T_2 以及相应的工作转数 n , 然后进行有关参数的选择和计算。见图 10.4-37d 特性线, 这种弹簧转矩与转数之间的关系, 不但与弹簧材料、簧盒内径、芯轴直径、弹簧长度、截面尺寸和内、外端固定方式有关, 而且还与弹簧材料的表面粗糙度和润滑条件有关。要精确计算比较困难, 所列有关计算式多为近似式, 计算结果与实际情况有一定误差。对于精度要求较高的弹簧, 应进行试验修正。

由于接触型平面涡卷弹簧多用钢带制成, 所以, 下列公式均适用于矩形截面材料制成的弹簧。

1. 弹簧的转矩 参照图 10.4-37 可得极限转矩

$$T_j = \frac{bh^2}{6} \sigma_b \quad (\text{N} \cdot \text{mm}) \quad (10.4-54)$$

最大输出转矩

$$T_2 = k_3 T_j = k_3 \frac{bh^2}{6} \sigma_b \quad (10.4-55)$$

最小输出转矩

$$T_1 = (0.5 \sim 0.7) T_2 = (0.5 \sim 0.7) k_3 \frac{bh^2}{6} \sigma_b \quad (10.4-56)$$

式中 σ_b —— 材料的抗拉强度(MPa);

b, h —— 弹簧材料截面的宽度、厚度(mm);

k_3 —— 系数, 与外端固定方式有关(按表 10.4-5 查取)。



表 10-4-5 系数 k_2

固定方式	铰式固定	销式固定	V形固定	衬片固定
k_2	0.65~0.70	0.72~0.78	0.80~0.85	0.90~0.95

2. 弹簧的转数与圈数 参照图 10-4-37 理论工作转数

$$n = \frac{6T_2 l}{\pi E b h^3} = \frac{k_2 l \sigma_b}{\pi E h} \quad (\text{转}) \quad (10-4-57)$$

自由状态下弹簧的圈数

$$n_0 = \frac{1}{2h} \left(\sqrt{\frac{4lh}{\pi} + d_1^2} - d_1 \right) - \frac{k_2 l \sigma_b}{\pi E h} \quad (\text{圈}) \quad (10-4-58)$$

弹簧置于簧盒内,未加转矩,松圈状态下的圈数

$$n_1 = \frac{1}{2h} \left(D - \sqrt{D^2 - \frac{4lh}{\pi}} \right) \quad (\text{圈}) \quad (10-4-59)$$

弹簧卷紧在芯轴上的圈数

$$n_2 = \frac{1}{2h} \left(\sqrt{\frac{4lh}{\pi} + d_1^2} - d_1 \right) \quad (\text{圈}) \quad (10-4-60)$$

弹簧的有效工作转数

$$n = k_1 (n_2 - n_1) \quad (\text{转}) \quad (10-4-61)$$

式中 k_1 ——有效系数,其值可根据 d_1/h 在图 10-4-38 中查取。

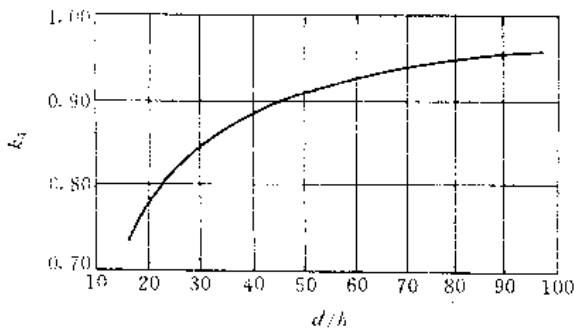


图 10-4-38 有效系数 k_1

3. 弹簧材料截面尺寸 设计时,一般先根据安装空间的要求选取宽度 b 值,然后按下式计算厚度:

$$h = \sqrt{\frac{6T_2}{b\sigma_b}} = \sqrt{\frac{6T_2}{k_3 b \sigma_b}} \quad (\text{mm}) \quad (10-4-62)$$

所取 b 和 h 值,应符合表 10-4-10 和表 10-4-11 系列值。

4. 弹簧的芯轴和簧盒直径 参照图 10-4-37 的符号可知
芯轴直径

$$d_1 \geq (15 \sim 25)h \quad (\text{mm}) \quad (10-4-63)$$

弹簧卷紧在芯轴上的外直径

$$d = \sqrt{\frac{4lh}{\pi} + d_1^2} \quad (\text{mm}) \quad (10-4-64)$$

簧盒内直径

$$D = \sqrt{2.55lh + d_1^2} \quad (\text{mm}) \quad (10-4-65)$$

弹簧松卷时簧圈内直径

$$D_1 = \sqrt{D^2 - \frac{4lh}{\pi}} \quad (\text{mm}) \quad (10-4-66)$$

5. 弹簧材料展开长度 工作部分展开长度

$$l = \frac{\pi E h}{k_3 \sigma_b} (n_2 - n_1) = \frac{\pi E h n}{k_3 k_1 \sigma_b} \quad (\text{mm}) \quad (10-4-67)$$

材料展开总长度

$$L = l + l_d + l_D \quad (\text{mm}) \quad (10-4-68)$$

式中 l_d ——固定于芯轴上的长度,一般取 $l_d = (1 \sim 1.5)\pi d_1$;

l_D ——固定于簧盒上的长度,一般取 $l_D = 0.8\pi d_1$ 。

设计时,一般可取 $l/h = 3000 \sim 7000$,最大不超过 15000。

5.2.3 弹簧的固定形式

弹簧的内端和外端固定形式见表 10-4-6 和表 10-4-7。

表 10-4-6 弹簧内端固定形式

形式	性能
	这种固定形式适用于具有较大芯轴直径的弹簧
	这种固定形式适用于材料较厚的弹簧
	这种固定形式是将芯轴表面制成螺旋线形状,用弯钩将弹簧端部加以固定,适用于重要和精密机构中的弹簧



(续)

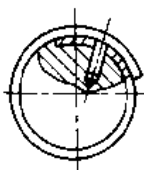
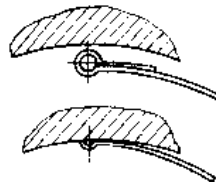
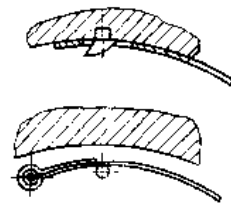

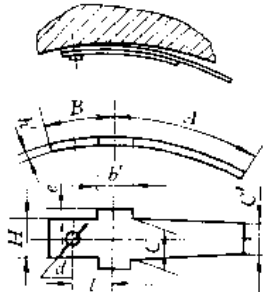
形式	性能
	这种固定形式简单,销子端将使弹簧材料产生较大应力集中,适用于不太重要机构中的弹簧

表 10-4-7 弹簧外端固定形式

形式	性能
 <p>铰式固定</p>	这种固定形式圈间摩擦较大,使输出转矩降低很多,且刚度不稳,不适用于精密和特别重要机构中的弹簧
 <p>销式固定</p>	这种固定形式圈间摩擦较铰式固定为低,适用于较大尺寸的弹簧
 <p>V形固定</p>	这种固定形式的结构简单,但在弯曲处容易断裂,适用于尺寸较小的弹簧
 <p>衬片固定</p> <p> $A=(0.25\sim0.4C)\pi R$ $B=(0.5\sim0.6)A$ $h'=h \quad b'=(6\sim8)h$ $l=(0.5\sim0.6)B$ $C=H=(0.93\sim1.97)b$ $C'=(0.65\sim0.75)b$ $e=(6\sim8)h \quad d=0.3H$ </p>	这种固定形式是在端部铆接一衬片,将衬片两侧的两个凸耳分别插入盒底和盒盖的长方形孔中。由于衬片可在方孔中进行径向移动,从而弹簧卷紧时减少了圈间摩擦,具有较为稳定的刚度,是比较合理的一种固定形式。

5.3 平面涡卷弹簧的材料和许用应力

弹簧常用的钢带和异型钢丝见表 10-4-8,热处理弹簧钢带的硬度和强度见表 10-4-9。除此之外,也可采用不锈钢、青铜和弹性合金等材料。

许用应力可参见本篇第 2 章 4 节圆柱扭转弹簧的给值选取。在使用寿命不超过 10^4 作用次数时,其许用值可取接近于材料的屈服点。作为动力用接触型弹簧的许用应力取值较高,接近于材料的强度极限,其疲劳强度可按作用次数选取相应的有限疲劳极限。

表 10-4-8 弹簧常用钢带

标准号	材料名称	牌号
GB 3525-83	弹簧钢、工具钢冷轧钢带	65Mn、50CrVA、60Si2MnA
GB 3530-83	热处理弹簧钢带 I、II、III 级	65Mn、T7A、T8A、T9A、60Si2MnA、70Si2CrA
GB 8708-88	汽车车身附件用异形钢丝	65Mn、50CrVA

表 10-4-9 热处理弹簧钢带的硬度和强度

钢带的强度级别	硬 度		抗拉强度 σ_s (MPa)
	(HV)	(HRC)	
I	375~485	40~48	1275~1600
II	486~600	48~55	1579~1863
III	>600	>55	>1863

- 注:1. I 级强度钢带厚度不大于 1.0mm。
- 2. II 级强度钢带厚度不大于 0.8mm。
- 3. 摘自 GB 3530-83。

表 10-4-10 材料的宽度尺寸系列 (mm)

5	5.5	6	7	8	9	10	11
14	16	18	20	22	25	28	30
32	35	40	45	50			

表 10-4-11 材料的厚度尺寸系列 (mm)

0.5	0.55	0.60	0.70	0.80	0.90	1.00	1.10
1.20	1.40	1.50	1.60	1.80	2.0	2.2	2.5
2.8	3.0	3.2	3.5	3.8	4.0		



第5章 空气弹簧和橡胶弹簧

1 空气弹簧^[7]

空气弹簧是在一密闭容器中贮入压力空气，利用空气的可压缩性实现弹簧作用。与钢制弹簧比较，空气弹簧有许多特点，现正逐渐广泛用于航空、船舶、矿山、冶金、建筑以及其他机械；由于它具有优良的弹性，特别适用于车辆悬架装置。

空气弹簧悬架系统通常由弹簧本体、附加空气室和高度控制阀三部分组成，图10-5-1是铁道车辆上用的一种空气弹簧悬架系统。

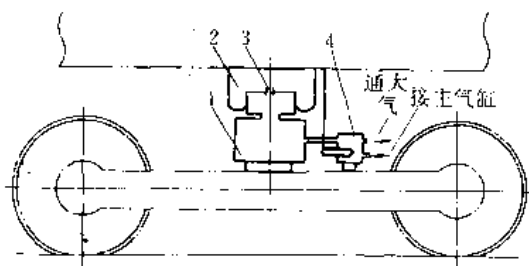


图10-5-1 带高度控制阀的空气弹簧悬架装置

1—附加空气室 2—弹簧本体
3—节流孔 4—高度控制阀

在机械的减振系统中，采用空气弹簧有以下特点：

(1) 通过高度控制阀，可使空气弹簧的工作高度在任何载荷下保持一定；也可使弹簧在同一载荷下具有不同的高度，有利于适应多种结构上的要求。

(2) 空气弹簧具有非线性特性，可以根据需要将其的特性线设计成比较理想的曲线。

(3) 空气弹簧的刚度随载荷而变，因而在任何载荷下自振频率不变，使弹簧装置具有几乎不变的性能。

(4) 空气弹簧的刚度，可根据需要，借助于改变附加空气室的容积进行选择，而且可选择得很低。

(5) 同一空气弹簧，能同时承受轴向和径向载荷，也能传递扭矩；而且通过内压的调整，还可以得到不同的承载能力，因此能适应多种载荷的需要。

(6) 吸收高频振动和隔声的性能好。

(7) 在空气弹簧本体和附加空气室间设一节流孔，能起到阻尼作用，如孔径适当，可不设减振器。

1.1 空气弹簧的结构

空气弹簧大致可分为囊式和膜式两类。囊式空气弹簧可根据需要设计成单曲的、双曲的和三曲的；膜式空气弹簧则有约束膜式和自由膜式两种。我国铁道车辆上用的几种空气弹簧结构实例见图10-5-2~图10-5-4。

