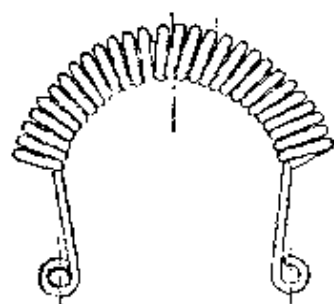


TANHUANG SHEJI SHOUCHE

# Tan Huang



上海科学技术文献出版社

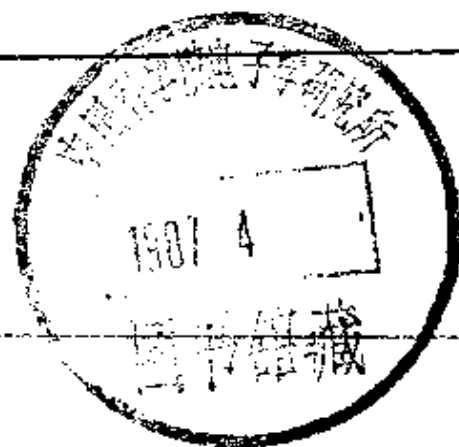


---

# 弹簧设计手册

---

汪曾祥 魏先英 刘祥至编著



---

上海科学技术文献出版社

---

8710267

## 弹 簧 设 计 手 册

汪曾祥 魏先英 刘祥至编著

\*

上海科学技术文献出版社出版  
(上海武康路2号)

新华书店上海发行所发行  
上海商务印刷厂印刷

\*

开本 787×1092 1/32 印张 15.5 字数 374,000

1986年7月第1版 1986年7月第1次印刷

印数: 1—9,000

书号: 18190·454 定价: 2.95元

《弹性设计》1.1—1.0

# 前 言

弹簧在机械产品中是一种很小的零件，过去曾由于没有给予足够的重视，特别是缺少有关材料的热处理知识，因此在十九世纪五十年代以前，弹簧的质量很不稳定，而且经常损坏，造成了极为严重的恶果，以后随着科学技术的进步，使人们逐渐认识到弹簧对机器的精度、工作能力和寿命都有着极其重要的作用，通过不懈的努力，在1908年才诞生了第一台拉伸和压缩螺旋弹簧盘绕机，从而为成批生产合格的弹簧创造了条件，以后为了保证弹簧的质量，一些工业发达国家对弹簧的设计、选材、热处理、制造和检验都订出了极为详尽的标准或规范，例如有关弹簧的设计制造规范据不完全统计，日本有37种、德国有47种，美国也有20多种。有关弹簧材料的标准日本有21种、德国有12种、美国各学会共有36种。有的国家，如日本在1949年还专门组织了弹簧技术研究会，从事于改进弹簧设计和提高弹簧质量等各个方面的研究，以后还专门出版了有关弹簧的专著，对弹簧的生产作出了有益的贡献。我国从解放以来也陆续制订了一部分弹簧的设计、用材和热处理的标准，在一般的技术书刊或手册中也对弹簧（主要是常用的几种弹簧）有所叙述，但是有关这方面的专著还不多，尤其缺少将理论和实际，设计和材料都荟集在一起的详细论著，因而常使得一些不是专门从事于弹簧工作，但是在实际设计中又需要设计具有一定水平的弹簧的机械设计工作者感到缺乏较完整的参考数据，编者有鉴于此，将工作中经常参考的各国弹簧专著（主要是美国和日本的）结合我国生产实

实际编纂成本书，因此本书的目的就是要使设计工作者的手边有一较多的弹簧技术数据——包括设计公式、图表、经验数据、材料和其热处理、弹簧制造时所需要的设备和制造技术，以供读者在实际运用时参考。

本书的特点是(1)弹簧的种类多，基本上可满足一般工业机械设计的需要；(2)系统简明地介绍了有关弹簧的材料、设计、计算理论、制造和检验，力求使读者对弹簧的生产技术有一较全面的了解；(3)选材广泛，并附录了目前国外有关弹簧的一些材料和有关标准，这些内容对引进机械中使用的弹簧也有一定的参考价值；(4)为便于读者掌握本书所介绍的内容和在实际中运用，在本书中选录了一定的设计实例，并在各章中介绍了在设计时应注意的事项。

本书在编写过程中，部分日文资料曾得到朱永荃、王勇杰和杨圣洁同志的协助。并邀请裘汲高级工程师审阅，仅在此表示深切的谢意。

由于编者的水平有限，本书内容难免有错误或不当之处，恳请读者指正。

编者

一九八五年二月

# 目 录

第一章 绪论 .....	1	2.1.1 弹性极限 .....	19
1.1 弹簧的分类 .....	1	2.1.2 弹性模量 .....	21
1.1.1 按使用材料分 .....	1	2.1.3 疲劳强度 .....	23
1.1.2 按形状分 .....	2	2.1.4 尺寸效应 .....	26
1.1.3 以构成弹簧有限元所受力的状态分 .....	2	2.1.5 淬透性 .....	26
1.1.4 按使用条件分 .....	3	2.1.6 耐热性 .....	30
1.1.5 按弹簧工况分 .....	3	2.1.7 耐蚀性 .....	31
1.1.6 按加工工艺分 .....	4	2.1.8 导电性 .....	36
1.1.7 按制造精度分 .....	4	2.1.9 热膨胀性 .....	36
1.1.8 按载荷与变形的情况分 .....	4	2.1.10 其它 .....	36
1.2 弹簧的功能 .....	4	2.2 热轧成形的弹簧用钢 .....	36
1.2.1 载荷和变形的关系 .....	4	2.2.1 碳素钢系列的弹簧钢 .....	40
1.2.2 能量的吸收 .....	6	2.2.2 锰弹簧钢 .....	43
1.2.3 弹簧的自振频率 .....	8	2.2.3 硅锰弹簧钢 .....	43
1.2.4 防止振动 .....	9	2.2.4 铬锰弹簧钢 .....	44
1.2.5 缓和冲击 .....	10	2.2.5 铬钒弹簧钢 .....	44
1.3 弹簧设计的基本概念 .....	12	2.2.6 硅铬弹簧钢 .....	44
1.3.1 弹簧指数(旋绕比) .....	12	2.2.7 硅锰钨弹簧钢 .....	45
1.3.2 弹簧的特性曲线 .....	13	2.2.8 铬钒钨弹簧钢 .....	45
1.3.3 弹簧的共振 .....	14	2.2.9 无铬弹簧钢 .....	45
1.3.4 弹簧设计中的几个要素 .....	14	2.2.10 铬锰硼弹簧钢 .....	45
第二章 弹簧材料 .....	19	2.2.11 高合金弹簧钢 .....	45
2.1 对弹簧材料的一般要求 .....	19	2.3 冷轧(拉)弹簧用钢 .....	46
		2.3.1 高碳弹簧钢 .....	47
		2.3.2 合金弹簧钢 .....	64

2.4 用于弹簧的碳钢	
钢带 .....	73
2.4.1 钢带的制造 .....	76
2.4.2 钢种 .....	77
2.4.3 尺寸和形状 .....	79
2.4.4 钢带的热处理 .....	80
2.5 不锈钢弹簧钢丝	
和钢带 .....	81
2.5.1 奥氏体 300 系列不锈钢	
(即所谓 18-8 不锈	
钢) .....	84
2.5.2 马氏体 400 系列不锈钢	87
2.5.3 沉淀硬化不锈钢 .....	93
2.6 弹簧用非铁金属	
材料 .....	96
2.6.1 弹簧用铜基合金 .....	97
2.6.2 弹簧用镍基合金 .....	115
2.6.3 恒弹性模量合金 .....	125
2.6.4 其它偶而也用于弹簧的	
非铁合金材料 .....	130
2.7 弹簧用非金属材料	
料 .....	131
第三章 压缩螺旋弹簧	138
3.1 特点和用途 .....	138
3.2 计算公式 .....	139
3.2.1 圆截面圆柱压缩螺旋弹	
簧 .....	139
3.2.2 矩形截面圆柱螺旋弹簧	144
3.2.3 非线性特性的螺旋弹簧	145
3.3 设计中的一些特	
殊问题 .....	156
3.3.1 末圈和有效圈数 .....	156
3.3.2 螺旋角的影响 .....	159
3.3.3 偏心载荷 .....	161
3.3.4 组合弹簧 .....	162
3.3.5 屈曲 .....	165
3.3.6 径向刚性 .....	166
3.3.7 硬化 .....	168
3.3.8 缓冲 .....	170
3.3.9 颤振 .....	172
3.4 选取应力的方法	174
3.4.1 对载荷的考虑 .....	174
3.4.2 对疲劳强度的考虑 .....	175
3.4.3 工作环境对弹簧使用应力的	
影响 .....	184
3.4.4 许用应力 .....	185
3.5 设计实例 .....	189
3.5.1 材料的选择 .....	189
3.5.2 实例计算 .....	189
3.5.3 设计图和规格 .....	212
3.6 制造和检验 .....	217
3.6.1 弹簧制造 .....	217
3.6.2 热卷弹簧的制造 .....	221
3.6.3 冷卷弹簧的制造 .....	228
3.6.4 弹簧的检查和验收 .....	234
第四章 拉伸螺旋弹簧	241
4.1 特点和用途 .....	241
4.2 计算公式 .....	241
4.3 设计注意事项 .....	242
4.3.1 端部形状 .....	242
4.3.2 钩环部分的应力集中 .....	245
4.3.3 钩环部分对变形的影响	246
4.3.4 初拉力 .....	246
4.4 选取应力的方法	248

4.4.1	对载荷的考虑	248	6.1.1	种类、名称、构造	272
4.4.2	对疲劳强度的考虑	249	6.1.2	特点、用途	277
4.4.3	许用应力	249	6.2	计算公式	278
4.5	设计实例	250	6.2.1	基本公式	278
4.5.1	材料的选择	250	6.2.2	单板弹簧	280
4.5.2	实例计算	250	6.2.3	对称式板弹簧	282
4.5.3	设计图和规格	251	6.2.4	非对称形板弹簧	287
4.5.4	允许偏差	252	6.2.5	非线性特性的板弹簧	289
4.6	制造和检验	255	6.2.6	锥形片状弹簧	294
<b>第五章 圆柱扭转螺旋弹</b>			6.3	设计注意事项	295
	<b>簧</b>	257	6.3.1	板弹簧的几何关系	295
5.1	特点和用途	257	6.3.2	密合度	296
5.2	计算公式	258	6.3.3	弹簧板片间的摩擦	297
5.2.1	不计扭臂变形的情况	259	6.3.4	“卷紧”现象	300
5.2.2	计及扭臂变形的情况	260	6.4	选取应力的方法	302
5.3	设计注意事项	260	6.4.1	对载荷的考虑	302
5.3.1	扭转方向和应力的关系	260	6.4.2	对疲劳的考虑	308
5.3.2	圈数和初拉力	261	6.4.3	对工作环境的考虑	311
5.3.3	引导杆的选择	262	6.4.4	许用应力	313
5.3.4	端部形状	262	6.5	设计实例	313
5.4	选取应力的方法	264	6.5.1	材料的选择	313
5.4.1	对载荷的考虑	264	6.5.2	实例计算	316
5.4.2	对疲劳强度的考虑	264	6.5.3	设计图的画法	326
5.4.3	许用应力	265	6.5.4	允许误差	326
5.5	设计实例	267	6.6	制造和检验	330
5.5.1	材料的选择	267	6.6.1	制造	330
5.5.2	实例计算	267	6.6.2	检查	330
5.5.3	允许偏差	271	<b>第七章 扭杆弹簧</b>		
5.6	制造和检验	271	7.1	特点和用途	333
<b>第六章 板弹簧</b>			7.2	计算公式	334
6.1	特点和用途	272	7.2.1	单根扭杆的计算公式	334
			7.2.2	扭杆和柄组合时的计算	



公式.....	335	8.6.1 制造.....	364
7.2.3 扭杆和柄为一体时的计 算公式.....	338	8.6.2 检验.....	366
7.3 设计注意事项.....	341	<b>第九章 薄板弹簧</b> .....	367
7.4 选取应力的方法.....	342	9.1 特点和用途.....	367
7.4.1 对疲劳的考虑.....	342	9.2 计算公式.....	367
7.4.2 许用应力.....	343	9.2.1 直线形悬臂薄板弹簧.....	367
7.5 设计实例.....	344	9.2.2 圆弧形悬臂薄板弹簧.....	371
7.5.1 材料的选择.....	344	9.2.3 同时具有圆弧段和直线部 分的薄板弹簧.....	374
7.5.2 端部的形状.....	345	9.2.4 波形垫圈.....	378
7.5.3 过渡部分的形状和当量 长度.....	345	9.3 设计注意事项.....	379
7.5.4 实例计算.....	346	9.3.1 弯曲加工部分的半径.....	379
7.5.5 设计图示例.....	350	9.3.2 缺口处或孔部位的应力集 中.....	381
7.6 制造和检验.....	350	9.3.3 弹簧形状和尺寸公差.....	381
7.6.1 制造.....	350	9.4 选取应力的方法.....	382
7.6.2 检验.....	353	9.5 设计实例.....	383
<b>第八章 平面蜗卷弹簧</b> .....	354	9.6 制造和检验.....	384
8.1 特点和用途.....	354	<b>第十章 碟形弹簧</b> .....	386
8.2 计算公式.....	354	10.1 特点和用途 .....	386
8.2.1 非接触形蜗卷弹簧.....	355	10.2 计算公式 .....	387
8.2.2 接触形蜗卷弹簧(发条 弹簧) .....	356	10.2.1 实用计算公式 .....	387
8.3 设计注意事项.....	360	10.2.2 计算图表 .....	390
8.3.1 非接触形蜗卷弹簧.....	360	10.3 设计注意事项 .....	394
8.3.2 接触形蜗卷弹簧.....	361	10.3.1 形状、尺寸.....	394
8.4 选取应力的方法.....	361	10.3.2 弹簧特性 .....	394
8.5 设计实例.....	362	10.4 选取应力的方法 .....	395
8.5.1 非接触形蜗卷弹簧.....	362	10.4.1 静载荷时 .....	395
8.5.2 接触形蜗卷弹簧.....	363	10.4.2 动载荷时 .....	395
8.6 制造和检验.....	364	10.5 设计实例 .....	396
		10.5.1 当给定碟形弹簧的各几何	

参数时 .....	396	12.4.2 许用应力 .....	420
10.5.2 当给定碟形弹簧的特性而 求各几何参数时 .....	396	12.5 设计实例 .....	420
10.6 制造和检验 .....	398	12.6 制造和检验 .....	421
10.6.1 制造 .....	398	<b>第十三章 弹簧挡圈 .....</b>	<b>423</b>
10.6.2 检验 .....	399	13.1 特点和用途 .....	423
<b>第十一章 弹簧垫圈 .....</b>	<b>400</b>	13.2 计算公式 .....	425
11.1 特点和用途 .....	400	13.2.1 C形弹簧挡圈的最大应力 计算 .....	426
11.2 计算公式 .....	403	13.2.2 C形同心弹簧挡圈的最大 应力计算 .....	428
11.3 设计注意事项 .....	406	13.2.3 弹簧挡圈的许用推力 载荷 .....	429
11.4 选取应力的方法 .....	408	13.3 设计注意事项 .....	431
11.4.1 弹簧垫圈的材料 .....	408	13.4 选取应力的方法 .....	431
11.4.2 弹簧垫圈的许用应力 .....	408	13.5 设计实例 .....	432
11.4.3 其他种类弹簧垫圈的许用 应力 .....	408	13.6 制造和检验 .....	433
11.5 设计实例 .....	409	13.6.1 制造 .....	433
11.6 制造和检验 .....	410	13.6.2 检验 .....	433
11.6.1 弹簧垫圈的制造 .....	410	<b>第十四章 环形弹簧、蜗卷螺         旋弹簧、定载荷         弹簧 .....</b>	<b>435</b>
11.6.2 波形弹簧垫圈的制造 .....	410	14.1 环形弹簧 .....	435
11.6.3 齿形弹簧垫圈的制造 .....	411	14.1.1 环形弹簧的特点和用 途 .....	435
11.6.4 碟形弹簧垫圈的制造 .....	411	14.1.2 环形弹簧的计算公式 .....	436
11.6.5 弹簧垫圈的检验 .....	412	14.1.3 环形弹簧设计注意事 项 .....	437
11.6.6 波形弹簧垫圈的检验 .....	413	14.1.4 环形弹簧选取应力的 方法 .....	438
11.6.7 齿形垫圈的检验 .....	413	14.1.5 环形弹簧的实际设计 .....	439
11.6.8 碟形弹簧垫圈的检验 .....	413	14.1.6 环形弹簧的制造 .....	439
<b>第十二章 细线弹簧 .....</b>	<b>415</b>		
12.1 特点和用途 .....	415		
12.2 计算公式 .....	417		
12.3 设计注意事项 .....	419		
12.4 选取应力的方法 .....	419		
12.4.1 细线弹簧的材料 .....	419		

14.2	蜗卷螺旋弹簧	…440		注意事项	…454
14.2.1	蜗卷螺旋弹簧的特点和用途	…440	15.3	弹簧热处理的工艺参数	…457
14.2.2	蜗卷螺旋弹簧的计算公式	…441	15.3.1	低温去应力回火	…457
14.2.3	蜗卷螺旋弹簧设计注意事项	…444	15.3.2	淬火和回火	…461
14.2.4	蜗卷螺旋弹簧的设计例	…444	15.3.3	等温淬火	…471
14.3	定载荷弹簧	…449	15.3.4	析出硬化	…472
14.3.1	定载荷盘簧	…449	15.3.5	渗氮和低温氮碳共渗	472
14.3.2	定载荷密卷螺旋弹簧	452	15.3.6	复碳	…474
第十五章	弹簧的热处理	454	15.4	弹簧热处理的变形	…474
15.1	弹簧的一般热处理	…454	15.4.1	低温去应力回火的弹簧在热处理时的变形	…474
15.2	弹簧热处理时的一般规律和需		15.4.2	淬火回火的弹簧在热处理时的变形	…475

# 第一章 绪 论

弹簧是一种常见的机械零件,几乎所有的工业产品,例如飞机、火车、汽车等运输工具,电器设备、仪器仪表、动力机械、工具机械、农业机械,甚至小至钟表、门锁或自动伞等日常家庭用品也都离不开弹簧。弹簧外形虽然简单,但是在机械中却起着非常重要的作用,如果一个弹簧损坏,机械的某个部分以至整台机械设备都会失效或停止运转,因此愈来愈多地引起人们的重视,目前世界各国对于弹簧的设计、选材、制造、热处理和检验都已有了严格的标准和准则。

弹簧的作用,总的讲就是利用材料的弹性和弹簧结构的特点,使它在产生或恢复变形时,能够把机械功或动能转变为变形能,或把变形能转变为机械功或动能。正是由于这种特性,使弹簧可用于机械产品的减震或缓冲、控制运动、贮存能量、测量力和扭矩,并可作为机械的动力。从广义来讲,凡是利用弹性的零件,如各种不同用途的弹性元件,都属于弹簧的范围。

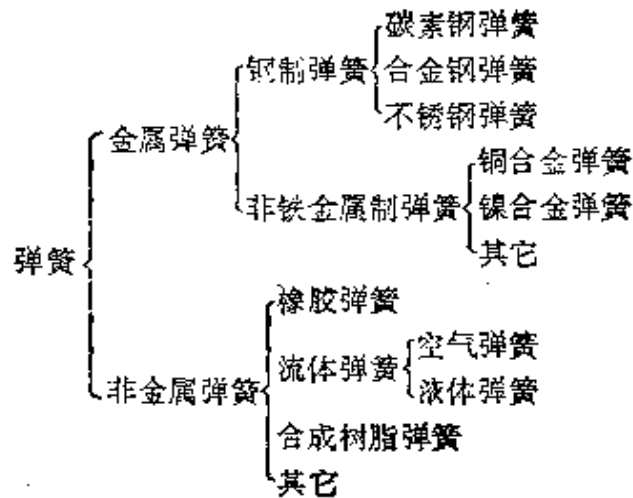
## 1.1 弹簧的分类

弹簧的种类繁多,分类方法也有各种各样,一般按如下来区分。

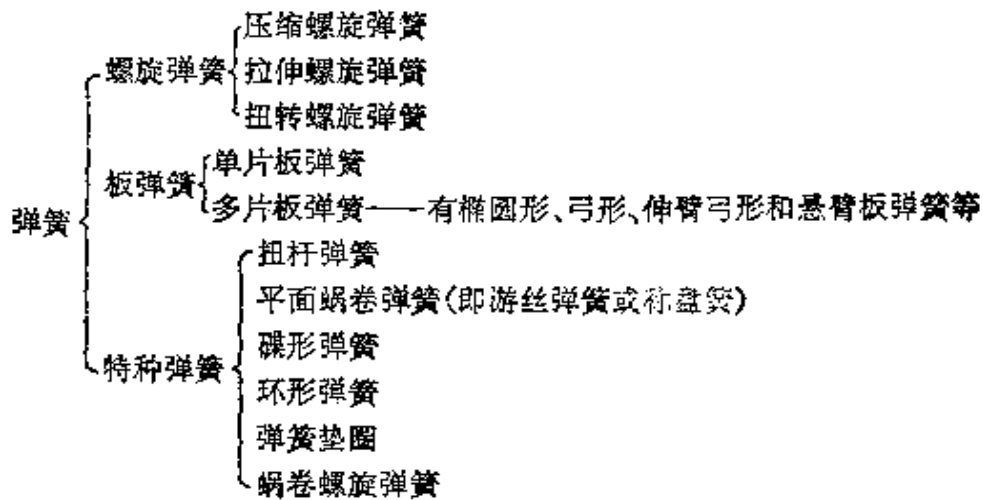
### 1.1.1 按使用材料分

8710267

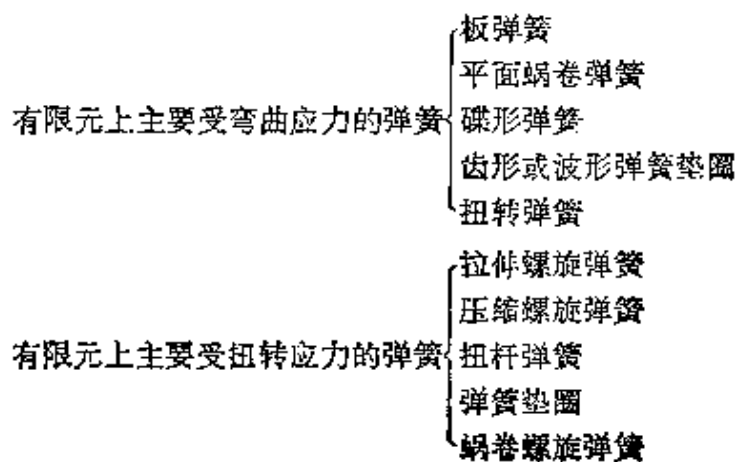
• • •



### 1.1.2 按形状分



### 1.1.3 以构成弹簧有限元所受力的状态分



有限元上主要受拉压应力的弹簧——环形弹簧

有限元上主要受复合应力的弹簧 { 卡紧弹簧  
弯曲螺旋弹簧  
受横向载荷的螺旋弹簧

这种分类方法在螺旋弹簧最易说明问题，表 1-1 是螺旋弹簧的载荷状态和将它分成若干有限元后，每个有限元上所受的主要应力。

表 1-1 螺旋弹簧受力状态和有限元上的主要应力

螺旋弹簧的载荷状态	有限元上的主要应力
拉伸	扭转
压缩	扭转
扭转	弯曲
弯曲	扭转和弯曲
横向载荷	扭转和弯曲

#### 1.1.4 按使用条件分

a) 在静态条件下使用的弹簧——例如安全阀弹簧、弹簧垫圈、秤盘弹簧、定载荷弹簧和钟表中的游丝。在这种情况下，设计上主要应考虑的是静强度和稳定性问题。

b) 在动态条件下使用的弹簧——例如利用其回复性能的阀门弹簧、调速器弹簧等；利用其减少振动的车辆用悬挂弹簧和防振弹簧；利用其吸收能量的联轴器弹簧和电梯的缓冲弹簧等。在这种条件下使用的弹簧主要应考虑弹簧的疲劳强度和共振的问题。

#### 1.1.5 按弹簧工况分

- 在普通环境室温下使用的弹簧；
- 在高温下工作的弹簧(或称耐热弹簧)；
- 在腐蚀介质下工作的弹簧(或称耐蚀弹簧)。

### 1.1.6 按加工工艺分

- a) 冷卷或冷压成形弹簧;
- b) 热卷或热压成形弹簧。

### 1.1.7 按制造精度分

- a) I 级精度弹簧;
- b) II 级精度弹簧;
- c) III 级精度弹簧。

### 1.1.8 按载荷与变形的情况分

a) 载荷与变形成线性关系的弹簧——一般的拉伸、压缩、扭转、单板、扭杆和平面蜗卷弹簧。

b) 载荷与变形成非线性关系的弹簧——其中有滞后作用的如多层板弹簧、蜗卷螺旋弹簧、环形弹簧和碟形弹簧;无滞后作用的有不等节距弹簧、变径螺旋弹簧和组合式弹簧等。

## 1.2 弹簧的功能

### 1.2.1 载荷和变形的关系

通常给弹簧以一定的载荷(外力  $P$  或扭矩  $T$ ),使弹簧产生相应的变形( $F, \varphi$ ),这种载荷和变形之间存在着如图 1-1(a)所示的正比关系,这个比例常数也就是使弹簧产生单位变形所需要的载荷称为弹簧的刚度。当载荷为力,变形为直线变位或挠度时例如拉伸或压缩螺旋弹簧,称为直线弹簧刚度

$$p' = \frac{dP}{dF} (\text{kgf/mm}) \quad (1.1)$$

如载荷为弯矩或扭矩,变形为扭转角或弯曲时称为扭转弹簧刚度

$$T' = \frac{dT}{d\varphi} (\text{kgf-mm/rad}) \quad (1.2)$$

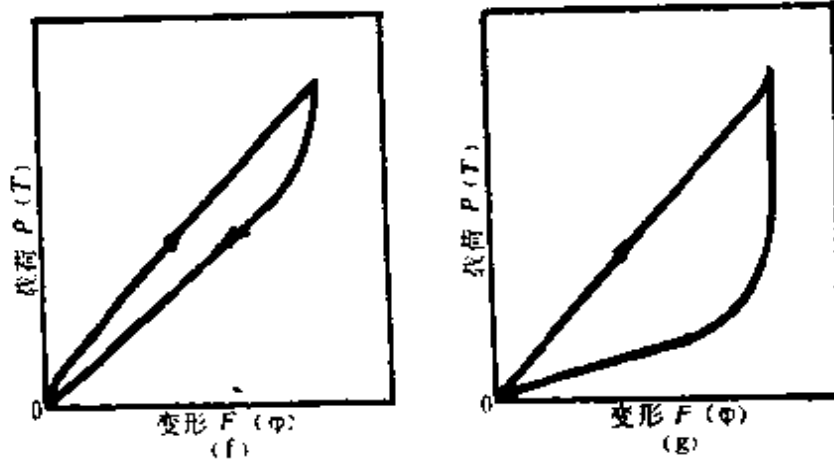
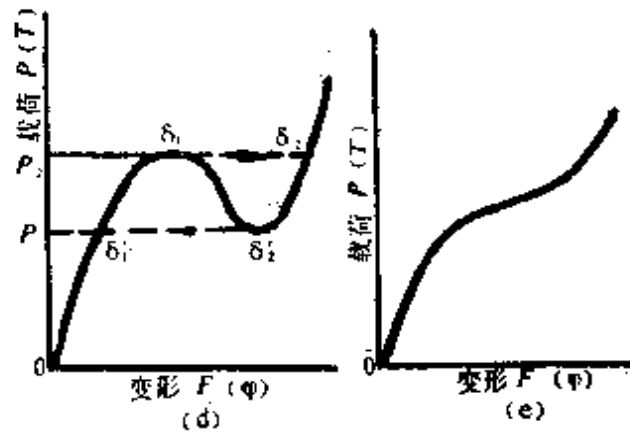
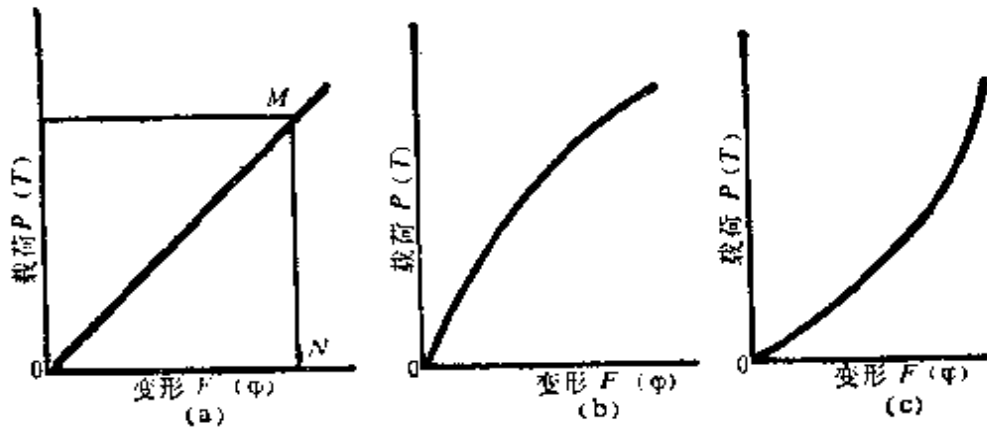


图 1-1 弹簧载荷和变形之间的各种关系



一般弹簧的刚度是一常数，但是在特殊情况下也有象图 1-1(b)(c)(d)(e) 等所示的那样，载荷是变形的函数，这时

$$P=f(F) \quad (1.3)$$

天平弹簧用来指示力或扭矩，调速器弹簧用来调正载荷，阀门弹簧和钟表弹簧用来控制力或扭矩等都是利用这种载荷和变形的关系。

### 1.2.2 能量的吸收

弹簧受载荷后所吸收贮存的能量称为弹簧的变形能，通常弹簧所吸收贮存的能量为

$$U = \frac{1}{2} p' F^2 \quad (1.4)$$

它相当于图 1-1(a) 上三角形 OMN 的面积，从缓和冲击的观点来看，弹簧所吸收的能量愈大愈好，因而希望弹簧的变形量愈大愈好。

图 1-1(a)(b)(c)(d) 所示的载荷和变形的关系在加载或卸载时都是相同的，但是也有些弹簧由于各圈或各层之间具有摩擦力，如碟形弹簧、环形弹簧或多板形弹簧其载荷和变形的关系如图 1-1(e)(f)(g)。那样在加载和卸载时相互之间的关系不一样，也就是说加载时所吸收的能量大于在卸载时所放出的能量，这时每一循环所消耗的外界能量（也就是消耗于内摩擦的能量）是图中每一循环所包孕的面积，减震和缓冲弹簧就是利用这种原理。

弹簧变形能的计算为：

当弹簧材料受切应力时

$$U = k \frac{V \tau^2}{G} \quad (1.5)$$

当弹簧材料受正应力时

$$U = k \frac{V\sigma^2}{E} \quad (1.6)$$

其中  $V$  是弹簧材料的体积； $\tau$  和  $\sigma$  分别为弹簧受载后的切应力或正应力； $k$  为一系数，它与弹簧的类型有关，可参阅表 1-2。

表 1-2 各种弹簧变形能的计算及其相互比较

种 类		变形能的 计算公式	系数 $k$	换算成以棒材拉伸或压缩 的变形能为基本的比值
棒材的拉伸或压缩		$k \frac{V\sigma^2}{E}$	1/2	1.00
长方形断面的悬臂板弹簧			1/18	0.11
弓形板弹簧			1/6	0.33
扭转弹簧	圆形断面		1/8	0.25
	长方形断面		1/6	0.33
平面蜗卷弹簧			1/6	0.33
圆截面扭杆弹簧		$k \frac{V\tau^2}{G}$	1/4	0.43
拉伸或压缩 螺旋弹簧	圆形断面		1/4	0.43
	长方形断面		1/6.5	0.27

注：换算按  $G \approx E/2.6$  和  $\tau = \sigma / \sqrt{3} = 0.577\sigma$

$E$  = 弹性模量； $G$  为切变模量； $\mu$  = 泊松比

$\sigma$  = 正应力； $\tau$  = 切应力； $G = E/2(1 + \mu)$

从式(1.5)和(1.6)可知弹簧材料受载后的应力对弹簧的变形能影响最大，其次是材料的弹性模量或切变模量、材料的体积和弹簧的类型。而弹簧的几何尺寸(如弹簧的节径、圈数、节距等因素)对弹簧的变形能无影响。

因此当弹簧的类型、材料和使用应力选定以后，所需弹簧材料的体积可利用式(1.5)和(1.6)算出

$$V = \frac{UG}{k\tau^2} \quad \text{或} \quad V = \frac{UE}{k\sigma^2} \quad (1.7)$$

### 1.2.3 弹簧的自振频率

对弹簧加载或弹簧在受力产生变形以后，再除去外力，则弹簧将以其固有的自振频率进行振动，如设弹簧本体的质量为  $M_s$ ，则其自振频率

$$f = a \sqrt{\frac{p'}{M_s}} \quad (1.8)$$

其中  $a$  为由支持条件和振动模式决定的常数\*。

因而如象图 1.2 所示的那样，由弹簧所支持的物体质量为  $M$ ，则物体在振动时其振动频率为

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{p'}{M + \beta M_s}} \quad (1.9)$$

由于弹簧的质量相对于其支持的物体而言要小得多，因此可以假定  $\beta = 0$ 。如需要考虑弹簧的质量时，则可采用图 1.2 所

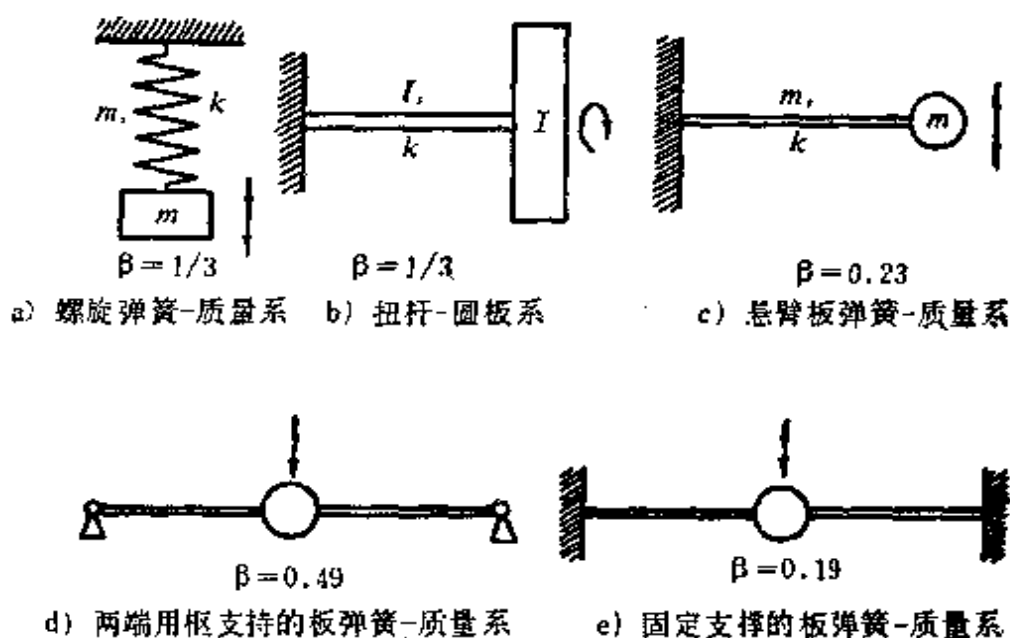


图 1-2 各种弹簧及其质量系

\* 例如，二端自由或二端固定的螺旋弹簧  $a = i/2$  一端固定，另一端自由的螺旋弹簧  $a = \frac{2i-1}{4}$ ，其中  $i = 1, 2, 3, \dots$  整数。

给出的 $\beta$ 值。在弹簧设计时,除弹簧的刚度外,弹簧的振动频率也应是一个重要的考虑因素。

#### 1.2.4 防止振动

任何机械的振动都可通过其基础传递给其它的建筑物或其它机械,因此为了避免由于其它机械的振动影响到需要防止振动的设备或仪器时,常采用如图1-3所示的那样在机械或仪器和基础中间安装有弹簧装置。这时从振动机械向基础传递的力的传导率,或由振动的基础向机械传递的变位传导率,将决定

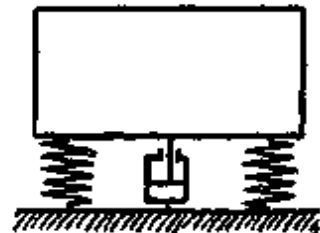


图1-3 防止振动传递的弹簧

于振动机械或基础本身的激振振动频率、自振频率和衰减系数比等因素,也就是说如果附加一粘性衰减系数 $c$ 的单一自由度的振动模型时,其传导率

$$\tau = \frac{\sqrt{1+(2\gamma\lambda)^2}}{\sqrt{(1-\lambda^2)^2+(2\gamma\lambda)^2}} \quad (1.10)$$

其中  $\lambda=f/f_0$   $f$  为振动机械或基础的振动频率;

$$f_0 = \text{自振频率} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{p'}{M}};$$

$\gamma$  = 存在粘性衰减时的衰减系数比,也即

$$\gamma = c/c_0;$$

$$c_0 = \text{临界衰减系数} = 2\sqrt{mp'}。$$

将式(1.10)中传导率 $\tau$ 为纵坐标,衰减系数比 $\lambda=f/f_0$ 为横坐标可得到图1.4所示的坐标图。从图上可知当 $f/f_0=1$ 时是共振点,在 $\gamma=0$ 时共振点成为无限大,通过改变 $\gamma$ 值就可改变共振点的峰值。

从图上还可见,当 $\tau=1$ 时,所有的 $f/f_0$ 曲线皆为一定值,即 $f/f_0=\sqrt{2}$ 。

如  $f/f_0 > \sqrt{2}$  时,  $\gamma$  值越大, 则  $\tau$  越大, 但当接近共振点时,  $\gamma$  值越大,  $\tau$  越小。因此在考虑防振效果时, 在额定的运行情况下, 应选用小的  $\gamma$  值。

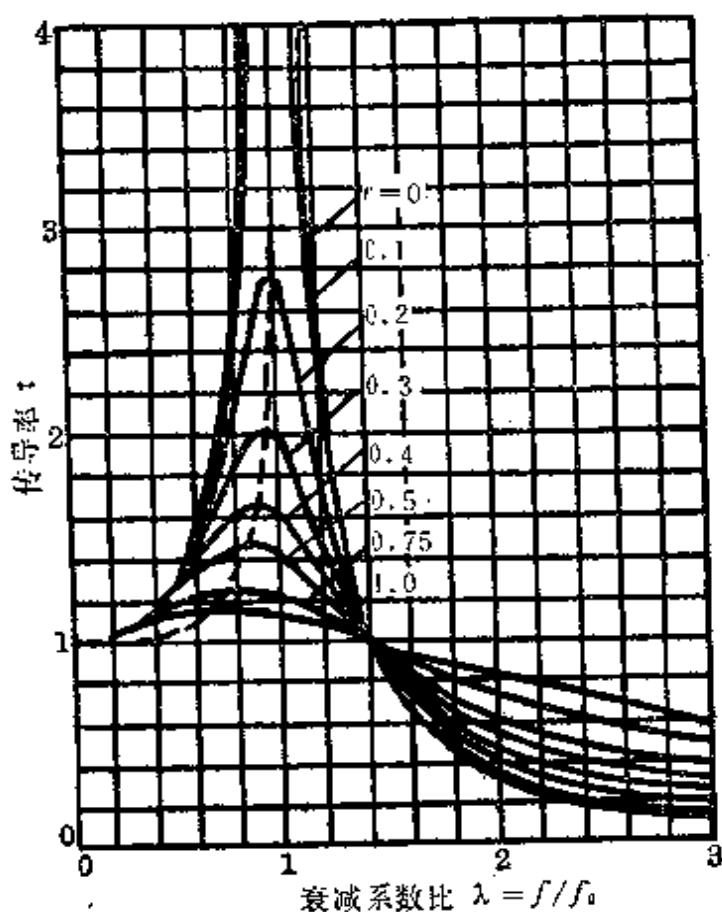


图 1-4 传导率  $\tau$  与衰减系数比  $\lambda$  的关系

但是机器从静止状态起动到额定运行工况, 或在额定运行工况停机直到机器静止都要通过共振点, 因此还必须选取在共振点时, 传导率不会恶化的  $\gamma$  值。从图上还可看到  $\gamma < 1$  时, 也即  $f/f_0 > \sqrt{2}$  的区域内防振效果较好。因此一般都按  $f/f_0 > 3$  来选取相应的弹簧刚度。