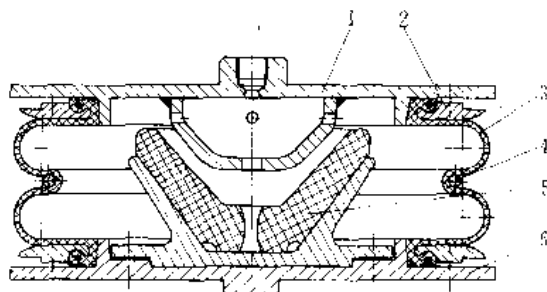


图10-5-2 囊式空气弹簧结构

1—上盖板 2—压环 3—橡胶囊
4—腰环 5—橡胶垫 6—下盖板

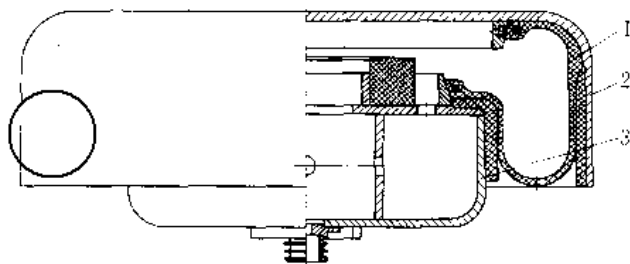


图10-5-3 约束膜式空气弹簧结构

1—橡胶囊 2—外筒 3—内筒

囊式空气弹簧的优点是寿命长，缺点是刚度大，制造工艺比较复杂。约束膜式空气弹簧的优点是刚度小，并且特性线容易通过约束裙（内外筒）的形状来控制，缺点是由于橡胶囊的工作状况复杂而使耐久性差。自由膜式空气弹簧由于没有约束橡胶囊变形的内外筒，可减轻橡胶囊磨损，因而寿命高。

空气弹簧的密封一般有螺钉紧封式和压力自封式



两种,后者结构简单,组装检修方便,应用渐广。

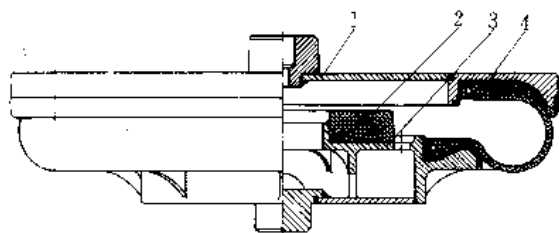


图 10·5-4 自由膜式空气弹簧结构

1—上盖板 2—橡胶垫 3—下座 4—橡胶囊

1.2 空气弹簧的刚度计算

在空气弹簧的设计计算中,主要参数是有效面积 A ,见图 10·5-5, $A = \pi R^2$,因此弹簧上所受的载荷

$$F = Ap = \pi R^2 p$$

式中 p ——空气弹簧的内压力。

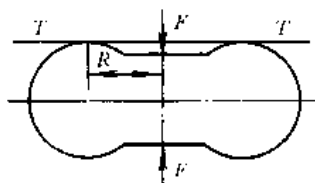


图 10·5-5 有效面积的定义

1.2.1 空气弹簧的轴向刚度

空气弹簧在工作位置时,轴向刚度 F' 的计算公式为

$$F' = \chi (p - p_0) \frac{A^2}{V} + p \frac{dA}{dx} \quad (10\cdot5\cdot1)$$

式中 χ ——多变指数,计算时可取 $\chi = 1.4$;

p ——空气弹簧的内压力;

p_0 ——大气压力;

A ——空气弹簧的有效面积;

V ——空气弹簧的有效容积。

由式 (10·5-1) 可以看出:

(1) 有效容积越大,刚度越低。所以连一附加空气室,可减小空气弹簧的轴向刚度。

(2) 刚度和有效面积的变化规律有关, $dA/dx < 0$, 则轴向刚度可以减小。

计算空气弹簧轴向刚度时,需要确定与空气弹簧几何形状有关的 dA/dx 。设 $dA/dx = aA$, 于是式 (10·5-1) 可改写为

$$F' = \chi (p + p_0) \frac{A^2}{V} + apA \quad (10\cdot5\cdot2)$$

a 称为轴向变形的形状系数,分别计算如下:

(1) 囊式空气弹簧的形状系数 (图 10·5-6)

$$a = \frac{1 \cos\theta + \theta \sin\theta}{nR \sin\theta - \theta \cos\theta} \quad (10\cdot5\cdot3)$$

式中 n ——空气弹簧的曲数 (图中只画出一曲)。

(2) 自由膜式空气弹簧的形状系数 (图 10·5-7)

$$a = \frac{1 \sin\theta \cos\theta + \theta (\sin^2\theta - \cos^2\theta)}{R \sin\theta (\sin\theta - \theta \cos\theta)} \quad (10\cdot5\cdot4)$$

(3) 约束膜式空气弹簧的形状系数 (图 10·5-8)

$$a = \frac{1}{R} \frac{2 [\sin(\alpha + \beta) + (\pi + \alpha + \beta) \sin\alpha \sin\beta]}{2 + 2\cos(\alpha + \beta) + (\pi + \alpha + \beta) \sin(\alpha + \beta)} \quad (10\cdot5\cdot5)$$

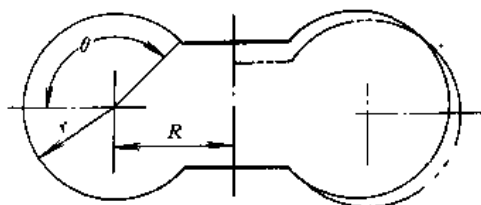


图 10·5-6 囊式空气弹簧的变形

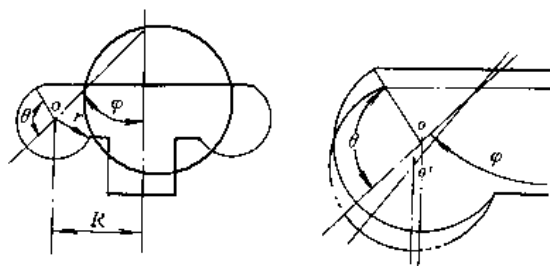


图 10·5-7 自由膜式空气弹簧的变形

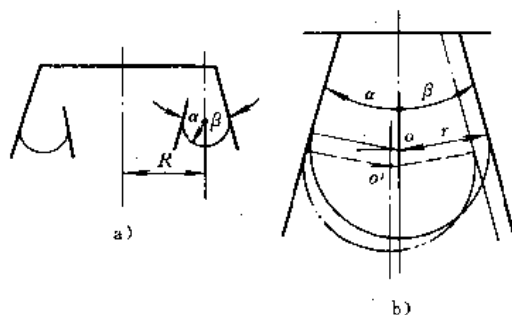


图 10·5-8 约束膜式空气弹簧的变形

根据式 (10·5-4) 作出的形状系数 a , 见图 10·5-9。利用此图可以很方便地根据需要选择适当的几何参数,使形状系数取得很小,以降低轴向刚度。



根据式(10·5-5)作出的形状系数 a , 见图 10·5-10。可以清楚看出内外筒的倾斜角度 α 和 β 对形状系数 a 的影响。 $\alpha=\beta=0$ 时, $a=0$ 。 a 的绝对值随 α 和 β 的增大而增大, 亦即刚度将减小。

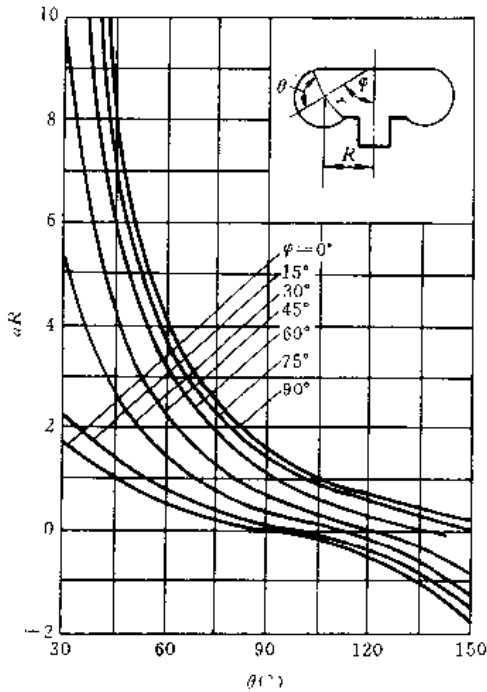


图 10·5-9 自由膜式空气弹簧的形状系数 a

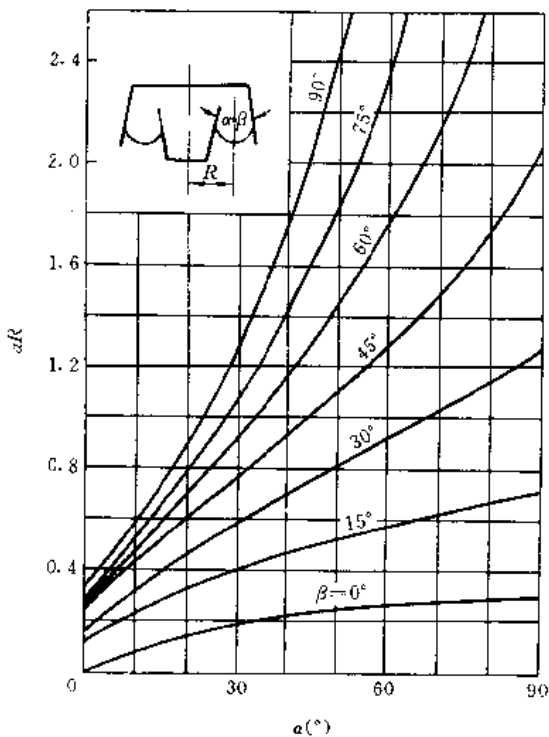


图 10·5-10 约束膜式空气弹簧的形状系数 a

1·2·2 空气弹簧的径向刚度

空气弹簧的径向刚度计算要比轴向刚度计算困难, 特别是囊式空气弹簧, 因为它不仅与几何形状有关, 而且受材质的影响也较大。

1. 囊式空气弹簧 一般囊式空气弹簧在径向载荷作用下的变形, 是显示受弯曲和剪切作用的合成变形。

(1) 单曲囊式空气弹簧弯曲刚度(图 10·5-11)计算公式

$$M' = \frac{1}{2} a \pi \rho R^3 (R + r \cos \theta) \quad (10\cdot5-6)$$

式中 a ——形状系数, 可由式(10·5-3)(取 $n=1$) 确定。

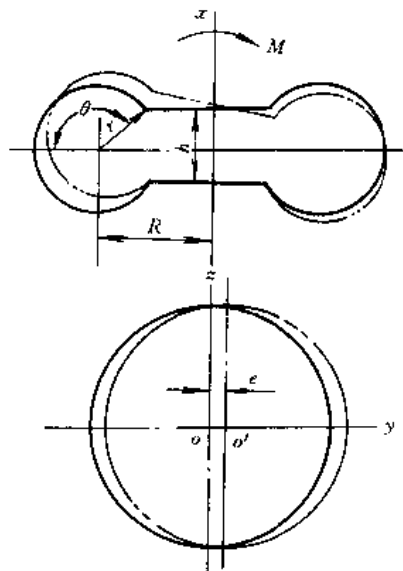


图 10·5-11 空气弹簧的弯曲变形

(2) 单曲囊式空气弹簧剪切刚度(图 10·5-12)计算公式

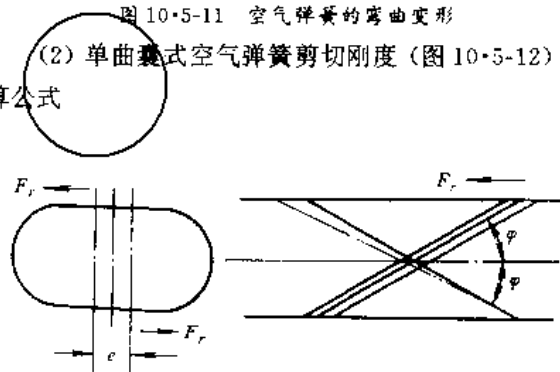


图 10·5-12 空气弹簧的剪切变形

$$F'_r = \frac{\pi}{8r\theta} \rho i E_r (R - r \cos \theta) \sin^2 2\phi \quad (10\cdot5-7)$$

式中 ρ ——帘线的密度;

i ——帘线的层数;



E_f ——一根帘线的截面积与其纵向弹性系数的积；

φ ——帘线相对纬线的角度。

对于多曲囊式空气弹簧，横截面受弯曲和剪切载荷而发生的变形，可以利用力和力矩的平衡关系，将各曲的变形迭加求得。横截面总的变形较小时，多曲囊式空气弹簧的径向刚度 F'_{r1} 可由下式计算：

$$F'_{r1} = \left[\frac{n}{F'_{r'}} + \frac{\left\{ (n-1) + \left(h+h' + \frac{F}{F'_{r'}} \right) \right\}^2}{\left(2M' + \frac{1}{2} \frac{F}{F'_{r'}} \right) - F(n-1) \left(h+h' + \frac{F}{F'_{r'}} \right)} \right]^{-1} \quad (10\cdot5\cdot8)$$

式中 n ——空气弹簧的曲数；

h ——一曲橡胶囊的高度；

h' ——中间腰环的高度；

F ——弹簧的轴向载荷；

$F'_{r'}$ ——剪切刚度，由式 (10·5·7) 计算；

M' ——弯曲刚度，由式 (10·5·6) 计算。

由上式可以看出，曲数越多，径向刚度越小。但实际上四曲以上的空气弹簧，由于弹性不稳定，不适于承受径向载荷的场合。此外，若要利用囊式空气弹簧的径向弹性，应使径向振幅最大不超过橡胶囊高度的20%，尽可能在10%以下。

2. 膜式空气弹簧 自由膜式和约束膜式空气弹簧在径向载荷作用下的变形情况见图10·5·13和图10·5·14。它们的径向刚度 F'_{r1} 可用下式计算：

$$F'_{r1} = b\rho A + F'_{r0} \quad (10\cdot5\cdot9)$$

式中 b ——径向变形的形状系数；

ρ ——空气弹簧的内压力；

A ——空气弹簧的有效面积；

F'_{r0} ——橡胶囊本身的径向刚度。

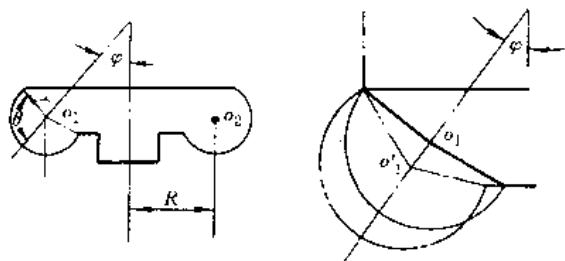


图10·5·13 自由膜式空气弹簧的径向变形
形状系数 b 的计算如下：

(1) 自由膜式空气弹簧的形状系数

$$b = \frac{1}{R} \frac{\sin\theta \cos\theta + \theta (\sin^2\theta - \cos^2\varphi)}{2\sin\theta (\sin\theta - \theta \cos\theta)} \quad (10\cdot5\cdot10)$$

(2) 约束膜式空气弹簧的形状系数

$$b = \frac{1}{R} \frac{(\pi + \alpha + \beta) \cos\alpha \cos\beta - \sin(\alpha + \beta)}{2 - 2\cos(\alpha + \beta) + (\pi + \alpha + \beta) \sin(\alpha + \beta)} \quad (10\cdot5\cdot11)$$

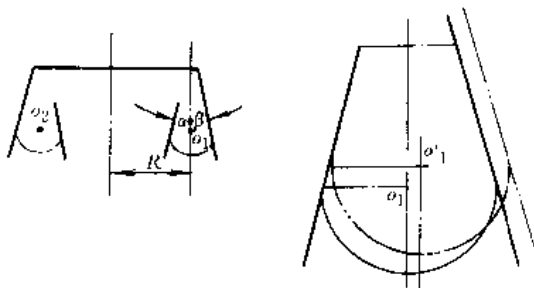


图10·5·14 约束膜式空气弹簧的径向变形

图10·5·15和图10·5·16是分别根据式(10·5·10)和式(10·5·11)作出的关于形状系数 b 的计算图。可以清楚看出各空气弹簧的几何参数对其径向刚度的影响。

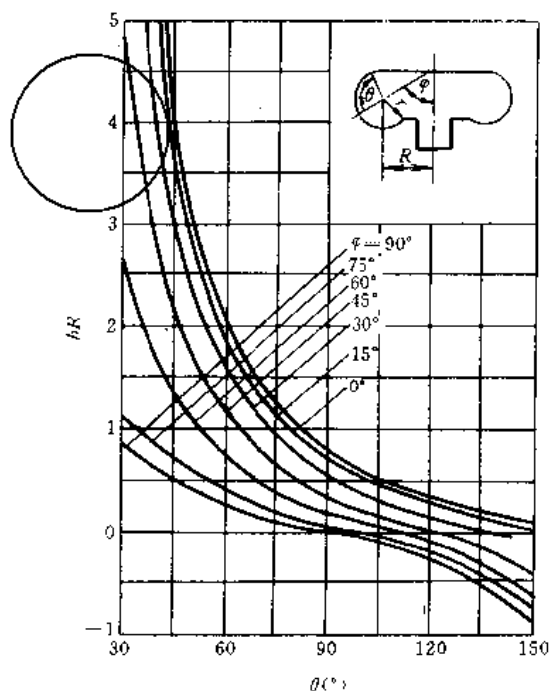


图10·5·15 自由膜式空气弹簧的形状系数 b

橡胶囊本身的径向刚度 F'_{r0} 需要通过试验确定。试验证明，影响自由膜式空气弹簧橡胶囊本身径向刚度的主要因素是帘线相对于囊的径线方向的角度。当此角度不大于10°时，可取 $F'_{r0} = 50 \sim 100 \text{ N/mm}$ 。具体视内压力大小而定，压力高时取偏大值。



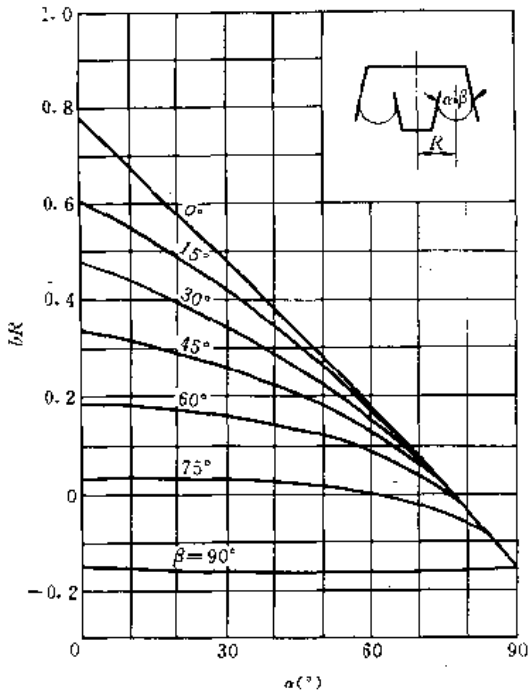


图 10-5-16 约束膜式空气弹簧的形状系数 b

1.3 空气弹簧的减振阻尼

在空气弹簧本体和附加空气室之间设一节流孔，见图 10-5-17，当空气流过节流孔时，由于阻力而吸收一部分振动能量，从而起到减振阻尼的作用。在这种情况下，空气弹簧可以采用图 10-5-18 力学模型。图中的弹簧刚度 F'_1 和 F'_2 以及减振器阻尼系数 ψ_1 ，与式 (10-5-12) 相对应。

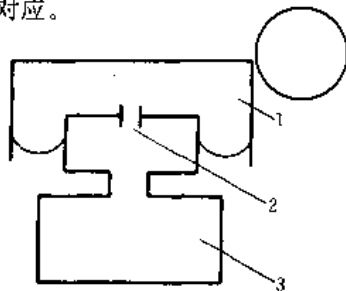


图 10-5-17 有节流孔阻尼的空气弹簧

1—空气弹簧 2—节流孔 3—附加空气室

$$\left. \begin{aligned} F'_1 &= \chi(p + p_0) \frac{A^2}{V_1}; & F'_2 &= p \frac{dA}{dx} \\ \psi_1 &= R\rho A^2; & \xi &= \frac{V_1}{V_2}; & F &= pA \end{aligned} \right\} \quad (10-5-12)$$

式中 V_1 ——空气弹簧本体的容积；
 V_2 ——附加空气室的容积；

R ——流量阻尼系数；
 ρ ——空气的密度。

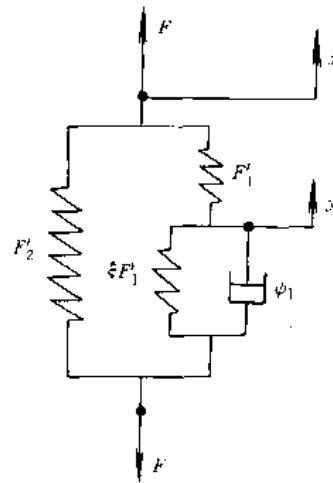


图 10-5-18 有阻尼的空气弹簧力学模型

具有节流孔阻尼的单自由度空气弹簧悬架系统见图 10-5-19。在实用中 F'_2 的影响不大，弹簧的阻尼作用主要决定于 F'_1 和容积比 ξ 。为便于研究起见，可采用图 10-5-20 所示简化系统。