利用这种特性可用作机械的防震弹簧和在车辆上用吊架弹簧来防止从路面上传来的振动, 也可用它来作建筑物的防振支撑等。

### 1.2.5 缓和冲击

这是弹簧的另一个重要特性, 因此作为缓冲装置除了要求能尽可能吸收冲击, 减少冲击力的传递外, 还希望这种装置的体积要小。

缓冲效率  $\eta$  是判断缓冲装置的性能是否良好的参数。它的定义为:

$$\eta = \frac{\frac{1}{2} \frac{W}{g} v_0^2}{P_{\max} F_{\max}} \quad (1.11)$$

其中  $W$  = 冲击物体的重量;

$v_0$  = 冲击速度;

$P_{\max}$  = 最大冲击力;

$F_{\max}$  = 缓冲装置的最大变形量。

通常  $\eta$  的值总是在  $0 \sim 1$  之间, 理想情况下  $\eta = 1$ , 但是如果只用一定弹簧刚度的弹簧制成的缓冲装置, 其缓冲效率  $\eta$  只能是  $1/2$ , 因此如要求有更好的缓冲效率, 就需要将弹簧和阻尼器并用。

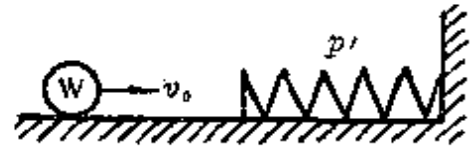


图 1-5 物体  $W$  的水平冲撞

下面介绍在各种情况下弹簧的缓冲作用。

(1) 如果重量为  $W$  的物体, 以速度  $v_0$  向弹簧作水平方向冲撞(如图 1-5 所示), 设物体的冲击力  $P_{\max}$ , 从冲撞开始到速度 = 0 (即静止时) 的时间为  $t_s$ , 在这同时弹簧的水平变形量为  $F_{\max}$ , 则可得到

$$\left. \begin{aligned} t_s &= \frac{\pi}{2} \sqrt{\frac{W}{p'g}} \\ F_{\max} &= v_0 \sqrt{\frac{W}{p'g}} \\ P_{\max} &= v_0 \sqrt{\frac{p'W}{g}} \end{aligned} \right\} \quad (1.12)$$

从式(1.12)中可知弹簧刚度  $p'$  愈小, 冲击力就愈小, 变形量就愈大。如将(1.12)代入(1.11)中, 就可证明上面所说的利用弹簧作缓冲装置其缓冲效率  $\eta$  只有  $1/2$ 。

(2) 如物体  $W$  从高度  $h$  自由落下到一由弹簧刚度为  $p'$  所支持的物体  $W'$  上(如图 1-6 所示)。



图 1-6 由弹簧支持的物体  
与自由落体  $W$  的冲撞



图 1-7 落下物体  $W$  与  
弹簧直接冲撞

设冲撞为完全非弹性冲撞, 冲撞后物体  $W'$  下的弹簧变形量为  $F_{\max}$ 。

则  $F_{\max}$  可由下式求得:

$$F_{\max} = \frac{W}{p'} \left( 1 + \sqrt{1 + \frac{2p'h}{W + W'}} \right) \quad (1.13)$$

如  $W' = 0$  即物体  $W$  直接冲撞到弹簧上, 则得到如图 1-7 所示的情况。

### 1.3 弹簧设计的基本概念

#### 1.3.1 弹簧指数(旋绕比)

凡用圆截面钢丝制成的弹簧, 弹簧的平均直径  $D_2$  与钢丝直径  $d$  的比值叫弹簧指数(又称旋绕比), 即  $C = \frac{D_2}{d}$ 。用矩形截面钢丝制成的弹簧, 弹簧指数  $C$  是指弹簧平均直径  $D_2$  与弹簧轴垂直的那一边材料宽度  $a$  的比值, 即  $C = D_2/a$ 。

在实用上, 弹簧指数常在 4~25 之间选择, 钢丝直径愈小,  $C$  值可取得稍高一些, 但最好选择在 7~13 之间。

弹簧指数值愈小,则金属丝的变形愈大,卷绕也愈困难,在使用时弹簧材料的内侧很容易产生过大的应力,从而影响材料的疲劳强度;但是,若弹簧指数值过小,则弹簧将趋于不稳定。我国国家标准 GB1239-62 中对普通圆柱型螺旋弹簧的弹簧指数值规定在 4~16 之间。

如两根直径相同的金属丝,卷绕成圈数和高度都相同的弹簧,可以从弹簧指数值来判断弹簧弹力的大小。弹簧指数值愈小,则弹力就愈大,这弹簧就愈硬。反之,弹簧指数愈大,则弹力愈小,弹簧就愈软。

### 1.3.2 弹簧的特性曲线

这是指外来载荷( $P, T$ )与相应的弹簧变形量( $F, \varphi$ )之间的关系,如图 1-1 所示,大致可分为直线型(如图 1-1(a))、渐增型(如图 1-1(c))和渐减型(如图 1-1(b))三种。如果是组合式弹簧,则其最后的特性曲线也就是各个弹簧特性曲线的综合。

弹簧的特性曲线对于弹簧的设计和材料的选择有着非常重要的作用。直线型弹簧由于刚度稳定和制造简单,因此应用最广,圆柱型压缩或拉伸弹簧就属于这一类型,但是这也限于外来载荷不超过材料的弹性极限和弹簧的平均直径不变时才是合适的,如果外来载荷超过了材料的弹性极限,则材料将产生屈服而导致永久变形,以后即使卸去载荷,弹簧也不能恢复到原来位置,这也就是为什么我们在选择材料和弹簧热处理工艺时,要将材料的弹性极限作为主要的考虑因素的缘故。那些渐增型特性曲线的弹簧,当外来载荷达到一定程度后,刚度会急剧增加,从而起到保护弹簧的作用。例如圆锥形螺旋弹簧,由于各圈的平均直径不同,弹簧指数也不一样,下端的指数比上端的要大,弹簧受载后,下端的变形首先开始直至并紧成一整体,使弹簧的实际有效圈数减少,再承受变形的是那些弹簧指数小的各圈,因而刚



度就急剧增加了。那些由于摩擦损失而使加载和卸载的特性曲线不重合的多层板弹簧、环形和碟形弹簧,可利用它的特点制成减振或缓冲装置。

由于弹簧材料的尺寸和卷绕成形时都有可能发生误差,因此实际的特性曲线往往与计算时不完全一样,因此对特性曲线要求严格的弹簧,如调速器弹簧必须经过反复试验和修正有关的尺寸参数后,方可成批生产。

### 1.3.3 弹簧的共振

大部分弹簧都要承受周期性载荷,因此如果载荷的频率和弹簧的自振频率相重合或接近时,就会产生共振,从而使应力急剧增大,严重时甚至会使弹簧产生早期断裂,因而在弹簧设计时应注意使弹簧的一阶自振频率(有时还要注意其二阶和三阶频率)能避开载荷的频率。在设计受高速冲击载荷的弹簧时,还必须注意颤振对弹簧强度的影响。变节距和变径螺旋弹簧,由于其刚度是变值,特别是变径弹簧,由于各圈的自振频率不一样,因此对消除或缓和共振尤其是颤振更为有效。

### 1.3.4 弹簧设计中的几个要素

弹簧除了要满足1.2节中的各种功能要求外,还希望它在使用的工作和寿命期限内有足够的强度,不产生任何永久变形,而且还应该是重量轻、体积小、制造容易和价格低廉。这些要求中有的相互矛盾的,例如要求有足够的强度往往会造成重量增加和成本上升。有时要完全满足这些要求是有困难的。因此在弹簧设计时首先应是满足对功能的要求,其次是强度的要求,最后才考虑到它的经济性。

一般弹簧的设计步骤应是:

(1) 根据使用的要求,选择合适的弹簧形状、种类和端部结构。

(2) 根据给定的弹簧位置(例如对螺旋弹簧的允许最大外径、最小内径、自由高度和变形量等;对多层板弹簧的长度、宽度、板片数量、挠度和自由状态时的弧高等)定出弹簧的外形轮廓尺寸。

(3) 根据使用工况(例如工作温度、环境介质、对磁性的要求等)选择合适的材料。

(4) 根据使用条件的载荷特性(例如是静载荷、动载荷或冲击载荷、反复载荷或振动载荷等)决定材料的许用应力,计算出弹簧的各种具体几何参数和包括热处理规程在内的制造方法。

其中(1)(2)两项在机械装置中对弹簧的要求已经有了规定,不能更动,因此弹簧的设计工作者主要是选择弹簧材料、决定材料的许用应力,计算各种具体的几何参数和制造方法,这些在以后的章节中都将有详细的阐述,本节主要是介绍在决定材料的许用应力时应注意的要点。所谓材料的许用应力是指弹簧在指定工况下长期使用而不致失效的最大允许应力值,由于应力对弹簧性能有很大的影响( $U \propto \tau^2$  或  $\sigma^2$ ),因此必须采用安全的但又不是保守的数值。

表 1-3 是一般弹簧失效的原因分析,从表 1-3 可知要防止弹簧产生变形和破坏,关键在于正确掌握载荷的情况和使用环境,以及选择合适的材料及其热处理。

表 1-4 是各种载荷情况下,应知道的几个弹簧要素和对材

表 1-3 弹簧失效的原因分析

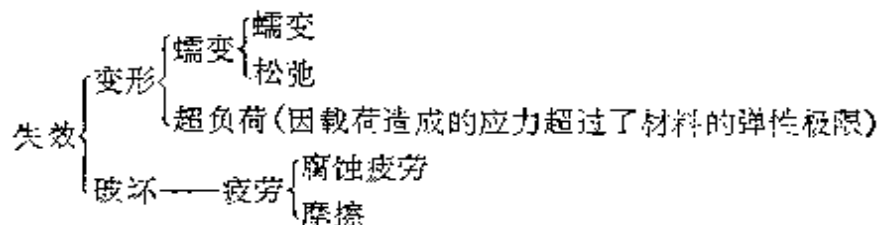


表 1-4

载荷的种类	应知道的数值	对材料的要求
静载荷	载荷的大小, 变形量	有高的弹性极限
反复载荷	平均载荷的大小, 载荷的振幅, 变形量, 往复次数	有高的疲劳强度
冲击载荷	冲击力的大小, 变形量, 往复次数	有高的弹性极限和冲击值
定值载荷	弹簧刚度, 最大载荷	有高的弹性极限和制造尺寸的精度要严

料的要求。

由此可知载荷特性对于弹簧设计非常重要, 通常载荷有下列三种情况:

(1) 静载荷或均匀增加载荷的弹簧, 例如安全阀弹簧和减压阀弹簧。这类弹簧在受载荷后其最大的许用应力一般应不超过材料的弹性极限。但是在螺旋弹簧内侧或板弹簧的转角处往往由于应力集中而使局部地区应力明显增大。表 1-5 是螺旋弹簧内外侧应力的实测结果

表 1-5 螺旋弹簧内外侧应力实测值

螺旋弹簧的尺寸(mm)		实际应力值(kg/mm <sup>2</sup> )		内外侧应力值之比
材料直径	弹簧中径	内侧切应力	外侧切应力	
34	182	76.4	46.5	1.64
14	90	52.2	35.0	1.49

这样在局部地区可能会超过材料的弹性极限, 但是大部分并没有超过, 因此不会有明显的塑性变形, 所以除了那些要求较高的精密仪表弹簧应考虑这种情况而采用较低的许用应力外, 在一般的弹簧设计中可以不考虑这种应力集中因素, 但是如果

是在长时间高应力下使用的弹簧，即使是室温也应考虑材料的低温蠕变和应力松弛所造成的影响，当然如是在高温下使用的弹簧，则应以它的蠕变极限作为设计依据。

(2) 冲击载荷或动载荷下使用的弹簧，除了要考虑其动载荷下的应力分布外，还必须注意其加载速度的影响，有时即使其应力没有超过材料的弹性极限，但是因加载速度过大，也会因此产生局部变形甚至导致失效。所以不仅要知道弹簧所受冲击力的大小，而且还应知道施加冲击力的频率，对材料则除了要求有高的弹性极限外，还应有很好的韧性。

(3) 反复载荷下使用的弹簧，实际上大部分弹簧都属于这一类，品种也较多，例如发动机的阀门弹簧，汽车和铁道车辆中的钢板弹簧、悬挂弹簧等，这类弹簧的失效，往往是以疲劳断裂为主，因此在弹簧设计中应以材料的疲劳强度为其依据，如在腐蚀介质下使用的弹簧，则应以其腐蚀疲劳强度为其设计依据。除此以外，影响疲劳强度的因素很多，例如材料的表面质量、形状因素(应力集中)、尺寸效应、表面强化、表面脱碳和环境温度都有很大关系，这些在以后的章节中都将阐述，在设计中应将这些因素考虑在内。

材料的疲劳强度应是该材料能承受无穷次交变载荷时的最大应力值，从实验的疲劳曲线中，可知在空气中试样如在应力周期  $N=10^7$  时应力值已趋平坦，因此人们就假定它能承受无穷次的交变载荷。但在高温和腐蚀介质中材料实际上没有这疲劳极限值，随着应力周期的延长，其疲劳强度值仍在继续下降，因此目前对一些要求高的零件已采用  $N=10^8$  甚至  $10^9$  的应力值作为其疲劳强度值，但对一般弹簧而言，仍可采用  $N=10^7$  的相应应力值作为它的疲劳强度来计算。

由于疲劳试验繁复费时，因此人们希望利用简单的静力学

试验来推算出材料的疲劳强度，尽管从理论上两者没有直接的推算关系，但是从实际工作中人们发现了下列的近似经验公式，

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{-1} &= 0.47\sigma_b \\ \sigma_{-1p} &= 0.32\sigma_b \\ \tau_{-1} &= 0.22\sigma_b = 0.575\sigma_{-1} \end{aligned} \right\} \quad (1.14)$$

其中  $\sigma_{-1}$  是反复弯曲疲劳强度(疲劳极限)；

$\sigma_{-1p}$  是反复拉压疲劳强度；

$\tau_{-1}$  是反复扭转疲劳强度；

$\sigma_b$  是材料的抗拉强度。

有人甚至更进一步利用各种材料的强度和硬度的关系，采用以硬度值估算疲劳强度的办法。上述公式只能用于一定的强度范围内，其误差率一般为  $\pm 10\%$ ，最高的可达  $30\%$ ，还必须注意那些高强度的材料，应力集中十分敏感，这对疲劳强度有很大影响。尽管如此，上述经验公式仍有其一定的参考价值，可供设计时参考。

## 第二章 弹簧材料

### 2.1 对弹簧材料的一般要求

弹簧的性能和使用寿命,在很大程度上取决于弹簧材料的选择,因此对制造弹簧的材料总的要求是有较高的弹性极限和疲劳强度,同时还要有足够的韧性和塑性,但是由于弹簧的用途很广,工作条件不同,所以在选择弹簧材料时还应根据它的工作环境和对弹簧特性的要求而定。例如在腐蚀介质下使用的弹簧,就应选择抗腐蚀性好的材料;精密仪表中起控制作用的弹簧则应要求其有长期稳定的性能;在电器仪表中的弹簧材料就应有高的导电性;而在高温下工作的弹簧则要求材料在高温下仍能满足弹簧的特性要求等等。此外,还应考虑到材料的工艺性、热处理特点和生产成本等因素,因此在弹簧设计中应根据不同的使用条件,对材料的物理性能、化学性能、机械性能、抗腐蚀性能提出不同的要求。为此必须首先了解和弹簧特性有密切相关的一些材料特性。

#### 2.1.1 弹性极限(Elastic Limit)

材料在弹性范围内受外力作用而产生一定的变形,一旦这外力消失,材料就恢复原状,这种不产生永久残余变形所能承受的最大应力称为材料的弹性极限。这是弹簧设计中的一个极为重要的参数。弹性极限通常分为两种:一种是承受扭曲应力的弹簧,如压缩或拉伸螺旋弹簧,用它的扭曲弹性极限 $\tau_e$ ;另一种是承受弯曲应力的弹簧,如板弹簧和弹簧垫圈,则用它的拉伸弹性极限 $\sigma_e$ 。在第一章中已经谈到弹簧在受载荷后,材料单位体积

所能吸收和贮存的最大变形能  $U = \frac{\tau_e^2}{2G}$  或  $\frac{\sigma_e^2}{2E}$ , 可见弹簧的最大变形能和材料的弹性极限的平方成正比, 而和它的弹性模量成反比, 因此提高材料的弹性极限对弹簧的特性有很大影响。但是在实际的材料拉伸试验中很难精确地测出其弹性极限, 而只

表 2-1 常用弹簧材料的弹性极限和抗拉强度间的关系

材 料 名 称	ASTM	弹性极限为抗拉强度的百分比(%)		
		拉伸弹性极限 $\sigma_e$	扭曲弹性极限 $\tau_e$	
琴钢丝	A228	65~75	45~50	
冷拉弹簧钢丝	A227	60~70	45~55	
油回火高碳弹簧钢丝	A229	<6.35mm, 85~90	45~50	
		>6.35mm, 80~85	40~45	
高碳阀门弹簧钢丝		85~90	50~60	
铬钒弹簧钢丝	A231	88~93	65~75	
铬硅弹簧钢丝	A401	88~93	65~75	
硅锰弹簧钢丝		78~86	55~65	
热轧弹簧钢丝		65~75	50~65	
不锈钢 300 系列	A313	65~75	45~55	
	17-7PH	A313	72~78	53~57
	420		65~75	45~55
	431		72~76	50~55
磷青铜	B159	75~80	45~50	
弹簧用黄铜	B134	75~80	45~50	
铍青铜(冷拉)	B197	68~72	48~52	
		(沉淀硬化)	73~77	50~55
镍基合金	Inconel600	B166	65~70	40~45
	Inconel750		65~70	40~45
	Monel400	B164	65~70	38~42
	Monelk500		65~70	38~42

注: 1. 上述所指弹性极限是指材料在冷拉或油回火或沉淀硬化之后的数值。凡经盘绕后的弹簧是指盘绕后又经除应力之后的弹性极限。

能测得材料的屈服强度和抗拉强度，从已有的试验结果证明材料的弹性极限一般都略低于其屈服强度，而和抗拉强度有一定的比例关系。表 2-1 是常用弹簧材料的弹性极限和抗拉强度间的关系。

因此，当要求具有高弹性极限的材料时，通常总是选择抗拉强度高的材料，而抗拉强度又与材料的化学成分和热处理后的组织有很大关系，这也就是为什么在选择弹簧材料时要注意其合金成分、热处理规范和冷热加工工艺的缘故，例如适当提高材料中的含碳量以便增加其碳化物的数量；增加硅锰元素以强化固溶体；加工中采用冷塑性变形和最终热处理后希望其组织是回火屈氏体都是为了最大限度地提高材料的弹性极限。

### 2.1.2 弹性模量 (Modulus of Elasticity)

材料在比例极限范围内因受力而产生的应力与其单位形变之比称为该材料的弹性模量。它是表示材料刚度的一种标志。材料的弹性模量愈高，则材料的刚度愈好，反之，则愈易产生变形。由于弹簧材料所吸收或贮存的能量和它的弹性模量成反比，因此它同样是弹簧设计中的一个重要参数。材料的弹性模量主要是由其化学成分所决定，热处理工艺和冷加工程度对其影响不大，但是它却随着使用温度的升高而下降，这也就是为什么弹簧在高温使用时往往会增加永久变形量的缘故，应该引起弹簧设计者的注意。

每种材料都有两种弹性模量，一种是拉伸弹性模量（简称弹性模量） $E$ ，是用于扭转弹簧和承受弯曲的弹簧，如板弹簧。另一种是切变弹性模量（简称切变模量） $G$  是用于拉伸或压缩弹簧。它们的量纲都是  $\text{kgf}/\text{mm}^2$  或  $\text{MPa}$ 。表 2-2 是常用弹簧材料的  $G$  和  $E$  的数值。

图 2-1 是碳钢中含碳量和热处理状态与弹性模量  $E$  和切



表 2-2 常用弹簧材料的弹性模量  $E$  和切变模量  $G$

材料名称		美国“弹簧设计手册” 所推荐的 $G$ 和 $E$ 值		我国冶金钢号标准中 的 $G$ 和 $E$ 值	
		$G$ (MPa)	$E$ (MPa)	$G$ (kgf/mm <sup>2</sup> )	$E$ (kgf/mm <sup>2</sup> )
65, 70 65Mn, 70Mn	$0.5 < d < 4$ $d > 4$			8300~8000 8000	20150~20500 20000
冷拉高碳弹 簧钢丝	$d \leq 0.80$ $0.81 \leq d \leq 1.60$ $1.61 \leq d \leq 3.00$ $3.01 \leq d \leq 16.00$	80,700 80,000 79,300 78,600	198,600 197,900 197,200 196,500		
油回火高碳弹簧钢丝		77,200	196,500		
琴钢丝	$d \leq 0.80$ $0.81 \leq d \leq 1.60$ $1.61 \leq d \leq 3.00$ $3.01 \leq d \leq 16.00$	82,700 81,700 81,000 80,000	203,400 200,000 196,500 193,000		
铬钒弹簧钢丝		77,200	196,500	8,000	20,000
铬硅弹簧钢丝		77,200	203,400	8,000	20,000
硅锰弹簧钢丝		74,100	20,000	8,000	20,000
不锈钢	300 系列 17-7PH 420 431	69,000 72,400 75,800 78,600	193,000 203,400 200,000 203,400	7,300 7,500 7,700	19,700 18,700 21,900
镍基合金	Inconel600 InconelX-750 Monel400 MonelK-500	72,400 72,400 65,500 65,500	213,700 213,700 179,300 179,300		
弹簧用黄铜(70-30)		34,500	103,000		
磷青铜 5% 锡		41,400	103,400	4,000	9,500
铍青铜		48,300	117,200	4,300	13,200
Durantekel 300		75,800	206,800		
Ni-Spore 902		69,000	189,600		
Elgiloy		82,700	203,400		
Iso-Elastic		63,500	179,300		
热轧弹簧钢丝				8,000	20,000

年

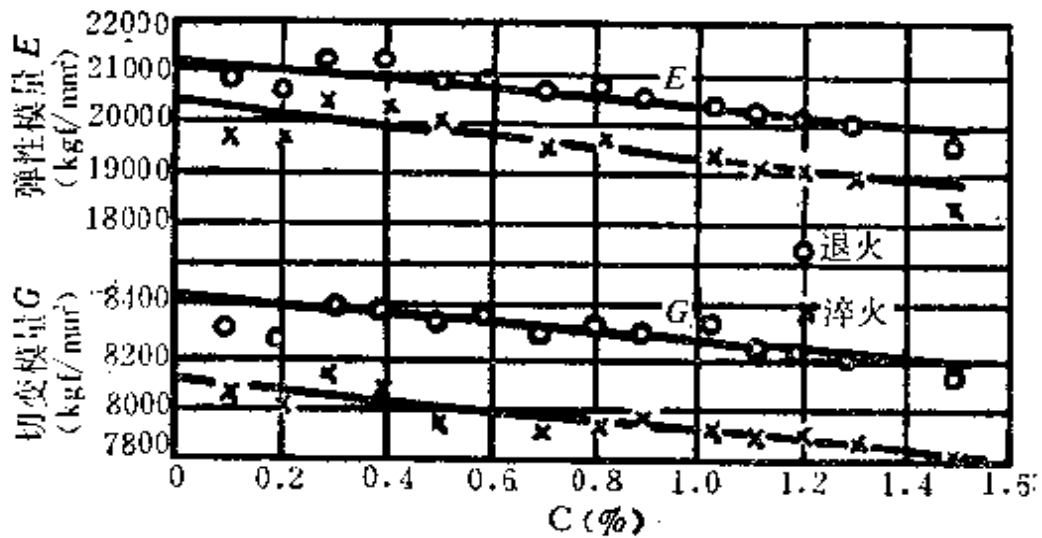


图 2-1 碳钢中含碳量和热处理状态与弹性模量  $E$  和切变模量  $G$  的关系

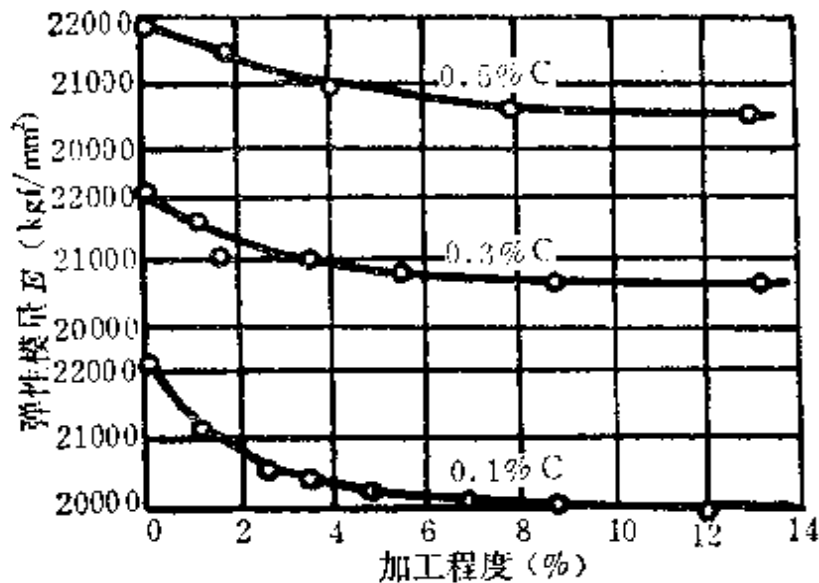


图 2-2 加工程度和碳钢弹性模量  $E$  的关系

变模量  $G$  的关系。

图 2-2 是加工程度与碳钢弹性模量  $E$  的关系。

图 2-3 是各种弹簧材料的切变模量  $G$  与温度的关系。

### 2.1.3 疲劳强度 (Fatigue Strength)

大多数弹簧在工作时都承受交变载荷，因此其材料应有较高的疲劳强度，经验证明，材料的疲劳强度与它的屈服强度成正

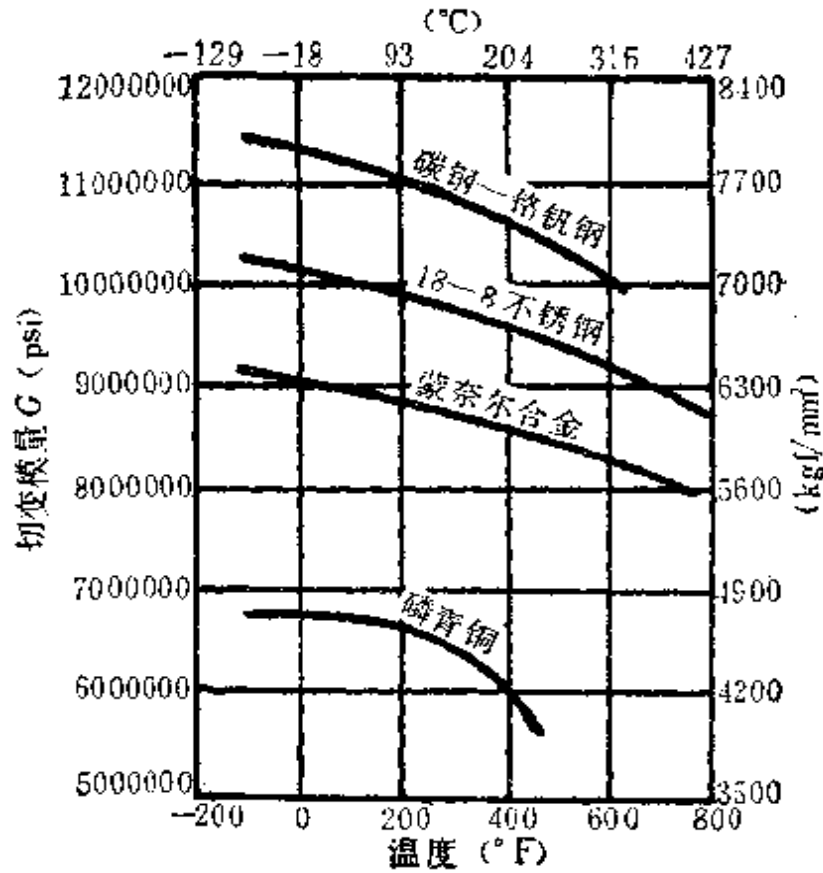


图 2-3 各种弹簧材料的切变模量  $G$  与温度的关系

比，因此为了提高弹簧的疲劳强度就应设法提高材料的屈服强度或采用屈服强度与抗拉强度比值( $\sigma_{0.2}/\sigma_s$ )高的材料。

材料表面状态对疲劳强度有较大的影响。例如裂纹、划伤、飞边、斑疤、麻点、折迭、分层、氧化铁皮或锈蚀，都会使疲劳强度下降，因此要尽可能消除材料的表面缺陷。图 2-4 是同样厚度的弹簧材料，由于表面粗糙度的不同对疲劳强度的影响。热轧和热盘的弹簧材料往往会因加热而产生不同程度的氧化皮，从而影响了它的疲劳寿命。

此外，材料的疲劳强度还会随其脱碳深度、冷加工程度和热处理规范而变化。图 2-5 所示为 Si-Mn 弹簧钢经  $1000^{\circ}\text{C}$  加热后，其脱碳深度与旋转弯曲疲劳强度的关系。由图可知，即使是

符号	板厚 (mm)	钢种	化学成份(%)				热处理
			C	Si	Mn	Cr	
△	13	碳素钢	0.80	0.26	0.40		420°回火(HB380)
○	7	Si-Mn钢	0.60	1.51	0.79		500°回火(HB380)
●	8	Mn-Cr钢	0.60	0.29	0.85	0.81	475°回火(HB380)

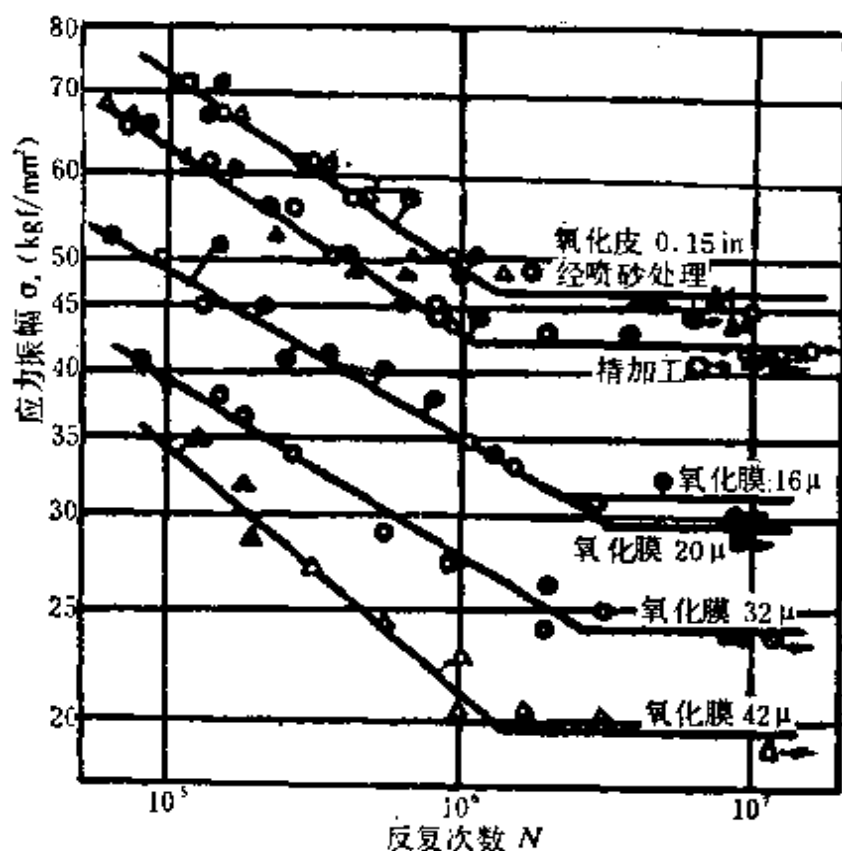


图 2-4 材料表面粗糙度对疲劳强度的影响

极薄的脱碳层也会导致疲劳强度的剧烈下降，因此对疲劳寿命要求特别高的弹簧，就需要采用冷拉后再磨光的材料，因为冷拉材料有时仍会有少许的脱碳层，所以在弹簧设计中必须考虑到材料的制造方法和弹簧在卷绕时引起疲劳性能的变化，如因为选用的材料直径过粗而不得不采用热卷时，则应选用那些不易氧化或脱碳的材料。

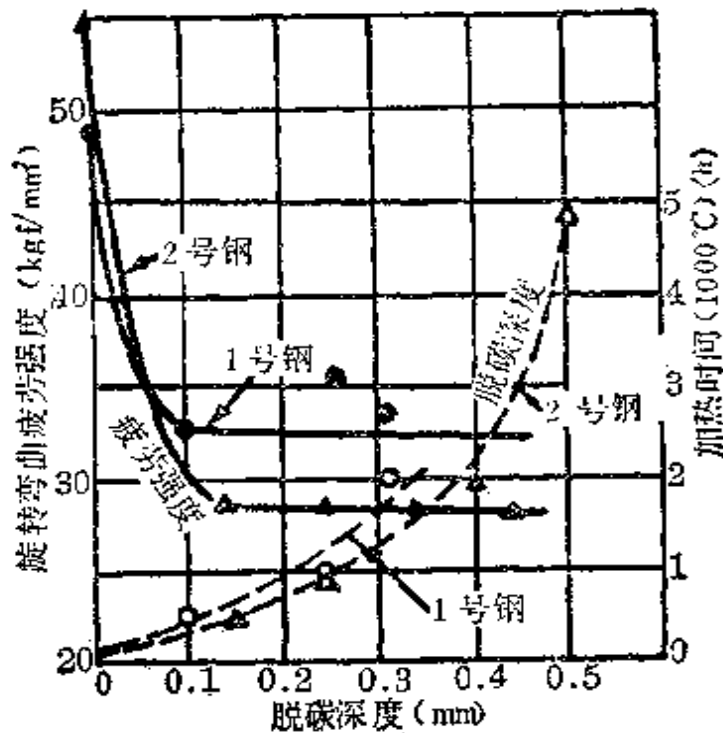


图2-5 Si-Mn 钢在 1000°C 加热后,脱碳深度与旋转弯曲疲劳强度的关系

#### 2.1.4 尺寸效应

试验表明,即使是同样的材料,但尺寸不同,其疲劳强度也随之而异。图 2-6 是根据旋转弯曲疲劳试验的结果所得出的尺寸效应。试验还表明,此类尺寸效应在拉压疲劳试验中影响不大,但在弯曲或扭曲疲劳时却相差很多,例如同样的弹簧钢在承受交变弯曲载荷时,厚 3mm 的钢板,其疲劳强度为 52kgf/mm<sup>2</sup>,但当板厚为 10~13mm 时,就下降到 42kgf/mm<sup>2</sup>。图 2-6 和图 2-7 是不同尺寸的琴钢丝制成的弹簧所推荐采用的应力水平。因此在设计大截面弹簧考虑疲劳强度时应特别注意到它的尺寸效应。

#### 2.1.5 淬透性

对于大型弹簧,总希望采用淬透性较好的材料,因为在不能淬透的情况下,淬火组织中总包含有很多非马氏体组织,它和马

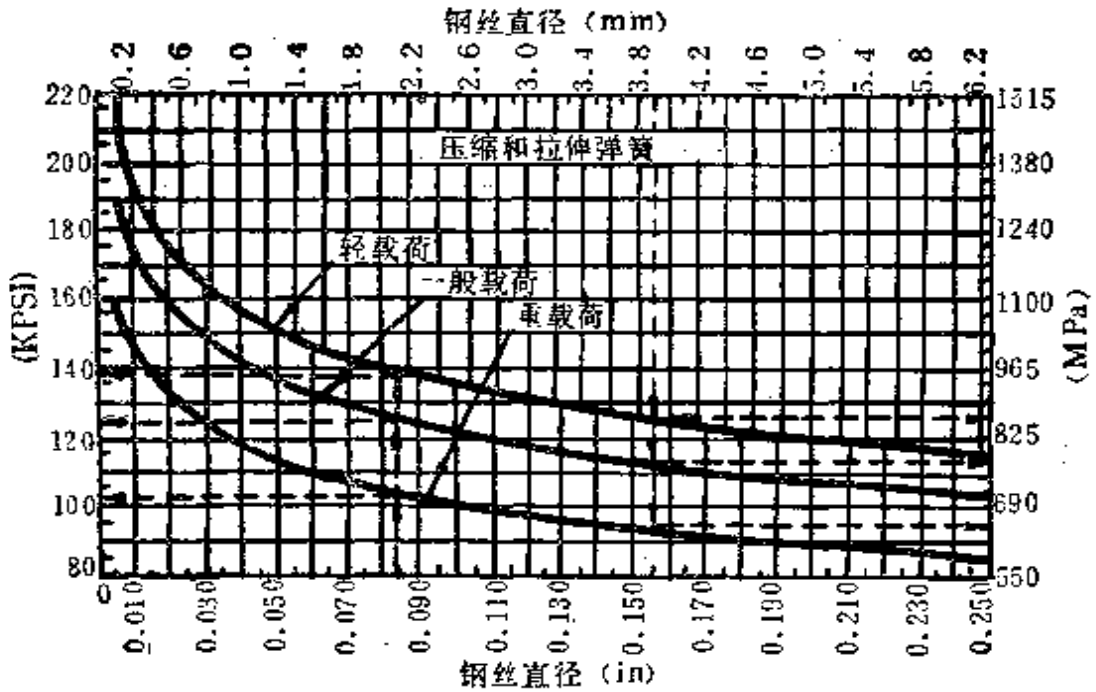


图 2-6 琴钢丝在制造拉伸和压缩弹簧时所推荐采用的应力

**轻载荷** 是指那些只能承受静应力和应力较低变形量较小的弹簧,例如安全装置和振动吸收装置上所用的弹簧,如在设计中需要采用高应力时,只能有最小的弹性极限值,其使用寿命一般为  $10^3 \sim 10^4$  次

**一般载荷** 是弹簧设计中用得最普遍的,其平均使用寿命为  $10^5 \sim 10^6$  次,如果弹簧的振动频率小于 300 次/min,又没有冲击载荷时,其使用寿命为  $10^5$  次,如使用应力在图示曲线以下,则其寿命可延长到  $10^6$  次,应力愈低,寿命愈长。

**重载荷** 是指那些长时间振动频繁的弹簧,例如汽车上的阀门弹簧、空气锤、压力机、液压控制器所用的弹簧,其使用寿命可大于  $10^6$  次,如希望使用寿命大于  $10^7$  次,即通常所谓具有无限寿命的弹簧,其应力水平至少应比曲线所示的应力小 10% 以上。

氏体组织相比较,其淬火硬度较低,虽然以后可以降低回火温度来达到所要求的硬度,但是其它的性能都较差,因此为了充分发挥材料的性能,就希望能将材料完全淬透,对弹簧钢来讲,其淬火后的要求是在材料的中心部位能得到 50% 以上的马氏体组织。表 2-3 是日本各种常用弹簧钢淬火后中心能达到 50% 马氏体的极限尺寸。

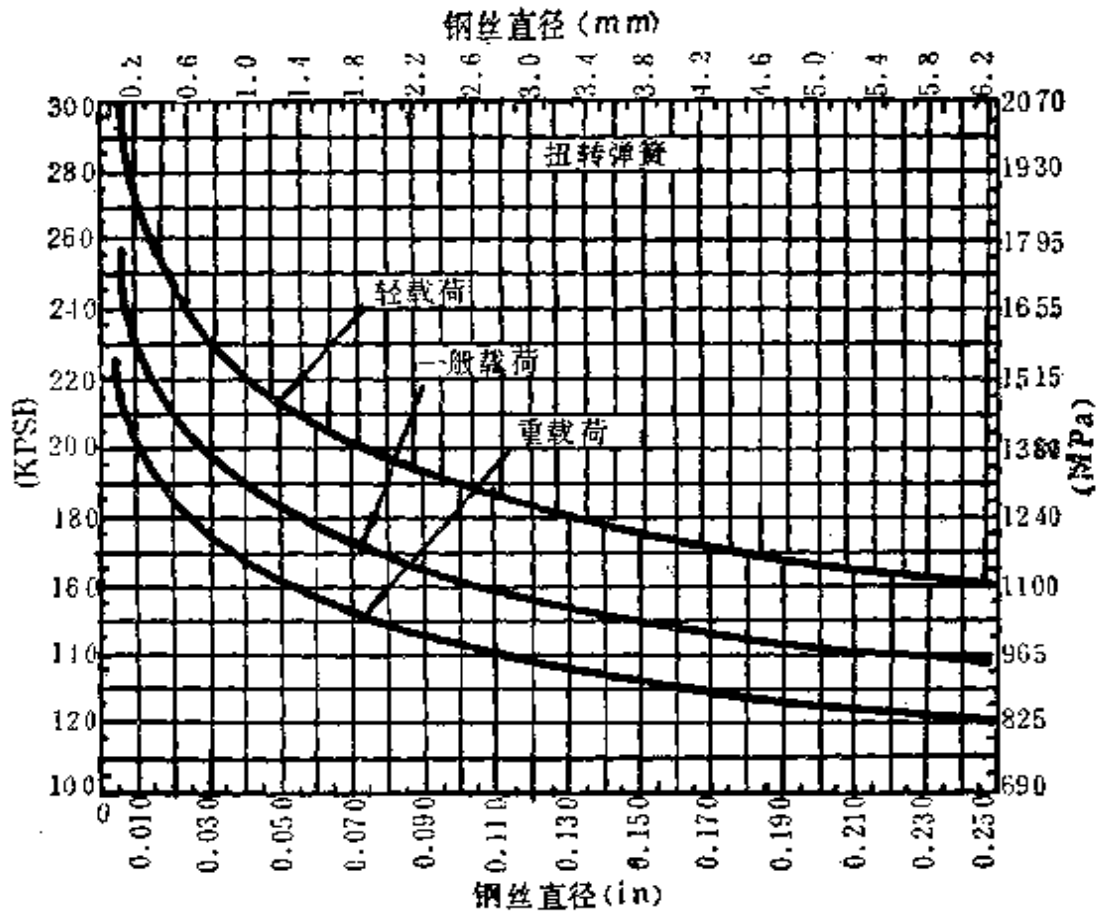


图 2-7 琴钢丝在制造扭转弹簧时所推荐采用的应力

表 2-3 日本常用的弹簧钢淬透性

钢 种	钢 号	淬油后, 材料中心为 50% 马氏体的极限尺寸 (mm)	
		直 径	板 厚
C 钢	SUP3	18	11
Si-Mn 钢	SUP6	30	18
	SUP7	40	24
Mn-Cr 钢	SUP9	55	33
	SUP9A	60	36
Cr-V 钢	SUP10	60	36
Mn-Cr-B 钢	SUP11A	75	45

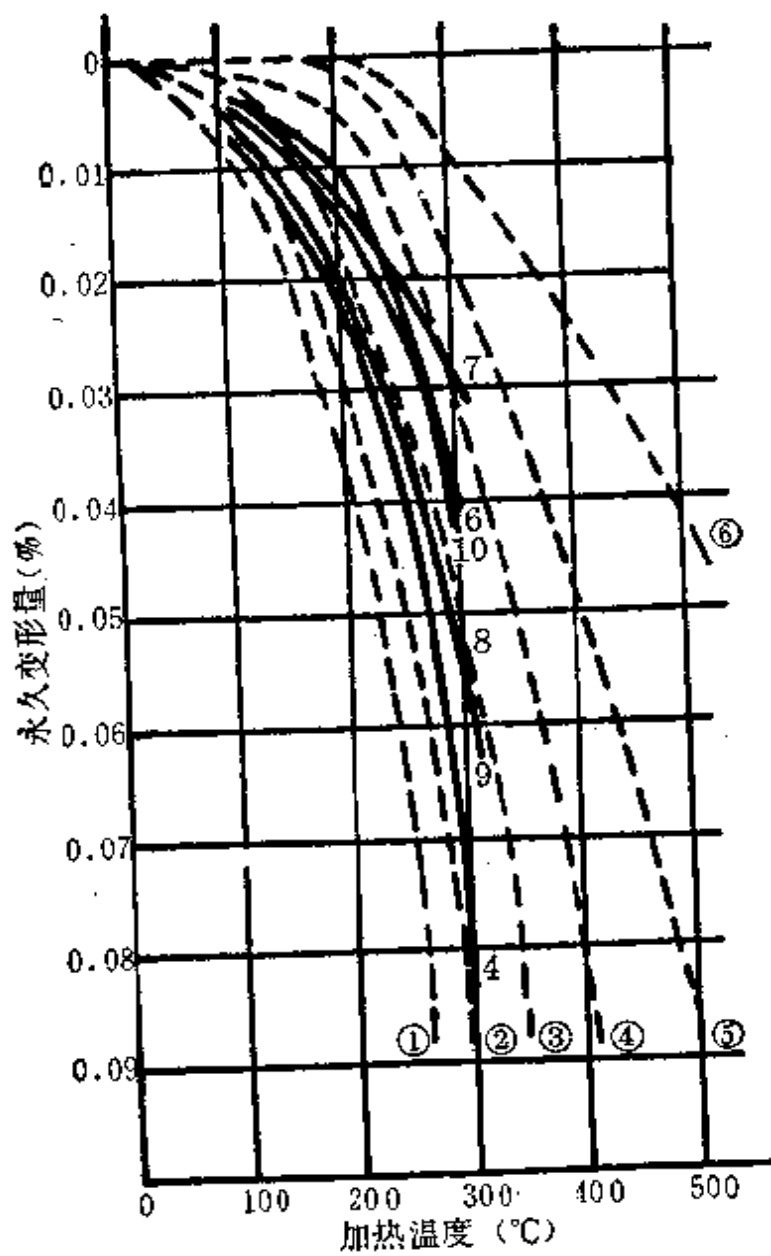


图 2-8 各种弹簧材料在不同温度压紧试验时的永久变形量

- |            |   |          |                                       |
|------------|---|----------|---------------------------------------|
| ① 琴钢丝      | } 直径=3.5~5.0 mm<br>τ=40 kgf/mm <sup>2</sup><br>t=45 min | 4 SUP4   | } 直径=7.0 mm<br>τ=45.5 kgf/mm<br>t=5 h |
| ② 油回火钢丝    |   | 6 SUP6   |                                       |
| ③ 铬-钒钢丝    |   | 7 SUP7   |                                       |
| ④ 硅-铬钢     |   | 8 SUP8   |                                       |
| ⑤ 18-8 不锈钢 |   | 9 SUP9   |                                       |
| ⑥ 高速钢      |   | 10 SUP10 |                                       |



表 2-4 我国常用弹簧钢在油中能淬透的尺寸

钢 号	65, 70	65Mn	60Si <sub>2</sub> Mn	50CrMn	60Si <sub>2</sub> CrA 50CrVA	65Si <sub>2</sub> MnWA 60Si <sub>2</sub> CrVA
在油中能淬透 的尺寸(毫米)	7	15	25	30	45	50

表 2-4 是我国部分弹簧钢在油中能淬透的尺寸。

### 2.1.6 耐热性

某些弹簧需要在一定的温度下使用，但是材料的机械性能和弹性模量随着温度的上升将有所下降，在到达一定的温度后，下降得更利害，因此同样的受力在高温下弹簧的变形要较室温时大得多，由于材料的化学成分和制造方法的不同，各种材料的下降幅度也不一样，图 2-8 是各种不同的弹簧材料在不同温度作压紧试验时的永久变形情况。表 2-5 是美国各种弹簧材料的允许使用的最高温度。

表 2-5 美国各种弹簧材料允许使用的最高温度

弹簧材料	黄铜丝	磷青铜	琴钢丝	钛青铜	冷拉弹簧钢丝	油回火弹簧钢丝
允许使用的最高温度(°C)	80	105	120	150	160	175
弹簧材料	Cr-V 钢丝	Monel 400	Monel K500	Cr-Si 钢丝	Si-Mn 钢丝	不锈钢 300 系列
允许使用的最高温度(°C)	220	220	230	245	270	280
弹簧材料	不锈钢 400 系列	Inconel 600	高速工具钢	Inconel X-750	Cr-Mo-V 钢	
允许使用的最高温度(°C)	315	345	415	455	480	

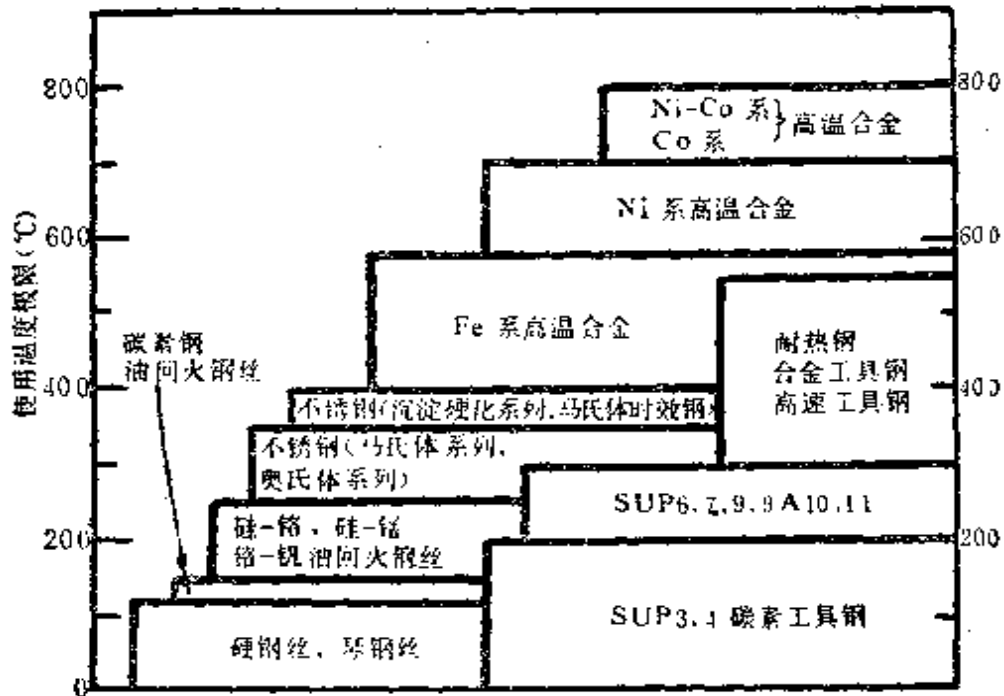


图 2-9 日本规定的弹簧材料的使用温度极限

注：由于实际的弹簧载荷应力，环境介质和使用时间的不同因而使用的温度极限亦有所差异

图 2-9 是日本规定的弹簧材料的使用温度极限。

### 2.1.7 耐蚀性

在腐蚀环境下使用的弹簧，其材料表面往往会由于腐蚀介质的作用，而使直径或厚度减少，从而降低了其承受载荷的能力。同时在腐蚀环境下材料的疲劳强度也会大大下降，从而影响其使用寿命。表 2-6 是部分弹簧材料在海水中由于腐蚀而引起疲劳强度下降的实例。从表中可以看出，在海水中磷青铜的疲劳强度下降得最少，但就其绝对值而言，仍只有不锈钢的一半左右。

弹簧的腐蚀一般有下列四种形式：(1) 锈蚀；(2) 点腐蚀；(3) 裂纹——通常是由于腐蚀和应力双重作用下产生的；(4) 电化学腐蚀——当两种不同材料联接在一起时发生。

表 2-6 部分弹簧材料由于腐蚀而使疲劳下降的实例

材 料 名 称	疲劳强度 (kgf/mm <sup>2</sup> )	
	在空气中	在海(盐)水腐蚀介质中
0.75~0.90 的高碳钢	42	13
Cr18Ni8 不锈钢	98	27
4~6 黄铜	16.8	11.3
磷青铜	14.7	13.4

一般材料的腐蚀总是从点腐蚀开始，然后随着时间的推移而逐步扩大，因此在为腐蚀介质下工作的弹簧选择材料时就必须选择抗腐蚀能力好的材料，这里不仅取决于材料的化学成分，还需要有适当的热处理配合，才能最充分地发挥其抗腐蚀性能。在设计中特别需要注意的也是在通常最容易忽视的关于与弹簧相配合零件的材料问题，如选择得不恰当，就会产生电化学腐蚀，例如在潮湿的空气或水中使用的磷青铜或铍青铜制成的弹簧就不能和铝或锌铸件连接在一起，也不能用不锈钢制成的弹簧和青铜铸件相联接。

为了提高弹簧的抗腐蚀能力，有时也采用将抗腐蚀材料覆盖于弹簧表面，形成一保护层，使弹簧与腐蚀介质不直接接触，常用的方法有电镀、热渗镀、化学镀金属保护层；或用磷化、发蓝等化学保护层；也有用油漆或塑料等非金属保护层，采用何种方法取决于腐蚀介质的性质、工作环境的温度、材料的强度和对该腐蚀介质的敏感程度、弹簧的结构、工作寿命和成本等诸因素。一般对那些很小的冷盘弹簧最好直接采用已镀铜或锌的钢丝或抗腐蚀性能好的材料制成；稍大一些的冷卷成形弹簧宜采用电镀、氧化和磷化等方法；那些重型弹簧如板弹簧、机车车辆上的热卷成形弹簧，则大多采用涂漆；至于那些长期在腐蚀环境下使

表 2-7 各种用途的常用弹簧材料(日本)

用途	棒 状		板 状		线 材		薄 板 材	
	热 轧	热 轧	热 轧	热 轧	冷 拉(轧)	油 回 火	冷 拉(轧)	热 处 理
一般小型螺旋弹簧					SWP, SW, SUS	SWO, SWOSM		
一般大型螺旋弹簧	SUP4, SUP6, SUP7, SUP9, SUP9A, SUP11A							
高级大型弹簧	SUP10		SCPI0					
超大型弹簧	SUP11A		SUP11A					
铁路车辆用悬挂弹簧	SUP4, SUP9 SUP9A, SUP11A		SUP9, SUP9A SUP11A			SWOSM		
汽车用悬挂弹簧	SUP6, SUP7, SUP9, SUP9A, SUP11A		SUP6, SUP7, SUP9, SUP9A, SUP11A					
片弹簧					SW			
阀门弹簧					SWPV	SWO-V, SWO-CV-V SWOSC-V		

(续表)

用途	棒状		板状		线材		板材	
	热	轧	热	轧	冷拉(轧)	油回火	冷拉(轧)	热处理
离合器弹簧					SWP, SWPV	SWO-V		
调速器弹簧	SUP4, SUP6, SUP7, SUP9, SUP9A				SWP	SWO	SK, SKS	
导电用弹簧					黄铜, 锌白铜, 磷青铜, 铍青铜		钛黄铜, 17-7PH	
卡紧弹簧(簧簧)					SW, SWP			
! 盘簧、游丝					SW, SWP		SK, SWRHSC*	SK, SC*
绞线弹簧					SWP			
碟形弹簧			SUP6, SUP9, SUP9A, SUP10				SK, SKS, SC*, SUP10	SK, SC*
环形弹簧								
蜗卷螺旋弹簧			SUP4, SUP6, SUP9, SUP9A				SK SC*	
无磁性弹簧					SUS, 黄铜, 锌白 铜, 磷青铜, 铍青 铜		SUS, 钛黄铜	

(续表)

用途	棒状		板状		线材		薄板材	
	热	热	热	热	冷拉(轧)	油回火	冷拉(轧)	热处理
恒弹性弹簧					恒弹性镍铬弹簧 钢 Ni-Spanc			
耐高温弹簧			SUP10		SUS InconelX K-Monel SKH	SWOC-V SWOSC-V	SUS, InconelX R-26	
耐腐蚀弹簧					SUS, 黄铜, 锌 白铜, 磷青铜, 钛青铜		SUS	
弹簧挡圈, 定位环					SWRH, SW, SWP		SK, SC*	SK, SC*
弹簧垫圈					SWRH			
薄板弹簧							SK SC*	SK, SC*
齿形弹簧垫圈							SK SC*	SK, SC*
波形弹簧垫圈							SK SC*	SK, SC*

注: SUP3, SUP4: 高碳钢; SUP6, SUP7: 硅锰钢; SUP9, SUP9A: 铬锰钢; SUP10: 铬钒钢; SUP11A: 铬锰硼钢; SWP: 琴钢丝; SWPV: 用于阀门弹簧的琴钢丝; SW 硬钢丝; SWO: 油回火碳素钢丝; SWO-V: 阀门用油回火碳素钢丝; SWO-CV-V: 阀门用油回火铬钒钢丝; SWOSC-V: 阀门用油回火硅铬钢; SWOSM: 阀门用油回火硅锰钢; SUS: 不锈钢; SK: 碳素工具钢; SKS: 合金工具钢; SWBH: 高碳钢线材; SKH: 高速工具钢; SC\*: 疑是 S-C 之误, 为机械结构用碳素钢(编者注)

用的弹簧则多采用成本较高的不锈钢或钢合金来制造。

### 2.1.8 导电性

在电器或通讯机械中使用的弹簧,不但要求有弹性,而且还应有良好的导电性。纯铜的导电性能虽好,但强度太差,因此在用作弹簧材料时,总是要添加若干合金元素以提高其强度和弹性,这样虽然会削弱一些导电性,但比钢材还是要高得多,如假定铜的导电性为100%,则加入5%磷和锡的磷青铜弹簧合金只降低了其导电性的18%;即使含锌30%的黄铜,降低了其导电性的27%,但仍具有三倍于钢的导电性。

### 2.1.9 热膨胀性

凡是要求在一个宽广温度范围内使用而又希望能一直保持有恒定弹性模量的弹簧,例如象钟表游丝那样的蜗卷弹簧,其材料就要求在温度有变化时,有尽可能少的热膨胀系数,著名的因瓦合金就是这样的一种材料。

### 2.1.10 其它

除上述性能外,在弹簧设计时还必须考虑这些弹簧材料的一些其它因素,例如材料的晶粒度、内部的成分偏析、非金属夹杂物、内部缺陷、加工程度和热处理对材料的影响等等,这些也都会影响到最终弹簧制成后的弹性要求。

表2-7是各种用途的弹簧,在日本通常采用的材料。

## 2.2 热轧成形的弹簧用钢

用于制造弹簧的钢,其交货状态有热轧和冷轧(拉)两种。热轧材料中包括圆钢、扁钢、钢板和梯形钢等。其规格和尺寸公差较大,表面质量较差,它们主要是用电炉或转炉熔炼后经热轧或锻造成形,并以退火状态供应,在以后制造弹簧的过程中,往往不再进行任何加工就直接加热卷绕。由于钢材表面状态的好坏

对弹簧的性能有直接的影响, 钢材表面如有缺陷就会增加弹簧表面的粗糙度, 也易于形成表面裂纹, 特别是在弹簧成形和以后的淬火回火热处理工序都需要依靠加热来完成, 这也容易造成表面脱碳, 从而使弹簧的疲劳强度下降, 因此热轧材料只能用于疲劳性能要求不高的低应力弹簧, 或是截面尺寸较大的重型弹簧, 例如铁道车辆和汽车、拖拉机上的大型螺旋弹簧, 重型板弹簧等。

目前通用的热轧弹簧用钢有碳素钢、锰钢、硅锰钢、锰铬钢、铬钒钢、硅铬钢、铬钒钨钢和无铬弹簧钢(包括硅锰钒硼钢、硅锰钒钢和硅锰钼钒铌等)。我国列入热轧弹簧钢材, 按 GB1222-75 规定有 65、70、75、85、65Mn、55Si2Mn、55Si2MnB、60Si2Mn、60Si2MnA、60Si2CrA、70Si3MnA、65Si2MnWA、60Si2CrVA、

表 2-8 JIS 标准中弹簧钢的化学成分

钢号	化 学 成 分 (%)							
	C	Si	Mn	P	S	Cr	V	B
SUP3	0.75 ~0.90	0.15 ~0.35	0.30 ~0.60	≤0.035	≤0.035	—	—	—
SUP4	0.90 ~1.10	0.15 ~0.35	0.30 ~0.60	≤0.035	≤0.035	—	—	—
SUP6	0.55 ~0.65	1.50 ~1.80	0.70 ~1.00	≤0.035	≤0.035	—	—	—
SUP7	0.55 ~0.65	1.80 ~2.20	0.70 ~1.00	≤0.035	≤0.035	—	—	—
SUP9	0.50 ~0.60	0.15 ~0.35	0.65 ~0.95	≤0.035	≤0.035	0.65 ~0.95	—	—
SUP9A	0.55 ~0.65	0.15 ~0.35	0.70 ~1.00	≤0.035	≤0.035	0.70 ~1.00	—	—
SUP10	0.45 ~0.55	0.15 ~0.35	0.65 ~0.95	≤0.035	≤0.035	0.80 ~1.10	0.15 ~0.25	—
SUP11A	0.55 ~0.65	0.15 ~0.35	0.70 ~1.00	≤0.035	≤0.035	0.70 ~1.00	—	≥0.0005

注: 1. 铜(Cu)作为夹杂物, 其含量在各种钢中均应≤0.30



50CrMn、55SiMnVB、50CrVA、30W4Cr2VA、55SiMnMoV、55SiMnMoVNb 等十九种。日本列入 JIS 标准中的有碳素钢 (SUP3, SUP4) 硅锰钢 (SUP6, SUP7)、锰铬钢 (SUP9, SUP9A)、铬钒钢 (SUP10) 和锰铬硼钢 (SUP11A) 等八种。其化学成分如表 2-8 所示。

这些热轧钢材, 从设计角度看, 几乎有相似的室温机械性能, 按照 GB1222-75 规定, 它们的弹性模量  $E$  都是 196000 MPa, 切变模量  $G$  都是 7850 MPa。抗拉强度碳钢在 980~1127 MPa 之间, 合金钢在 980~1860 MPa 之间, 它们的拉伸弹性极限碳钢为其抗拉强度的 65~75%, 合金钢则为 75~85%, 扭转弹性极限碳钢为抗拉强度的 50~60%, 合金钢为 60~70%。淬火回火后硬度碳钢在  $HRC40\sim45$  之间, 合金钢为  $HRC45\sim50$ 。无论合金钢或碳钢的比重都为  $7.85\text{ g/cm}^3$ 。

热轧弹簧钢材为了适应各种成品的要求, 在坯料的截面上有各种特殊的设计, 例如为了使迭板弹簧在重迭时不致滑动, 特别设计了中间凸起的板材; 又如为了减少重迭板弹簧拉伸侧的弯曲应力, 在压缩侧设计了凹槽。图 2-10 是各种板材的断面形状, 其中用得最普遍的是 g·a·f 三种。在日本已将这三种断面列入 JIS 标准中, 称为甲、乙、丙标准板材断面, 其中甲种截面主要用于铁路车辆的重型迭板弹簧, 乙、丙两种用于汽车拖拉机的迭板弹簧, 其标准系列尺寸和允许公差如表 2-9 所示。

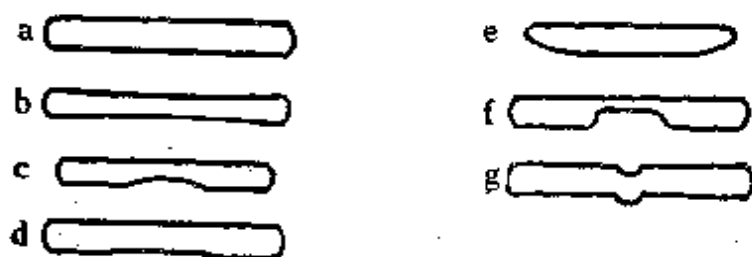


图 2-10 弹簧用板材的断面形状

表 2-9 各种断面板材的尺寸和允许公差  
甲种断面板材尺寸及其允许公差(单位: mm)

宽 度 <i>b</i>	宽度的允许公差	厚 度 <i>t</i>	
		10	13
		厚度的允许公差	
75 (90) 100 125	±0.80 (±1.00) ±1.00 ±1.00	±0.30 — ±0.30 —	— (±0.30) ±0.30 ±0.30

乙种断面板材尺寸及其允许公差 (单位: mm)

宽 度 <i>b</i>	宽度的允 许公差	厚 度 <i>t</i>							
		5	6	7	8	9	10	11	12
		厚 度 的 允 许 公 差							
45	±0.50	±0.15	±0.15						±0.25
50	±0.60	±0.15	±0.15	±0.18	±0.20	±0.20	±0.25	±0.25	±0.25
60	±0.60	±0.15	±0.15	±0.18	±0.20	±0.20	±0.25	±0.25	±0.30
70	±0.80		±0.18	±0.18	±0.20	±0.25	±0.25	±0.25	±0.30
80	±0.80			±0.20	±0.20	±0.25	±0.25	±0.30	±0.30
90	±1.00					±0.25	±0.25	±0.30	±0.30
100	±1.00							±0.30	±0.30
150	±1.00								

宽 度 <i>b</i>	宽度的允 许公差	厚 度 <i>t</i>							
		13	14	16	18	20	22	25	30
		厚 度 的 允 许 公 差							
45	±0.50								
50	±0.60	±0.30							
60	±0.60	±0.30		±0.35					
70	±0.80	±0.30	±0.30	±0.35	±0.35	±0.40	±0.45	±0.50	
80	±0.80	±0.30	±0.30	±0.35	±0.35	±0.40	±0.45	±0.50	
90	±1.00	±0.30	±0.30	±0.35	±0.35	±0.40	±0.45	±0.50	
100	±1.00	±0.30	±0.30	±0.35	±0.35	±0.40	±0.45	±0.50	
150	±1.00			±0.40		±0.40	±0.50	±0.50	

丙种断面板材尺寸及其允许公差(单位: mm)

宽 度 <i>b</i>	宽度的允 许公差	厚 度 <i>t</i>				
		9	10	11	12	13
		厚 度 的 允 许 公 差				
70	±0.80	±0.25	±0.25	±0.25		
90	±1.00		±0.25	±0.30	±0.30	±0.30
100	±1.00				±0.30	±0.30

表 2-10 热轧圆钢尺寸和其公差 (单位: mm)

直径	直径的允许公差	直径	直径的允许公差	直径	直径的允许公差	直径	直径的允许公差
12	±0.25	22	±0.40	40	±0.50	(60)	±0.70
(13)		(24)		(42)		63	
14		25		44		(65)	
(15)		(26)		45		70	
16	±0.30	28	±0.50	46	±0.70	(75)	±1.00
(17)		(30)		(48)		80	
18		32		50			
(19)		(34)		(53)			
20	±0.40	36	±0.50	55	±0.70		
(21)		(38)		56			

对螺旋弹簧除了圆钢外,也有采用方钢或矩形钢的,但是扭力弹簧只能用圆钢,其尺寸和允许公差在日本 JIS 标准中如表 2-10 所示。

我国热轧钢材的成分按 GB1222-75 规定,如表 2-11 所示。

### 2.2.1 碳素钢系列的弹簧钢

这是价格最廉也是最易得到的弹簧钢,其表面质量不比合金钢差。人们对碳素钢的热处理方法较熟悉,其中共析成分的碳素钢,如日本的 SUP3,即使进行普通的正火、退火也几乎不会出现初生的铁素体。但是它的缺点是淬透性较差,当圆钢的截面直径超过 18mm 或板材厚度超过 11mm 时在油中就不能淬透,因此不宜用在大截面的弹簧上,通常只有在铁路车辆中 13 毫米以下的板弹簧才用它。过共析成分的碳素钢,如日本的

表 2-11 我国热轧钢材的化学成分 GB1222-75

钢 号	化 学 成 分 (%)										
	C	Si	Mn	P	S	Cr	Ni	Mo	W	V	其 它
65	0.62 ~0.70	0.17 ~0.37	0.50 ~0.80	≤0.040	≤0.040	≤0.25	≤0.25	—	—	—	—
70	0.67 ~0.75	0.17 ~0.37	0.50 ~0.80	≤0.040	≤0.040	≤0.25	≤0.25	—	—	—	—
75	0.72 ~0.80	0.17 ~0.37	0.50 ~0.80	≤0.040	≤0.040	≤0.25	≤0.25	—	—	—	—
85	0.82 ~0.90	0.17 ~0.37	0.50 ~0.80	≤0.040	≤0.040	≤0.25	≤0.25	—	—	—	—
65Mn	0.62 ~0.70	0.17 ~0.37	0.90 ~1.20	≤0.040	≤0.040	≤0.25	≤0.25	—	—	—	—
55Si2Mn	0.52 ~0.60	1.50 ~2.00	0.60 ~0.90	≤0.040	≤0.040	≤0.35	≤0.35	—	—	—	—
55Si2MnB	0.52 ~0.60	1.50 ~2.00	0.60 ~0.90	≤0.040	≤0.040	≤0.35	≤0.35	—	—	—	B 0.0005~0.0004
60Si2Mn	0.56 ~0.64	1.50 ~2.00	0.60 ~0.90	≤0.040	≤0.040	≤0.35	≤0.35	—	—	—	—
60Si2MnA	0.56 ~0.64	1.60 ~2.00	0.60 ~0.90	≤0.035	≤0.030	≤0.35	≤0.35	—	—	—	—
70Si3MnA	0.66 ~0.74	2.40 ~2.80	0.60 ~0.90	≤0.035	≤0.030	≤0.35	≤0.35	—	—	—	—

(续表)

钢号	化 学 成 分 (%)										其它	
	C	Si	Mn	P	S	Cr	Ni	Mo	W	V		
60Si2CrA	0.50 ~0.64	1.40 ~1.80	0.40 ~0.70	≤0.035	≤0.030	0.70 ~1.00	≤0.35	—	—	—	—	—
65Si2MnWA	0.61 ~0.69	1.50 ~2.00	0.70 ~1.00	≤0.035	≤0.030	≤0.35	≤0.35	—	0.80 ~1.20	—	—	—
60Si2CrVA	0.56 ~0.64	1.40 ~1.80	0.40 ~0.70	≤0.035	≤0.030	0.90 ~1.20	≤0.35	—	—	0.10 ~0.20	—	—
50CrMn	0.46 ~0.54	0.17 ~0.37	0.70 ~1.00	≤0.040	≤0.040	0.90 ~1.20	≤0.35	—	—	—	—	—
55SiMnVB	0.52 ~0.60	0.70 ~1.00	1.00 ~1.30	≤0.040	≤0.040	≤0.35	≤0.35	—	—	0.08 ~0.16	B 0.0010~0.0035	—
50CrVA	0.46 ~0.54	0.17 ~0.37	0.50 ~0.80	≤0.035	≤0.030	0.80 ~1.10	≤0.35	—	—	0.10 ~0.20	—	—
30W4Cr2VA	0.26 ~0.34	0.17 ~0.37	≤0.40	≤0.035	≤0.030	2.00 ~2.50	≤0.35	—	4.00 ~4.50	0.50 ~0.80	—	—
55SiMnMoV	0.52 ~0.60	0.90 ~1.20	1.00 ~1.30	≤0.040	≤0.040	≤0.35	≤0.35	0.20 ~0.30	—	0.08 ~0.15	—	—
55SiMnMoVNb	0.52 ~0.60	0.40 ~0.70	1.00 ~1.30	≤0.040	≤0.040	≤0.35	≤0.35	0.30 ~0.40	—	0.08 ~0.15	Nb 0.01~0.03	—

SUP4 或美国的 AISI1095, 性能虽较 SUP3 为好, 但也只用于铁道车辆中直径在 19 毫米以下的螺旋弹簧。其热卷工艺是加热到 870°C 盘卷后空冷, 然后在 845°C 保温 20~40 min 淬入油温小于 650°C 的油中, 不待其完全冷透, 在弹簧仍具 90~150°C 温度时, 立即进行 450~510°C、 $1\sim 1\frac{1}{2}$  h 回火。

### 2.2.2 锰弹簧钢

常用的为 65Mn, 其淬透性较碳素钢好(参阅表 2-4), 脱碳倾向也小, 但是它有过热敏感性和回火脆性等缺点, 又易产生裂纹, 因此国外已不采用, 国内因其资源丰富, 价格便宜, 故仍列入弹簧钢标准中, 一般多用于截面直径尺寸小于 15 mm 的中小型低应力弹簧。

### 2.2.3 硅锰弹簧钢

在国内标准中有五种钢号, 即 55Si2Mn、55Si2MnB、60Si2Mn、60Si2MnA 和 70Si3MnA。日本 JIS 标准中列有 SUP6 和 SUP7 两种。美国有 SA E9260 和 9255 两种。其所以要添加硅锰两种元素是因为硅能固溶于铁素体和奥氏体中, 从而提高了钢的硬度、强度、弹性极限、屈强比和疲劳强度, 同时还能提高材料的回火稳定性和抗氧化性; 锰能提高材料的淬透性, 使 25 mm 以下的弹簧都能在油中淬透。试验表明在含碳量 0.5~0.7% 的钢中, 加入 2% 的硅和适量的锰, 经淬火回火后, 屈强比可提高到 0.85 以上, 弹性极限也大为提高。但是硅含量提高了以后, 易产生石墨化现象和增加表面脱碳倾向, 同时在钢中易生成较多的硅酸盐夹杂物, 易淬火开裂, 因而在日本和美国已用得不多, 在我国主要用于制造汽车、拖拉机、铁道车辆上的板弹簧、扭杆弹簧、螺旋弹簧, 以及工作温度在 250°C 以下的中等应力的弹簧。

#### 2.2.4 铬锰弹簧钢

是在钢中加入1%的铬和锰,在国内标准中有50CrMn钢一种。日本JIS标准中有SUP9和SUP9A两种,是在第二次世界大战后研制成功的低合金弹簧钢,它具有良好的热加工性和淬透性,即使其直径达50mm也能淬透,由于铬的加入,使钢的强度和硬度都有所提高,同时还提高了它的回火稳定性和减少脱碳倾向,缺点是有回火脆性的倾向,因此回火后需快冷。这类钢适宜用于制造铁路车辆和汽车的截面较大和较重要的板弹簧、扭杆弹簧和螺旋弹簧。

#### 2.2.5 铬钒弹簧钢

在国内有50CrVA一种,相当于日本JIS中的SUP10和美国的6150钢,苏联ГОСТ中的50XΦA。由于铬和钒的作用,提高了钢的韧性、强度和弹性极限,降低了钢的过热敏感性和脱碳倾向,改善了表面质量,从而提高了材料的疲劳强度。在硬度较低时,它的缺口敏感性仍较低,而低温冲击韧性较好。它的淬透性比铬锰和硅锰弹簧钢要好,即使是直径60mm或板厚30mm也能淬透,而且由于这类钢的回火稳定性较高,在500~550°C回火后仍具有很高的强度和弹性极限,因而在较高温度下工作时,性能仍比较稳定。

铬钒弹簧钢是一种广泛使用的优质弹簧钢,主要用于截面较大和应力较高,又要求有较长疲劳寿命的螺旋弹簧、扭杆弹簧、碟形弹簧和工作温度在220°C以下的阀门弹簧和活塞弹簧等。

#### 2.2.6 硅铬弹簧钢

属于这类钢的有60Si2CrA和60Si2CrVA,它是以1%铬代替了硅锰钢中的一部分的锰,因而机械性能较高,过热敏感性降低,在工作温度较高时机械性能较稳定,还能降低含硅钢的石

氧化倾向。它主要用于承受高应力或受冲击载荷的弹簧和工作温度在 250~300°C 的耐热弹簧。

### 2.2.7 硅锰钨弹簧钢

是在硅锰钢 60Si2MnA 中加入了 0.8~1.2% 的钨,在国内标准中有 60Si2MnWA, 国外还没有相应的牌号, 由于钨在钢中易形成难溶碳化物, 从而有效地提高了钢的回火稳定性和高温时的蠕变抗力, 使钢具有一定的红硬性。钨还能增加淬透性和提高钢的硬度, 它主要用于承受高载荷或耐冲击的弹簧, 以及工作温度低于 350°C 的弹簧。

### 2.2.8 铬钒钨弹簧钢

国内标准中列有 30W4Cr2VA, 由于加入了铬、钨、钒等合金元素, 大大提高了钢的淬透性和回火稳定性, 以及在高温下的抗松弛性能, 因而主要用于温度  $\leq 500^{\circ}\text{C}$  工作的弹簧。

### 2.2.9 无铬弹簧钢

是适应我国国内资源自行研制成功的合金弹簧钢, 它是在硅锰弹簧钢的基础上加入了微量的铝、钒、铌、硼等元素, 属于这类钢的有 55SiMnVB、55SiMnMoV 和 55SiMnMoVNb 三种, 由于这些微量元素的作用, 使这三种钢都有较高的抗拉强度和弹性极限, 而且有良好的塑性和韧性, 因此适宜作高强度的板弹簧和螺旋弹簧。

### 2.2.10 铬锰硼弹簧钢

它是在铬锰钢的基础上加入微量的硼, 国内尚无相应的牌号, 日本 JIS 标准中列有 SUP11, 它的基本性能和铬锰钢相似, 但具有更好的淬透性, 通常用于制造超大型的弹簧, 例如推土机上的迭板弹簧, 船舶上的大型螺旋弹簧和大型扭力弹簧等。

### 2.2.11 高合金弹簧钢

除了上述通常采用的碳素钢和低合金钢外, 某些工具钢有



时也能用作弹簧钢，但在国外都没有将这些列入弹簧钢系列中。例如工具中用得最广的 18-4-1 高速钢就是用得较普遍的一种高温弹簧钢材，通常用于工作温度在 415°C 以下的弹簧。但是作为弹簧钢有些数据如弹性极限值还不够完整，可它至少相等于或略高于通常所用的铬钒钢和铬硅钢，因此在设计时可以采用铬硅钢的数据，其热处理工艺和制作工具时不同，可以采用缓慢加热至 850°C 均热后转入 1280~1310°C 的高温炉内，然后油淬至 100°C 左右立即在 650~675°C 回火 1~2 h，这样可获得 HRC50~54 的硬度。此外如油硬碳素工具钢有时也可用来制造弹簧。这类钢在 780°C 淬火，350°C 回火后可得到 HRC50~54 的硬度。对于长期暴露在氧化性气氛中并在高温环境下工作的弹簧，日本采用 SEHI 钢，其化学成分为 0.40~0.50% C，3~3.5% Si 和 7.5~9.5% Cr，相当于我国的 4Cr9Si2 钢。

### 2.3 冷轧(拉)弹簧用钢

主要是依靠冷拉或冷轧而得到尺寸精度高、表面质量好和机械性能好的线材或带钢。螺旋弹簧大多是用线材盘卷而成。属于这类钢材的有高碳弹簧钢、合金弹簧钢和不锈钢等，以高碳弹簧钢用得最普遍。其供货状态一般有下列三种类型：