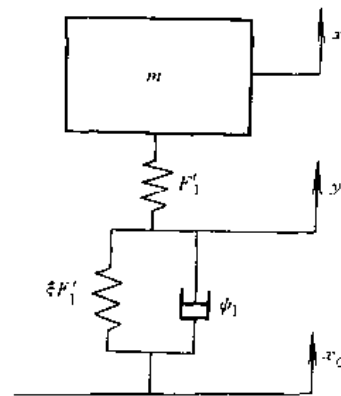


图 10-5-19 单自由度空气弹簧悬架系统

已知最佳阻尼值 μ_0 时，节流孔的最佳直径 d_0 可由下式近似计算：

$$d_0 = 0.0185 \left(\frac{A}{\mu_0} \right)^{\frac{1}{3}} \left[\frac{(p+1)V_1}{m} \right]^{\frac{1}{6}} \quad (10-5-13)$$

式中 A ——空气弹簧的有效面积；
 p ——空气弹簧的内压力；
 V_1 ——空气弹簧本体的容积；
 m ——空气弹簧所承受物体的质量。

可以证明，簧上质量 m 在各种阻尼值 μ 下，振幅共振曲线有一交点 C ，见图 10-5-21。所以阻尼最好选择得使共振曲线的极大值位于交点 C 。



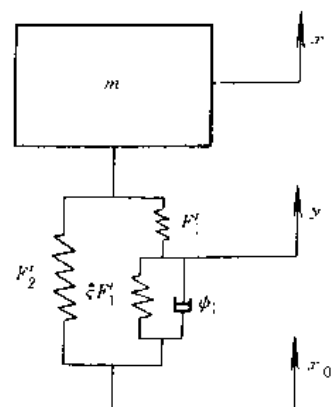


图 10-5-20 有阻尼空气弹簧悬架简化系统

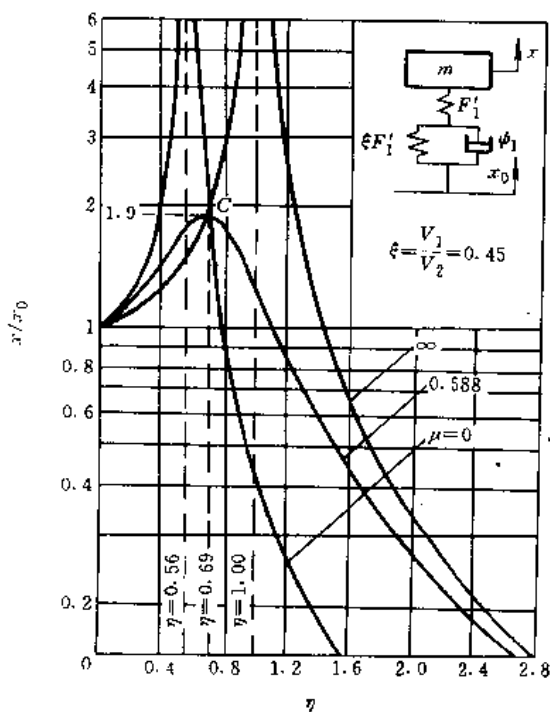


图 10-5-21 单自由度空气弹簧悬架系统的振幅共振曲线

对于 m 的加速度共振曲线 [绝对传递率 $T_A = (x/x_0) \eta^2$] 亦有与上述类似的情况。

根据图 10-5-19 简化系统的研究, 最佳阻尼值 μ_0 可由下式确定:

对于自由振动

$$\mu_0 = \frac{1}{2} \sqrt{\xi(1+\xi)^2} \quad (10-5-14)$$

对于强迫振动的振幅

$$\mu_0 = \frac{1+\xi}{2} \sqrt{\frac{1+2\xi}{2(1+\xi)}} \quad (10-5-15)$$

对于强迫振动的加速度

$$\mu_0 = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{\xi(1+2\xi)}{2}} \quad (10-5-16)$$

1.4 空气弹簧的高度控制

高度控制阀分机械式和电磁式两种, 其工作原理基本相同。当弹簧的高度因载荷改变或因空气漏泄到一定程度而改变时, 高度控制阀开始起作用, 自动调节弹簧的内压力, 使弹簧恢复原来高度。图 10-5-22 为铁道车辆用的一种机械式高度控制阀。

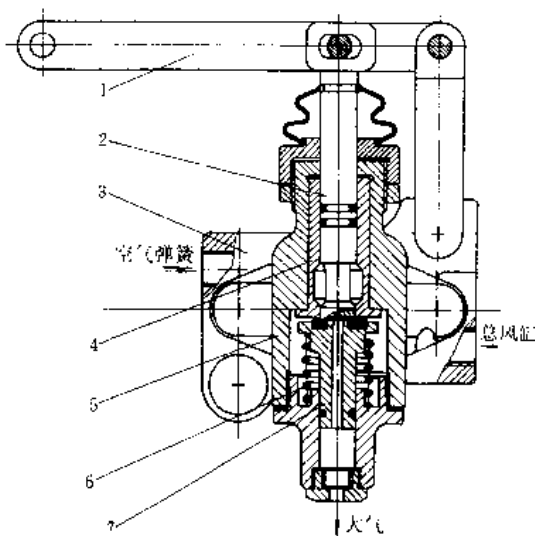


图 10-5-22 机械式高度控制阀

- 1—杠杆 2—阀杆 3—阀座 4—阀套
- 5—阀体 6—弹簧 7—下阀

2 橡胶弹簧^[8]

橡胶弹簧是利用橡胶的弹性变形实现弹簧作用, 由于有以下优点, 在机械工程中应用日益广泛。

(1) 形状不受限制, 各个方向的刚度可以根据设计要求自由选择。

(2) 弹性模量很小, 可得到较大的弹性变形, 容易实现理想的非线性特性。

(3) 具有较高的内阻, 对突然冲击和低频振动的吸收以及隔声效果良好。

(4) 同一弹簧能同时承受多向载荷, 因而可使悬架系统的结构简化。

它的缺点是, 耐高低温性和耐油性比钢弹簧差; 但是随着橡胶工业的发展, 已经有了很大改进。

工程中的橡胶弹簧, 由于它不是纯弹性体, 而是属于粘弹性材料, 其力学特性比较复杂, 所以要精确计算它的弹性特性较困难。



2.1 橡胶弹簧的变形计算

2.1.1 拉伸和压缩变形

橡胶元件在简单拉伸和压缩变形时，其应力 σ 与应变 ϵ 之间的关系为

$$\sigma = \frac{E_s}{S} [(1+\epsilon) - (1-\epsilon)^{-2}] \quad (10.5-17)$$

$$\epsilon = \frac{f}{h}$$

式中 E_s 表观弹性模量；

f — 变形量；

h — 橡胶元件高度。

对于压缩变形，在主要应用范围内，一般 $\epsilon < 50\%$ 。当 $\epsilon < 15\%$ 时，可近似取

$$\sigma = E_s \epsilon \quad (10.5-18)$$

橡胶弹簧在压缩时，其表观弹性模量 E_s 与橡胶元件的几何形状有关，可表示为

$$E_s = iG \quad (10.5-19)$$

垫圈

$$i = 3 - ks^2$$

衬套

$$i = 4 + 0.56ks^2$$

矩形块

$$i = \frac{1}{1+b/a} \left[4 + 2 \frac{b}{a} + 0.56 \left(1 + \frac{b}{a} \right)^2 ks^2 \right]$$

$$k = 10.7 - 0.098HS$$

$$(10.5-20)$$

式中 G — 橡胶的切变模量；

i — 几何形状和硬度影响系数；

s — 形状系数。

形状系数 s 为橡胶弹簧的承载面积 A_L 与自由面积 A_f 之比值，例如：直径为 d ，高为 h 的圆柱体， $s = d/4h$ ；长为 a ，宽为 b ，高为 h 的矩形块 $s = ab/2(a+b)h$ 等；HS 为橡胶弹簧的肖氏硬度。

橡胶弹簧在拉伸时，表观弹性模量 E_s 为

$$E_s = 3G \quad (10.5-21)$$

2.1.2 剪切变形

橡胶元件在剪切时，其切应力 τ 和切应变 γ 之间的关系为

$$\tau = G_s \gamma \quad (10.5-22)$$

$$G_s = jG \quad (10.5-23)$$

$$j = \left(1 + \frac{h^2}{12i\rho} \right)^{-1} \quad (10.5-24)$$

$$\gamma = f_s/h = \tan\theta$$

式中 G_s — 表观切变模量；

j — 弯曲变形影响系数；

h — 橡胶元件高度；

i — 几何形状和硬度影响系数，由式 (10.5-20) 确定；

ρ — 截面回转半径；

f_s — 剪切变形量；

θ — 剪切变形角。

当橡胶圆柱体的 h/d 或矩形块的 h/a (或 b) 之值小于 0.5 时，可略去弯曲变形影响。对于较薄的橡胶衬套亦可同样处理，可近似取

$$G_s \approx G \quad (10.5-25)$$

2.1.3 切变模量和硬度的关系

根据以上分析，橡胶弹簧在压缩或剪切下的应力和应变关系可以归结为确定橡胶的切变模量 G 。但是在技术条件中，一般并不规定切变模量，而是规定橡胶的硬度。

切变模量 G 和肖氏硬度 HS 的关系，在实用范围内可近似地用下式表示：

$$G = 0.117e^{0.034HS} \quad (\text{MPa}) \quad (10.5-26)$$

2.2 橡胶弹簧的静刚度计算

2.2.1 压缩型橡胶弹簧的静刚度计算

由于橡胶弹簧在压缩时的应力和应变关系是非线性的，所以压缩刚度是变值。但在小变形情况下，压缩刚度可近似地视为常数。下面主要介绍小变形的情况。

1. 直柱橡胶弹簧的静刚度 为了避免在硫化的端部产生应力集中，并使刚度增加，端部常做成图 10.5-23 的圆角形。

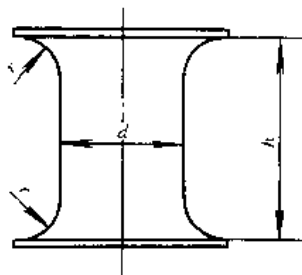


图 10.5-23 端部为圆角的橡胶弹簧



当圆角半径 r 较圆柱直径 d 或矩形柱截面边长 a 和 b 很小时, 弹簧的压缩刚度可用下式简化计算:

$$\left. \begin{aligned} & \text{圆柱} \\ & F' = E_s \frac{\pi d^2}{4} \left[h - (8 - 2\pi) \frac{r^2}{d} \right]^{-1} \\ & \text{矩形柱} \\ & F' = E_s ab \left[h - \left(2 - \frac{\pi}{2} \right) \frac{a+b}{ab} r^2 \right]^{-1} \end{aligned} \right\} \quad (10\cdot5-27)$$

当 $r/h < 0.2$ 时, 圆角的影响可以忽略不计。

2. 平截锥体形橡胶弹簧的静刚度 图 10-5-24 为圆截面和矩形截面两种平截锥体形橡胶弹簧, 其压缩刚度计算式如下:

圆截面平截锥体

$$F' = E_s \frac{\pi r_1 r_2}{h} \quad (10\cdot5-28)$$

矩形截面平截锥体, 有以下两种情况:

有公共锥顶

$$F' = E_s \frac{a_2 b_1}{h} \quad (10\cdot5-29)$$

无公共锥顶

$$F' = E_s \frac{a_1 b_2 - a_2 b_1}{h \ln(a_1 b_2 / a_2 b_1)}$$

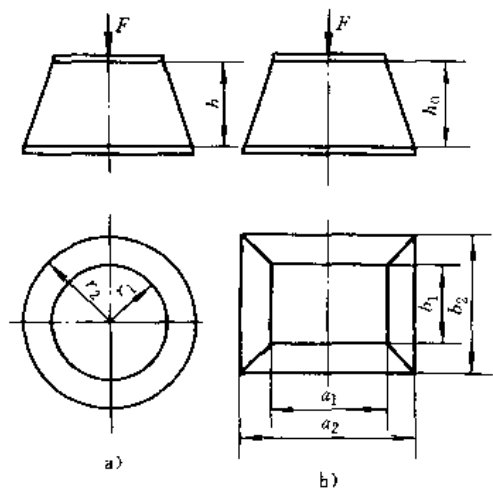


图 10-5-24 平截锥体形橡胶弹簧

a) 圆截面 b) 矩形截面

对于同心的平截锥体, 可以按一当量直柱来分析, 该当量直柱的截面积为 $A_e = \sqrt{A_1 A_2}$ (A_1 和 A_2 分别为平截锥体的上下底面积), 而其高度与平截锥体同, 直柱的截面形状与平截锥体的相似。

3. 受偏心载荷压缩的橡胶弹簧的静刚度 当载荷 F 作用点 A 距橡胶弹簧几何中心的偏心量为 e 时, 作用点 A 处的变形可近似地视为是由纯压缩变形和

纯弯曲变形迭加而成, 见图 10-5-25。

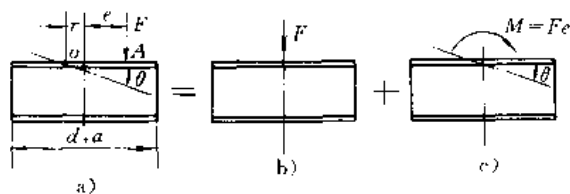


图 10-5-25 橡胶弹簧的偏心压缩

a) 偏心压缩变形 b) 压缩变形 c) 弯曲变形

纯压缩刚度为

$$\left. \begin{aligned} & \text{圆柱体} \\ & F' = \frac{\pi d^2 E_s}{4h} \\ & \text{矩形块} \\ & F' = \frac{ab E_s}{h} \end{aligned} \right\} \quad (10\cdot5-30)$$

纯弯曲刚度为

$$\left. \begin{aligned} & \text{圆柱体} \\ & M' = \frac{d^2}{16} F' \\ & \text{矩形块} \\ & M' = \frac{a^2}{12} F' \end{aligned} \right\} \quad (10\cdot5-31)$$

作用点 A 处的表观压缩刚度 F'_e 和回转轴到几何中心的距离 r 分别为

圆柱体

$$\left. \begin{aligned} & F'_e = F' \left[1 + 16 \left(\frac{e}{d} \right)^2 \right]^{-1} \\ & r = \frac{d^2}{16e} \end{aligned} \right\} \quad (10\cdot5-32)$$

矩形块

$$\left. \begin{aligned} & F'_e = F' \left[1 + 12 \left(\frac{e}{a} \right)^2 \right]^{-1} \\ & r = \frac{a^2}{12e} \end{aligned} \right\}$$

2-2-2 剪切型橡胶弹簧的静刚度计算

1. 梯形橡胶弹簧 图 10-5-26a 梯形橡胶弹簧的剪切刚度近似计算式为

$$F'_{\tau} = \frac{(A_2 - A_1) G_s}{b \ln(A_2 / A_1)} \quad (10\cdot5-33)$$

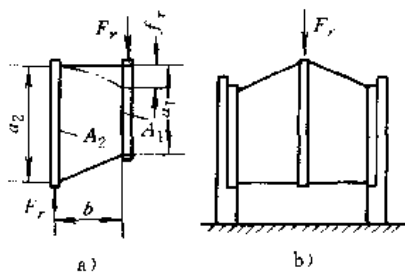


图 10-5-26 梯形橡胶弹簧



图 10·5-26b 是梯形橡胶弹簧通常采用的结构形式。

2. 在压缩状态下剪切的橡胶弹簧 橡胶弹簧在压缩状态下受剪切是常见的一种情况, 见图 10·5-27, 剪切刚度为

$$F'_r = (1 + \epsilon) \frac{AG_s}{h} \quad (10\cdot5-34)$$

式中 $\epsilon = (h' - h) / h$ 为压缩变形量, 在这种情况下是负值。

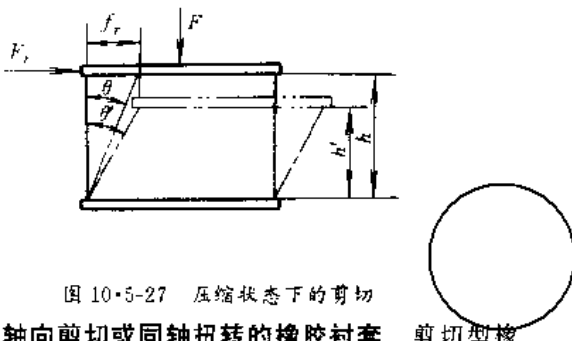


图 10·5-27 压缩状态下的剪切

3. 轴向剪切或同轴扭转的橡胶衬套 剪切型橡胶衬套一般有三种类型见图 10·5-28; 图 a 为衬套的长度不变; 图 b 为衬套的长度随半径线性改变; 图 c 为切应力和衬套的半径无关而为常数。

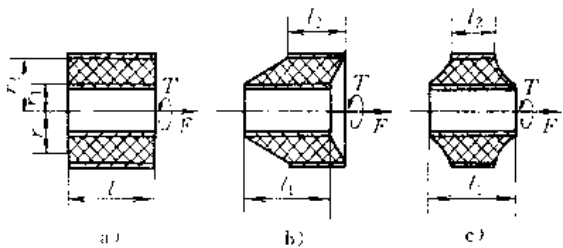


图 10·5-28 轴向剪切或同轴扭转的橡胶衬套

轴向剪切和同轴扭转橡胶衬套的刚度计算公式如

下:

(1) 轴向剪切

衬套长度不变

$$F'_r = \frac{2\pi l G_s}{\ln(r_2/r_1)}$$

衬套长度随半径线性改变

$$F'_r = \frac{2\pi(l_1 r_2 - l_2 r_1) G_s}{(r_2 - r_1) \ln(l_2 r_2 / l_1 r_1)} \quad (10\cdot5-35)$$

切应力和衬套半径无关

$$F'_r = \frac{2\pi l_2 r_2 G_s}{r_2 - r_1}$$

(2) 同轴扭转

衬套长度不变

$$T' = 4\pi l G_s \left(\frac{1}{r_1^2} - \frac{1}{r_2^2} \right)^{-1}$$

衬套长度随半径线性改变

$$T' = \frac{4\pi(l_1 r_2 - l_2 r_1) G_s}{r_2 - r_1} \left(\frac{1}{r_1^2} - \frac{1}{r_2^2} \right)^{-1} \quad (10\cdot5-36)$$

切应力和衬套半径无关

$$T' = \frac{2\pi l_2 r_2^2 G_s}{\ln(r_2/r_1)}$$

4. 端部扭转的橡胶圆环

端部扭转的橡胶圆环一般有圆柱形和圆锥形两种, 见图 10·5-29. 其扭转刚度计算式为

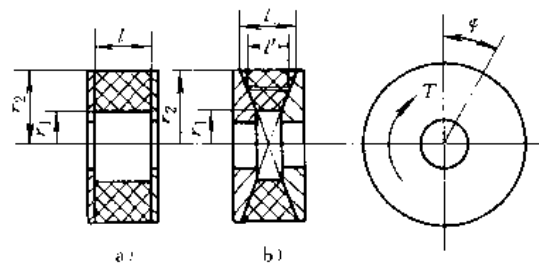


图 10·5-29 端部扭转的橡胶圆环

a) 圆柱形 b) 圆锥形

$$\text{圆柱形 } T' = \frac{\pi G_s}{2l} (r_2^4 - r_1^4)$$

$$\text{圆锥形 } T' = \frac{2\pi r_2 G_s}{3l} (r_2^3 - r_1^3)$$

(10·5-37)

2·2·3 同时受剪切和压缩的橡胶衬套的静刚度计算

橡胶衬套在径向变形或弯曲变形时, 都将同时产生剪切和压缩, 见图 10·5-30.

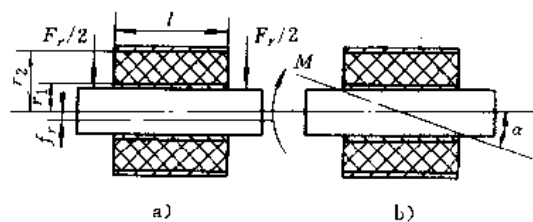


图 10·5-30 同时受剪切和压缩的橡胶衬套

a) 径向变形 b) 弯曲变形

在径向变形时, 径向刚度的近似计算式为

$$F'_r = \frac{\pi l (E_s + G_s)}{\ln(r_2/r_1)} \quad (10\cdot5-38)$$

在弯曲变形时, 弯曲刚度的近似计算式为

$$M' = \frac{\pi l^3 (E_s + G_s)}{12 \ln(r_2/r_1)} \quad (10\cdot5-39)$$



$$E_0 = iG_0$$

$$i = 4 + 0.56ks^2$$

$$s = \frac{l}{r_1 + r_2} \frac{1}{\ln(r_2/r_1)} \approx \frac{l}{2(r_2 - r_1)}$$

(10-5-40)

2.2.4 组合式橡胶弹簧的静刚度计算

由几个简单形状橡胶元件构成的组合式橡胶弹簧见图 10-5-31, 其静刚度可用迭加法计算。

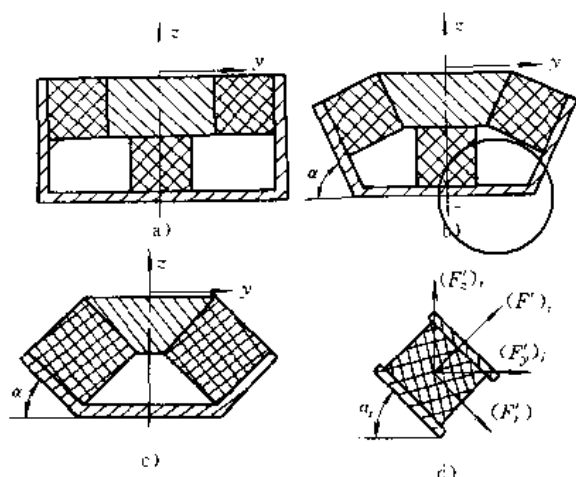


图 10-5-31 组合式橡胶弹簧

设组合式橡胶弹簧的各个元件在 z 方向的轴向刚度为 (F'_{z_i}) , 在 y 方向的径向刚度为 (F'_{y_i}) , 则在小变形时它们的轴向刚度 F' 和径向刚度 F'_r 可由下式计算:

$$\left. \begin{aligned} F' &= \sum (F'_{z_i}) \\ F'_r &= \sum (F'_{y_i}) \end{aligned} \right\} \quad (10-5-41)$$