(1) 以退火或高温回火状态供应。这类材料在冷卷成形后，尚需进行淬火回火处理，如合金弹簧钢丝、不锈钢丝和冷轧钢带等。

(2) 在成形过程中经过强化加工的丝材和带材。这类材料在冷卷成型后只需进行除应力处理，不必再进行淬火。如冷拉碳素钢丝、琴钢丝、油回火弹簧钢丝和冷轧不锈钢带等。

(3) 直径大于 13 mm 的冷拉圆钢，表面质量较高，需经热卷成型和淬火回火处理，如冷拉弹簧钢丝等。

### 2.3.1 高碳弹簧钢

在这类钢中除了高碳钢外,也包括高碳锰钢在内,它是用得最多的一种冷卷弹簧钢,其特点是含碳量高、冷塑性变形程度高、加工性能好,表面质量好,但淬透性差,因此只适宜做截面较小的弹簧。这类钢丝在我国有碳素弹簧钢丝(YB248-64)、重要用途的65Mn弹簧钢丝(YB550-65)、琴钢丝(YB840-75)、特殊用途的碳素弹簧钢丝(YB647-67)、油淬火碳素弹簧钢丝(YB33-78)、油淬火碳素阀门弹簧钢丝(YB32-78)、热处理弹簧钢带(YB531-65)和弹簧冷轧钢带(YB208-63)。在日本分为琴钢丝(代号SWP)、硬钢丝(代号SW)、油回火碳素弹簧钢丝(代号SWO)和油回火碳素阀门弹簧钢丝(代号SWO-V)。

#### 2.3.1.1 琴钢丝

这是用得最广、质量又好的一种高碳弹簧钢丝,因而有“弹簧钢丝之王”之称。其所以被称为琴钢丝是因为它是从乐器,特别是钢琴中的弦演变而成为弹簧钢丝的。这类钢丝一般是采用硫磷等杂质较少的高级生铁和高级废钢为原料,电炉中熔炼后,经过仔细的热轧成为圆钢或盘条,再经一系列的冷拉和切化处理后所获得的一种高强度、高弹性极限和高韧性的高碳弹簧钢丝。这类钢丝由于在冷拉过程中在通过最后一道拉丝模前要先经过锡浴,而使它的表面沉积有一层极薄的锡而显得光亮,这薄层的锡不但能对钢丝表面在一定时间内有防锈的作用,而且可使钢丝表面始终保持洁净,以后如再需电镀只要再经过轻微的酸洗或磨擦就可以了。通常它总是以冷拉状态的0.08~6mm圆截面钢丝供货,在市场上很少有退火状态的或以方形或矩形截面的线材供货的,因而它只能用于制造冷卷螺旋弹簧,也不允许在温度超过120°C的工作条件下使用,否则将使其承受载荷的能力大幅度下降。

琴钢丝的含碳量虽然在 ASTM A228 的规定中有一较宽的范围(0.70~1.00%), 但是实际上各国的产品都规定只在 0.10% 的狭窄范围内波动, 例如以供应琴钢丝著名的瑞典某厂就规定其含碳量为 0.85~0.95%。表 2-12 是 ASTM A228 和瑞典某厂关于琴钢丝化学成分的比较:

表 2-12 琴钢丝的化学成分

元 素	瑞 典	ASTM A228
C	0.85~0.95	0.70~1.00
Mn	0.25~0.45	0.20~0.60
Si	0.15~0.30	0.10~0.30
P	≤0.025	≤0.025
S	≤0.025	≤0.030

琴钢丝的强度和硬度既是通过一系列冷拉而获得的, 因此每通过一次拉丝模所缩减的截面积就决定了它的尺寸和机械性能。不言而喻, 截面积愈小, 强度和硬度愈高。这里特别应指出的, 即使是同一钢厂用同样一系列的冷拉方法, 其最后的强度也很难完全一致。以 0.76mm 的琴钢丝为例, 目标是希望 2480MPa, 但实际上它的强度范围是在 2345~2620MPa 之间。在市场上所出售的琴钢丝一般分为三种强度等级, 例如日本就规定有 A 级、B 级和 V 级(其代号分别为 SWPA、SWPB 和 SWPV)。B 级的强度最高, 其下限相当于 A 级的上限, 适宜制作一般的压缩螺旋弹簧, V 级的强度虽较 A 级的还要低 50~100MPa, 但其疲劳强度最高, 适宜于制造承受反复载荷的阀门弹簧或用于制造扭力弹簧和拉力弹簧, 以及弹簧指数  $C$  小于 5 的弹簧。在实际的设计中还应考虑到由琴钢丝制成的弹簧在卷绕后必须再经过除应力处理, 这时往往会有两次硬化现象, 从而使硬度再增高  $HRC2\sim3$ , 这对弹簧是有利的, 因为它能提高弹

簧的抗拉强度和弹性极限。

琴钢丝的机械性能可以归纳如下：

弹性极限：拉伸弹性极限为其抗拉强度的65~75%；扭转弹性极限为其抗拉强度的45~50%；

硬度：HRC42~46；

导电系数：为纯铜的(8~12)%；

弯曲性能：在等于钢丝直径的芯轴上盘绕一圈后，其表面不应出现裂纹；

比重：7.85g/cm<sup>3</sup>。

弹性模量和切变模量随钢丝直径而异，如表 2-13 所示。

表 2-13 琴钢丝的弹性模量和切变模量

直径(mm)	弹性模量 E(MPa)	切变模量 G(MPa)
≤0.80	203,400	82,700
0.81~1.60	200,000	81,700
1.61~3.20	196,500	81,000
>3.20	193,000	80,000

去应力处理的温度根据其用途而略有不同，对一般载荷下使用的弹簧为 200~215°C；对在重载荷下使用的弹簧为 230~260°C；在高温下使用的弹簧为 275~290°C。

除应力时间则视钢丝直径而有所不同，如表 2-14 所示。

表 2-14 琴钢丝除应力回火时间(min)

直径(mm)	一般载荷	重载荷	高温下使用*
≤0.38	10~15	15~20	20~30
0.39~1.27	15~20	20~30	30~45
1.28~3.0	20~25	30~40	45~60
>3.0	25~30	40~50	60~80

\* 琴钢丝不能在 120°C 以上的工作环境下使用

其钢丝直径的允许误差，日本和美国的稍有不同，如表 2-15 所示。

表 2-15 琴钢丝直径的允许误差

直径(mm)	允许误差 (mm)	
	日 本	美 国
<0.15	±0.005	±0.005
0.19~0.25	±0.010	±0.008
0.26~0.45	±0.010	±0.008
0.46~0.71	±0.010	±0.008
0.72~1.60	±0.015	±0.010
1.61~1.80	±0.015	±0.013
1.81~2.03	±0.020	±0.013
2.04~3.20	±0.020	±0.030
3.21~6.00	±0.030	±0.030

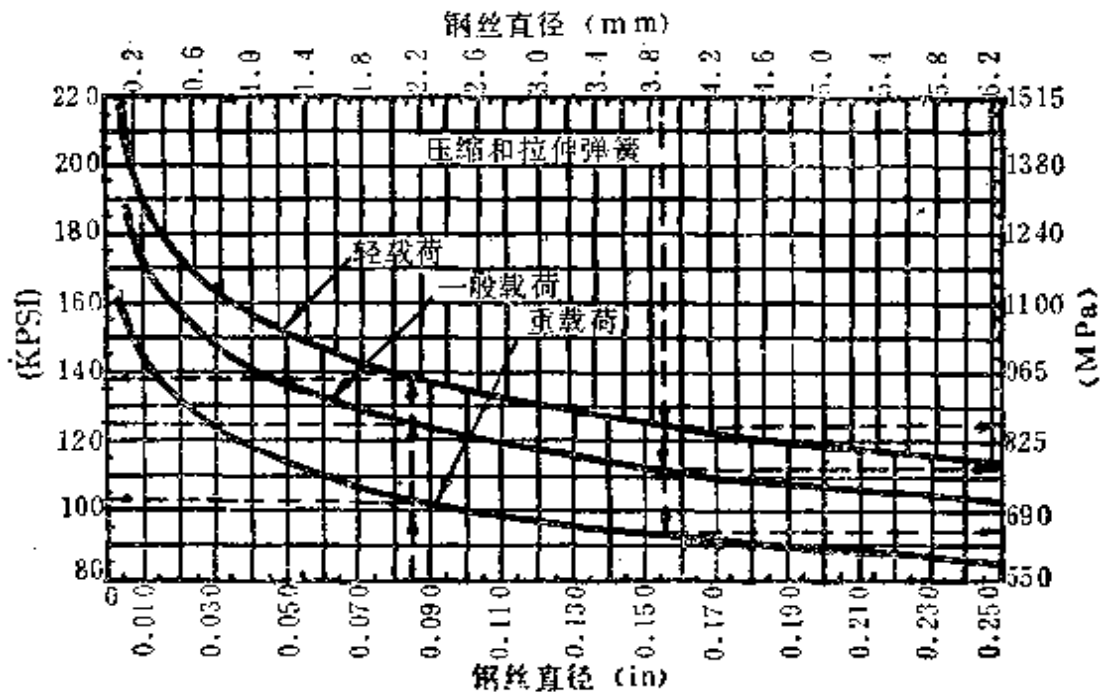


图 2-11 琴钢丝 ASTM A228 在制造压缩和拉伸弹簧时推荐使用的应力

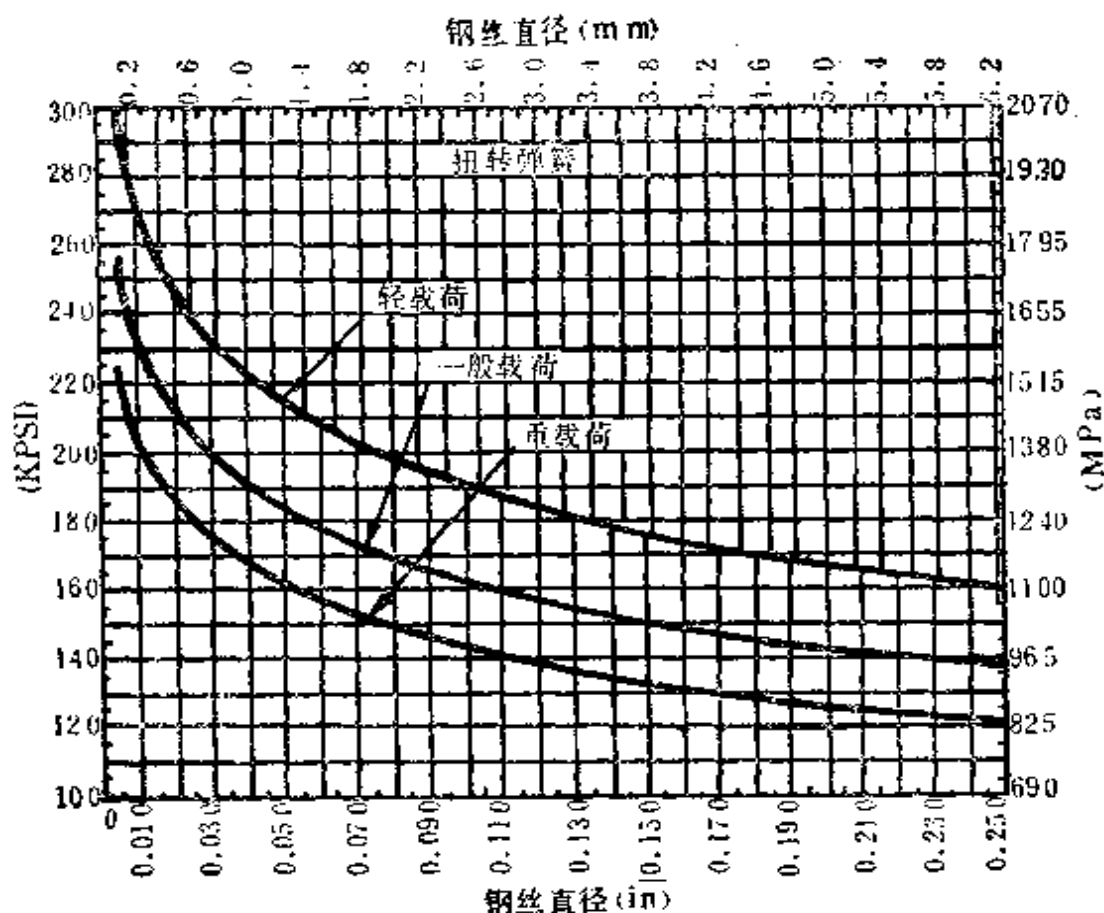


图 2-12 琴钢丝 ASTM A228 在制造扭转弹簧时推荐使用的应力

美国推荐在采用琴钢丝时的设计应力，如图 2-11 和图 2-12 所示。

### 2.3.1.2 硬钢丝(又称冷拉弹簧钢丝)

在我国统称为碳素弹簧钢丝，它的质量比琴钢丝和油回火弹簧钢丝差，但是价格便宜，原料丰富，因此仍不失为一种重要的弹簧钢丝。在我国是由 GB699-65 优质碳素钢中的 65、70 和 65Mn，以及 GB1298-77 碳素工具钢中的 T7A、T8A、T9A 和 T10A 钢材冷拉而成；在日本按 JISG3521 分为 SWA、SWB 和 SWC 三种；在美国商业上有 MB 级的 ASTM A227、HB 级的 ASTM A679 和装饰级的 ASTM A407 和 ASTM A417 四种（这里需特别注意的是按 ASTM 规范，含碳量和含锰量的范围一

般都比较宽，但是如作为弹簧钢其含碳量波动范围不超过0.13%，含锰量波动范围不超过0.30%，因此MB级ASTMA 227对小于1mm直径的含碳量规定是0.60~0.73%，含锰量为0.60~0.90%。这类钢的生产特点是在熔炼钢锭时，对生铁或废钢的要求不高，通常总是在平炉或转炉中大量生产，轧材后再经过一系列冷拉，在完成其最后成品尺寸前往往先经过一道快速等温淬火，使得到分散而均匀的索氏体组织，塑性很高，这样在以后的冷拉中就不致因加工硬化而发脆，还可使冷拉后的钢丝表面光洁，改善了表面质量，同时通过一系列冷拉提高了强度和硬度。其缺点是淬透性较差，所以只适宜于做中小尺寸或要求不高的弹簧。这类弹簧除非有特殊要求，一般都以冷拉圆钢丝供货，只有在特殊定货时才有方形或矩形状态供应，在需要耐蚀时也可以要求以镀锌、镀铜或镀锡状态供应。通常这类钢丝只用来制造冷卷螺旋弹簧，卷成后不需进行淬火回火处理，但为了消除因卷制而引起的内应力，并提高其弹性极限，可以进行低温回火。

我国碳素弹簧钢丝按YB248-64规定强度分为I, II, II<sub>a</sub>,

表 2-16 碳素弹簧钢丝的抗拉强度(YB248-64)

钢丝直径 $d$ (mm)	抗拉强度(kgf/mm <sup>2</sup> )			钢丝直径 $d$ (mm)	抗拉强度(kgf/mm <sup>2</sup> )		
	III	II II <sub>a</sub>	I		III	II II <sub>a</sub>	I
<0.30	175	235	270	2.5	130	165	180
0.35~0.60	170	220	265	3.0	130	165	170
0.8	170	215	260	3.5	120	155	165
1.0	165	205	250	4.0	115	150	160
1.2	155	195	240	5.0	110	140	150
1.6	115	185	220	6.0	105	130	145
2.0	140	180	200	8.0	100	125	—

注：表中抗拉强度为下限值

III 四组,具体数字见表 2-16 所示。

重要用途的 65Mn 弹簧钢丝的抗拉强度按 YB550-65 规定,如表 2-17 所示。

表 2-17 65Mn 弹簧钢丝抗拉强度(YB55-65)

直径	1~1.2	1.4~1.6	1.8~2	2.2~2.5	2.8~3.4
抗拉强度 (kg/mm <sup>2</sup> )	180	170	170	165	160
直径	3.5	3.8~4.2	4.5	4.8~5.3	5.5~6
抗拉强度 (kg/mm <sup>2</sup> )	150	145	140	135	130

日本 A、B、C 三级硬钢丝的抗拉强度按 JISG3521 的规定, A 级最低, C 级最高, A 级的上限值相当于 B 级的下限,而 B 级的上限相当于 C 级的下限。其数值除了将直径和强度间的关系分得更细以外,基本上和表 2-16 相近似。

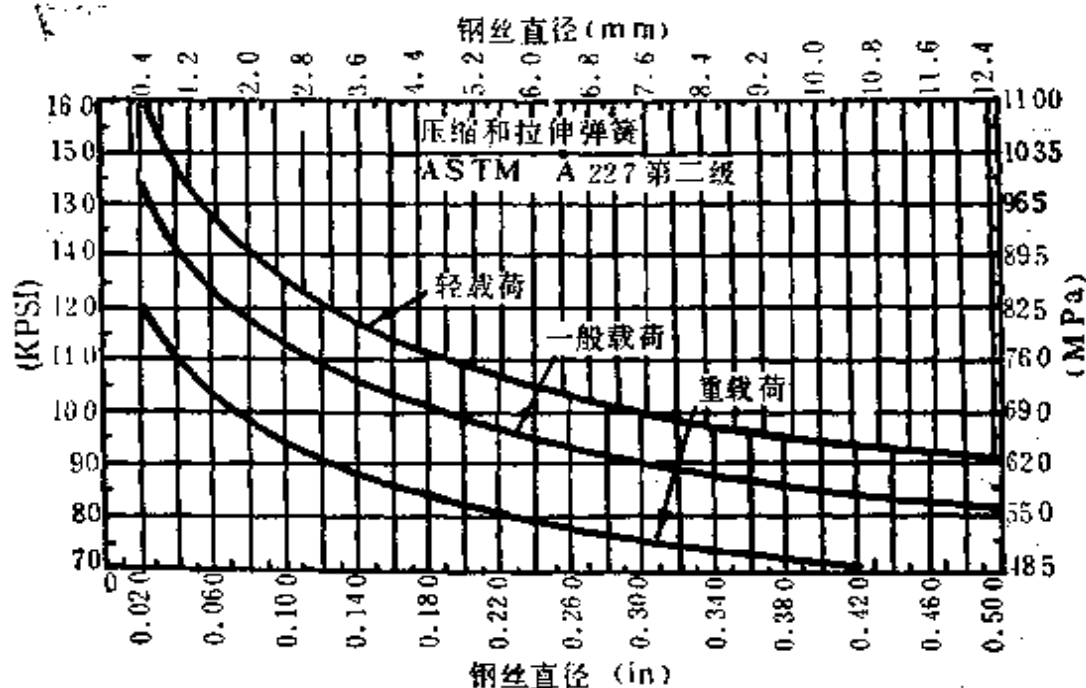


图 2-13 冷拉硬钢丝 ASTM A227 (MB 级) 在制造压缩或拉伸螺旋弹簧时推荐使用的应力



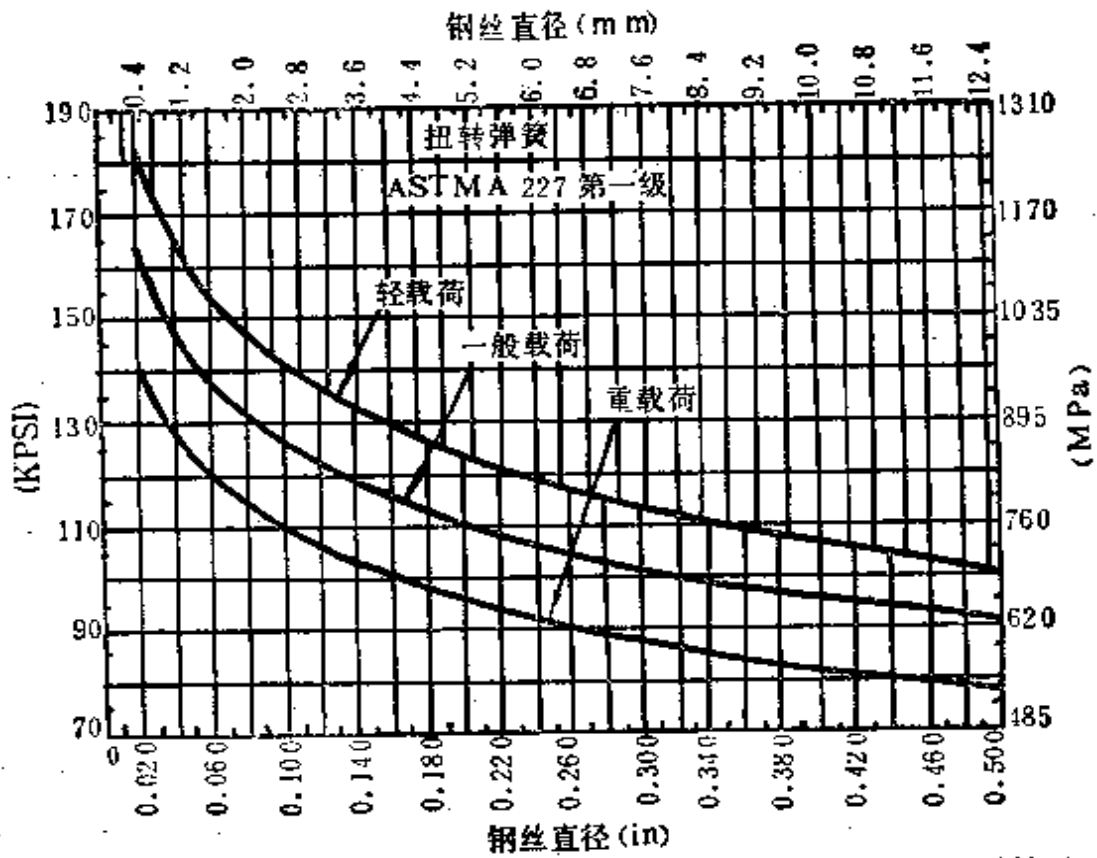


图 2-14 冷拉硬钢丝 ASTMA227(MB 级)在制造扭转螺旋弹簧时所推荐采用的设计应力

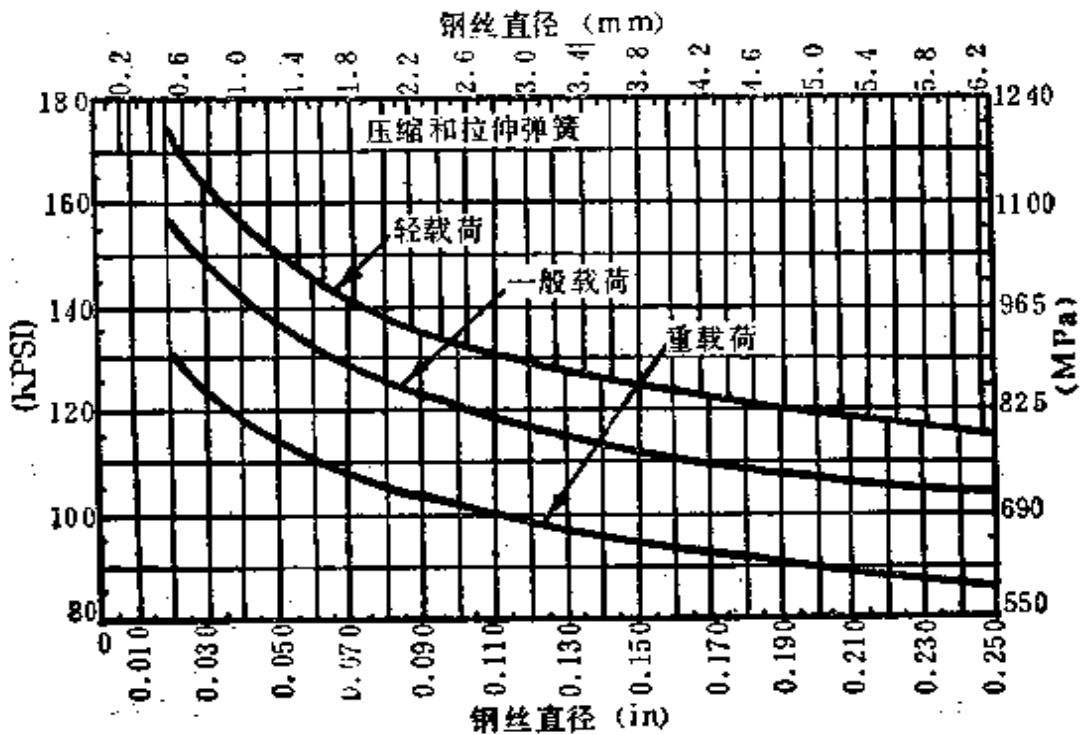


图 2-15 高强度冷拉硬钢丝 ASTMA679(HB 级)在制造压缩或拉伸螺旋弹簧时推荐采用的设计应力

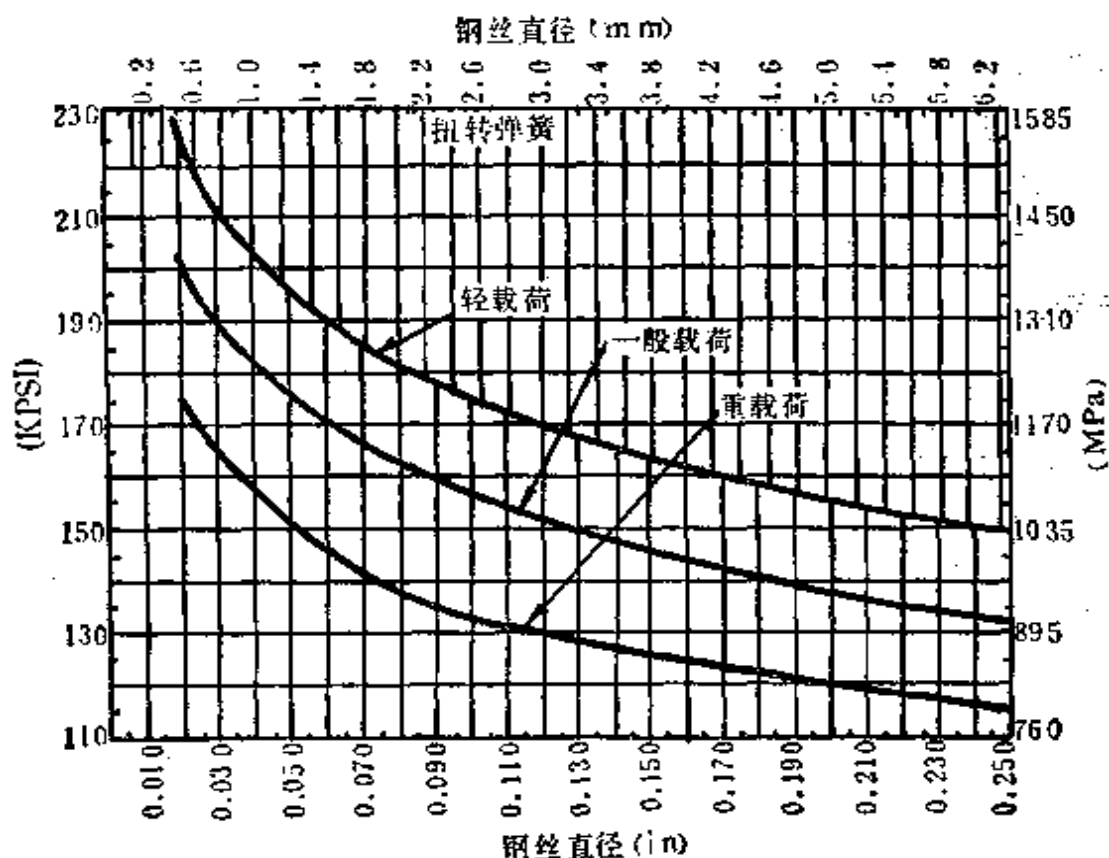


图2-16 高强度冷拉硬钢丝(ASTMA679HB级在制造扭转螺旋弹簧时所推荐采用的设计应力

美国推荐在采用 MB 级和 HB 级弹簧钢丝时设计用如图 2-13 至图 2-16 所示的应力。

ASTMA227(MB 级)和 ASTMA679 (HB 级)的机械性能可归纳为:

弹性极限: 拉伸弹性极限为其抗拉强度的 60~70%; 扭转

表 2-18 冷拉硬钢丝的弹性模量和切变模量与钢丝直径的关系

钢丝直径 $d$ (mm)	弹性模量 $E$ (MPa)	切变模量 $G$ (MPa)
$\leq 0.80$	198,600	80,670
0.81~1.60	197,900	80,000
1.61~3.20	197,200	79,290
$> 3.20$	196,500	78,600

弹性极限为其抗拉强度的 45~55%。

弹性模量和切变模量随钢丝直径而异, 如表 2-18 所示。

硬度 HRC38~46。

钢丝直径的允许公差, 美国和日本的稍有不同, 如表 2-19 所示。

表 2-19 冷拉硬钢丝直径允许公差

钢丝直径 $d$ (mm)	美国允许公差( $\pm$ mm)	钢丝直径 $d$ (mm)	日本允许公差( $\pm$ mm)
<0.71	0.020	$\leq 0.10$	$\pm 0.005$
0.72~1.90	0.060	>0.10~0.20	$\pm 0.010$
1.91~9.53	0.050	>0.20~0.50	$\pm 0.015$
>9.53	0.080	>0.50~1.00	$\pm 0.020$
		>1.00~2.00	$\pm 0.030$
		>2.00~3.20	$\pm 0.040$
		>3.20~5.50	$\pm 0.050$
		>5.50	$\pm 0.060$

回火温度和时间随着使用条件和钢丝直径而异, 如表 2-20 所示。

表 2-20 冷拉硬钢丝的回火温度和时间与使用条件和钢丝直径的关系

钢丝直径 $d$ (mm)	一般载荷		重载荷		高温下使用*	
	温度( $^{\circ}$ C)	时间(min)	温度( $^{\circ}$ C)	时间(min)	温度( $^{\circ}$ C)	时间(min)
<1.27	215~230	15~20	230~260	20~30	275~290	30~45
1.28~3.05	215~230	20~25	230~260	30~40	275~290	45~60
3.06~9.53	215~230	25~30	230~260	40~50	275~290	60~80
>9.53	215~230	30~45	230~260	50~60	275~290	60~90

注: 这类钢丝的最高使用温度不得超过 160 $^{\circ}$ C

### 2.3.1.3 油回火碳素弹簧钢丝

这是一种高质量的高碳弹簧钢丝, 这类钢丝大都是由退火

表 2-21 油回火碳素弹簧钢丝的化学成分

元素	MB 级		HB 级	日本 JIS	
	ASTMA 229*	SAE1065		SWO-A	SWO-B
C			SAE1080	SWRH57(A, B) 0.54~0.61	SWRH67(A, B) 0.64~0.71
	0.55~0.85	0.60~0.70	0.75~0.88	SWRH62(A, B) 0.59~0.66	SWRH72(A, B) 0.69~0.76
				SWRH67(A, B) 0.64~0.71	SWRH77(A, B) 0.74~0.81
				SWRH72(A, B) 0.69~0.76	SWRH82(A, B) 0.79~0.86
Mn				SWRH-A 0.30~0.60	SWRH-A 0.30~0.60
	0.60~1.20	0.60~0.90	0.60~0.90	SWRH-B 0.60~0.90	SWRH-B 0.60~0.90
Si					
	0.10~0.35	0.15~0.30	0.15~0.20	0.15~0.35	0.15~0.35
P				SWRH57(A, B) $\leq 0.040$	
	$\leq 0.040$	$\leq 0.040$	$\leq 0.040$	SWRH62(A, B) $\leq 0.040$	$\leq 0.030$
				SWRH67(A, B) $\leq 0.030$	
				SWRH72(A, B) $\leq 0.030$	
S				SWRH57(A, B) $\leq 0.040$	
	$\leq 0.050$	$\leq 0.050$	$\leq 0.050$	SWRH62(A, B) $\leq 0.040$	$\leq 0.030$
				SWRH67(A, B) $\leq 0.030$	
				SWRH72(A, B) $\leq 0.030$	

\* 在 ASTM 规范中含碳量和含锰量都较广，但在作为弹簧钢时其含碳量的波动范围应小于 0.13%，含锰量的波动范围在直径小于 5mm 时为 0.60~0.90%，在直径大于 5mm 时为 0.81~1.20%。

的圆钢,通过冷拉得到精确的尺寸和良好的表面质量后,再经过淬火回火等热处理工序而获得所需要的硬度和强度,正由于其以后还要经过加热淬火,因此表面可以比较粗糙,有时甚至还可能带有少量的氧化皮,但是这些氧化皮应很易用喷砂或甩筒去除。有时也可以退火状态供货,经冷卷成形后再进行热处理。它不但可以冷拉成2~13mm的圆钢,在特殊需要时,也可以拉成方形或矩形截面的钢丝。通常这类钢丝只能用来制造机械产品或机床上用的各种形式的压缩、拉伸或扭转弹簧,它不能用于制造承受冲击载荷或工作温度在0°C以下的弹簧。这类钢丝在美国市场上有MB级的ASTM A229第一和第二类、S.A.E.1065和HB级的S.A.E.1080。另外还有一种含碳量特别高的称之为XHB级,但在实际使用中几乎90%用的是MB级,只有需要高强度或高的疲劳寿命的弹簧时才用HB级。在日本分为A级(代号为SWO-A)和B级(代号为SWO-B)两种。

其化学成分分别如表2-21所示。

其机械性能可归纳为:

弹性极限:拉伸弹性极限在钢丝直径小于6.35mm时为其抗拉强度的85~90%,在直径大于6.35mm时为其抗拉强度的80~85%;扭转弹性极限在钢丝直径小于6.35mm时为其抗拉强度的45~50%,在直径大于6.35mm时为其抗拉强度的40~45%;

弹性模量:  $E = 196,500\text{MPa}$ ;

切变模量:  $G = 77,200\text{MPa}$ ;

硬度:在直径 $<3.18\text{mm}$ 时为HRC45~50,在直径3.19~6.35mm时为HRC42~48,在直径 $>6.35\text{mm}$ 时为HRC40~45;

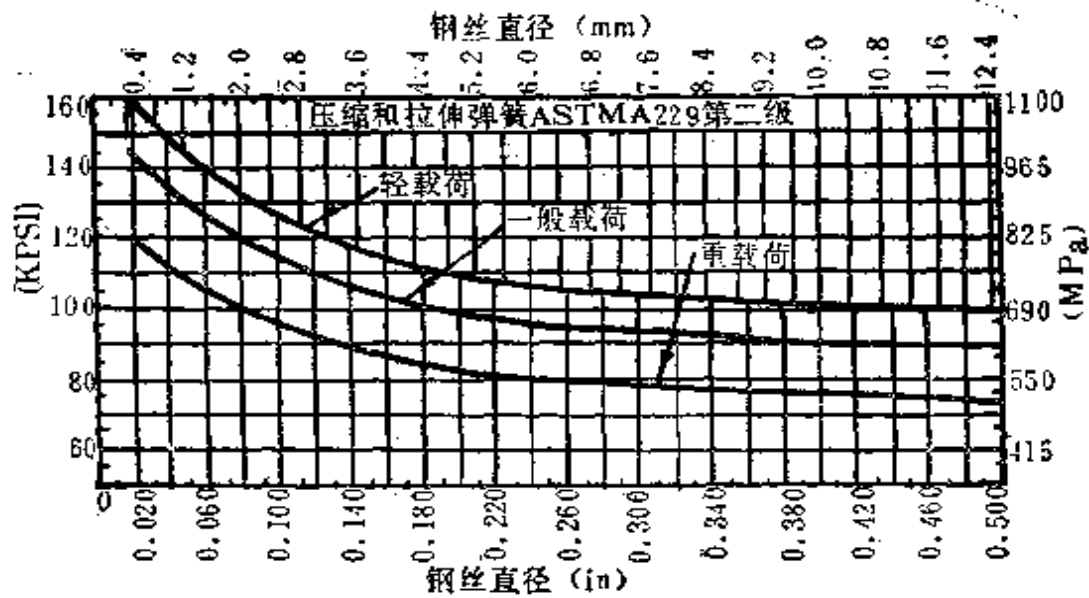


图 2-17 用 ASTMA229(MB 级)油回火弹簧钢丝制造压缩和拉力弹簧时推荐采用的设计应力

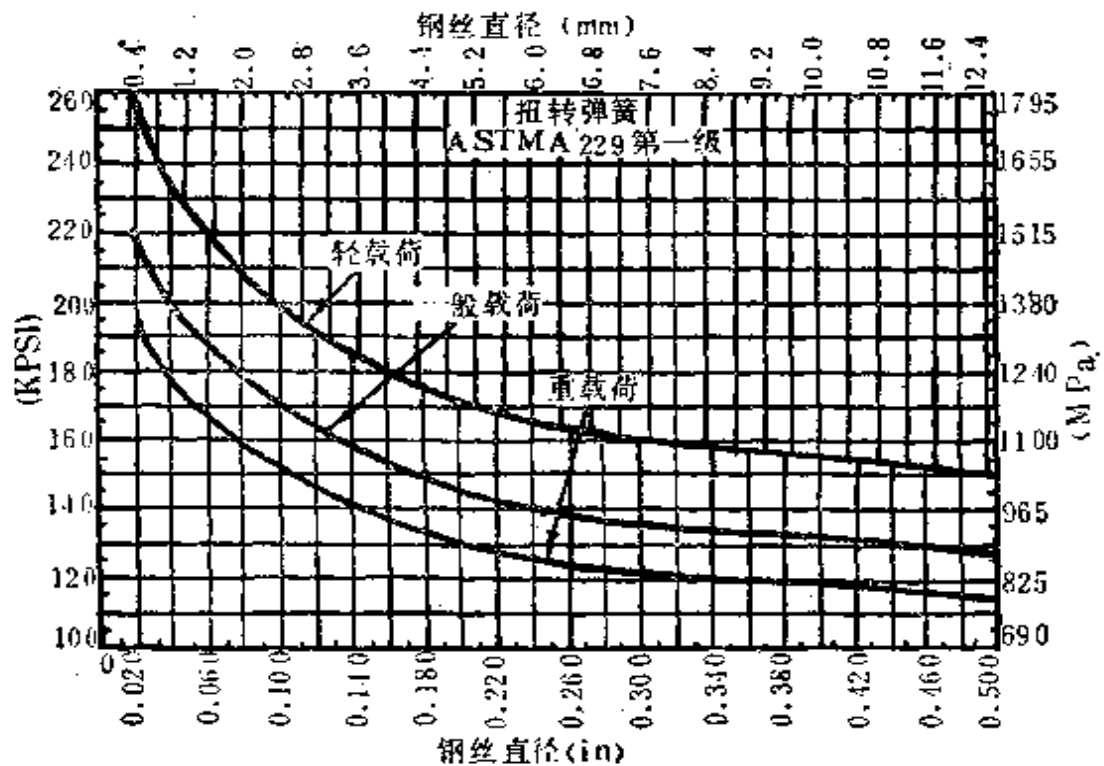


图 2-18 用 ASTMA229(MB 级)油回火弹簧钢丝制造扭转弹簧时推荐采用的设计应力

比重:  $7.85 \text{ g/cm}^3$ ;

设计应力: 美国推荐 ASTM A229 用来制作压缩或拉伸弹簧以及扭转弹簧时的设计应力见图 2-17、2-18 所示。

日本 JIS G3560 规定 SWOA 和 SWOB 的抗拉强度见表 2-22 所示。

表 2-22 日本 SWO-A 和 SWO-B 的抗拉强度 (JIS G3560)

直径 $d$ (mm)	抗拉强度 ( $\text{kgf/mm}^2$ )	
	SWO-A	SWO-B
2	165~180	175~190
2.3	160~175	170~185
2.6	160~175	170~185
2.9	155~170	165~180
3.2	150~165	160~175
3.5	150~165	160~175
4.0	145~160	155~170
4.5	140~155	150~165
5.0	135~150	145~160
5.5	130~145	140~155
6.0	130~145	140~155
6.5	130~145	140~155
7.0	125~140	135~150
8.0	125~140	135~150
9.0	125~140	135~150
10.0	120~135	130~145
11.0	120~135	130~145
12.0	120~135	130~145

为了保证弹簧钢丝在卷绕时不致产生裂纹, 日本 JIS 中还规定这类钢丝应作卷绕弯曲试验。具体规定是: 凡  $\leq 4 \text{ mm}$  的钢丝在与其直径相同的芯轴上作卷绕弯曲试验, 而  $> 4 \text{ mm}$  的钢丝可在与其直径两倍的芯轴上作卷绕弯曲试验, 所有钢丝表

面在卷绕后均不应出现裂纹。

这类钢丝的热处理规范是：

淬火：温度  $800\sim 845^{\circ}\text{C}$ ；

保温时间：凡  $\leq 6.35\text{ mm}$  的  $4\sim 8\text{ min}$ ； $> 6.35\text{ mm}$  的  $8\sim 12\text{ min}$ ；

淬火介质：油；

回火：根据钢丝直径和硬度要求选择温度在  $315\sim 370^{\circ}\text{C}$ ，时间为  $30\sim 60\text{ min}$  空冷；

冷卷后除应力的温度和时间应根据其工作条件和钢丝直径而异，具体规定见表 2-23。

表 2-23 油回火碳素弹簧钢丝冷卷后除应力规范

弹簧用途	除应力温度	时间(min)			
		$\leq 1.35$ (mm)	1.25~3.00 (mm)	3.01~9.50 (mm)	$> 9.50$ (mm)
一般载荷	$215\sim 240^{\circ}\text{C}$	15~20	20~25	25~30	30~45
重载荷	$260\sim 290^{\circ}\text{C}$	30~30	30~40	40~50	50~60
高温下使用	$315\sim 345^{\circ}\text{C}$	30~45	45~60	60~80	60~90

#### 2.3.1.4 阀门用碳素弹簧钢丝

汽车、飞机、摩托车、农业机械或压缩机等重要机器上都要求有高质量的阀门弹簧，通常都是用弹簧钢丝冷卷而成。由于这类弹簧要求表面绝对光滑和没有毛刺，以免损伤汽缸，同时还要求能承受较高的温度、振动或颤动，因此必须选用一种表面光滑、组织均匀和在承受冲击载荷时仍具有很高疲劳寿命的材料，其最高使用温度为  $175^{\circ}\text{C}$ 。在英国用得最普遍的阀门弹簧钢丝的化学成分如表 2-24 所示。

钢丝的制造工艺是首先将棒材进行  $750^{\circ}\text{C}$  短时间保温后缓



表 2-24 英国采用的阀门弹簧钢丝

元素	C	Mn	Si	P	S
含量%	0.7~0.8	0.60~0.75	0.10~0.20	≤0.040	≤0.040

冷的球化处理,或在 800°C 短时间保温后空冷的正火处理以产生半珠光体组织,然后将表面清理干净经过一道断面收缩较少的冷拉后再进行一次所谓奥氏体控制等温转变的铅浴淬火。其工艺是在 1000°C 高温下奥氏体化,然后淬入 540°C 的铅浴或盐浴中。现在的新方法是将经过加热的钢丝在 0.124~0.24 MPa 的加压空气中冷却,效果也一样。将处理后的钢丝再在淡盐酸或硫酸中酸洗和用水漂洗干净以去除氧化皮,然后再经过一系列的冷拉,以达到其断面减少 60% 左右,这样就可获得高强度和硬度的钢丝,最后将其抛光、镀铜,再冷拉至所需要的精确尺寸。

在美国常用的阀门用碳素弹簧钢丝,牌号为 ASTM A230。在日本 JIS 规格中则有 SWO-V-1 和 SWO-V-2 两种,其化学成分如表 2-25 所示。

表 2-25 阀门用碳素弹簧钢丝的化学成分

元 素	含 量 (%)		
	ASTMA230	SWO-V-1	SWO-V-2
C	0.60~0.75	0.62~0.63	0.65~0.70
Mn	0.60~0.90	0.60~0.90	0.60~0.90
Si	0.15~0.35	0.12~0.32	0.12~0.32
P	≤0.025	≤0.025	≤0.025
S	≤0.030	≤0.025	≤0.025
Cu		≤0.20	≤0.20

其供货状态一般是已淬火回火的 1.57~6.25mm 的圆钢丝，也可根据客户需要供应退火状态的圆钢丝或是带有圆角的正方形钢丝，经卷绕后再进行淬火回火。

其性能可归纳为：

弹性模量  $E=203,400\text{ MPa}$ ;

切变模量  $G=77,200\text{ MPa}$ ;

机械性能则如表 3-26 所示。

表 2-26 日本 JIS 规格中 SWO-V 的机械性能

钢丝直径(mm)	抗拉强度(kgf/mm <sup>2</sup> )	断面收缩率(%)
2.0~4.0	145~160	>45
4.5~5.0	140~155	>40
5.5~6.0	135~150	>40

其拉伸弹性极限为其抗拉强度的 85~90%；扭转弹性极限为其抗拉强度的 50~60%。

硬度： $HRC44\sim48$ ；

比重： $7.85\text{ g/cm}^3$ ；

卷绕弯曲试验：钢丝直径  $\leq 4\text{mm}$  时，在与其直径相同的芯轴上，大于 4mm 钢丝时则在与其直径二倍的芯轴上作卷绕弯曲试验，所有钢丝表面在卷绕后均不应出现裂纹。

热处理规范：

淬火： $800\sim830^\circ\text{C}$  4~8min 油冷；

回火：根据硬度要求在  $290\sim375^\circ\text{C}$ ，30~60min 内选择。

冷卷后除应力处理应视其工作条件而定，具体的温度和时间如表 2-27 所示。

钢丝的直径允许公差，日本和美国规定中稍有不同，具体见

表 2-27 ASTM A230 阀门用碳素弹簧钢丝的除应力处理规范

工作条件	温 度(°C)	时 间 (min)	
		≤3.25(mm)	>3.25(mm)
一般载荷	215~230	20~25	25~30
重载荷	260~290	30~40	40~50
高温下使用	315~345	45~60	60~80

表 2-28 阀门用碳素弹簧钢丝的直径允许公差

美 国 标 准		日 本 标 准		
钢丝直径 (mm)	允许公差 (±mm)	钢丝直径 (mm)	允许公差 (±mm)	椭圆度 (mm)
<2.34	0.02	<3.2	0.02	<0.02
2.35~3.75	0.03	>3.2	0.03	<0.03
3.76~4.50	0.04	注: 椭圆度是指同一截面上最大直径与最小直径之差		
>4.50	0.05			

表 2-28 所示。

### 2.3.2 合金弹簧钢

在弹簧制造中,如该弹簧既要承受高应力,又需要承受冲击载荷时,则高碳弹簧钢已不能胜任,就应选用合金弹簧钢丝。它的供货状态一般以圆钢丝为主,但也可以根据客户需要供应正方形或长方形截面的钢丝。

通常用于机器中的冷卷弹簧钢丝为6~13mm,但也可根据需要供应9~50mm的热轧弹簧钢丝,后者可参阅2.2节。

合金弹簧钢丝在我国有50CrVA和60Si2MnA、60Si2CrA、55Si2MnA和65Si2MnWA,其化学成分、机械性能和热轧弹簧钢丝技术条件(YB1222-75)相同。在美国和日本都分为Cr-V

弹簧钢和 Cr-Si 弹簧钢两种。

### 2.3.2.1 铬-钒弹簧钢丝

这是一种高质量的合金弹簧钢丝，一般又分为普通用和阀门用两种。它实际上是在中碳钢中加入少量的铬、钒元素，以提高其硬度和强度。其冷拉(轧)的钢丝尺寸可从 0.5~13mm，钢丝表面由于经过热处理而色泽较暗，有时还带有少量的氧化皮，因此需经过喷砂处理后使用。这类钢丝的最高使用温度为 220°C。

这类钢丝在美国有 ASTM A231 或 SAE6150(用于普通弹簧)和 ASTM A232(用于阀门弹簧)。在日本则只有 SW00V-V(用于阀门弹簧)。其化学成分如表 2-29 所示。

表 2-29 铬-钒合金弹簧钢丝的化学成分

元 素	含 量 (%)		
	ASTM A231 和 SAE6150	ASTM A232	SW00V-V
C	0.48~0.53	0.48~0.53	0.45~0.55
Mn	0.70~0.90	0.70~0.90	0.65~0.95
Cr	0.80~1.10	0.80~1.10	0.80~1.10
V	>0.15	>0.15	<0.20
Si	0.20~0.35	0.12~0.30	0.15~0.35
P	≤0.040	≤0.020	≤0.030
S	≤0.040	≤0.035	≤0.030
Cu			<0.20

注：虽然在规范中 V 的含量应大于 0.15，但一般希望在 0.18 左右

其供货状态可分为：

(1) 退火状态：所供应的钢丝均经完全退火，弹簧所需要的机械性能是在冷卷后再通过适当的热处理获得的，一般用于钢

丝直径大于 9.5 mm 和弹簧指数  $C \leq 5$  的弹簧。如需正方形或长方形截面的钢丝则应特别定货。

(2) 冷拉状态: 当钢丝直径小于 9.5 mm 时都用这类钢丝, 冷拉后一般不再回火处理, 只是在冷卷成弹簧后再用淬火回火来获得所需要的性能。

(3) 油回火钢丝: 这类钢丝通常总是将退火后的线材冷拉到所需要的尺寸, 然后再淬火回火, 通过控制温度和时间来获得所需要的硬度和强度, 冷卷成弹簧后只需要回火就可以了。日本 SWOCV-V 所谓阀门弹簧用油回火铬-钒钢丝就是指的这一种。

这类钢丝的性能可归诸于:

弹性模量  $E = 203,400 \text{ MPa}$ ;

切变模量  $G = 77,200 \text{ MPa}$ ;

其机械性能按日本 JIS 规定, 如表 2-30 所示。

表 2-30 JIS 规定 SWOCV-V 钢丝的机械性能

钢丝直径(mm)	抗拉强度(kgf/mm <sup>2</sup> )	断面收缩率(%)
2.0~3.5	160~175	>45
4.0~4.5	155~170	>40
5.0~6.0	150~165	>40
6.5~7.0	145~160	>40
8.0~10.0	140~155	>40

其拉伸弹性极限为其抗拉强度的 88~93%; 其扭转弹性极限为其抗拉强度的 65~75%。

硬度: ASTM A231 为 HRC45~50,

ASTM A232 为 HRC46~51;

比重:  $7.85 \text{ g/cm}^3$ ;

卷绕弯曲试验: 钢丝直径  $< 4 \text{ mm}$  时在与其直径相同的芯

轴上, >4mm 的则在其直径二倍的芯轴上作卷绕弯曲试验(日本 JIS 规定凡小于 6mm 的应卷绕两圈), 所有钢丝表面均不应出现裂纹。

钢丝在外观上不得存在缺陷、氧化铁皮或铁锈等, 表面如有缺陷, 则允许的缺陷深度如表 2-31 所示。

表 2-31 JIS 规定 SWOCV-V 钢丝表面允许的缺陷极限值

钢丝直径(mm)	允许的缺陷深度
<2.0	<0.01(mm)
>2.0~<6.0	<钢丝直径的 0.5%
>6.0	<钢丝直径的 0.7%(但最大不得超过 0.06 mm)

钢丝直径的允许公差, 美国和日本稍有不同, 其具体规定如表 2-32 所示。

表 2-32 铬-钒弹簧钢丝直径的允许公差

钢丝直径 (mm)	ASTM A231 允许公差 (mm)	钢丝直径 (mm)	ASTM A232 允许公差 (mm)	钢丝直径 (mm)	JIS 规定	
					直径允许公 差(mm)	椭圆度 (mm)
<0.70	±0.02	<1.90	±0.02	<3.2	±0.02	<0.02
0.71~ 1.80	±0.03	1.91~ 3.75	±0.03	>3.2~ <6.0	±0.03	<0.03
1.81~ 9.50	±0.05	3.76~ 9.50	±0.04	>6.0	±0.05	<0.05
>9.50	±0.08	>9.50	±0.05	注: 椭圆度的定义见表 2-28		

对这类钢丝日本还规定要作扭转试验, 规定凡是钢丝直径小于 6mm 时, 应将钢丝两端牢固地夹持在间距为直径 100 倍的夹头上, 拉紧呈不弯曲后, 将其一端按同一方向扭转三次后,

钢丝应无局部扭曲现象,然后再按同一方向扭转直至断裂,要求其断裂面与钢丝轴线垂直,而且没有裂纹等缺陷。

热处理规范:

淬火:  $870\sim 890^{\circ}\text{C} \leq 9.5\text{mm}$  保温  $8\sim 10\text{min}$ ;  $>9.5\text{mm}$  保温  $15\sim 20\text{min}$  油冷;

回火: 根据钢丝直径和硬度要求在  $400\sim 500^{\circ}\text{C}$   $0.75\sim 1.5\text{h}$  范围内选择。

冷卷后除应力处理时按其工作条件和钢丝直径决定温度和保温时间,具体如表 2-33 所示。

表 2-33 ASTM A231 和 ASTM A232 除应力处理规范

工作条件	温度( $^{\circ}\text{C}$ )	时 间 (min)			
		$\leq 1.25$ (mm)	1.26~3.00 (mm)	3.01~9.50 (mm)	$>9.50$ (mm)
一般载荷	240~260	15~20	20~25	25~30	30~45
重载荷	290~315	20~30	30~40	40~50	50~60
高温下使用	345~370	30~45	45~60	60~80	60~90

以 ASTM A231 铬钒合金钢丝制成压缩或拉伸弹簧或扭力弹簧时所推荐采用的设计应力分别如图 2-19 和 2-20 所示。

### 2.3.2.2 铬-硅弹簧钢丝

铬-硅弹簧钢丝是一种新发展起来的合金弹簧钢丝,它的化学成分中除了含稍多的铬和硅以外,和硅锰弹簧钢 SAE9260 非常近似,但是就是这么微小的差别,对性能的影响却很大,它不但能提高淬硬层深度和硬度的均匀性,而且还能获得更高的机械性能。通常它是以  $0.8\sim 11\text{mm}$  的圆钢供应,但也可以根据需要供应正方形或矩形截面的钢丝。它的供货状态也和铬-钒合金弹簧钢丝一样有三种:即(1)大多以球化退火状态供应;(2)

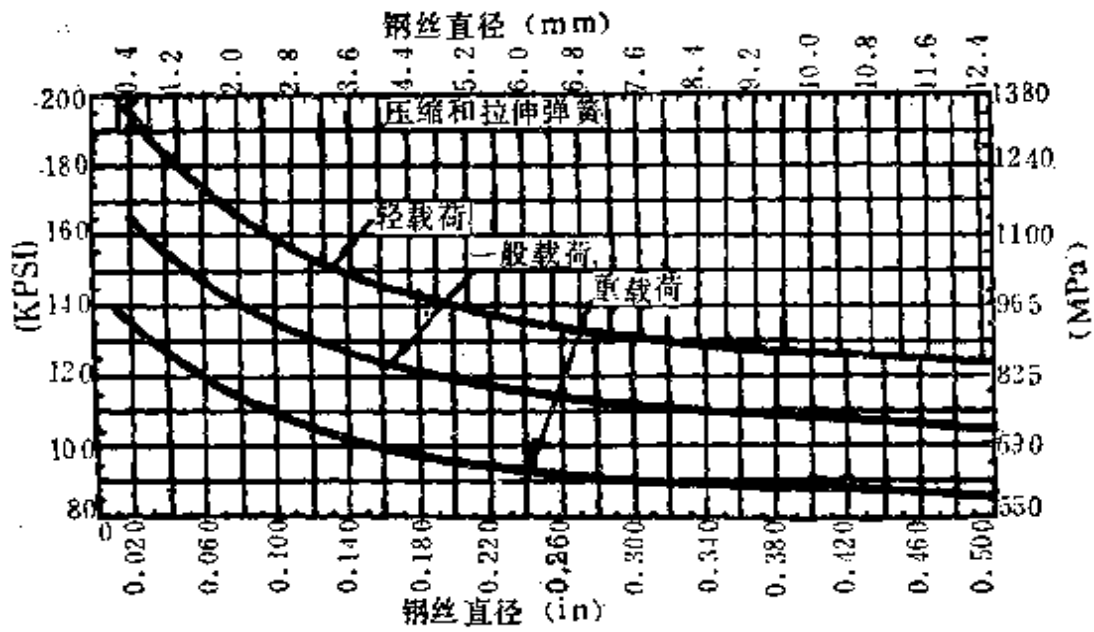


图 2-19 以铬-钒合金钢丝 ASTM A231 制成压缩和拉伸弹簧时推荐采用的设计应力

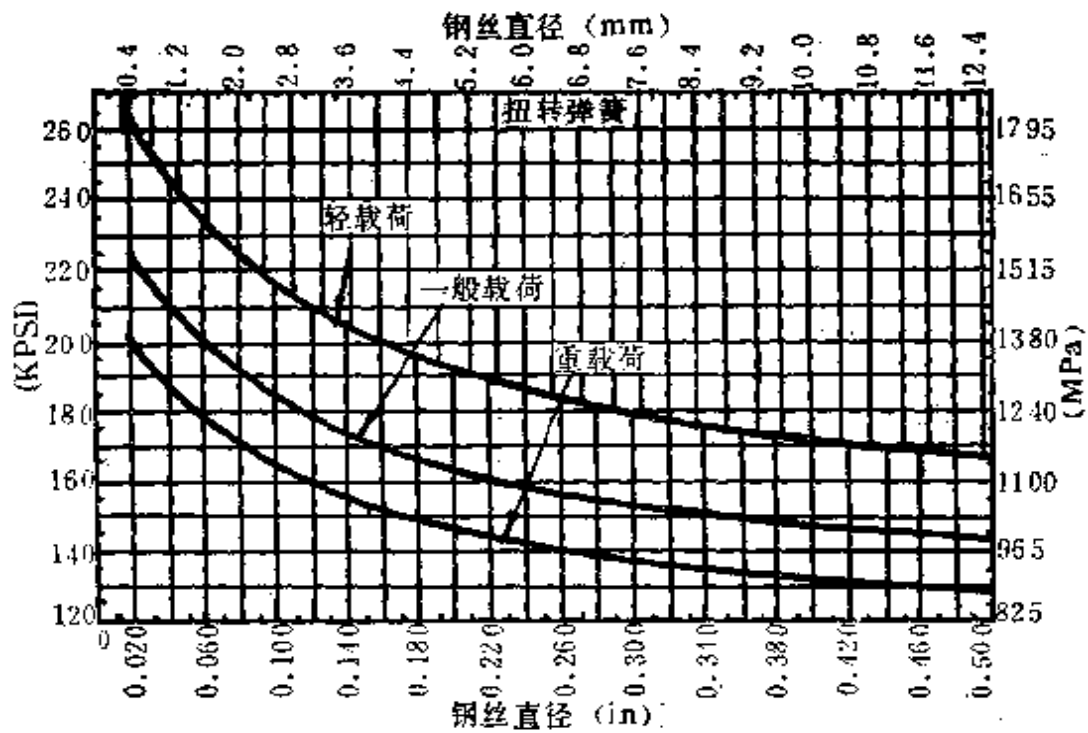


图 2-20 以铬-钒合金钢丝 ASTM A231 制成扭转弹簧时所推荐采用的设计应力



冷拉后未回火状态和(3)油回火状态供应。前两种钢丝是在卷绕后再进行热处理,而第三种仅适宜于钢丝直径小于5mm的,因其表面质量较好,故用来制造阀门弹簧。

这类弹簧钢丝特别适宜于制造既要求有高应力又要求承受冲击或震动载荷的弹簧,例如高射炮中的回跳弹簧。和其它合金弹簧钢丝相比,这类钢丝具有经热处理到高硬度(通常可达 $HRC50\sim 53$ )和高强度而不降低其延性的特点,也正因为如此,这种高硬度的钢丝在卷绕后会产生很高的残余应力,因此在卷绕后应尽快地加热回火,即使是等3~4小时,也嫌太长,否则就会使弹簧产生裂纹甚至断裂,无论如何都不能让用这种钢卷制好的弹簧过夜后再回火!这类钢制成的弹簧最高的使用温度是 $245^{\circ}\text{C}$ 。

这类钢在美国有ASTMA401。在日本则有SWOSC-V(用于制造阀门弹簧),其化学成分见表2-34所示:

表 2-34 铬-硅合金弹簧钢丝的化学成分

元 素	含 量 (%)	
	ASTM A401	SWOSC-V
C	0.51~0.59	0.50~0.60
Mn	0.6~0.8	0.5~0.8
Cr	0.6~0.8	0.5~0.8
Si	1.2~1.6	1.2~1.6
P	$\leq 0.035$	$\leq 0.030$
S	$\leq 0.040$	$\leq 0.030$
Cu		$< 0.20$

这类钢丝的性能可归诸为:

弹性模量  $E = 203,400\text{MPa}$ ;

切变模量  $G = 77,200\text{MPa}$ ;

其机械性能按日本 JIS 规定如表 2-35 所示。

表 2-35

钢丝直径 (mm)	抗拉强度 (kgf/mm <sup>2</sup> )	断面收缩率 (%)
1.6~1.8	200~215	>45
2.0~2.9	195~210	>45
3.2~3.5	190~205	>45
4.0~4.5	185~200	>40
5.0~5.5	180~195	>40
6.0~6.5	175~190	>40
7.0~8.0	170~185	>40

其拉伸弹性极限为其抗拉强度的 88~93%；扭转弹性极限为其抗拉强度的 65~75%；比重 = 7.85 g/cm<sup>3</sup>。

其卷绕弯曲试验、扭转试验和表面缺陷的允许值都和铬-钒合金弹簧钢丝相同，但这类钢还需进行脱碳试验，经 100~400 倍的放大倍率检查应无全脱碳层，而总脱碳层（全脱碳+半脱碳）应小于钢丝直径的 1.5%，但最大不得超过 0.05 mm。

其钢丝直径的允许公差，在日本规定和阀门用铬-钒合金弹簧钢丝 SWOV-V 相同，但美国 ASTM 则另有规定，即当钢丝直径小于 1.8 mm 时，其直径允许公差为 ±0.030 mm；在钢丝

表 2-36 ASTM A401 制弹簧的除应力处理规范

工作条件	温度 (°C)	时 间 (min)			
		<1.27 (mm)	1.28~3.0 (mm)	3.1~9.5 (mm)	>9.5 (mm)
一般载荷	260~290	15~20	20~25	25~30	30~45
重载荷	315~340	20~30	30~40	40~50	50~60
高温下使用	370~400	30~45	45~60	60~80	60~90

注：有些钢厂常推荐不论其工作条件都应采用 370~400°C 除应力回火

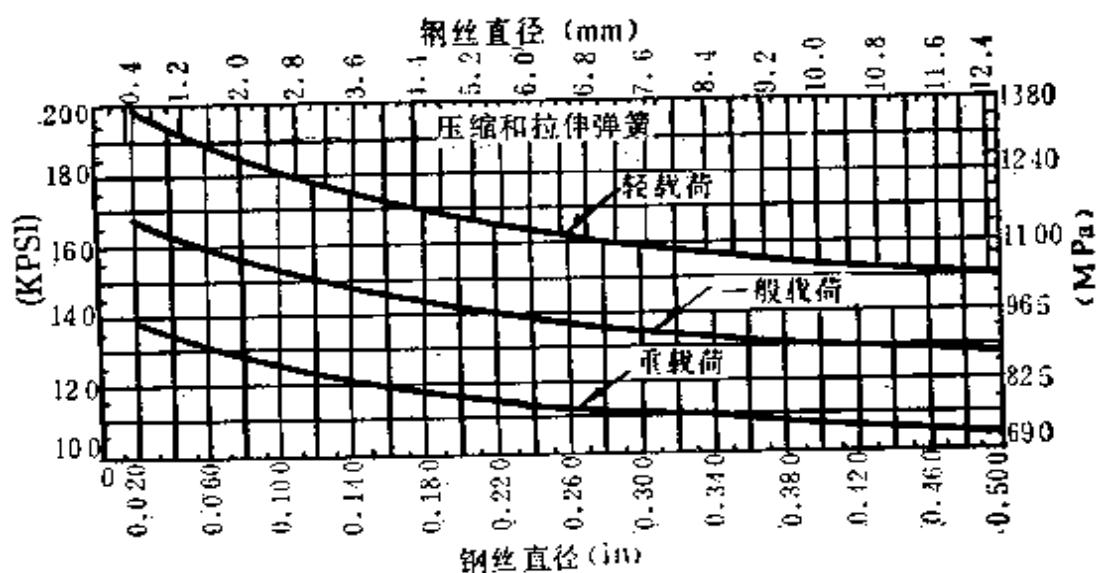


图 2-21 以 ASTM A401 铬-硅油回火钢丝制压缩和拉伸弹簧时推荐采用的设计应力

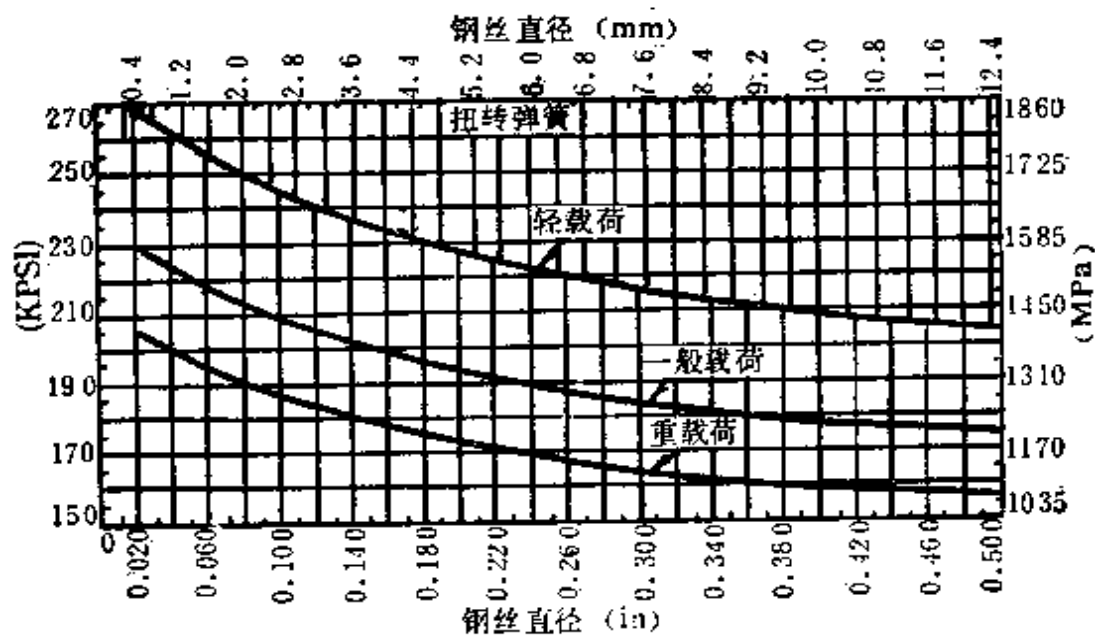


图 2-22 以 ASTM A401 铬-硅油回火钢丝制扭转弹簧时推荐采用的设计应力

直径大于1.8mm时,其允许公差为 $\pm 0.050$ mm。

热处理规范为:

淬火:  $800\sim 830^{\circ}\text{C}$  在直径小于6mm时保温8~10min,大于6mm时,则保温10~20min,油冷;

回火:  $370\sim 455^{\circ}\text{C}$  30~60min (根据钢丝直径和硬度要求而定);

卷绕后的除应力处理规范则视钢丝直径和工作条件而定,具体规定如表2-36所示。

以ASTMA401铬-硅油回火钢丝制成压缩和拉伸弹簧或扭转弹簧时所推荐使用的设计应力分别见图2-22和图2-23所示。

## 2.4 用于弹簧的碳钢钢带

弹簧用的碳钢钢带是由优质高碳钢锭热轧成材后,再经过反复回火和冷轧而成,尺寸准确,表面光滑,易于加工。

弹簧用的钢带按处理状态来分可分为下列三种:

(1) 退火钢带: 钢带在冷轧到所需要的厚度后再进行完全退火,使它非常柔软易弯,而且延性最好,在美国称之为Temper No.5。有时为了增加其表面光洁度,在退火以后再经过一道变形量很少的冷轧,在美国称为Temper No.4。退火后的硬度在0.70~0.80%碳的钢带中最大可达HRB83,而在0.90~1.05%碳的钢带中可达HRB86,所以在美国商业上所标出的硬度范围为HRB75~85;在日本则根据含碳量不同分别规定为小于HV180、190或200(参阅表2-39),退火后的组织以球状碳化物的加工性能最好,一般用来制造形状复杂的弹簧,成形后再进行淬火回火以达到所需要的性能。

(2) 冷轧钢带: 这类钢带在冷轧后经成形制成的弹簧,仍需

进行淬火回火以达到所需要的性能，但由于冷轧程度不同，在美国又分为 Temper No.3、Temper No. 2 和 Temper No.1 三种。其中 Temper No.3 俗称1/4硬化，它可与其轧制方向垂直弯成 $180^\circ$ ，或沿轧制方向弯成 $90^\circ$ ，而不产生裂纹，因而可用来冲孔或制成弯曲度大的弹簧，它的硬度在 0.70~0.80% 碳的钢带中为 HRB87~93；而在 0.90~1.05% 碳的钢带中则为 HRB89~95；Temper No.2 又称为半硬钢，它只具有一定程度的成形能力，在与其轧制方向垂直弯曲到 $90^\circ$ ，而不发生裂纹，但在与其轧制的方向平行弯曲时，除非其芯棒直径为钢带厚度的一定倍数，否则就会产生裂纹，这类钢不论其含碳量多少，其硬度都为 HRB91~97；Temper No.1 又称全硬钢，虽然其最好的硬度是 HRB95~105，但实际上不论含碳量多少硬度都在 HRB98 以上，由于其硬度已经很高，因此常常在成形后不再进行热处理。也正因为其硬度太高，因此只能局部冲孔，冲孔后很少再进行弯曲。

(3) 热处理钢带：这种钢带是在冷轧以后，最终再进行淬火回火或进行以获得贝氏体组织为目的的等温淬火，前者称为淬火钢带，后者称为贝氏体钢带，其方法是将球化退火的冷轧钢带通过一炉温为  $790\sim 840^\circ\text{C}$  的连续式淬火炉淬油或通过一  $325^\circ\text{C}$  左右的铅槽或油浴，最后再在  $410^\circ\text{C}$  左右的连续式炉内回火。对于很薄的钢带也可在通水冷却的平板中加压冷却。必须严格控制炉温和钢带在炉中的时间，以便生产出质量稳定的钢带。在美国市场上这种钢带有三种不同的硬度，即  $T_1$ 、 $T_2$  和  $T_3$  以满足不同产品的需要。其中  $T_1$  的硬度最高，而且有最好的弹簧性能，但是它的成形和弯曲性能最差； $T_2$  为中等硬度，它具有一定的成形能力和较好的弹簧性能； $T_3$  的硬度最低，因而特别适宜于制造需要冲孔和一般性能的弹簧。

表 2-37 淬火回火的冷轧碳素弹簧钢带的硬度和抗拉强度的平均值

厚度(mm)	回火记号	洛氏硬度	抗拉强度(MPa)平均值	
			SAE1074	SAE1095
0.125	T <sub>1</sub>	15N 87~89	2100	2165
	T <sub>2</sub>	15N 84~86	2070	2055
	T <sub>3</sub>	15N 81~83	1725	1795
0.25	T <sub>1</sub>	15N 87~89	1980	2015
	T <sub>2</sub>	15N 84~86	1915	1900
	T <sub>3</sub>	15N 81~83	1600	1695
0.38	T <sub>1</sub>	30N 71~74	1860	1880
	T <sub>2</sub>	30N 66~69	1800	1800
	T <sub>3</sub>	30N 61~64	1500	1615
0.50	T <sub>1</sub>	30N 70~73	1780	1833
	T <sub>2</sub>	30N 65~68	1725	1715
	T <sub>3</sub>	30N 61~64	1460	1560
0.65	T <sub>1</sub>	A 76~78	1735	1780
	T <sub>2</sub>	A 73~75	1670	1655
	T <sub>3</sub>	A 70~72	1415	1500
0.75	T <sub>1</sub>	A 76~78	1680	1735
	T <sub>2</sub>	A 73~75	1625	1615
	T <sub>3</sub>	A 70~72	1390	1460
1.00	T <sub>1</sub>	C 48~51	1615	1670
	T <sub>2</sub>	C 44~47	1560	1540
	T <sub>3</sub>	C 39~42	1330	1400
1.25	T <sub>1</sub>	C 47~50	1550	1615
	T <sub>2</sub>	C 43~46	1490	1480
	T <sub>3</sub>	C 39~42	1275	1350
1.60	T <sub>1</sub>	C 46~49	1475	1545
	T <sub>2</sub>	C 43~46	1400	1430
	T <sub>3</sub>	C 39~42	1200	1290

注: 抗拉强度为其平均值, 可在 ±10% 范围内变动

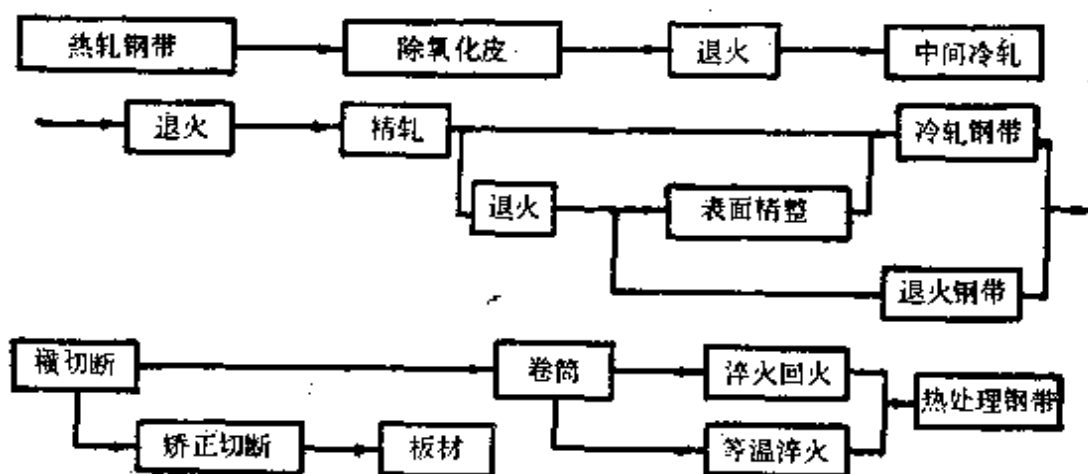


图 2-23 弹簧用钢带的制造工艺例图

表 2-37 是美国各种不同厚度的钢带在上述三种情况下的

硬度和强度平均值。

### 2.4.1 钢带的制造

和线材一样，钢带也是以热轧板材为原料，经过反复冷轧而成，其制造的典型工艺如图 2-23 所示。

作为冷轧钢带原材料的热轧钢带，必须在冷轧前进行酸洗或喷砂以彻底去除氧化皮，以免那些坚硬的氧化皮残留在钢带表面，在以后冷轧时有可能嵌入轧辊或工件中，造成钢带外观上的缺陷。其所以要在中间冷轧前先进行退火是因为热轧后冷却很快，硬度较高之故，退火一般是在  $A_{c2}$  以下(约  $700^{\circ}\text{C}$ ) 长时间保温，以获得球状碳化物组织。退火时应严格防止脱碳和氧化，因此

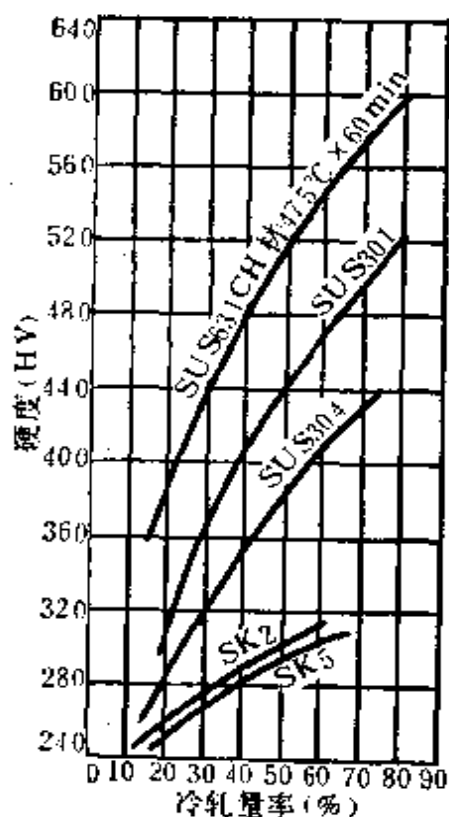


图 2-24 某些钢种的加工度和硬度的关系

应在有严格控制的保护气氛炉中进行。在冷轧时又因为有显著

的加工硬化,因此在经过一定量的冷轧后还要进行中间退火,以提高其以后的加工性能,如是反复操作,直至达到所规定的硬度为止。这样的冷轧可以得到最好的金属光泽。为了获得最佳的机械性能,可在最后一次精轧时,利用各种钢的冷轧量率(%)与硬度间所存在的一定关系,采用最合适的冷轧量率(%),图2-24是几种钢的冷轧量率(%)和硬度的关系。连续淬火回火或等温淬火的热处理钢带,同样应在炉内采用保护气氛以防止氧化和脱碳,淬火后不可避免地会有少量变形,可采用平板的矫正装置校平,如果是异形断面的钢带,则应在淬火前轧成近似于所需要的形状,然后在热处理后用异形矫正装置校平。

#### 2.4.2 钢种

弹簧用的碳素钢带,日本弹簧工业协会(JSMA)在JIS G3311“磨光用的特殊钢带”中选用了S50C-CSP、S55C-CSP、S60C-CSP、S65C-CSP、S70C-CSP、SK4-CSP、SK5-CSP和SUP10-CSP八种作为弹簧用钢带。在美国95%的碳素钢带是由SAE1074和SAE1095钢轧制而成,只有在特殊情况下才采用0.60~0.70%碳或1.25~1.32%碳。各种钢的化学成分和牌号如表2-38所示。

在美国以SAE1074冷轧钢带用得最广,其冷轧带的厚度一般为0.050~2.362mm,退火状态供应的带厚可以达6.35mm,也可以根据需要以淬火回火状态供应。这种钢的优点是易于成形和热处理。其设计应力可采用ASTM A679 HB级扭转弹簧所推荐的设计许用应力(参阅图2-17)。

SAE1095主要用于钟表,这种钢所能承受的应力要比SAE1074高,其冷轧带的厚度一般为0.050~1.58mm,最厚的可达2.36mm。它和SAE1074一样也可以根据需要以退火状态或淬火回火状态供应。这类钢带经油淬后硬度可达HRC46