若橡胶元件倾斜 α_i 角度见图 10-5-31c, 并知道其压缩刚度 (F'_{z_i}) 和剪切刚度 (F'_{y_i}) , 则式 (10-5-41) 中的 (F'_{z_i}) 和 (F'_{y_i}) 可由下式计算:

$$\left. \begin{aligned} (F'_{z_i}) &= (F'_{z_i}) \cos^2 \alpha_i + (F'_{y_i}) \sin^2 \alpha_i \\ (F'_{y_i}) &= (F'_{z_i}) \sin^2 \alpha_i + (F'_{y_i}) \cos^2 \alpha_i \end{aligned} \right\} \quad (10-5-42)$$

2.2.5 橡胶弹簧的相似法则

形状比较复杂的橡胶弹簧, 其弹性特性的理论计算很困难, 因此通常利用几何形状相似的模型, 通过实验来确定。

设由模型测得的特性线为 $F_m = f(\epsilon)$, 而刚度为 F'_m , 则线性尺寸比模型大 n 倍的实物的特性线和刚度分别为

$$\left. \begin{aligned} F &= n^2 f(\epsilon) = n^2 F_m \\ F' &= n F'_m \end{aligned} \right\} \quad (10-5-43)$$

2.3 橡胶弹簧的动刚度计算

橡胶弹簧的动刚度 F'_d 大于静刚度 F' , 它不仅取决于生胶的型号和填充度, 而且还和温度、硬度、变形振幅和速度以及平均应力或平均应变等因素有关。所以在确定橡胶弹簧的动特性时, 试验条件应尽可能接近橡胶弹簧的使用条件。目前在设计橡胶弹簧时, 可利用图 10-5-32 曲线进行初步估算。

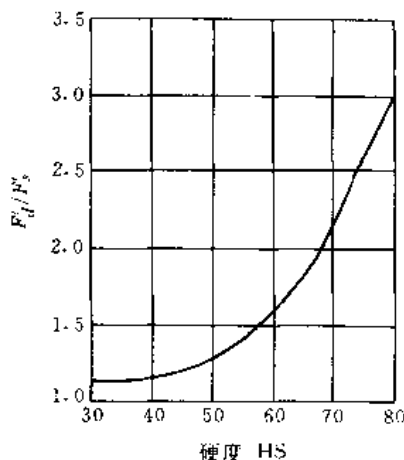


图 10-5-32 F'_d/F' 与硬度 HS 的关系

2.4 橡胶弹簧的疲劳强度

橡胶弹簧的使用寿命与它在工作时的应力和应变状况有关, 所以应合理地选取许用应力和许用应变, 见表 10-5-1。

表 10-5-1 橡胶弹簧的许用应力和许用应变

应力和应变的类型	许用应力 (kPa)		许用应变 (%)	
	静态	动态	静态	动态
压 缩	300	±100	15	5
剪 切	150	±40	25	8
扭 转	200	±70		—

选择许用应力时, 不仅要考虑橡胶的极限强度, 而且还要考虑橡胶和金属的固定强度。

橡胶弹簧的疲劳破坏主要由拉伸应力集中处产生的裂纹、金属粘结处发生的剥离以及压缩侧的褶皱等逐步发展形成的。所以, 在设计时应尽量避免橡胶元件有应力集中并使元件表面的变形比较均匀。



第6章 飞 轮

飞轮的作用主要有二：一是通过飞轮贮存多余的能量和补充不足的能量，以保持工作机的转速平稳，并改进动力机的工作状况和工作质量。当动力机的输出力矩有周期性波动，而工作相对转速的平稳度有严格要求时，飞轮的作用更为重要。二是通过使飞轮的转速有一定的波动来贮存和放出能量，以降低动力机所需功率。尤以工作机载荷有周期变化（特别是有短暂的高峰）而转速允许有较大的波动（如冲压机、锻压机、剪切机等）时，利用飞轮可显著地降低动力机所需功率。例如有一台压力机，其电动机功率需要600kW才能满足高峰扭矩的需要，但是安装一合适的飞轮其电动机功率仅需50kW。

1 飞轮的计算^[9]

1.1 等效力矩和等效转动惯量

设计飞轮时，为了便于计算，往往将作用在机器中各运动件上的力矩和各运动件的转动惯量都折算到飞轮轴上，分别称为在飞轮轴上的等效力矩和等效转动惯量。在本章中所提到的驱动力矩、阻力矩和转动惯量等，如果没有特别说明时，都是指折算到飞轮轴上的等效值。等效力矩和等效转动惯量按照能量等效的原理，计算公式如下

$$M_d = \sum_{i=1}^n F_i \frac{v_i}{\omega} \cos \alpha_i + \sum_{i=1}^n M_i \frac{\omega_i}{\omega} \quad (10 \cdot 6-1)$$

$$I_d = \sum_{i=1}^n m_i \left(\frac{v_i}{\omega} \right)^2 + \sum_{i=1}^n I_i \left(\frac{\omega_i}{\omega} \right)^2 \quad (10 \cdot 6-2)$$

式中 M_d 、 I_d ——折算到飞轮轴上的等效力矩、等效转动惯量；

n ——运动件数；

M_i 、 F_i ——作用在运动件 i 上的力矩、力；

v_i ——运动件 i 在力 F_i 作用点的线速度；

ω_i ——运动件 i 的角速度；

α_i ——力 F_i 与速度 v_i 间的夹角；

m_i ——运动件 i 的质量；

I_i ——运动件 i 绕自身的转动惯量。

1.2 最大盈亏功的计算

最大盈亏功 W_{\max} 是在一个运动循环中，需飞轮贮

存和补充的能量。

(1) 当驱动力矩是位置（转动角度）的函数，如内燃机，阻力矩是常数或变化不大，如起重设备、带式输送机、各种车辆、油井钻机、旋转式泵、鼓风机、压缩机等，这种情况 W_{\max} 的求法是：首先作出一个循环的驱动力矩曲线 $M_1 = f(\varphi)$ ，见图 10·6-1a。阻力矩 M_2 等于平均驱动力矩值，在图上为

$$\bar{oh} = \frac{A}{hh} \quad (10 \cdot 6-3)$$

式中 A —— $M_1 = f(\varphi)$ 曲线与横坐标间所包围的面积代数（ mm^2 ）。

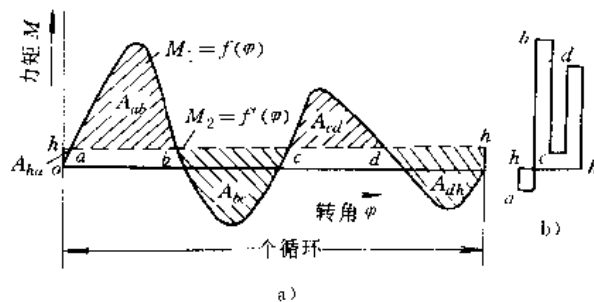


图 10·6-1 最大盈亏功计算用图

求出面积 A_{ha} 、 A_{ab} 、 A_{bc} 、 A_{cd} 、 A_{dh} 。任取一点作为 h ，依次首尾相接地画上下列各面积的矢量（盈值向上，亏值向下），见图 10·6-1b。最大盈亏功即在最高点 b 和最低点 a 之间，即

$$W_{\max} = A_{ab} \mu_M \mu_\varphi \quad (\text{J}) \quad (10 \cdot 6-4)$$

或

$$W_{\max} = -(A_{bc} + A_{cd} + A_{dh} + A_{ha}) \mu_M \mu_\varphi \quad (\text{J}) \quad (10 \cdot 6-5)$$

式中 A ——计算时盈功为“+”，亏功为“-”；

μ_M ——力矩比例尺（ $\text{N} \cdot \text{m}/\text{mm}$ ）；

μ_φ ——转角比例尺（ rad/mm ）。

(2) 当驱动力矩是常数，如同步交流电动机，阻力矩是位置的函数，如往复泵、压缩机和牛头刨等，这时， W_{\max} 的求法同上节，只是 $M_2 = f(\varphi)$ ，驱动力矩 M_1 则等于阻力矩的平均值。

(3) 当驱动力矩是速度的函数，如直流电动机、异步交流电动机等，阻力矩是位置的函数时， W_{\max} 求法如



下。

将选定的电动机的转速和驱动力矩关系（即电动机特性曲线的稳定部分）折算到飞轮轴上作出曲线 $M_1 = f(\omega)$ ，又作出一个运动循环的阻力矩曲线 $M_2 = f'(\varphi)$ ，见图 10-6-2。

在设计时通常可取

$$\omega_{\max} = \frac{1}{i} \left(\frac{2\pi}{60} \right) \left(\frac{n_N + n_c}{2} \right) \quad (10-6-6)$$

式中 ω_{\max} ——一个运动循环中的最大角速度(rad/s)；

n_N ——电动机额定转速(r/min)；

n_c ——电动机同步转速(r/min)；

i ——从电动机到飞轮轴的传动比。

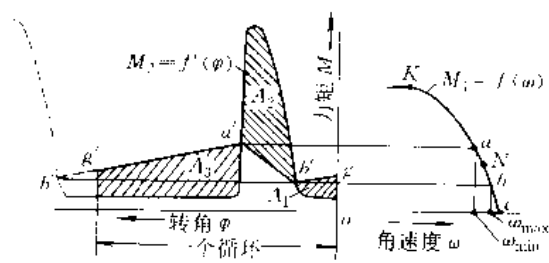


图 10-6-2 最大盈亏功计算图

在 $M_1 = f(\omega)$ 曲线上得到当 ω_{\max} 时的驱动力矩 (\bar{bc})。从 b 点引水平线与 $M_2 = f'(\varphi)$ 曲线交于 b' 点。并在 $M_2 = f'(\varphi)$ 曲线上取一 a' 点，联 $a'b'$ 使得面积 A_2 (代表亏功) 与面积 $A_1 + A_3$ (代表盈功) 相等。从 a' 引水平线与 $M_1 = f(\omega)$ 交于 a 点，即可求得一个运动循环中的最小角速度 ω_{\min} 。

a 点不能离临界点 K 太近，否则有驱动失稳的危险。如果 a 点高出额定点 N 过多，电动机功率可能偏小。如果低于 N 则可能偏大。这需要验算电动机的温升来确定。最后还需检查机器转速不均匀系数 δ 值是否要求在要求范围内。

最后可求得最大盈亏功为

$$W_{\max} = (A_1 + A_3) \mu_M \mu_\varphi \quad (10-6-7)$$

或

$$W_{\max} = -A_2 \mu_M \mu_\varphi \quad (10-6-8)$$

1.3 飞轮转动惯量的计算

当飞轮的角速度从 ω_{\max} 下降到 ω_{\min} 时，机器放出的能量为

$$E = \frac{1}{2} (I_f - I_g) (\omega_{\max}^2 - \omega_{\min}^2) \quad (J) \quad (10-6-9)$$