表 2-38 美国和日本采用的弹簧钢带的化学成分

国别	钢 号	合 金 成 分 (%)							
		C	Si	Mn	P	S	Cr	V	Ni
美 国	SAE1074	0.7~0.8	0.15~0.30	0.5~0.8	≤0.040	≤0.050	—	—	—
	SAE1095	0.9~1.03	0.15~0.30	0.3~0.5	≤0.040	≤0.050	—	—	—
	SAE1064	0.6~0.7	0.15~0.30	0.4~0.6	≤0.040	≤0.050	—	—	—
	Barcoild 钢	1.25~1.32	0.15~0.30	0.10~0.25	≤0.040	≤0.050	—	—	—
日 本	S50C-CSP	0.47~0.53	0.15~0.35	0.60~0.90	≤0.030	≤0.035	≤0.20	—	≤0.20
	S55C-CSP	0.52~0.58	0.15~0.35	0.60~0.90	≤0.030	≤0.035	≤0.20	—	≤0.20
	S60C-CSP	0.55~0.65	0.15~0.35	0.60~0.90	≤0.030	≤0.035	≤0.20	—	≤0.20
	S65C-CSP	0.60~0.70	0.15~0.35	0.60~0.90	≤0.030	≤0.035	≤0.20	—	≤0.20
	S70C-CSP	0.65~0.75	0.15~0.35	0.60~0.90	≤0.030	≤0.035	≤0.20	—	≤0.20
美 国	SK4-CSP	0.90~1.00	≤0.35	≤0.50	≤0.030	≤0.030	≤0.20	—	≤0.25
	SK5-CSP	0.80~0.90	≤0.35	≤0.50	≤0.030	≤0.030	≤0.20	—	≤0.25
	SUP10-CSP	0.45~0.55	0.15~0.35	0.65~0.95	≤0.035	≤0.035	0.8~1.10	0.15~0.25	—

按其热处理状态可分为退火状态 A、冷轧状态 B、淬火回火状态 B(SUP10-CSP 除外)和等温淬火状态 B(S50C-CSP, S55C-CSP 和 S60C-CSP)

以上,但钟表所用钢带大多是在淬火回火状态下成形,末端则为退火状态以便于弯形和穿孔。其设计应力可采用 ASTM A229 MB 级扭转弹簧所推荐的设计许用应力(参阅图 2-19)。

SAE1064 是延性最好的弹簧钢,特别适宜于退火后轧延量较多或者成形量要求大的弹簧。通过适当的热处理,可获得相当好的弹簧性能。

Barcoïd 钢的延性很差,因此只能在退火状态下成形,它适宜于制作要求特别硬或高耐磨性的弹簧,成形后通过淬火回火来达到所需要弹簧性能。

日本 JSMA 为了保证弹簧的性能,因而对选定的七种碳素弹簧钢带都规定了淬火温度、淬火后应达到的硬度范围和在各种状态下的硬度要求,如表 2-39 所示。

表 2-39 JSMA 规定的碳素弹簧钢带的硬度(单位:HV)

钢 种	淬火温度 (°C)	淬火后硬度 (HV)	热 处 理 状 态			
			A	R	H	B
S50C-CSP	830~860	720~770	<180	230~270	350~450	350~450
S55C-CSP	820~850	750~800	<180	230~270	350~450	350~450
S60C-CSP	810~840	760~810	<190	230~270	350~500	350~460
S70C-CSP	790~820	790~840	<190	230~270	350~550	—
SK5-CSP	780~810	800~880	<190	230~270	350~600	—
SK4-CSP	780~810	820~870	<200	230~270	400~600	—
SUP10-CSP			<190	230~270	—	—

注: 1. 同一根钢带的硬度差应在 HV30 以内;

2. 表中 H 和 B 状态下的硬度范围较大,可视需要而定,一般的硬度要求在 HV50(±25)的范围内。

### 2.4.3 尺寸和形状

钢带厚度的精度对弹簧钢带的质量有很大影响,厚度的标准和允许公差,在 JISG3311、JSMA No.6 和 ASTM A682 都有

规定，但是在一些钢厂中往往根据自己的设备和生产方法定出其产品的公差范围，因此实际上都是由买卖双方根据需求和可能经过协商而定。

弹簧用的扁钢或钢带，其边的形状对弹簧性能也有很大的影响，因此在订购钢带时就应仔细地考虑。对于那些重要的弹簧，如果疲劳寿命需要考虑的话，那就必须采用圆角边的钢带，因为带毛刺的边会引起应力升高，从而导致早期损坏。钟表中的游丝弹簧或电动机弹簧常采用带圆角的或有光滑倒角的钢带。但是如果弹簧的两端尚需冲剪，则可采用价廉的那些边带毛刺的钢带了。

ASTM A682 对钢带的边有明确的规定，分为第 1~6 号六种不同的形式，其中第 1、3、5 号边用得最广泛，退火钢带可按需要供应各种形式的边，但淬火回火的钢带常以第 1 号边供应。

1 号边是一种经过很好精加工不带任何毛刺的光滑边，边角呈小圆角的方形边，也有成一大圆角的边。钢带宽度的公差在需要时可以很小。钟表中的游丝弹簧钢带就是这种边。

2 号边是直接热轧出来不再经过任何加工的钢带边，由于其宽度公差较大，因此往往不能满足买主的要求，所以用途不广。

3 号边是一种经过剪切后仍带有毛刺的直角边，它虽未经过进一步加工但适宜于制作以后还需冲剪的弹簧。

4 号边是 2 号和 3 号边经过滚角后的一种圆角边，它是为了满足那些只要求有圆角，而不需要光滑的一种钢带边。

5 号边是一种不带毛刺的直角边。

6 号边是一种近乎直角的边。

#### **2.4.4 钢带的热处理**

美国对退火钢带制成的弹簧，建议在 790~815°C 保温短时

间(约 1~3 min)后淬入搅拌的热油中,然后在 315~370°C 的温度下回火,按照硬度的要求决定温度和保温时间。

由淬火回火钢带制成的弹簧应在 200~315°C 保温 15~30 min(根据钢带厚度而定),以去除在成形时所造成的残余应力。

## 2.5 不锈钢弹簧钢丝和钢带

不锈钢的品种很多,但不是所有的不锈钢都可用作为弹簧钢,日本 JIS 中专门规定了 G4313 弹簧用不锈钢带和 G4314 弹簧用不锈钢丝,其牌号为奥氏体不锈钢 SUS301-CSP、SUS304-CSP、SUS-302、SUS304 和 SUS316; 马氏体不锈钢 SUS420J2-CSP 和沉淀硬化不锈钢 SUS631J1 和 SUS631-CSP。美国则有马氏体不锈钢 400 系列中的 414、420 和 431; 奥氏体不锈钢 300 系列中的 302、304 和 316; 沉淀硬化不锈钢 AISI631。我国则规定有 3Cr13、4Cr13(以上属马氏体不锈钢),1Cr18Ni9、1Cr18Ni9Ti(以上属奥氏体不锈钢)和 0Cr17Ni7Al、0Cr15Ni7Mo2Al(以上属沉淀硬化不锈钢)等六种。其化学成分如表 2-40 所示。

不锈钢弹簧钢丝或钢带大都是用严格控制电炉熔炼钢锭经过热轧冷轧(拉)而成,如钢丝将在自动卷簧机上卷绕,则钢丝表面应镀有一层很薄的铜或铅或其他润滑剂,这些镀层对钢丝表面没有腐蚀性,但却可以省去一道抛光工序,在卷绕后可能仍会残留在弹簧上,因此如果弹簧将和食品或其它化学反应敏感的物质接触而需去除镀层时,可以将弹簧在室温的 20% 硝酸钝化槽内浸 20 min 或在强酸中加热到 82°C 就能将镀层去除。如果用芯棒卷绕的弹簧钢丝或钢带就不需要这些镀层,但钢带在成形、冲裁或剪切时应添加润滑剂。

表 2-40 弹簧用不锈钢的化学成分

国别	种类	钢号	化 学 成 分 (%)								
			C	Si	Mn	P	S	Ni	Cr	Mo	Al
日 本	奥 氏 体	SUS301-CSP	≤0.15	≤1.00	≤2.00	≤0.040	≤0.030	6.0~8.0	16.0~18.0	—	—
		SUS304-CSP	≤0.08	≤1.00	≤2.00	≤0.040	≤0.030	8.0~11.0	18.0~20.0	—	—
		SUS302	≤0.15	≤1.00	≤2.00	≤0.040	≤0.030	8.0~10.0	17.0~19.0	—	—
		SUS304	≤0.08	≤1.00	≤2.00	≤0.040	≤0.030	8.0~10.5	18.0~20.0	—	—
		SUS316	≤0.08	≤1.00	≤2.00	≤0.040	≤0.030	10.0~14.0	16.0~18.0	2.0~3.0	—
		SUS631-CSP SUS631J1	≤0.09 ≤0.09	≤1.00 ≤1.00	≤1.00 ≤1.00	≤0.040 ≤0.040	≤0.030 ≤0.030	6.50~8.0 7.00~8.50	16.0~18.0 16.0~18.0	— —	0.8~1.5 0.75~1.5
美 国	奥 氏 体	SUS420J2-CSP	0.26~0.40	≤1.00	≤1.00	≤0.040	≤0.030	≤0.60	12.0~14.0	—	—
		302	0.08~0.15	≤1.00	≤2.00	≤0.045	≤0.030	8.0~10.0	17.0~19.0	—	—
		304 316	≤0.08 ≤0.08	≤1.00 ≤1.00	≤2.00 ≤2.00	≤0.045 ≤0.045	≤0.030 ≤0.030	8.0~12.0 10.0~14.0	18.0~20.0 16.0~18.0	— 2.0~3.0	— —

国别	种类	钢号	化学成分 (%)									
			C	Si	Mn	P	S	Ni	Cr	Mo	Al	
美 国	沉淀硬化	17-7PH	≤0.09	≤1.00	≤2.00	≤0.040	≤0.030	6.50~7.75	16.0~18.0	—	0.75~1.5	
		414	0.08~0.15	≤1.00	≤1.00	≤0.040	≤0.030	1.25~2.50	11.5~13.5	—	—	
	马氏体	420	0.30~0.40	≤1.00	≤1.00	≤0.040	≤0.030	—	12.0~14.0	—	—	
		431	≤0.20	≤1.00	≤1.00	≤0.040	≤0.030	1.25~2.50	15.0~17.0	—	—	
中 国	奥氏体	1Cr18N19	≤0.12	≤1.80	≤2.00	≤0.035	≤0.030	8.0~11.0	17.0~19.0	—	—	
		1Cr18N19Ti	≤0.12	≤0.80	≤2.00	≤0.035	≤0.030	8.0~11.0	17.0~19.0	—	Ti 5×(C%~0.02)~0.8	
	沉淀硬化	0Cr17N17Al	≤0.09	≤1.00	≤1.00	≤0.035	≤0.035	6.5~7.5	16.0~18.0	—	0.75~1.5	
		0Cr15N17Mo2Al	≤0.09	≤1.00	≤1.00	≤0.035	≤0.035	6.5~7.5	14~16	2.0~3.0	0.75~1.5	
马氏体	3Cr13	0.25~0.34	≤0.60	≤0.80	≤0.035	≤0.030	—	12.0~14.0	—	—		
	4Cr13	0.35~0.45	≤0.60	≤0.80	≤0.035	≤0.030	—	12.0~14.0	—	—		

## 2.5.1 奥氏体 300 系列不锈钢(即所谓 18-8 不锈钢)

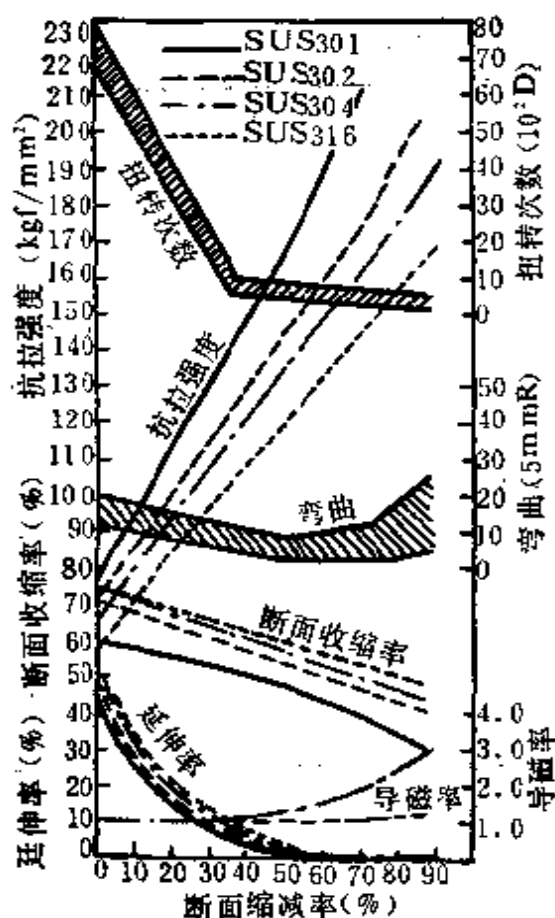


图 2-25 奥氏体不锈钢的断面缩减率和其机械性能的关系

作为弹簧用钢的以 302、304、316 三种用得最多，偶而也有用 301 的。这些钢和所有的奥氏体不锈钢一样不能用热处理来强化，只有通过一系列的冷轧(拉)的冷作硬化作用来达到所需要的性能。图 2-25 是各种奥氏体不锈钢丝在冷轧时断面缩减率(%)和机械性能的关系。表 2-41 是 302、304、316 钢带的性能。

正由于其有加工硬化的特性，因此一般用作弹簧的奥氏体不锈钢丝的直径大多小于 4.75 毫米，当直径需大于 4.75 毫米时，只能采用  $\frac{1}{2}$  硬或  $\frac{3}{4}$  硬的钢丝。如需要有高强度时

则宜采用沉淀硬化不锈钢或马氏体不锈钢。

在上述不锈钢中，不论钢丝和钢带都是 302 用得最普遍(但方形或矩形截面的钢丝用得很少)，这是因为在直径小于 4.75 mm 时，它的性能均匀，而且强度最高，因而特别适宜于制作高应力的压缩螺旋弹簧。用 302 制成的弹簧，其温度使用范围最低可至零度以下，最高可达 290°C。在 290°C 时其扭转强度的损失为其原来 380 MPa 的 5% 左右。

304 不锈钢和 302 性能相近似，但其强度要较 302 小 5%

表 2-41 302、304、306 冷轧不锈钢带的性能

冷轧程度	断面缩减率(%)	洛氏硬度	抗拉强度(MPa)	屈服强度(MPa)
$\frac{1}{4}$ 硬	20	B85~100	$\geq 896$	$\geq 690$
$\frac{1}{2}$ 硬	40	C22~27	$\geq 1000$	$\geq 896$
$\frac{3}{4}$ 硬	60	C27~36	$\geq 1172$	$\geq 1034$
全硬	80	C38~44	$\geq 1276$	$\geq 1207$

注: 1. 这里所指的屈服强度是  $\sigma_{0.2}$ ;

2. 300 系列的全硬状态只适用于弯曲程度不大的弹簧; 如果弯曲度大时应用  $\frac{3}{4}$  硬状态;  $\frac{1}{2}$  硬和  $\frac{1}{4}$  硬只适用于弯曲度大, 而且弹簧性能要求不高的弹簧。

表 2-42 奥氏体不锈钢丝在拉力试验时的抗拉强度

钢 丝 直 径 (mm)	抗拉强度(kgf/mm <sup>2</sup> )	
	A 级	B 级
	SUS302-WPA SUS304-WPA SUS316-WPA	SUS302WPB SUS304WPB
0.08~0.20	165~190	220~245
0.23~0.40	160~185	210~235
0.45~0.70	160~185	200~225
0.80~1.00	150~175	190~215
1.20~1.40	140~165	180~205
1.60~2.00	135~160	170~195
2.30~2.60	130~155	160~185
2.9~4.00	120~145	150~175
4.5~6.0	110~135	140~165
6.5~8.0	100~125	130~155



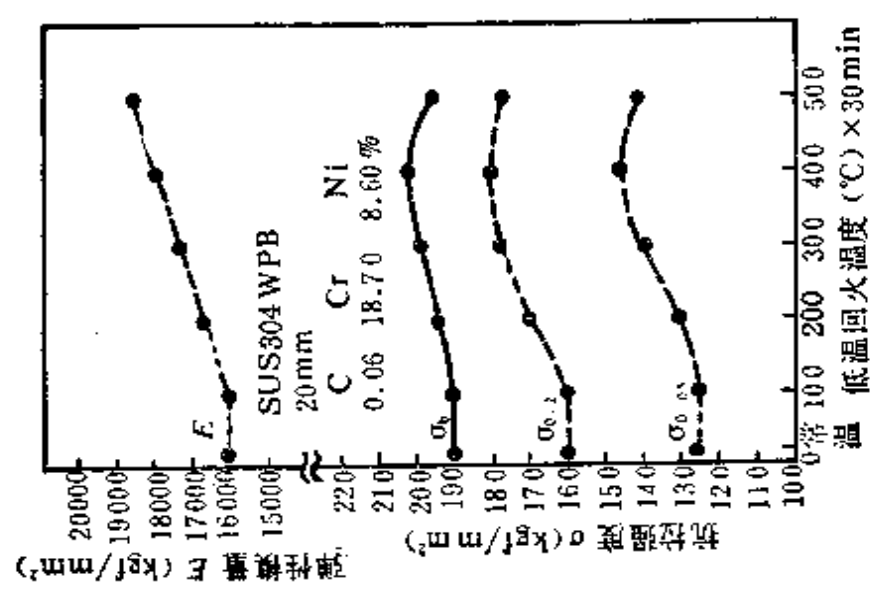


图 2-26 直径为 2mm 的 SUS304 WPB 低温回火温度与性能的关系

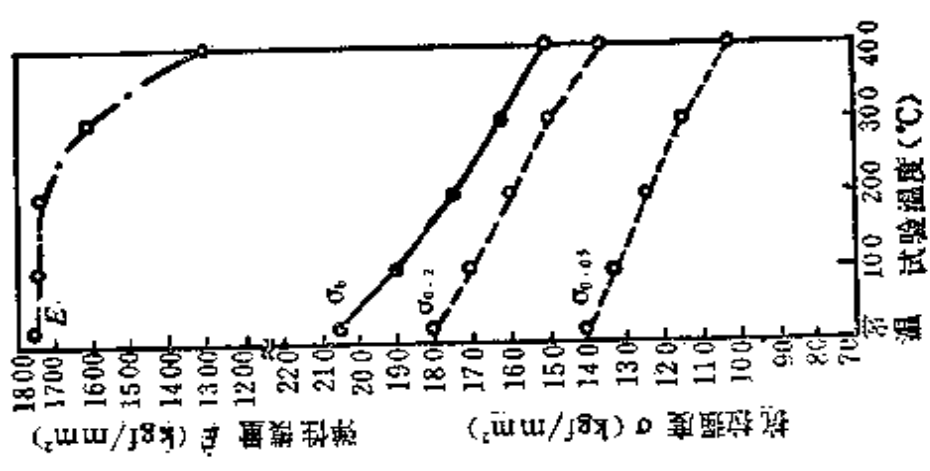


图 2-27 直径为 2.0mm 的 SUS304 WPB 钢经 400°C 30min 回火后, 试验温度和抗拉强度、弹性模量的关系

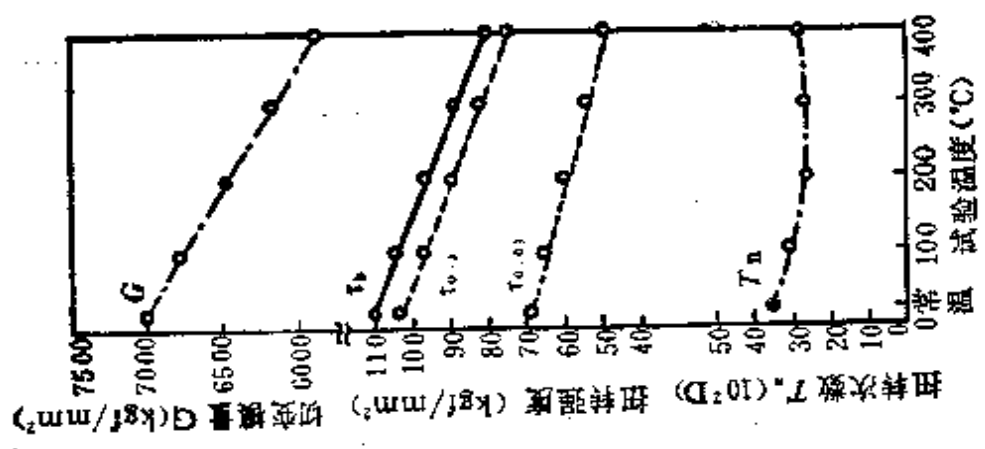


图 2-28 直径为 2.0mm 的 SUS304 WPB 钢经 400°C 30min 回火后, 试验温度与扭转性能之间的关系

左右,相应的硬度也要低一些,因此其弯曲性能比 302 要好,拉拔也较容易。表 2-42 是 JIS G4314 规定的奥氏体不锈钢丝的抗拉强度。

图 2-26 是直径为 2.0mm 的 SUS304WPB 钢低温回火时温度和强度之间的关系。

图 2-27、2-28 是直径为 2.0mm 的 SUS304WPB 钢经 400°C30min 低温回火后试验温度和抗拉强度、弹性模量、扭转次数、扭转强度和切变模量间的关系。

316 实际上是 18-8 不锈钢的变种钢,正确的应称之为 18-12-2,因为它含有 18%Cr、12%Ni 和 2%Mo,但人们已习惯将它归诸在 18-8 不锈钢系列中,它虽比 302 的抗拉强度要低 10~15%,但是在氯化物、磷酸盐、硫酸盐或其它盐类和一些弱酸中如醋酸、磷酸中比 302 和 304 有更好的抗腐蚀性,因此它常被空军、化工厂、造纸厂和纺织厂,特别是宇宙航行中所采用。

表 2-43 是奥氏体不锈钢的机械性能。

表 2-43 奥氏体不锈钢(去应力后)的机械性能

性 能	302、304、316	性 能	302、304、316
拉力弹性极限	(65~75%) $\sigma_b$	切变模量 $G$	68,950MPa
扭转弹性极限	(45~55%) $\sigma_b$	硬 度	HRC42~47
弹性模量 $E$	193,000MPa*	比重 $g/cm^3$	7.97

\* 如果没有到达全硬时,  $E$  为 186,000MPa

以 302 或 316 不锈钢丝制造拉伸和压缩弹簧或扭转弹簧时所推荐采用的设计应力,分别如图 2-29、图 2-30、图 2-31 和图 2-32 所示。

### 2.5.2 马氏体 400 系列不锈钢

在美国用于弹簧的马氏体不锈钢有 414、420 和 431 三种。

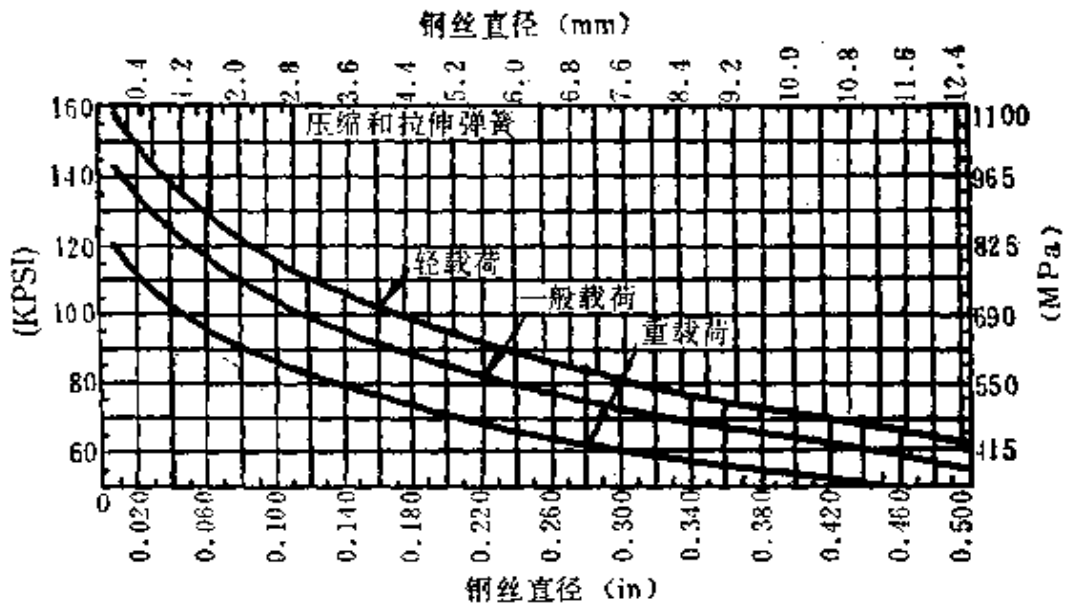


图 2-29 以 302 不锈钢丝制拉伸和压缩弹簧时推荐使用的设计应力

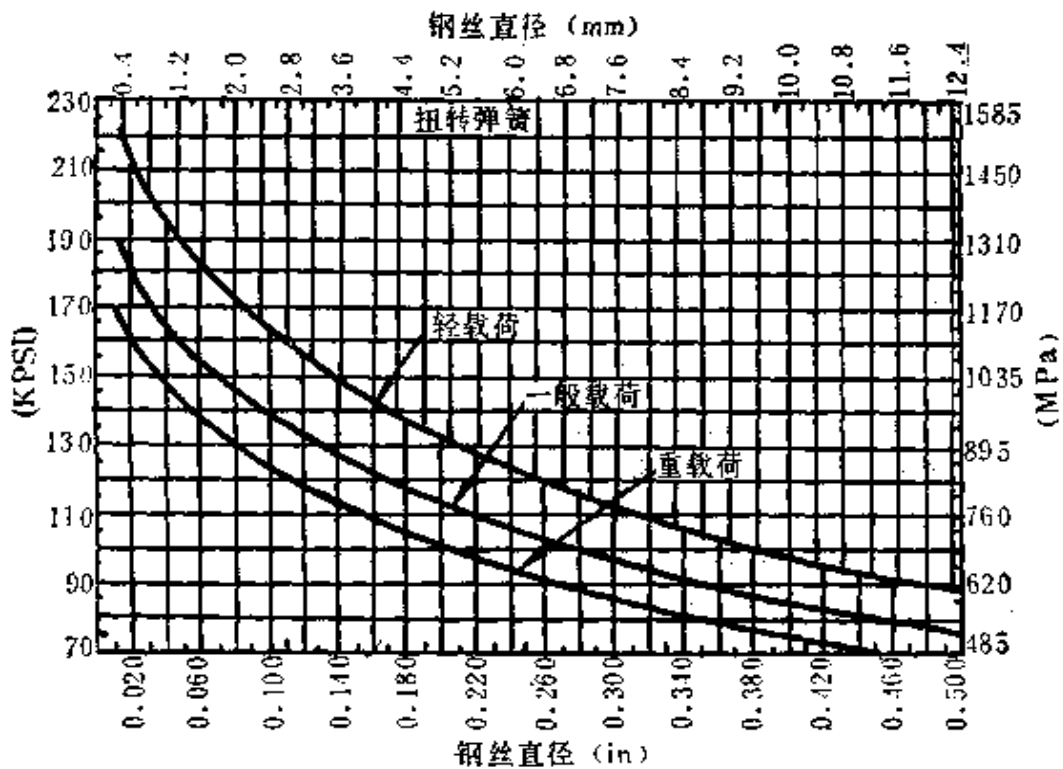


图 2-30 以 302 不锈钢丝制扭转弹簧时推荐采用的设计应力

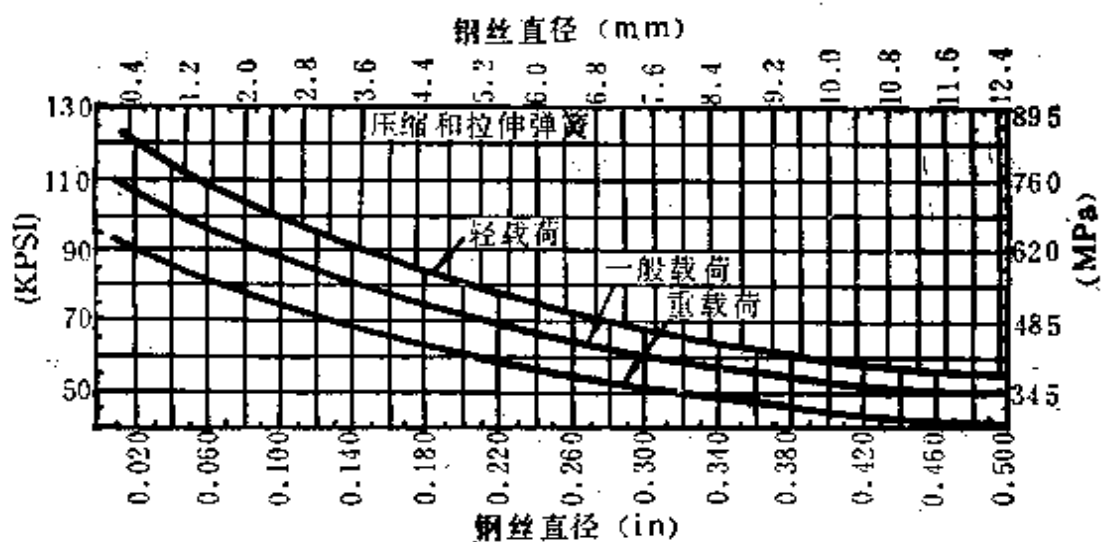


图 2-31 以 316 不锈钢丝制压缩和拉伸弹簧时推荐采用的设计应力

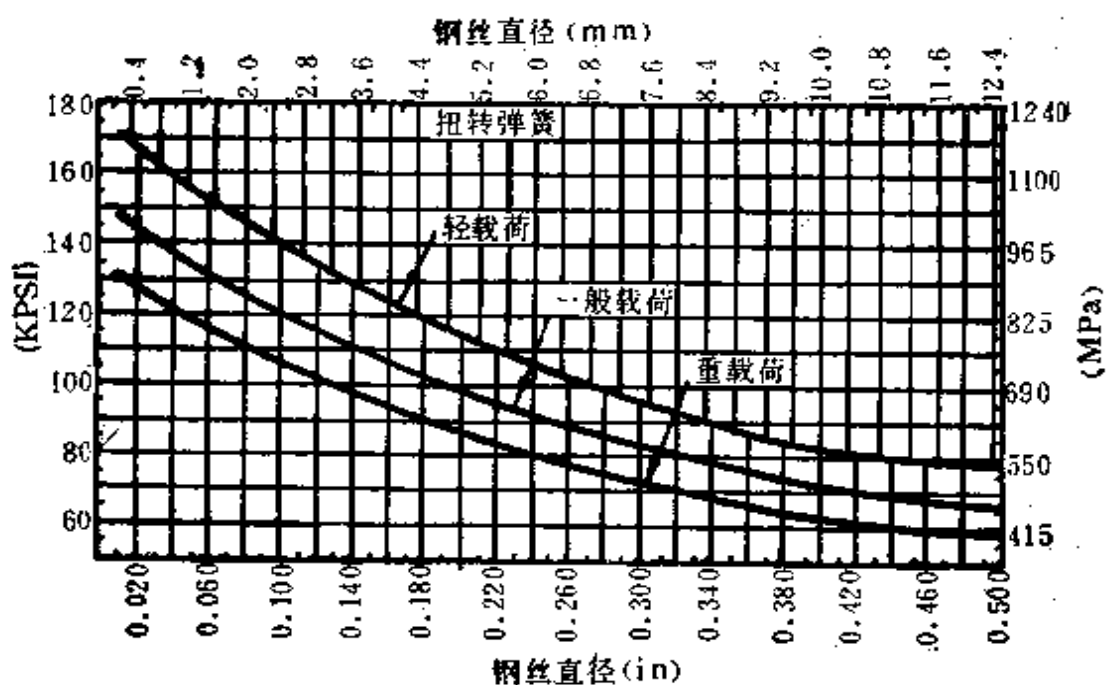


图 2-32 以 316 不锈钢制扭转弹簧时推荐采用的设计应力

日本在钢丝中没有相应的弹簧用钢,只有钢带中有 SUS420-J2-CSP 一种,我国有 3Cr13 和 4Cr13 两种。

马氏体不锈钢弹簧钢都是以退火状态供应,成形后和高碳弹簧钢一样经过淬火回火后达到所需要的性能。其中 414 钢在冷拉到直径小于 4.75 mm 时,其抗拉强度要比奥氏体不锈钢 302 低 15% 左右,因此它总是在退火后成形,然后再淬火回火到 1200~1550 MPa 的高强度。

420 钢是这类钢中用得较普遍的一种,虽然在步枪中有用到直径仅 1.45 mm 的钢丝,但大部分还是用于钢丝直径大于

表 2-44 420 型钢带的性能

冷轧状态	断面缩减率(%)	洛氏硬度	抗拉强度(MPa)	屈服强度*(MPa)
$\frac{1}{4}$ 硬	20	B95~100	≥827	≥620
$\frac{1}{2}$ 硬	40	C23~28	≥965	≥690
$\frac{3}{4}$ 硬	60	C28~32	≥1034	≥896
全硬**	80	C45~52	≥1517	≥1380

\* 屈服强度是指  $\sigma_{0.2}$

\*\* 上述性能系指淬火回火后性能,414 钢的抗拉强度和屈服强度要低 15% 左右

表 2-45 马氏体不锈钢除应力以后的机械性能

性能	414 型	420 型	431 型
拉力弹性极限	(65~70%) $\sigma_b$	(65~75%) $\sigma_b$	(72~76%) $\sigma_b$
扭转弹性极限	(42~55%) $\sigma_b$	(45~55%) $\sigma_b$	(50~55%) $\sigma_b$
弹性模量 $E$	200,000 MPa	200,000 MPa	206,000 MPa
切变模量 $G$	77200 MPa	77200 MPa	77300 MPa
洛氏硬度	C43~48	C46~51	C47~51
比重(g/cm <sup>3</sup> )	7.75	7.75	7.75

4.75mm 的弹簧上, 它和 414 钢一样也是在退火状态下成形后再淬火回火, 也只有在这种淬硬状态下它才具有不锈钢的特性, 由于其具有表面光洁度愈高, 抗腐蚀性能也愈好的特点, 因此应将热处理所产生的氧化皮尽可能去除干净, 以充分发挥其优点。其钢丝和钢带的机械性能分别如表 2-44 和表 2-45 所示。

以 420 型马氏体不锈钢丝卷绕成压缩或拉伸弹簧或扭转弹簧再淬火回火时推荐采用的设计应力如图 2-33 和 2-34 所示。

431 型不锈钢丝或钢带是专门用来制作高应力弹簧的, 它是在工厂里淬火回火后再冷拉(轧)成光亮清洁的钢丝或钢带, 所供应的尺寸可为 1.25~8mm, 利用这种方法制成的钢丝其强度可达到和琴钢丝一样高, 但其抗腐蚀性则较 302 型不锈钢丝差, 通常是用来制造钟表中用的弹簧。其设计所推荐采用的应力如图 2-35 和 2-36 所示。

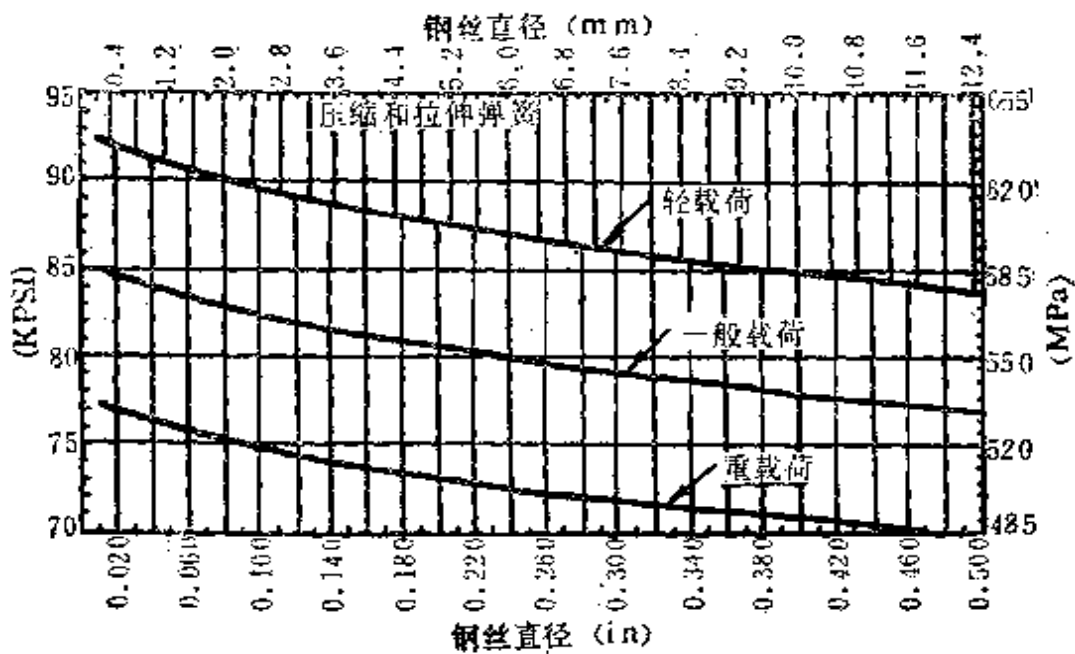


图 2-33 以 402 型马氏体不锈钢丝卷绕成压缩或拉伸弹簧再淬火回火时推荐采用的设计应力

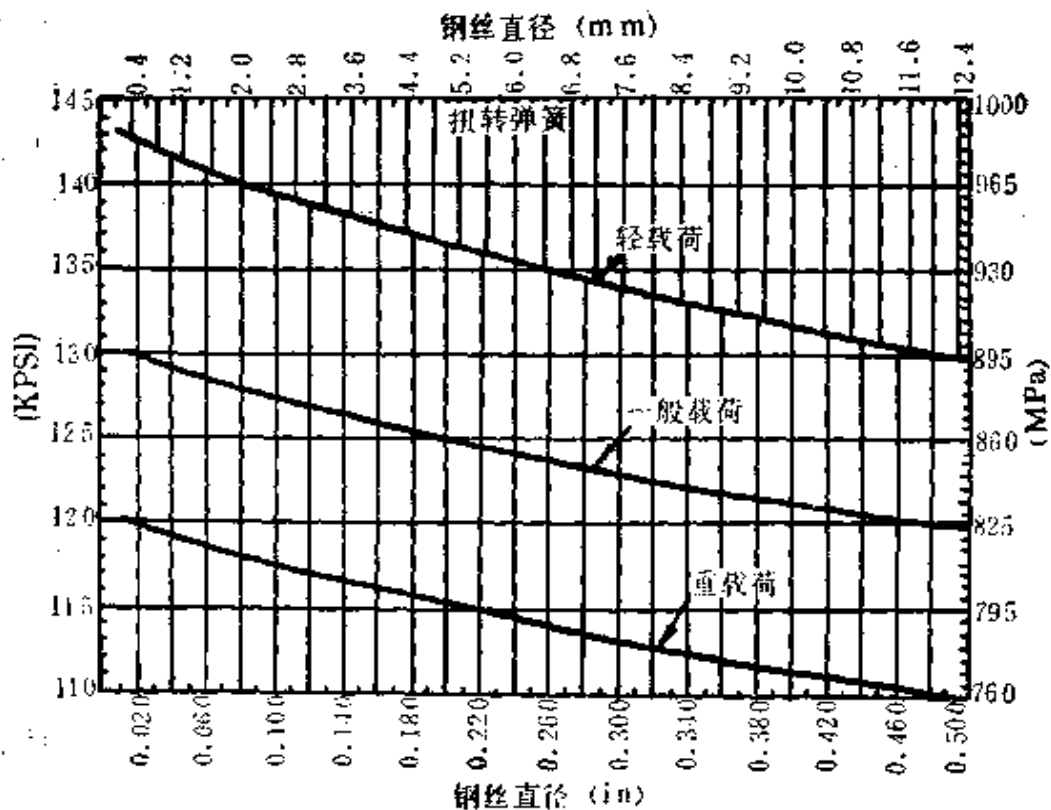


图 2-34 以 420 型不锈钢丝卷绕成扭转弹簧再淬火回火时推荐采用的设计应力

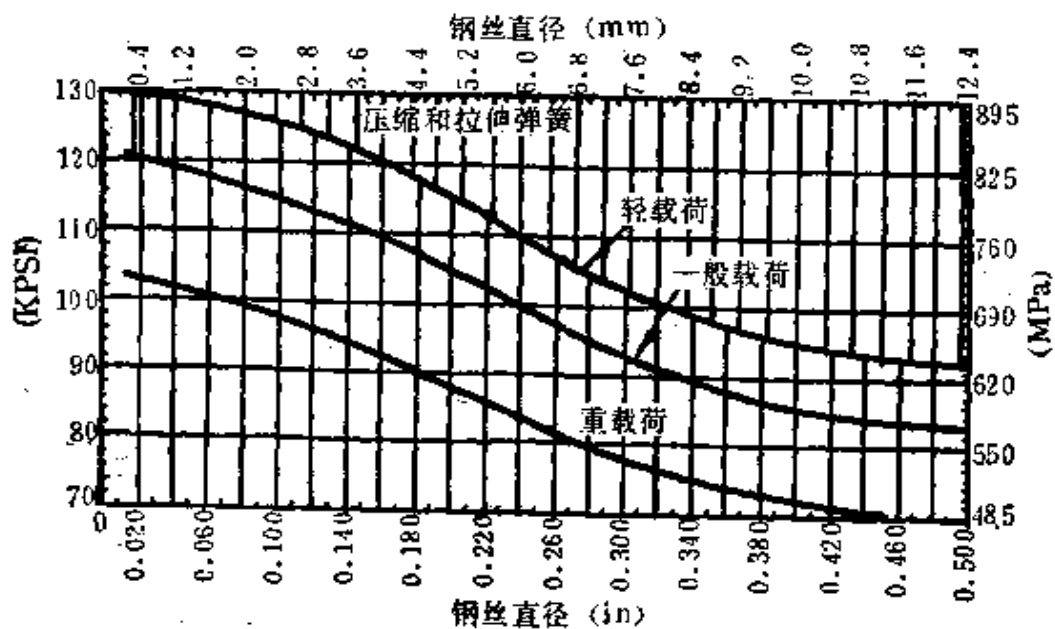


图 2-35 以 431 型不锈钢丝制拉伸或压缩弹簧时推荐采用的设计应力

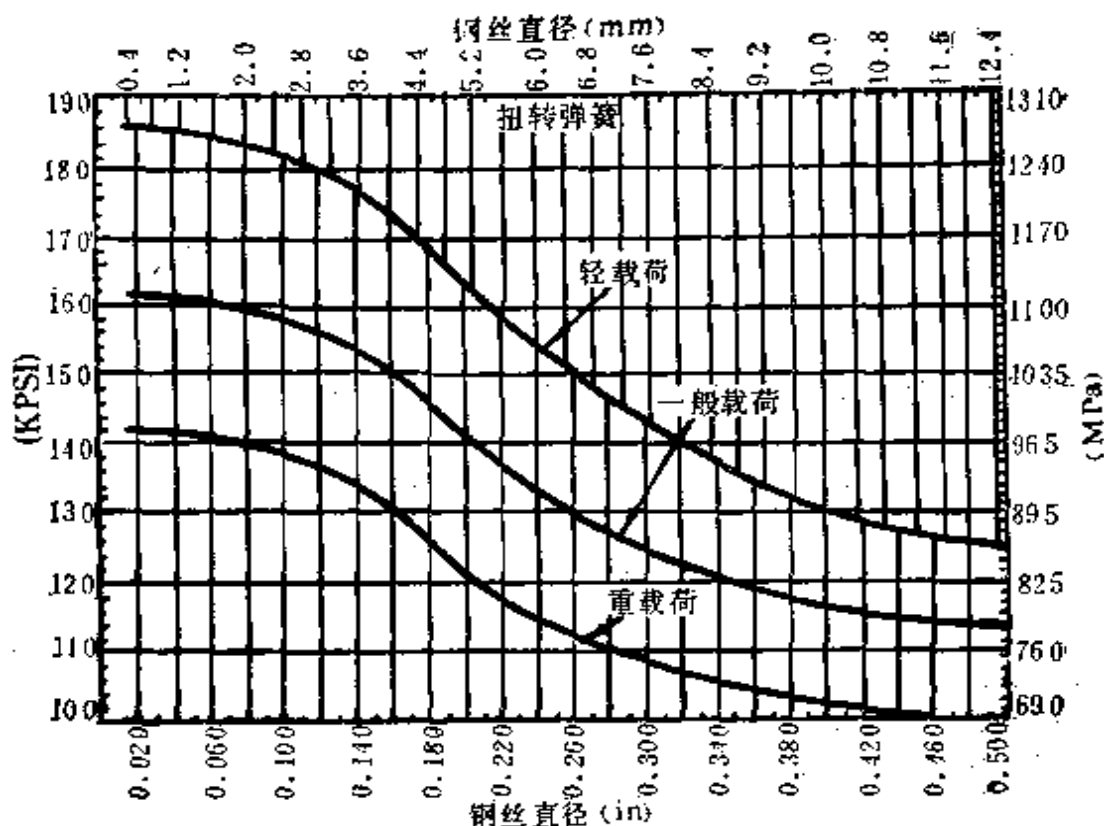


图 2-36 以 431 型不锈钢丝制扭转弹簧时推荐采用的设计应力

### 2.5.3 沉淀硬化不锈钢

是一种以铝作为沉淀硬化元素的含 Cr17% 和 Ni7% 不锈钢,因而市场上通称为 17-7PH 钢,美国牌号为 AISI631,日本为 SUS631,过去有人将它归在奥氏体不锈钢系列中,但是由于它的性能特殊,因此还是应将它单独列为一类。这类钢不仅具有弹簧所需要的高强度,而且其抗腐蚀性能和耐高温性能也非常好。由于它在固溶处理后韧性很好,因而可以制成形状很复杂的弹簧,成形加工后再经过适当的热处理而得到很高的弹簧特性。它的钢丝和钢带可以是固溶处理状态供应,也可以是冷轧(拉)状态供应。

表 2-46 是 SUS631 不锈钢的热处理方法。

表 2-47 是 SUS631 不锈钢带的标准特性。



表 2-46 SUS303 不锈钢的热处理方法

名称	记号	热 处 理 方 法
固溶处理	S	1038±10°C 急冷
	T	S→成形加工 760°C×90min 空冷
中间处理	R	S→成形加工 950°C×15min 空冷和(-73°C)×8h
	C	S→冷作加工(冷轧或冷拉)
析出硬化处理	TH1050	T→560±5°C×90min 急冷
	TH950	T→510±5°C×30~60min 空冷
	RH950	R→510±5°C×30~60min 空冷
	CH900	C→480±5°C×30min 空冷

表 2-47 SUS303 不锈钢板(带)的标准特性

性 能	S	T	R	TH1050	TH950	RH950	C	CH900
抗拉强度(kgf/mm <sup>2</sup> )	91	103	123	140	151	162	151	175
0.1% 屈服点(kgf/mm <sup>2</sup> )	33	87	80	126	130	153	130	168
延伸率(%)	39	9	10	6	8	5	2	1
硬度(HR)	B85	C31	C35	C43	C45	C46	C43	C49

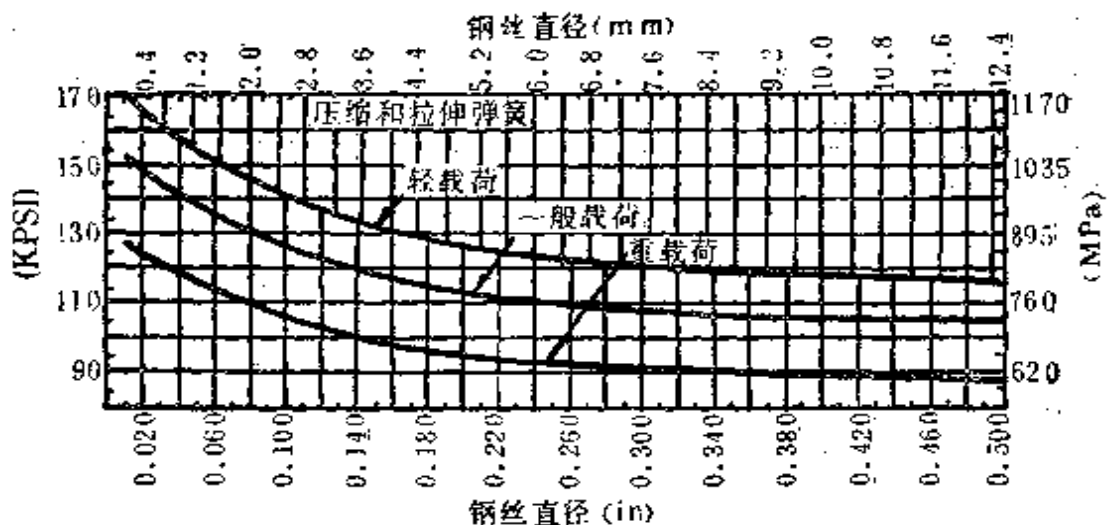
表 2-48 沉淀硬化不锈钢 17-7PH 钢丝的机械性能

性 能	拉力弹性极限	扭转弹性极限	弹性模量 E
17-7PH 钢丝	(75~85%)σ <sub>b</sub>	(55~60%)σ <sub>b</sub>	203,400MPa
性 能	切变模量 G	硬 度	比 重
17-7PH 钢丝	75840MPa	HRC47~50	7.67g/cm <sup>3</sup>

表 2-48 是 17-7PH 钢的机械性能。

图 2-37 和 2-38 分别为 17-7PH 经 482°C1h 析出硬化处理后制成拉伸或压缩弹簧或扭转弹簧时,推荐采用的设计应力。

固溶处理的 S 材性软,适宜制作形状复杂的弹簧,成形后 S 材的强化有 TH1050 和 RH950 两种处理方法,RH 的中间处理



2-37 17-7PH 钢丝在卷绕成压缩或拉伸弹簧时推荐采用的设计应力

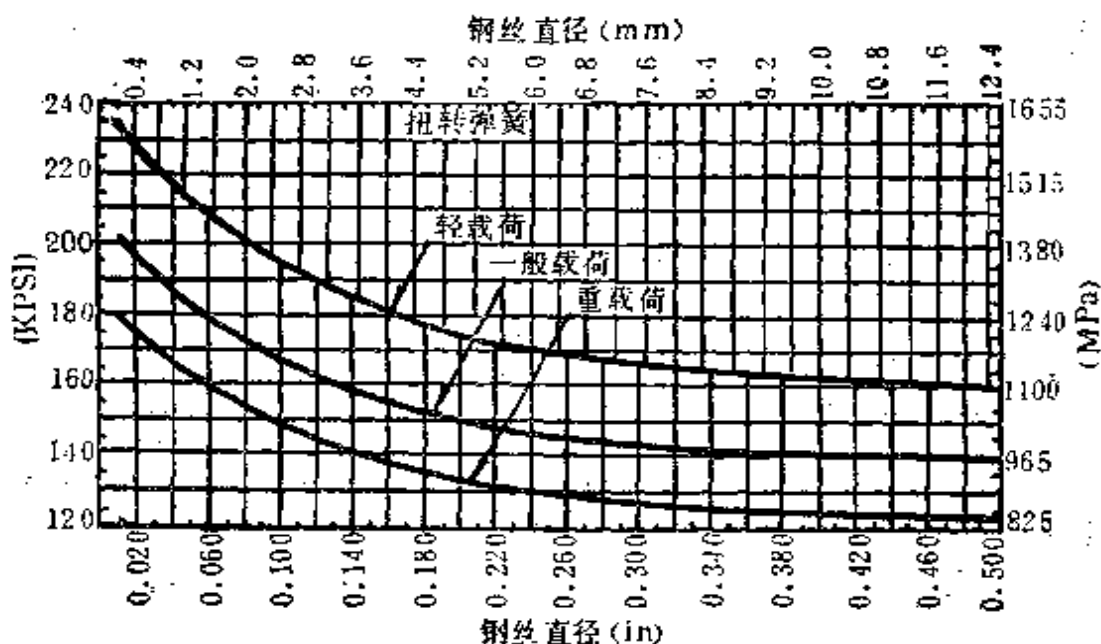


图 2-38 17-7PH 钢丝在卷绕成扭转弹簧时, 推荐采用的设计应力

温度比 TH 处理的要高, 因而强度较高。固溶处理后又经冷作加工的 C 材在成形后进行 CH900 析出硬化处理, 从而使弹簧得到所需要的强度。图 2-39 是 SUS631 冷轧压延率的变化和其再经 475°C, 60min 析出硬化处理后硬度的关系, 因此可以借助于冷轧压延率的调整来达到所需要的硬度。17-7PH 这类钢

的最终析出硬化处理温度对其硬化特性有很大影响，因此必须十分严格的控制温度。图2-40是17-7PH钢丝的断面缩减率和抗拉强度及扭转次数在析出硬化处理前后的变化。

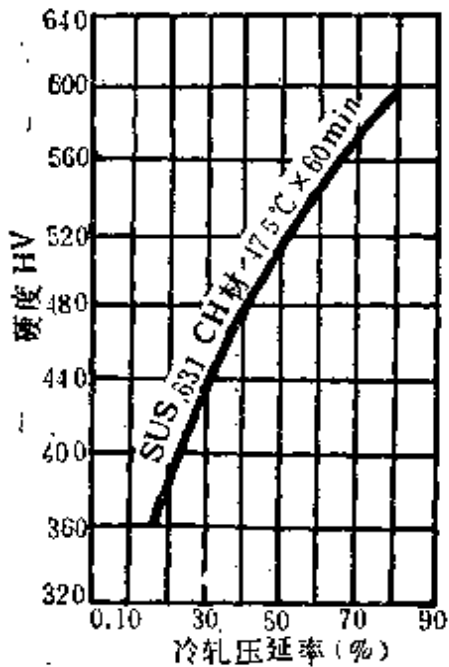


图 2-39 SUS631 冷轧压延率与硬度的关系

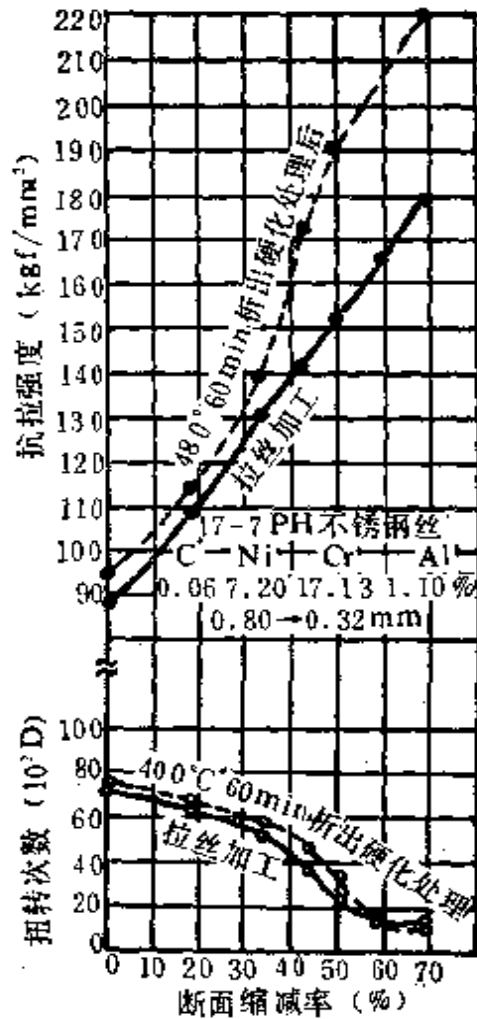


图 2-40 17-7PH 不锈钢丝的断面缩减率和抗拉强度扭转次数在析出硬化处理前后的变化

## 2.6 弹簧用非铁金属材料

用于制造弹簧的非铁金属材料大致可分为铜基合金、镍基合金和恒弹性模量合金三种。三者的耐腐蚀性能都很好，但铜基合金还兼有导电性好，镍基合金兼有耐热性好的优点，恒弹性模量合金的热弹性系数很低，甚至接近于零，因而适宜制作高级仪表中的弹簧。

### 2.6.1 弹簧用铜基合金

纯铜性软，因而在工业上都要加入若干合金元素形成铜基合金，以提高其强度和弹性。在铜基合金中又因加入元素的不同而分为黄铜、磷青铜、铍青铜、锌白铜和铜钛合金。所有的铜基合金都是非磁性材料，它的导电性和耐蚀性都很好，但是其导电性因加入其它合金元素后都比纯铜要低得多，例如加入锌30%左右的黄铜，其导电性就只有纯铜的27%左右；加入5%磷和锡的磷青铜，其导电性仅为纯铜的18%，但即使如此，其导电性还比钢大2~3倍，因此在电器机械或检测仪表中还是大量使用铜基合金。由于铜的价格比较贵，因此除了对那些导电性或无磁性要求较高的弹簧外，目前有逐步用不锈钢来代替的趋势。表2-41是铜基合金和不锈钢机械性能的比较。

表2-41 铜基合金和不锈钢弹簧线材的机械性能

材 料	抗拉特性(kgf/mm <sup>2</sup> )			扭转特性(kgf/mm <sup>2</sup> )		
	抗拉强度	弹性极限	弹性模量	扭转强度	扭转弹性极限	切变模量
锌白铜	90~105	76~86	11200	56~70	42~49	3850
磷青铜	70~105	42~47	10500	49~77	35~60	4550
黄铜(67/33)	70~91	28~42	10500	42~63	21~35	3850
铍青铜	112~140	77~105	13300	70~91	49~70	4900
不锈钢	130~190	84~147	19600	91~158	60~105	7700

铜基合金线材或带材的制造虽和钢相近似，但其原理却不一样。通常是将铜基合金锭加热到955°，经过一系列轧制，以打碎其原来的铸造组织，使成为一均匀的细晶粒组织，轧制后的圆棒再通过水冷却，其作用和钢淬水不同，它不能淬硬铜基合金，而只是加速其冷却和减少氧化皮，然后再通过一系列冷拔(轧)以达到其需要的尺寸和提高强度。其线材供应的范围为0.127~12.7mm，但用得最多的还是0.78~4.75mm，很少供

应正方形或矩形截面的线材。带材也只限于那种带圆角的，而且仅限用于板弹簧。

弹簧用的铜基合金都具有很好的抗大气腐蚀、抗清水和抗海水腐蚀的特性，但是因为各种合金中所加元素的不同，因而在某些抗化学腐蚀性能上显示出若干差别。在实用中，磷青铜和铍青铜可以达到和纯铜一样的抗腐蚀性能，它能在醋酸、酒精、淡盐水、淡盐酸和硫酸的环境下短时间使用，也可在汽油、碳氢化合物的有机盐、磷酸、海水中使用，当然，其抗腐蚀性能和所处环境的温度、介质的浓度及纯度和通风条件有很大关系。应当特别注意的是铜基合金的弹簧决不能用于氨气、氢氧化铵、氰化物、含铁或水银的盐类、氧化性酸和含硫或氯气的气体介质环境中，但可用于经氯气处理的水介质中。

所有用铜基合金制成的弹簧在断裂以后都不允许再焊接，如果在机械中的某些弹簧需要和其它零件焊接在一起时应特别当心，以免影响其弹性。通常只允许用点焊或定位焊的方法。

铜基合金的弹簧如果被油脂污染，可以在热碱溶液或煤油、汽油溶剂中清洗，也可在蒸汽中清洗。如已产生锈蚀或腐蚀斑点时，可在室温或  $38\sim 70^{\circ}\text{C}$  的淡硫酸（4份水+0.5~1份硫酸）溶液中浸 1~7min。如要具有光泽的表面，可在室温的光亮清洗溶液（1份水+4份硝酸+8份硫酸和在此 5 加仑溶液中加入 1 两盐酸）中浸 5s~5min，时间应尽可能缩短，以免受酸的侵蚀而造成截面积减小和影响其以后的性能，酸洗以后应立即在清水中漂洗干净。

#### 2.6.1.1 弹簧用黄铜

在铜基合金中，弹簧用得最多的是含铜 70%、含锌 30% 左右的黄铜，有时还适当加入少量合金以改善其某些性能。它的优点是导电率高、易于成形，价廉，因而多用于电气设备中，但是

它的抗拉强度较低,而且弹簧在室温长期使用时,其变形量还会随着时间而增大,因此只能用于不太重要的弹簧。无论是线材或带材,在从铸锭轧制和冷拉(轧)时,虽然打碎了其铸态组织,但是其晶粒往往沿着拉或轧的方向拉长,因而其性能都具有一定的方向性,这在以后卷绕或弯曲成形时,应加以考虑。

弹簧用黄铜丝(带)只有通过冷拉(轧)才能提高其强度。硬度和弹簧性能,其最佳的冷拉(轧)量如用断面缩减率来表示,则丝材是75~85%,而带材则是50~60%。

黄铜制成的弹簧,特别是某些含锌量较高,含铜量相对少一些时,常常会由于应力腐蚀而失效。这种现象在由磷青铜或铍青铜制成的弹簧中较少发现,造成这种应力腐蚀是由于:

(1) 材料在冷拉(轧)时已经有很高的内应力,再加上以后卷绕或成形和在使用时因外加载荷所引起的迭加应力。

(2) 在空气中具有微量的氨,氨对黄铜是非常有害的,即使是极微量时也会使黄铜制件易于应力腐蚀,在潮湿的空气中例如在地下室就常常会发现微量的氨。

(3) 含锌量较高时对应力腐蚀特别敏感。

为了消除这种缺陷可采取下列措施:

(1) 避免将材料或成品弹簧贮藏在露天或地下室内。

(2) 避免将材料或弹簧贮藏在有微量氨的地方。

(3) 避免采用含锌量高的黄铜材料。

(4) 在卷绕或成形后经165~190°C、30~60 min除应力处理。

在美国用作弹簧的黄铜线材有ASTMB134,带材有ASTMB36皆为No. 260合金,其化学成分如表2-42所示。

其抗拉强度随着冷拉(轧)程度的不同而有差异,表2-43和2-44分别为线材及带材的强度和不同断面缩减率之间的关系,

表 2-42 弹簧用黄铜化学成分 (ASTM B 134 No. 260 合金)  
(ASTM B36 No. 260 合金)

元 素	Cu	Fe	Pb	Zn
百分比%	68.5~71.5	≤0.05	≤0.07	余量(约 30%)

表 2-43 黄铜弹簧丝的抗拉强度 (ASTM B134 No. 260 合金)  
(丝材直径为 0.50~6.35mm)

硬度标志	硬度号数	断面缩减率(%)	抗拉强度(MPa)
硬	4	60.5	700~800
特硬	6	75.0	790~890
弹簧硬	8	84.4	830~930

表 2-44 黄铜弹簧带的抗拉强度 (ASTM B36 No. 260 合金)

硬度标志	硬度号数	断面缩减率(%)	抗拉强度(MPa)
硬	4	37.10	490~590
特硬 <sub>1</sub>	6	50.15	570~670
弹簧硬	8	60.50	625~725
特硬 <sub>2</sub>	10	68.65	655~755

通常用得最多的是第 6 号和第 8 号硬度。

其弹性极限和物理性能可以归纳为:

弹性模量  $E=103,400\text{MPa}$ (用于扭转弹簧和板弹簧)

切变模量  $G=34,500\text{MPa}$ (用于压缩和拉伸弹簧)

拉力弹性极限 =  $(75\sim 80\%)\sigma_0$

扭转弹性极限 =  $(45\sim 50\%)\sigma_0$

导电系数 = 纯铜的 28%

比重 =  $8.5\text{g/cm}^3$

最高使用温度  $\leq 90^\circ\text{C}$

热处理: 一般黄铜不退火, 因为退火会损害其弹簧性能, 如

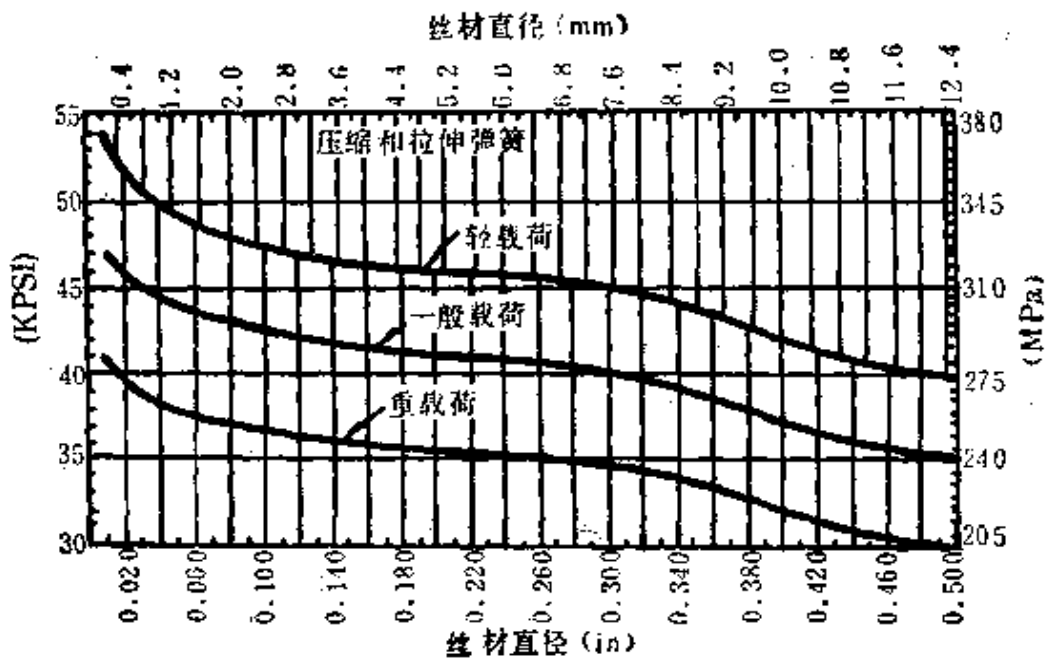


图 2-41 黄铜丝 (ASTM B134, No. 260 合金) 在制造压缩和拉伸弹簧时推荐采用的设计应力

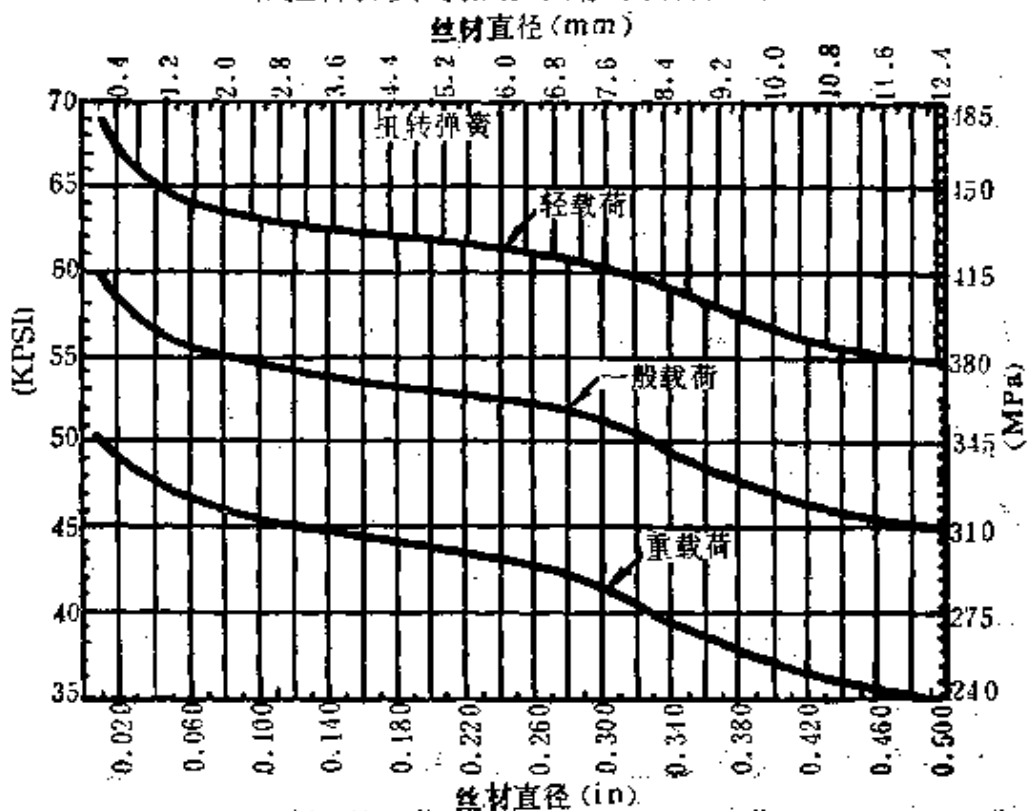


图 2-42 黄铜丝 (ASTM B134, No. 260 合金) 在制造扭转弹簧时推荐采用的设计应力



要其软化可在 260~300°C 快冷, 尽可能采用温度的下限, 以便获得所希望的细晶粒组织, 过高的温度将会使晶粒长大。

卷绕或成形后应进行除应力处理, 以消除冷拉或成形时造成的应力, 同时还能减少应力腐蚀倾向, 对于一般的小弹簧只需要在沸水中煮 1h 即可, 对于高应力弹簧则应在 160~190°C 保温 30~60 min, 以获得最佳弹簧性能和提高弹簧的疲劳寿命(日本推荐用 200~250°C 除应力)。

图 2-41 和图 2-42 分别为黄铜丝 (ASTM B130 No. 260 合金) 在制造压缩和拉伸弹簧或扭转弹簧时所推荐采用的设计应力。

#### 2.6.1.2 弹簧用磷青铜

弹簧用磷青铜是一种含铜 90~96%、锡 4~10% 和少量磷的抗腐蚀无磁性铜基合金, 加磷是为了脱氧和改善其弹簧性能, 当含锡的青铜中如磷的含量在 0.03~0.35% 时, 会显著地提高其硬度和耐磨性。

锡对磷青铜的强度和延性都有很大影响, 磷青铜的强度随着含锡量的增多而提高, 但延性只是在锡含量 10% 以内才随着锡含量的增多而提高, 当含锡量超过 10% 后, 延性反而下降。图 2-43 和 2-44 分别是磷青铜的强度、延性和锡含量的关系。

磷青铜也是从铸锭热轧成棒材后再进行均匀化热处理以细化其晶粒, 然后再经热轧或冷拉(轧)成丝材或带材, 和黄铜一样它在冷拉(轧)进一步细化晶粒的同时, 也将晶粒拉长了, 从而使它的机械性能有一定的方向性, 这点对带材成形或冲轧时是非常重要的。

磷青铜不能借热处理来强化, 其带材或丝材所需要的高强度和高硬度只能借助于冷拉(轧), 为保证达到最佳的弹簧性能, 其断面缩减率对丝材是 75~85%, 对带材是 50~60%。

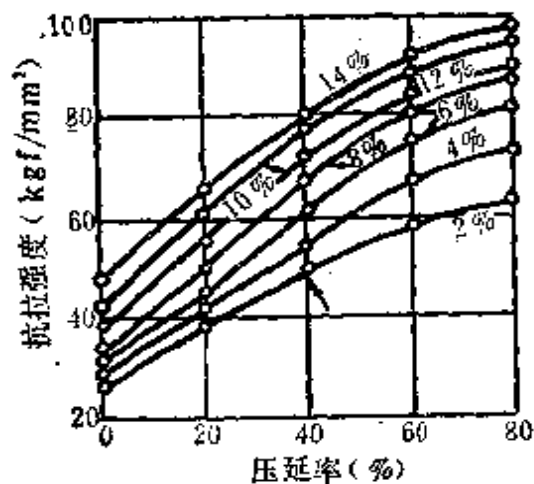


图 2-43 磷青铜中锡含量与抗拉强度的关系

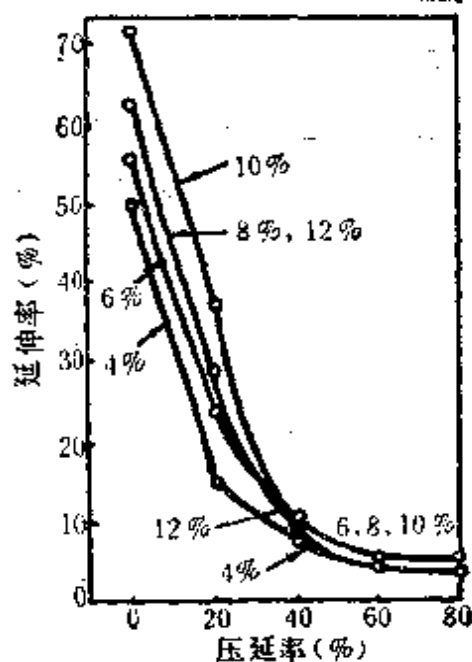


图 2-44 磷青铜中锡含量与延性的关系

表 2-45 磷青铜的化学成分

国别	牌 号		化 学 成 分 (%)					Cu+Sn+P
			Sn	P	Fe	Zn	Pb	
美 国	丝材	ASTM B 159 521 合金(A 级)	4.2~ 5.8	0.03~ 0.35	≤0.10	≤0.30	≤0.05	≥99.5
		ASTM B103 521 合金(C 级)	7.0~ 9.0	0.03~ 0.35	≤0.10	≤0.20	≤0.05	≥99.5
	带材	ASTM B103 524 合金(D 级)	9.0~ 11.0	0.03~ 0.35	≤0.10	≤0.20	≤0.05	≥99.5
日 本	C5101W(丝材) C5101R(带材)		3.0~ 5.5	0.03~ 0.35	—	—	—	≥99.5
	C5191W(丝材) C5191R(带材)		5.5~ 7.0	0.03~ 0.35	—	—	—	≥99.5
本	C5212W(丝材) C5212R(带材)		7.0~ 9.0	0.03~ 0.35	—	—	—	≥99.5
	C5210R(带材)		7.0~ 9.0	0.03~ 0.35	≤0.10	≤0.20	≤0.05	≥99.7

磷青铜的化学成分如表 2-45 所示。

最近美国采用了一些特殊的热处理方法，使在化学成分不变的情况下，弹簧性能非常好，而且是超细晶粒组织，它具有很高的疲劳极限和很长的疲劳寿命。用这种方法处理的 510 号磷青铜，其直径 2.36 mm 的抗拉强度可达 884MPa，0.2% 的屈服极限为 845MPa，比例极限为 590MPa，硬度为 *HRB99*，用它制成的压缩弹簧即使在 187~440MPa 的高应力状况下经受  $10^7$  的弯曲，不但没有损坏而且不产生永久变形。现在这种超细晶粒的磷青铜已能制成直径小于 4.75 mm 的钢丝和厚度小于 1.6 毫米的带材，它的成形性能也大大优于普通处理的磷青铜，虽然它的价格要略高于黄铜，但是它所能承受的应力要比黄铜高 30~50%，而疲劳寿命更长。

磷青铜可用于低于 0°C 的低温环境下，其最高使用温度在中等应力时可以到 66°C，而在低应力状态下可用到 100°C，因此是用得最普遍的非铁金属弹簧材料。

表 2-46 是 ASTM B159，510 合金 (A 级) 磷青铜丝的抗拉强度，表 2-47 是 ASTM B103，521 合金 (C 级) 磷青铜带的抗拉强度。表 2-48 是日本规定的磷青铜丝的抗拉强度。

表 2-46 ASTM B159, 510 合金 (A 级) 磷青铜丝的抗拉强度

丝材直径 (mm)	≤0.64	>0.64~ 1.60	>1.60~ 3.25	>3.25~ 6.25	>6.25~ 9.50	>9.50
抗拉强度 (MPa)	1000	930	890	850	830	720

其余的机械性能和物理性能可归诸于：

弹性模量 *E*: 丝材 = 103, 400MPa,

带材 = 110, 300MPa;

切变模量 *G*: 丝材 = 41, 370MPa,

表 2-47 ASTM B109, 521 合金(C 级)磷青铜带的抗拉强度

板厚(mm)	特 硬		弹 簧 硬	
	硬度(HRB)	抗拉强度(MPa)	硬度(HRB)	抗拉强度(MPa)
0.25~0.75	92	670	93	720
0.50~1.00	93	670	95	720
>0.75	93	670	95	720
>1.00	94	670	97	720

表 2-48 日本磷青铜弹簧铜丝的抗拉强度

牌 号	铜丝直径(mm)	抗拉强度(kgf/mm <sup>2</sup> )
C5101W-H	≥0.5	≥65
C5191W- $\frac{1}{2}$ H	≥0.5	65~80
C5191W-H	≥0.5	≥85
C5212W-H	≥0.5~≤8	≥95

带材 = 43, 100MPa;

拉力弹性极限 = (75~80) % $\sigma_b$ ;

扭转弹性极限 = (45~50) % $\sigma_b$ ;

导电率: 丝材为纯铜的 17%, 带材为纯铜的 13%;

比重: 521 和 524 合金(O 级和 D 级) = 8.80g/cm<sup>3</sup>,

510 合金(A 级) = 8.86g/cm<sup>3</sup>;

磷青铜的热处理: 磷青铜很少进行中间退火, 因为这会损害其弹簧性能, 但是可根据需要在 425~650°C 温度下退火。

在卷绕或弯曲成形后应进行除应力处理, 以改善其弹簧性能和提高其疲劳寿命, 其除应力处理在一般情况下只需要在沸水中煮 1h, 但在高应力下工作的弹簧应在 165~190°C 保温 30~60min。有时会发现表面有锡化合物的沉淀而形成银白色, 但是这不会影响弹簧的性能。