式中 I_f ——飞轮的转动惯量 ($\text{kg} \cdot \text{m}^2$)；

I_g ——机械系统中的转动件折算到飞轮轴上的等效转动惯量 ($\text{kg} \cdot \text{m}^2$)。

E 也是角速度 ω_{\min} 升到 ω_{\max} 时机器贮存的能量。

当已知 W_{\max} 和 ω_{\max} 、 ω_{\min} 时，使 $E = W_{\max}$ 可求得飞轮的转动惯量为

$$I_f = \frac{2W_{\max}}{\omega_{\max}^2 - \omega_{\min}^2} \cdot I_g \quad (\text{kg} \cdot \text{m}^2) \quad (10-6-10)$$

1.3.1 主要用于保持工作机转速平稳的飞轮

在设计这类飞轮时，要选取适当的转速不均匀系数 δ 。设飞轮转速的算术平均值 ω_m 为

$$\omega_m = \frac{\omega_{\max} + \omega_{\min}}{2} \quad (10-6-11)$$

则 δ 为

$$\delta = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_m} \quad (10-6-12)$$

将上两式代入式(10-6-10)得

$$I_f = \frac{W_{\max}}{\delta \omega_m^2} \cdot I_g \quad (\text{kg} \cdot \text{m}^2) \quad (10-6-13)$$

δ 值可参照表 10-6-1 选用，选取原则是：

表 10-6-1 常用电动机和机器的转速不均匀系数 δ 值

机器名称	δ 值	考虑的转动惯量①
一般动力用内燃机		
1. 对工作机无特殊要求时	$\frac{1}{25} \sim \frac{1}{50}$	$I_f + I_{g_1}$
2. 用在拖拉机上	$\sim \frac{1}{100}$	$I_f + I_{g_1}$
3. 用在汽车上		$I_f + I_{g_1}$
直流发电机	$\frac{1}{100} \sim \frac{1}{200}$	$I_f + I_{g_1} + I_{g_2}$
交流发电机	$\frac{1}{200} \sim \frac{1}{300}$	$I_f + I_{g_1} + I_{g_2}$
交流发电机(并列运行)	$\frac{1}{300} \sim \frac{1}{450}$	$I_f + I_{g_1} + I_{g_2}$
往复泵	$\frac{1}{15} \sim \frac{1}{20}$	$I_f + I_{g_1} + I_{g_2}$
破碎机	$\sim \frac{1}{20}$	$I_f + I_{g_2}$
气体压缩机		
1. 内燃机驱动	$\frac{1}{25} \sim \frac{1}{50}$	$I_f + I_{g_1} + I_{g_2}$
2. 电动机驱动(带联接)	$\frac{1}{30} \sim \frac{1}{50}$	$I_f + I_{g_1} + I_{g_2}$
3. 电动机驱动(弹性联轴器联接)	$\frac{1}{75} \sim \frac{1}{100}$	$I_f + I_{g_1} + I_{g_2}$

① 如 $I_g \ll I_f$ ，则 I_g 可略去不计。



(1) 保证动力机和工作机平稳运转和工作质量, 即 δ 值不超过允许的最大值。

(2) 不取过小的 δ 值, 以免飞轮过重。对车辆和移动式机器的飞轮尤需注意。

1.3.2 主要用于降低动力机所需功率的飞轮

这时转速不均匀系数 δ' 应为

$$\delta' = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_{\max}} \quad (10\cdot6-14)$$

因此式(10·6-10)可写成

$$I_f = \frac{2W_{\max}}{\delta'(2-\delta')\omega_{\max}^2} - I_g \quad (10\cdot6-15)$$

式中 ω_{\max} 可按电动机同步转速折算到飞轮轴上的数值。 δ' 可参照表10·6-2选取。

表 10·6-2 冲压机常用的转速
不均匀系数 δ' 值

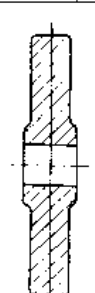
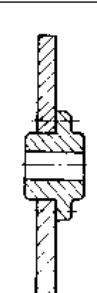
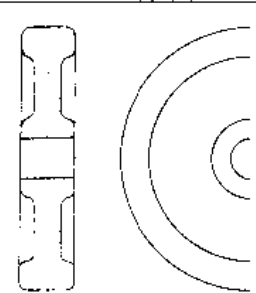
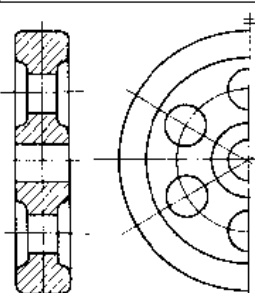
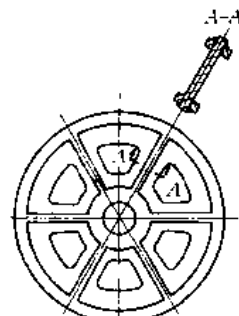
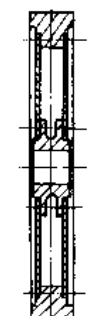
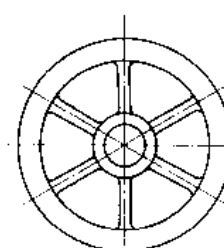
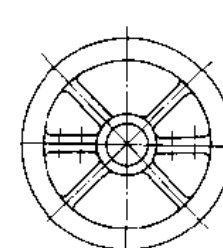
选用电动机的额定转差率 S_N	δ' 值
0.02~0.04	0.10
0.05~0.08	0.15
0.08~0.13	0.20

2 飞轮的结构设计

2.1 飞轮的基本结构型式

飞轮的结构一般有板式、辐板式和辐条式几种, 见表 10·6-3。

表 10·6-3 飞轮的基本结构型式

型式	板式		辐板式	
	整体结构	装配结构	整体铸造结构	
			无孔	有孔
结构				
说明	适用于小惯性矩的飞轮, 制造简单	适用于小惯性矩的飞轮, 可用钢板拼装	一般常用的飞轮	
型式	辐板式		辐条式	
	焊接结构	装配结构	整体结构	剖分结构
结构				
说明	适用于线速度较高的飞轮, 用钢板焊接	适用于大直径飞轮, 铸铁轮缘、轮毂与钢板辐条用螺栓装配	一般常用的飞轮	适用于大直径飞轮



2.2 飞轮主要尺寸的确定

辐条式飞轮的主要尺寸见图10-6-3。各尺寸分别按下列公式确定。

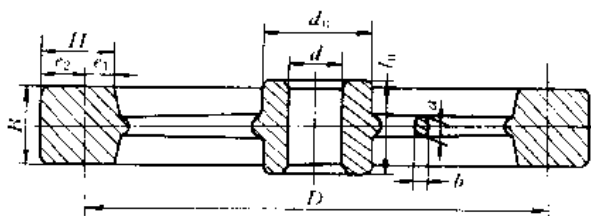


图10-6-3 飞轮的主要尺寸

轮缘截面面积

$$A = B \times H = \frac{m_0}{\pi D \rho} \quad (\text{m}^2) \quad (10\cdot6\cdot15)$$

式中 m_0 ——飞轮轮缘质量(kg);
 D ——飞轮轮缘中径(m);
 ρ ——材料的密度(kg/m³).

根据 A 确定轮缘截面的 H 与 B 之值,对于小尺寸飞轮取 $H/B \approx 2$,对于大尺寸飞轮取 $H/B \approx 1.5$.

轮毂外径 $d_0 = (2 \sim 2.5)d$ (d 为飞轮轴直径)

轮毂长度 $l_0 = (1.5 \sim 2)d$

辐条数目 $z > \left(\frac{1}{7} \sim \frac{1}{8}\right) \sqrt{D}$ (D 的单位为 mm)

z 一般采用双数,当 $z < 4$ 时,则多采用板式或幅板式结构。

辐条的截面一般为椭圆形,椭圆的长轴 a 置于回转平面内,其结构与尺寸的确定,可参考带轮的设计计算。

2.3 飞轮轮缘线速度的校核

飞轮轮缘的线速度为

$$v = \frac{\pi D_1 n}{60} \quad (\text{m/s}) \quad (10\cdot6\cdot17)$$

式中 n ——飞轮的转速(r/min);

D_1 ——飞轮外径(m)。

因为飞轮旋转时产生离心力,所以它的线速度应予以限制。

$$v \leq \sqrt{\frac{[\sigma]}{\rho}} \quad (\text{m/s}) \quad (10\cdot6\cdot18)$$

式中 $[\sigma]$ ——材料的许用拉应力(Pa);

ρ ——材料的密度(kg/m³)。

表10-6-4推荐了一些在不同最大圆周速度下常

用的飞轮材料。

表10-6-4 不同最大圆周速度下常用的飞轮材料

v_{\max} (m/s)	推荐的飞轮材料
30~50	HT200
45~50	HT250
~60	铸 钢
100~120	轧材(板式飞轮)

2.4 飞轮转动惯量的校核

当已知飞轮尺寸而需校核其转动惯量时,对于辐条式飞轮可用如下近似公式计算:

$$I_f = m(0.375D)^2 = 0.141mD^2 \quad (\text{kg} \cdot \text{m}^2) \quad (10\cdot6\cdot19)$$

式中 D ——飞轮轮缘中径(m);

m ——飞轮总质量(kg)。

或

$$I_f = \frac{(R_0^2 + R_1^2)m}{2} \quad (\text{kg} \cdot \text{m}^2) \quad (10\cdot6\cdot20)$$

式中 R_0 ——轮缘内半径,即 $R_0 = D_0/2$ (m);

R_1 ——轮缘外半径,即 $R_1 = D_1/2$ (m)。

对于幅板式飞轮

$$I_f = 0.1\rho[(D_1^2 - D_0^2)B + (D_0^2 - d^2)b] \quad (\text{kg} \cdot \text{m}^2) \quad (10\cdot6\cdot21)$$

式中 D_0 ——飞轮轮缘内径(m);

D_1 ——飞轮轮缘外径(m);

d ——飞轮轴径(m);

B ——轮缘厚度(m);

b ——幅板厚度(m)。

2.5 飞轮的强度校核

对于实际线速度比 v_{\max} 小得多的飞轮,一般可不作强度校核。

对于幅板式飞轮,可按等厚度旋转圆盘计算。主要校核拉伸应力 σ_r 、径向应力 σ_r 和切向应力 τ 。

高速旋转圆环拉伸应力的计算公式为

$$\sigma_r = \rho v^2 \quad (\text{Pa}) \quad (10\cdot6\cdot22)$$

式中 ρ ——飞轮材料的密度(kg/m³);

v ——飞轮轮缘线速度(m/s)。

旋转圆盘在高旋转中心线为 x 距离的截面所受

⊙ 由于式(10-6-18)是飞轮各部分折算后得到的近似公式,所以式中的 m 是飞轮的总质量。



的径向拉应力 σ_R 为

$$\sigma_R = \frac{\rho\omega^2}{8}(3+\mu)\frac{(R^2-x^2)(x^2-r^2)}{x^2} \text{ (Pa)} \quad (10\cdot6\cdot23)$$

式中 ρ ——材料的密度 (kg/m^3);

ω ——飞轮最大角速度 (rad/s);

μ ——泊松比;

R ——圆盘的外径 (m);

r ——圆盘的內径 (m)。

最大径向应力 $\sigma_{R\max}$ 须待绘出 σ_R 的分布图后才能确定。

最大切向应力 τ_{\max} 发生在圆盘內孔表面, 其值可按式计算。

$$\tau_{\max} = \frac{\rho\omega^2}{4}[(3+\mu)R^2 + (1-\mu)r^2] \text{ (Pa)} \quad (10\cdot6\cdot24)$$

式中符号意义与式(10·6·22)相同。

【例 10·6·1】 已知某辐板式飞轮的轴径为 40mm, 轮缘內径为 310mm, 轮缘外径为 394mm, 材料为 HT200, 飞轮转速 $n=2000\text{r}/\text{min}$, 试校核此飞轮的强度。

解

(1) 拉伸应力, 由式(10·6·21)

$$\sigma_t = \rho v^2$$

式中 $\rho=7.5 \times 10^3 \text{ kg}/\text{m}^3$

$$v = \frac{\pi D n}{60} = \frac{\pi \times 0.352 \times 2000}{60} = 36.86 \text{ m/s}$$

$$D = \frac{0.394 + 0.31}{2} = 0.352 \text{ m}$$

代入(10·6·21)式, 得

$$\sigma_t = 7.5 \times 10^3 \times 36.86^2 = 10.19 \text{ MPa}$$

HT200 的抗拉强度极限为 200MPa, 则安全系数:

$$n = \frac{200}{10.19} = 19.6$$

安全。

(2) 径向应力, 由式(10·6·22)

$$\sigma_R = \frac{\rho\omega^2}{8}(3+\mu)\frac{(R^2-x^2)(x^2-r^2)}{x^2}$$

取导数 $d\sigma_R/dx=0$, 得 $x=\sqrt{Rr}$, 故

$$\sigma_{R\max} = \frac{\rho\omega^2}{8}(3+\mu)(R-r)^2$$

取 $\mu=0.25$, $R=0.197\text{m}$, $r=d/2=0.02\text{m}$, $\omega=\pi n/30=2000(\pi/30)=209.4\text{rad}/\text{s}$, 故

$$\sigma_{R\max} = \frac{1}{8} \times 7.5 \times 10^3 \times 209.4^2 \times (3+0.25)(0.197-0.02)^2 = 4.18 \text{ MPa}$$

推荐值 $[\sigma_{\max}]$ 为 110MPa, 故安全。

(3) 最大切向应力, 由式(10·6·23)

$$\begin{aligned} \tau_{\max} &= \frac{\rho\omega^2}{4}[(3+\mu)R^2 + (1-\mu)r^2] \\ &= \frac{1}{4} \times 7.5 \times 10^3 \times 209.4^2 [(3+0.25)0.197^2 \\ &\quad + (1-0.25)0.02^2] \\ &= 10.4 \text{ MPa} \end{aligned}$$

推荐值 $[\tau_{\max}] = 110 \text{ MPa}$, 故安全。

2·6 飞轮的振摆与静平衡

由于铸造不均匀性、机械加工和安装的误差, 可能使飞轮重心与其轴心偏移, 这是引起飞轮旋转产生振摆的因素。对于线速度超过 10m/s 的飞轮都要进行静平衡。如速度更高有时还需要进行动平衡, 以保证飞轮振摆限制在允许范围内。

关于飞轮的平衡方法和要求, 可参见基础理论卷第 6 篇第 2 章 3 节和 4 节。

2·7 飞轮的过载保护装置

图 10·6·4~图 10·6·7 为飞轮轴过载保护装置。图 10·6·4~图 10·6·6 是摩擦式保护装置。当惯性力矩超过摩擦片与飞轮辐板间摩擦力矩时, 飞轮将与轴发生相对转动, 从而起到保护轴的作用。其中楔块式过载保护装置见图 10·6·4, 结构简单, 但由于楔块靠手工楔紧, 楔紧力很难控制和调整。螺柱式过载保护装置见图 10·6·5, 要求较准确的计算出摩擦力矩, 在装配时用扭

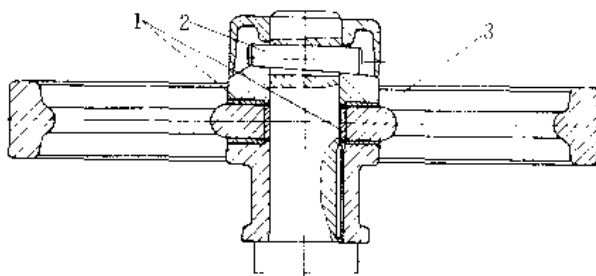


图 10·6·4 楔块式过载保护装置

1—摩擦片 2—楔块 3—飞轮

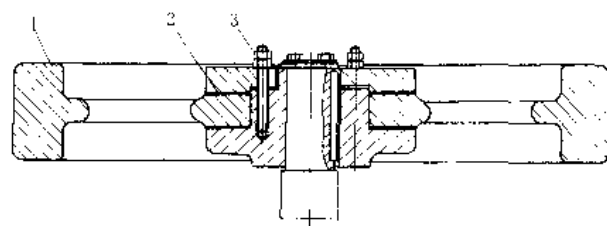


图 10·6·5 螺柱式过载保护装置

1—飞轮 2—摩擦片 3—双头螺柱



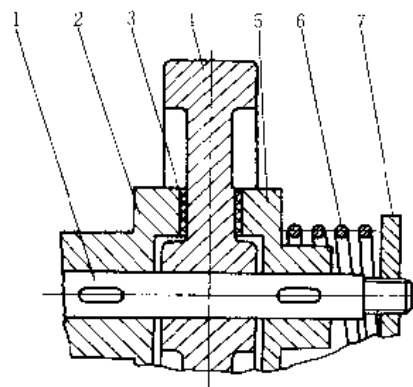


图 10-6-6 弹簧式过载保护装置

1—飞轮轴 2—圆盘 3—弹簧片 4—飞轮
5—圆盘 6—弹簧 7—压盘

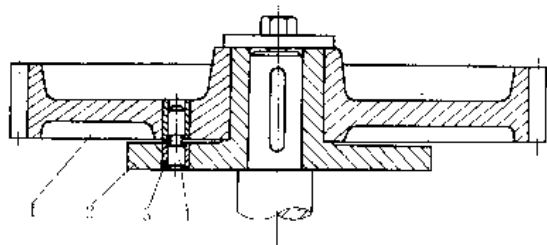


图 10-6-7 安全销过载保护装置

1—飞轮 2—圆盘 3—钢套 4—保险销

力扳手控制拧紧螺柱的力矩。弹簧式过载保护装置见图 10-6-6,用弹簧控制摩擦力矩的大小。安全销式过载保护装置见图 10-6-7,结构简单,工作可靠。当超载时销子被剪断从而起到保护作用。但制造和装配时要注意两个钢套的同轴度及销子的平直度。

2.8 飞轮的新材料与新型结构

由于铸铁或钢制飞轮的线速度有一定的限制,因此,其单位质量所能贮存的能量不大。例如 $v=60\text{m/s}$ 时,飞轮单位质量所能贮存的能量为 1800J/kg 。当 $v=120\text{m/s}$ 时为 7200J/kg 。又由于有轴承的摩擦和空气阻力,运转时其能量损耗也较高。所以,普通的飞轮只能用以调节瞬时的不大的能量变化,而不能用作大容量的高峰载荷补偿器,更不能用作需要较大能量的二次能源贮存器。

高比强度新材料的出现,例如纤维和晶须增强材料的研制成功,使飞轮单位密度强度(即比强度 σ_b/ρ)有很大的提高。从式(10-6-24)可以看出,允许的线速度也能大幅度提高,因此,大大增大了飞轮单位质量所能贮存的能量,如再配以磁悬装置和真空室,飞轮有可能作为需要较大能量的二次能源贮存器。表 10-6-5 给出了一些材料的比强度。

表 10-6-5 几种材料的比强度

材 料	密 度 ρ (kg/m^3)	抗拉强度 σ_b (MPa)	比强度 σ_b/ρ ($\times 10^4\text{m}^2/\text{s}^2$)
铸铁 HT300	7300	300	4.1
铸钢 ZG270-500	7800	500	6.4
中碳合金结构钢	7800	900	11.5
铝合金	2770	460	16.6
钛合金	4430	1000	22.6
马氏体时效钢	8000	2800	35.0
玻璃纤维增强塑料	2000	1100	55.0
高强度碳纤维环氧树脂复合材料	1500	1400	93.3

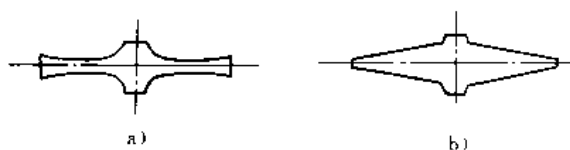


图 10-6-8 新型飞轮几何形状

a)修正双曲线型 b)锥型

除了采用高比强度的材料外,还研究了飞轮的最

佳几何形状,以使飞轮各处应力分布合理而均匀,以及减少阻力,这样可以进一步提高飞轮贮存能量的能力。图 10-6-8 是两种新型的飞轮几何形状。

此外,为了减小电动机的驱动力矩,采用了变惯性力矩飞轮,见图 10-6-9,该飞轮具有保证能在径向移动的滑块。图 10-6-9a 是电机启动前滑块位置;图 10-6-9b 是机组正常运行时滑块的位置。



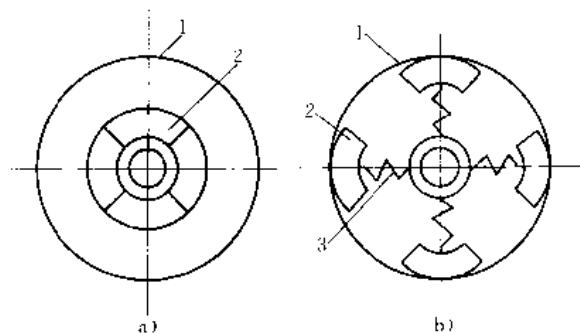


图 10-6-9 变惯性力矩飞轮[⊖]

1—轮轴 2—滑块 3—弹簧

参 考 文 献

[1] 张英会主编. 弹簧. 北京:机械工业出版社, 1982

[2] 日本ばね技術研究会編. ばね. 第3版. 東京:丸善株式会社, 1982

[3] GB/T1239.6-92 圆柱螺旋弹簧设计计算. 北京:中国标准出版社, 1993

[4] (美)沃尔著. 机械弹簧. 谭惠民等译. 北京:国防工业出版社, 1981

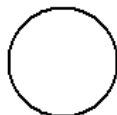
[5] SAE-J796a. 扭杆弹簧的设计和制造手册. 盛景方译. 北京:学术期刊出版社, 1988

[6] GB/T 1972·1,2-92 碟形弹簧. 北京:中国标准出版社, 1993

[7] 藤井太一等. 空気ばね. 東京:日刊工業新聞社, 1961

[8] 郭荣生. 橡胶弹簧的特性计算. 青岛:铁道车辆, 1978(10):12~18

[9] 黄锡恺编. 机械原理. 北京:高等教育出版社, 1989



⊖ 摘自张德安. 变惯性力矩飞轮在轧机上的应用. 机械设计与制造, 1991(2):42~43