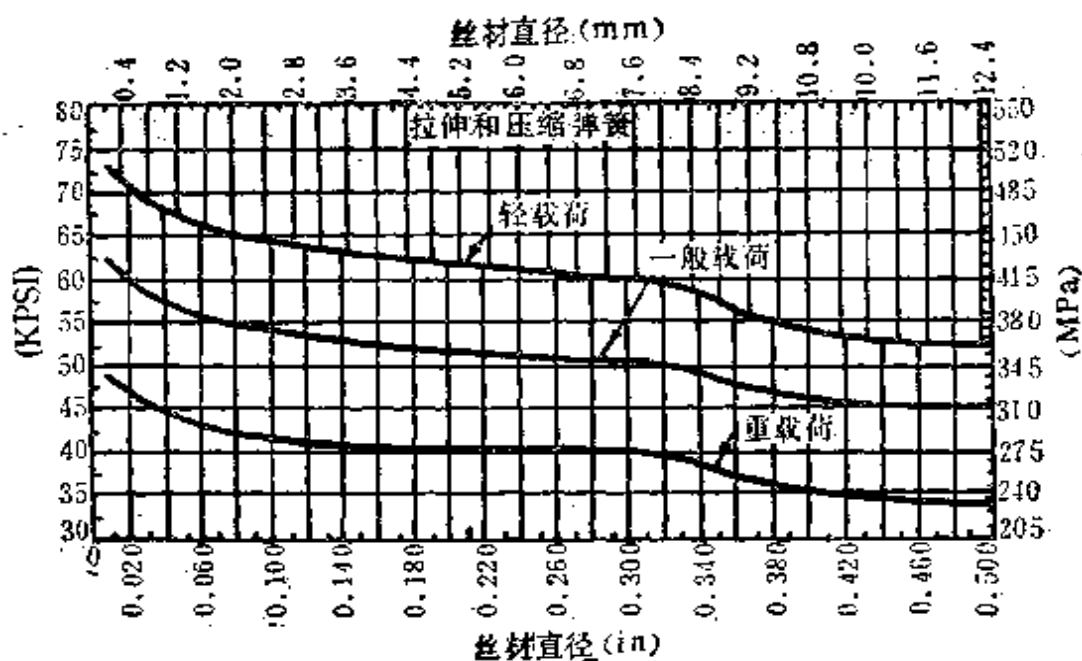


图 2-45 ASTM B159 磷青铜丝制压缩和拉伸弹簧时推荐采用的设计应力

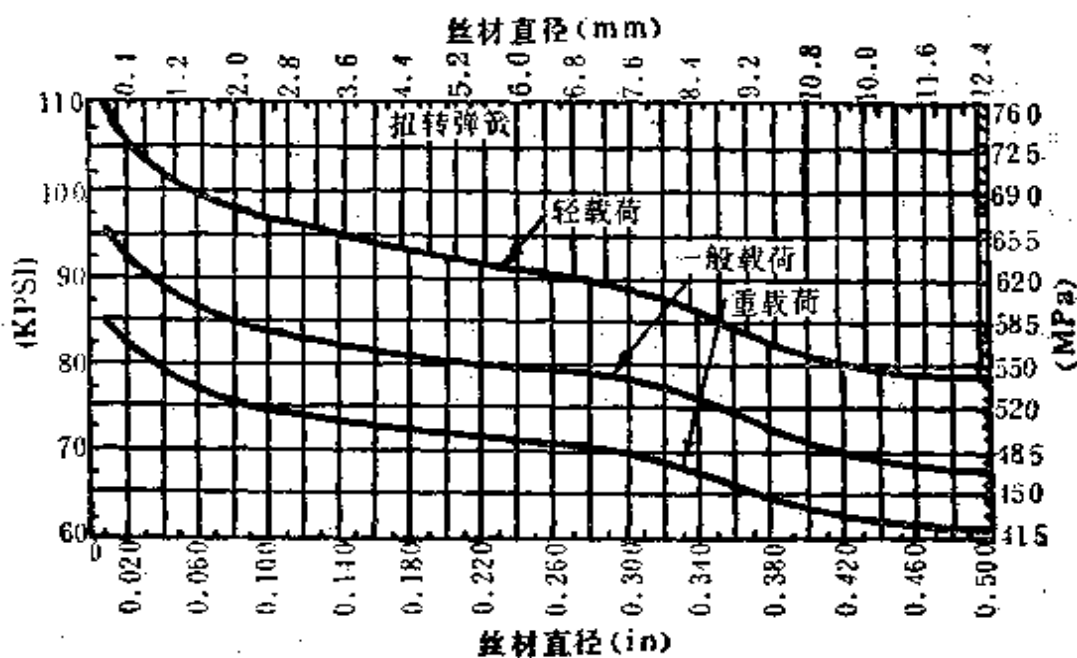


图 2-46 ASTM B159 磷青铜丝制扭转弹簧时推荐采用的设计应力

图 2-45 和图 2-46 分别是 ASTM B159 磷青铜丝制压缩和拉伸弹簧或扭转弹簧时推荐采用的设计应力。

### 2.6.1.3 弹簧用铍青铜

这是一种含铍 0.4~2% 和少量镍或钴的铜基合金, 铍在铜中对性能的影响和碳在钢中的作用相似, 由于有铍的存在使得这类铜合金有可能通过热处理强化而获得高硬度和高强度。而加入少量的钴 (0.25~0.35) 可避免产生过时效现象, 图 2-47 是因为加入 0.2% 的钴后, 析出硬化时间对硬度的影响, 从图可知不含钴的铍青铜在析出硬化处理开始时, 硬度随时间而上升, 超过一定时间后, 硬度反而下降, 但含 0.2% 钴的铍青铜的硬度却始终随着时间的增加而升高, 因而硬化的效果较好。其化学成分如表 2-49 所示。

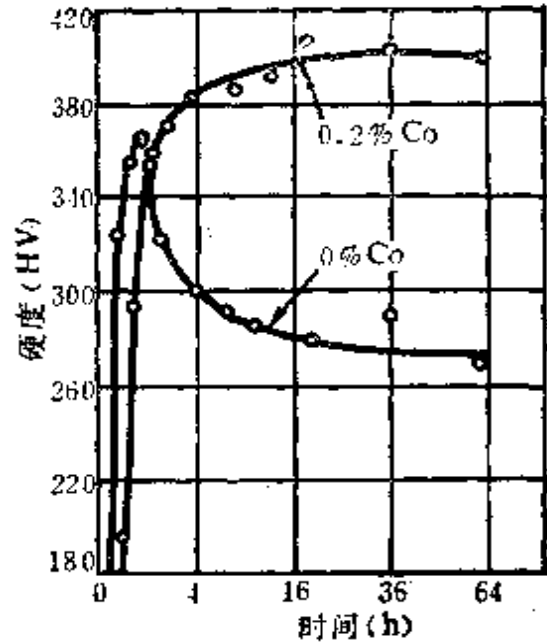


图 2-47 钴对析出硬化现象的影响

供货状态可根据需要而有所不同。

丝材 172 合金有下列三种:

(1) 预回火状态: 这种供货状态的 172 合金是在铜厂冷拉后经过沉淀硬化处理到  $HRO36\sim40$ , 其强度在小于 1mm 时可达 1240~1448MPa, 而大于 1mm 时为 1170~1380MPa。由于铜丝这时已有一定的硬度和强度, 因此只有在直径小于 1.8mm 时, 才可以在卷绕弹簧时用铜丝直径相同的芯棒, 当直径大于 1.8mm 时, 铜丝就不宜作过大的弯曲, 只能作  $D/d$  大于 6 的弹簧。制成的弹簧, 如工作时承受的应力不大, 就不需要再作任何

表 2-49 铍青铜的化学成分

国别	牌 号		含 量 (%)				
			Be	Ni+Co	Ni+Co +Fe	Cu+Be+Ni +Co+Fe	其 它
美 国	丝 材	ASTMB197 (172 合金)	1.80~ 2.00	≥0.20	≤0.60	≥99.50	
	带 材	ASTMB194 (172 合金)	1.80~ 2.05	≥0.20	≤0.60	≥99.50	
		ASTMB194 (170 合金)	1.60~ 1.79	≤0.30	≤0.60	≥99.50	
		No. 10 合金	0.40~ 0.70	Co 2.35 ~2.70		≥99.50	Ir, Si, Al, Ni各≤0.10
日 本		C-1700	1.60~ 1.80	≥0.20	≤0.60	≥99.50	
		C-1720	1.80~ 2.0	≥0.20	≤0.60	≥99.50	

处理,但是如果工作应力较大,则应根据受力大小作 150~200°C(一般应力)或 200~260°C(应力大时)30 min 除应力处理,以消除因卷绕而造成的内应力,同时还可以减少以后的永久变形倾向。

(2) 冷拉后处理到  $\frac{3}{4}$  硬状态:这种供货状态的 172 合金丝允许有较大的弯曲,特别适宜于制作拉力和扭转弹簧。制成弹簧后必须经过  $315 \pm 3^\circ\text{C}$  1~2h 的沉淀硬化处理,处理后的硬度可达  $HRC39 \sim 43$ ,抗拉强度达 1310~1585MPa,这较上述预回火状态制成的弹簧高 25% 左右,经过处理后的弹簧不能再作任何进一步的加工。

(3) 全回火状态:除了需要作很大弯曲的弹簧外,172 合金一般不采用这种状态供货,制成弹簧后应作  $315 \pm 3^\circ\text{C}$ , 2~3h 的沉淀硬化处理,以满足一般弹簧所要求的  $HRC36 \sim 40$  和抗

拉强度 1138~1240MPa。

板材在美国有 170、172 和 No. 10 合金,其中以 172 合金机械性能最高,170 合金次之, No. 10 合金最低,它们的供货状态有全回火,  $\frac{1}{4}$  硬(断面减缩率约 11%)、 $\frac{1}{2}$  硬(断面减缩率约 20%)和全硬(断面减缩率约 38%)等四种,其中全回火状态(即完全软化状态)除了需要极大弯曲的弹簧外很少使用,从弹簧制造而言,最适宜也是用得最普遍的是  $\frac{1}{2}$  硬状态,它能弯曲到曲率半径相当于其厚度的三倍。全硬状态的材料虽然机械性能最高,但是因其硬度太高,只能弯曲到曲率半径相当于其厚度的 4~7 倍。铍青铜的弯曲时的另一特点是它不象黄铜和磷青铜那样有方向性,因此可以任意弯曲而不必考虑到晶粒的方向性,给冲压成形带来很大方便。成形后的弹簧均需经  $315 \pm 3^{\circ}\text{C}$  沉淀硬化处理,处理的时间和断面缩减率成反比,也就是断面缩减率愈高,硬化时间可愈少。

铍青铜由于具有低的弹性后效和低的滞后特性,因而适宜做测量仪器的弹簧,特别适宜于制造灵敏度要求较高的控制弹簧。

铍青铜在零度直至  $-240^{\circ}\text{C}$  低温时,抗拉强度、屈服点和冲击值仍很好,在高温时,直至  $150^{\circ}\text{C}$  仍不改变其优良的弹性。

铍青铜的机械性能和物理性能如表 2-50、表 2-51 和表 2-52 所示。

表 2-50 172 合金丝材的抗拉强度

状 态	预回火	$\frac{3}{4}$ 硬, 未热处理	$\frac{3}{4}$ 硬, 再热处理
抗拉强度 MPa	1207	896	1310



表 2-51 170 和 172 合金带材的硬度和抗拉强度

合金牌号	状 态	抗拉强度(MPa)	硬 度
170	$\frac{1}{2}$ 硬, 未再热处理	$\geq 590$	$\geq HRB88$
	$\frac{1}{2}$ 硬, 又经热处理	$\geq 1170$	$\geq HRC37$
	全硬, 未再热处理	$\geq 690$	$\geq HRB96$
	全硬, 又经热处理	$\geq 1240$	$\geq HRC39$
172	$\frac{1}{2}$ 硬, 未再热处理	$\geq 590$	$\geq HRB88$
	$\frac{1}{2}$ 硬, 又经热处理	$\geq 1280$	$\geq HRC39$
	全硬, 未经再热处理	$\geq 690$	$\geq HRB96$
	全硬, 又经热处理	$\geq 1310$	$\geq HRC40$

表 2-52 铍青铜的弹性模量、切变模量、弹性极限和导电率

合金牌号	状 态	弹性模量 E (MPa)	切变模量 G (MPa)	拉力弹性极 限(相当于 抗拉强度)	扭转弹性极 限(相当于 抗拉强度)	导电率(相 当于纯铜)
170, 172	全硬, 未经 热处理	117, 200	44, 815	70%	50%	15~18%
170, 172	全硬, 又经 热处理	131, 000	50, 330	75%	50~55%	22~27%
No. 10	$\frac{1}{2}$ 硬, 经热 处理	124, 000	48, 265	65%	45~50%	45~48%

铍青铜的热处理: 铍青铜可以用两步热处理法——固溶处理+沉淀硬化——加以强化。其第一道工序固溶处理大多在冷拉前由铜材制造厂承担, 第二道工序沉淀硬化(又称时效硬化)处理, 大多由弹簧制造厂在卷绕或弯曲成形后处理。

固溶处理是将铍或其它硬化元素固溶到铜中去, 从图 2-48 Be-Cu 合金相图上可以看出在 860°C 时约有 2.1% 铍固溶在铜中, 而在室温时只有 0.2% 左右的铍固溶, 因此应加热到

760°C左右然后在水中快冷，这样处理后的铍青铜质软而韧，适宜于以后冷拉(轧)成丝材或带材，同时也为以后的沉淀硬化处理创造条件。如果在拉(轧)过程中因加工硬化而需要重新软化时，可以加热到788°C，30min水冷，但应特别注意，如果温度大于800°C将易使材料受到损害。

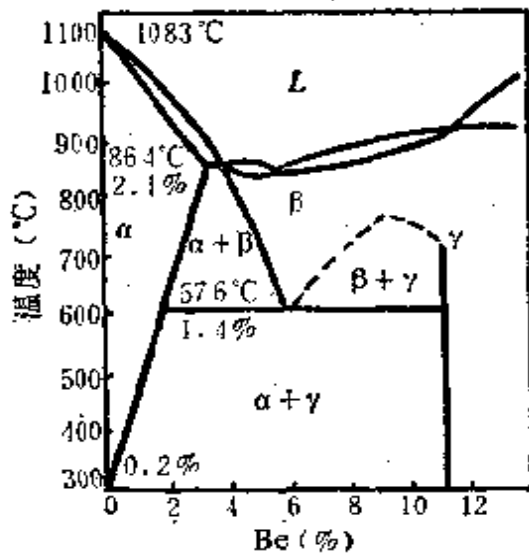


图 2-48 Be-Cu 合金相图

沉淀硬化处理是在弹簧制成以后，为了提高硬度和强度而采用的一道热处理工序，它的目的是使铍以 $\gamma$ 相沉淀在母相的滑移面上，同时使在冷拉(轧)后的组织得以重新再结晶，从而消除了内应力和增加其组织稳定性。但是要想获得其最高硬度值是很困难的，因为不同的铜材制造厂有不同的制造工艺，因此其最佳的沉淀硬化工艺必须经过试验摸索，幸而大多数的弹簧并不需要达到其最高硬度，因此一般都采用 $315 \pm 3^\circ\text{C}$ 空冷或水冷。处理的时间随原始材料的状态而变动，例如对 $\frac{3}{4}$ 硬的丝材只需保温1h； $\frac{1}{2}$ 硬的丝材则保温 $1\frac{1}{2}$ h； $\frac{1}{4}$ 硬的丝材保温2h；而对完全退火的丝材则需保温3h。如果要求有高的导电率(相当于纯铜的30~34%)则保温时间应尽可能长一些，有时甚至可达7h。如果在400°C温度下保温30min将会使材料软化。但目前有人主张用高温短时间沉淀热处理法，认为在370~380°C的盐浴炉中保温6~8min同样可得到良好的结果。应该特别注意的是在沉淀硬化处理时弹簧的变形问题，必须在加热时采用特别的夹具和注意加热

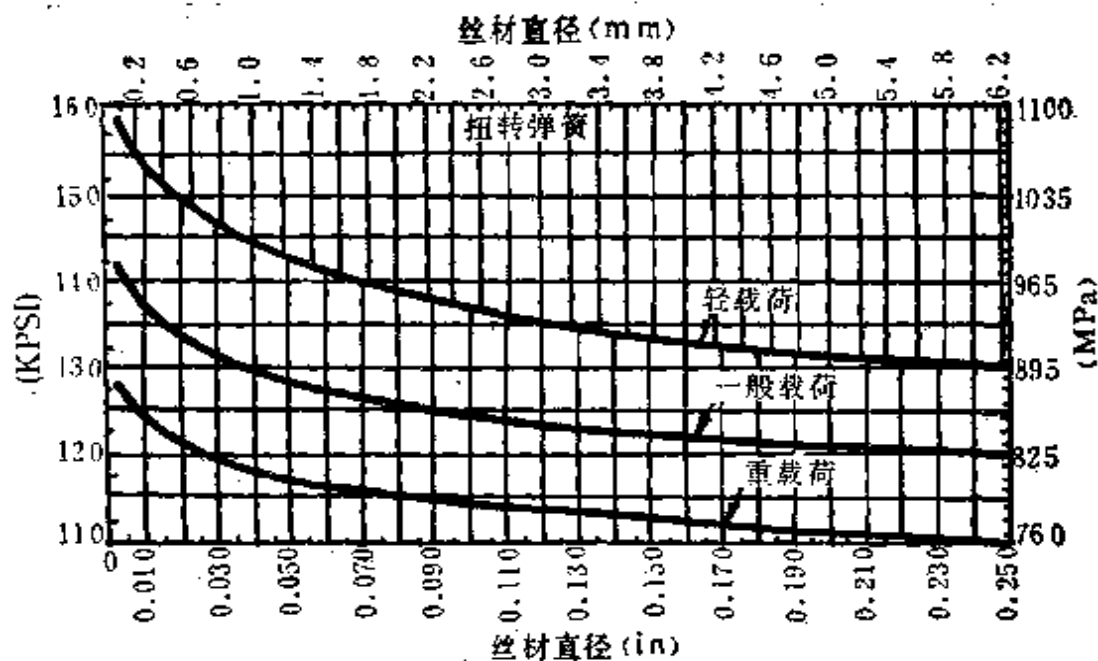


图 2-49 ASTM B197  $\frac{3}{4}$  硬的铍青铜丝在制成压缩和拉伸弹簧后需经 315°C1h 沉淀硬化时在设计时推荐采用的设计应力

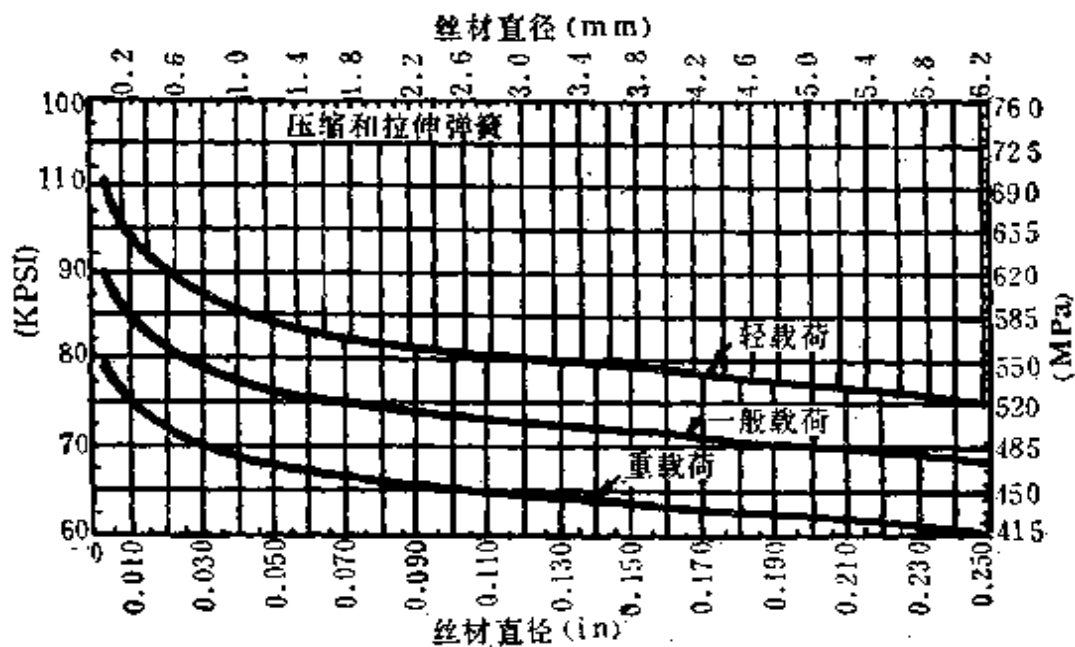


图 2-50 ASTM B197  $\frac{3}{4}$  硬的铍青铜丝在制成扭转弹簧后需经 315°C1h 沉淀硬化时在设计时推荐采用的设计应力

装炉的方法，以免引起翘曲等变形。图 2-49 和图 2-50 为 ASTM B197(172 合金) $\frac{3}{4}$  硬的铍青铜丝在制成压缩和拉伸弹簧或扭转弹簧后需经 315°C, 1h 沉淀硬化所推荐采用的设计应力。

#### 2.6.1.4 弹簧用其它铜合金

随着科学技术的发展,新研制的铜基合金将愈来愈多,性能也各有其特点,但并不是每一种都适宜用来制造弹簧,因此弹簧的设计工作者如认为上述三种铜合金还不能满足要求时应将设计中的工作应力、弹簧寿命、对材料的机械和物理性能要求、工

表 2-53 弹簧用的其它铜基合金

铜基合金名称	成分及其特点	热处理及其性能	用途
铜镍锌合金 (又称铍白铜)	用于弹簧的成分是 Ni 16.5~19.5% Cu 54~58% Zn 余量 (主要的一种是 Ni 18% Cu 55%, Zn 27%)	强度随 (Ni+Zn) 量的增加而提高但加工性却随之下降。导电率比其它铜合金低,但耐蚀性比黄铜好,冷拉(轧)后经 320~350°C 低温回火以改善其弹性,但其疲劳强度始终在 35~38 kgf/mm <sup>2</sup> , 其冷轧的带材可具有抗拉强度 = 745~848 MPa, 弹性极限 = 620 MPa, 弹性模量 $E=110, 300$ MPa, 切变模量 $G=41, 370$ MPa, 表 2-54 是其丝材的抗拉强度, 图 2-51 是其薄板的抗拉强度, 弹性极限值和回火温度及取样方向之间的关系	主要用于电气仪表和光学仪器, 因其表面呈银白色而且有很好的抗腐蚀性

(续表)

铜基合金名称	成分及其特点	热处理及其性能	用途
铜钛合金	用于弹簧的是在铜中加入4~5%钛,以增加其强度和弹性,并形成和铍青铜相似的析出硬化型铜合金	经850~900°C固溶处理后经冷拉(轧)或卷绕成形后,再经400~450°C的时效硬化,其标准特性如表2-55所示	
硅青铜	Cu 96%, Si 3% Mn 1%	性能和磷青铜相似,因此有时可以互换来使用,其冷轧带材的抗拉强度=758~827 MPa,比例极限=690 MPa,弹性模量 $E=103,420$ MPa,切变模量 $G=34,475$ MPa	
锰铜合金	Cu 60%, Ni 20%, Mn 20%	经沉淀硬化处理后抗拉强度可达1380~1550 MPa,屈服强度=1170 MPa,比例极限=827 MPa,弹性模量 $E=144,800$ MPa,切变模量 $G=48,950$ MPa,导电率仅为纯铜的3%	不推荐作为电器仪表弹簧材料因其导电率太低
铝青铜	Cu 91%, Al 7%, Fe 1%, Mn 1% (有时也用Al仅3.5%, Si=1%的)	冷拉丝材的抗拉强度=1034~1100 MPa,弹性模量 $E=113,760$ MPa,切变模量 $G=44,815$ MPa	有时可与其它铜基合金互换使用
锡青铜	Cu 85~95%, Sn 0.5~2.0%, Zn 余量	物理性能较其它黄铜好	如机械性能要求不太高时可取代磷青铜

作环境、加工情况和抗腐蚀等要求和有经验的弹簧制造厂和材料工作者进行商议,以便选择出符合要求的弹簧材料。表2-53是目前有可能用于弹簧的几种铜基合金。

表 2-54 铜镍锌合金丝的抗拉强度(日本)

合金牌号	质别	记号	抗拉试验		备注
			直径(mm)	抗拉强度(kgf/mm <sup>2</sup> )	
C7451	O	C7451W-O	≥0.5	35~50	弹簧一般 采用 $\frac{1}{2}$ H 或 H 级
	$\frac{1}{2}$ H	C7451W- $\frac{1}{2}$ H	≥0.5	50~65	
	H	C7451W-H	≥0.5	>65	
C7521	O	C7521W-O	≥0.5	38~53	
	$\frac{1}{2}$ H	C7521W- $\frac{1}{2}$ H	≥0.5	53~70	
	H	C7521W-H	≥0.5	>68	
C7541	O	C7541W-O	≥0.5	37~52	
	$\frac{1}{2}$ H	C7541W- $\frac{1}{2}$ H	≥0.5	52~68	
	H	C7541W-H	≥0.5	>65	
C7701	O	C7701W-O	≥0.5	45~65	
	$\frac{1}{2}$ H	C7701W- $\frac{1}{2}$ H	≥0.5	65~80	
	H	C7701W-H	≥0.5	>78	

### 2.6.2 弹簧用镍基合金

是以镍为主体的合金材料,它不但具有一定的抗腐蚀能力而且能用于较高温度和低温的工作环境中。其丝材和带材的制造方法和钢相似,皆由铸锭经锻造或热轧成方形或圆形的坯料,其中方坯料经轧(压)后成带材,圆坯料经热轧和用硬质合金模冷拉成丝材。用于弹簧的镍基合金在国际上有 Monel400、Monel K500、Inconel 600 和 Inconel X-750 四种。

### 2.6.2.1 Monel 400

美国标准丝材为 AMS4730C, 带材为 AMS4544B, 美国联

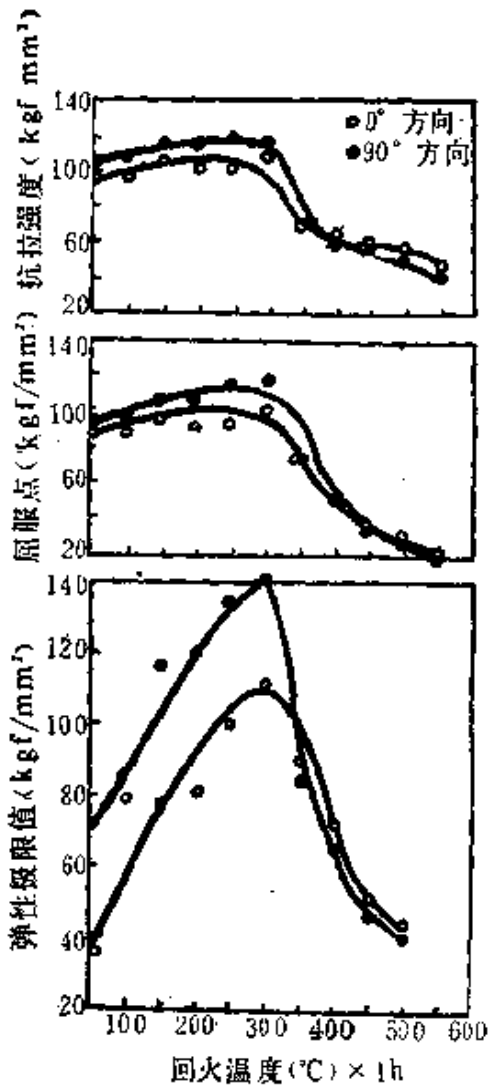


图 2-51 铜镍锌合金弹簧薄板 (板厚 0.12mm, 压延率 90%) 的抗拉强度、屈服点、弹性极限和回火温度及取样方向之间的关系

中等应力下为  $-73 \sim 220^{\circ}\text{C}$ 。表 2-56 为其化学成分; 表 2-57 和表 2-58 分别为其丝材和带材的抗拉强度。

其它的机械和物理性能为;

邦号均为 QQ-N-00281C A 级。Monel 400 是一种近乎无磁性的固溶镍基合金, 是镍基合金中价格最便宜、抗拉强度最低的一种, 主要用于需抗海水腐蚀的弹簧。它所能承受的应力稍稍高于磷青铜而接近于铍青铜, 通常钢材是冷拉(轧)到直径(或厚度)6mm 以下的丝材或带材皆以全硬状态供货, 如需要更大的尺寸, 则只有降低硬度和强度, 因为它不是通过热处理来硬化, 而是借助于冷拉(轧)来提高硬度和强度的。很少供应方型的或异形截面的合金丝。在卷绕或弯曲成弹簧时, 材料表面不需要任何金属涂层, 只要有些有机润滑剂就够了, 所有的润滑剂在以后除应力处理加热前都应该酸洗去除干净, 否则很容易形成积垢。其使用的温度范围在

表 2-55 Cu-Ti 合金(4.5%Ti)的标准特性(日本)

质 别	硬 化 处 理 前			硬化处理后	
	抗拉强度 (kgf/mm <sup>2</sup> )	延伸率 (%)	硬度 (HV)	处理温度 (°C)	处理时间 (h)
0	45~55	>30	130~160	485	1.5
1/4H	50~60	>10	170~210	465	1.5
H	70~80	—	220~240	400	1.5
EH	85~100	—	250~290	375	1.5

质 别	硬 化 处 理 后				
	抗拉强度 (kgf/mm <sup>2</sup> )	延伸率 (%)	硬度 (HV)	弹性极限 (kgf/mm <sup>2</sup> )	导电率 (%)
0	80~85	25~30	260~295	65~70	10
1/4H	85~100	15~25	285~320	75~85	9
H	100~115	2~5	320~360	>105	8
EH	110~130	>2	360~400	>130	8

表 2-56 Monel 400 的化学成分

元 素	含 量 (%)							
	Ni	Cu	Fe	Si	Mn	Al	C	S
丝材 AMS4730C	63~70	余量	≤2.50	≤0.50	≤2.00	—	≤0.30	≤0.024
带材 AMS4544B	63~70	余量	≤2.50	≤0.50	≤1.25	≤0.50	≤0.30	≤0.024

表 2-57 Monel 400 丝材(硬度大于 HRB97)的抗拉强度

直径 (mm)	≤0.71	>0.71~ 1.45	>1.45~ 2.90	>2.90~ 5.80	>5.80~ 8.00	>8.00~ 9.50	>9.50
抗拉强度 (MPa)	1140	1100	1035	1000	965	930	895

弹性模量  $E = 179,265 \text{ MPa}$

切变模量  $G = 65,500 \text{ MPa}$



表 2-58 Monel 400 带材的平均抗拉强度和弹性极限

硬度(HRB)	$\frac{3}{4}$ 硬 90	全硬 95	弹簧硬 100
抗拉强度(MPa)	$\geq 670$	$\geq 785$	$\geq 910$
拉力弹性极限(MPa)	$\geq 300$	$\geq 390$	$\geq 545$

丝材的弹性极限: 拉力 = (65~70%) $\sigma_b$

扭转 = (38~42%) $\sigma_b$

导电率相当于纯铜 的3.6%

比重 = 8.83g/cm<sup>3</sup>

Monel 400 的热处理: 该合金不能用热处理来强化, 只能通过冷拉(轧)来达到所需要的硬度和强度, 但在制成弹簧后应进行除应力处理以消除残余应力, 其处理规范如表 2-59 所示。

表 2-59 Monel 400 制成的弹簧除应力处理规范

钢丝直径 (mm)	一般载荷		重 载 荷		高温下使用	
	温度 (°C)	时间 (min)	温度 (°C)	时间 (min)	温度 (°C)	时间 (h)
$\leq 0.65$	232~260	30~45	288~316	50~60	343~371	1~2
$> 0.65$	232~260	45~60	288~316	60~80	343~371	2~3

### 2.6.2.2 Monel K-500 合金丝和带

Monel K-500 也是一种无磁镍基合金, 它是在 Monel 400 的基础上加入少量的铝和钛, 从而成为一种沉淀硬化合金。通常圆棒是冷拉(轧)到所需要的尺寸供应, 并和弹簧钢一样, 13 mm 以下采用冷卷绕, 13 mm 以上采用热卷绕成弹簧, 然后再进行长时间的时效处理以达到接近于不锈钢的强度和硬度, 它的温度使用范围在平均应力小于 344.7MPa 时为 -73~175°C。美国标准牌号丝材为 MIL-W-4471 QQ-N-00286C A 级; 带材为

QQ-N-00281a B 级。

表 2-60 为 Monel K-500 的化学成分, 表 2-61 为 Monel K-500 的抗拉强度和弹性极限。

表 2-60 Monel K-500 的化学成分

元 素	含 量 (%)								
	Ni	Cu	Fe	Si	Mn	Al	C	S	Ti
丝材 QQ-N-00286C A 级	63.0~ 70.0	余量	≤2.0	≤1.0	≤1.5	2.0~ 4.0	≤0.25	≤0.10	“*”
带材 QQ-N-00281a B 级	63.0~ 70.0	余量	≤2.5	≤0.50	≤2.0	0.50	≤0.30	≤0.06	“*”

“\*” Ti 的含量可从 0.25~1.0% 但这时 S 应减少到 0.01%

表 2-61 Monel K-500 的抗拉强度和弹性极限

硬度状态	抗拉强度 (MPa)	拉力弹性极限 (MPa)	扭力弹性极限 (MPa)
$\frac{3}{4}$ 硬 HRC36	≥1140	≥760	≥455
全硬 HRC38	≥1185	≥795	≥470
弹簧硬 HRC40	≥1240	≥825	≥495

Monel K-500 的弹性模量  $E=179,265\text{MPa}$

切变模量  $G=65,500\text{MPa}$

比重  $=8.47\text{g/cm}^3$

Monel K-500 的热处理: 其沉淀硬化处理工艺为首先加热到  $538^\circ\text{C}$  保温 8h 后缓慢降温至  $480^\circ\text{C}$  保温 1h 后炉冷或空冷。

### 2.6.2.3 Inconel 600 合金丝或带

Inconel 600 是一种不能通过热处理硬化的无磁性镍-铬-铁合金, 虽然它可以冷拉(轧)到较大尺寸, 但通常都是冷拉到直

径 6mm 以下的高强度状态供应, 它能在 345MPa 的应力状态下仍有比较长的疲劳寿命。由于其具有耐高温和抗腐蚀性好的特点, 因此可用于环境温度 345°C 以下的阀门弹簧、锅炉弹簧、喷气引擎和汽轮机中的高温弹簧。

表 2-62 为 Inconel 600 的化学成分, 表 2-63 为 Inconel 600 在不同温度下的弹性模量和切变模量, 表 2-64 为 Inconel 600 合金丝的抗拉强度。

表 2-62 Inconel 600 的化学成分

元 素	Ni	Cr	Fe	Mn	Cu	Si	C	S
含量(%)	>72	14~17	6~10	≤1	≤0.50	≤0.50	≤0.15	≤0.15

表 2-63 Inconel 600 在不同温度下的弹性模量  $E$  和切变模量  $G$

温 度 (°C)	21	200	260	315	345	370
弹性模量 $E$ (MPa)	213, 740	203, 400	201, 320	197, 880	195, 810	194, 420
切变模量 $G$ (MPa)	75, 840	71, 700	70, 325	68, 260	67, 225	66, 535

表 2-64 Inconel 600 合金弹簧丝的抗拉强度

直径 (mm)	≤0.25	>0.25~0.80	>0.80~6.35	>6.35
抗拉强度 (MPa)	>1275	1240	1170	1100

Inconel 600 的拉力弹性极限 = (65~70%) $\sigma_b$ 。

扭转弹性极限 = (40~45%) $\sigma_b$ 。

导电率极低, 不能用作导体。

比重 = 8.415g/cm<sup>3</sup>。

Inconel 600 的热处理: 虽然 Inconel 600 不能用热处理硬化, 但是在卷绕成形以后应作除应力处理以消除其残余应力, 其处理温度和保温时间随使用条件而异, 其处理规范如表 2-65 所示。

表 2-65 Inconel 600 的除应力处理规范

钢丝直径 (mm)	一般载荷		重载荷		高温下使用	
	温度(°C)	时间(min)	温度(°C)	时间(min)	温度(°C)	时间(h)
≤ 0.65	370~400	30~45	425~456	50~60	455~480	1~2
> 0.65	370~400	45~60	425~456	60~80	455~480	2~3

图 2-56 和图 2-57 分别是 Inconel 600 合金弹簧丝制造压缩和拉伸弹簧或扭力弹簧时推荐采用的设计应力。

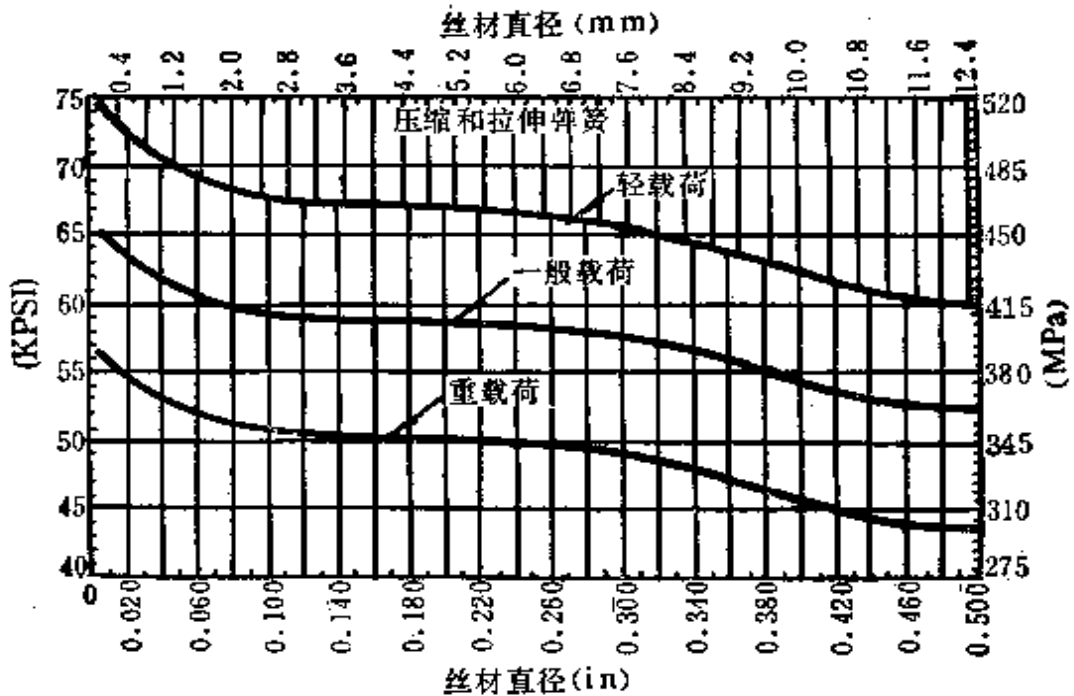
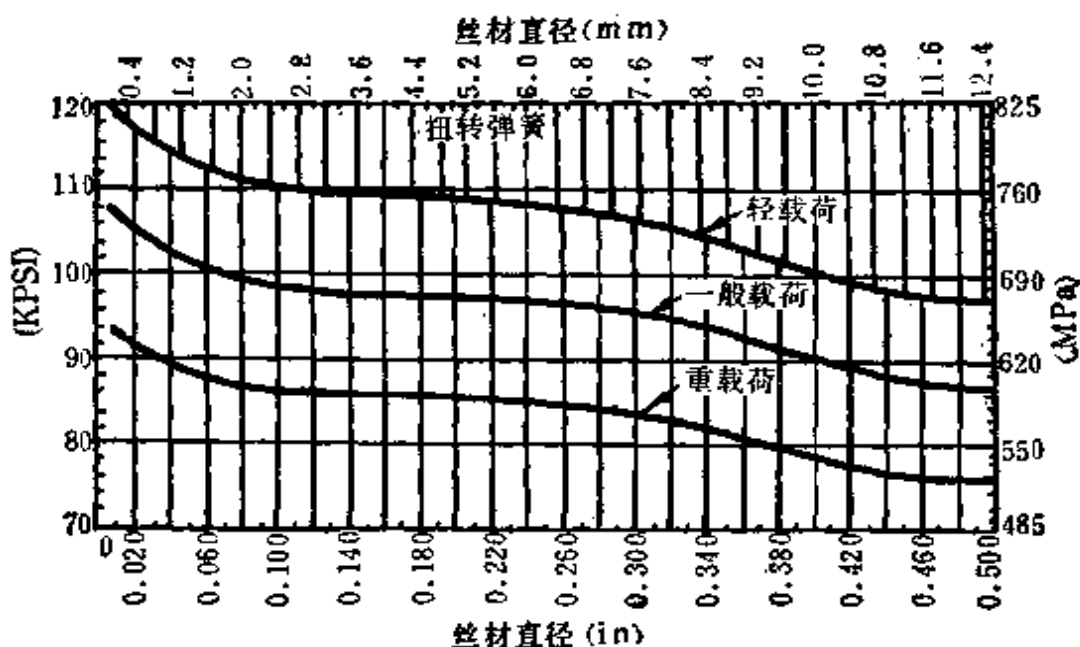


图 2-52 Inconel 600 合金弹簧丝制造压缩和拉伸弹簧时推荐采用的设计应力

#### 2.6.2.4 Inconel X-750 合金弹簧丝和带

Inconel X-750 是一种耐高温无磁性的铁-镍-铬合金，由于在 Inconel 的基础上加入了少量的铝、铌和钛而使它成为一种沉淀硬化型合金，它能够通过轧制或锻压成各种棒、丝或带，然后经过冷或热卷绕或弯曲成形后再经各种不同的沉淀硬化热处理，以达到所需要的高温性能。它能在从低于零度到 450°C 的



备注:对其它镍基合金也可采用上述曲线。对 Monel 乘系数 0.9;  
对 K-monel 乘系数 0.97; 对 Inconel X 乘系数 0.95

图 2-53 Inconel 600 合金弹簧丝制造扭转弹簧时推荐采用的设计应力

温度范围内使用。

表 2-66 为 Inconel X-750 的化学成分。表 2-67 为 Inconel X-750 的弹性模量  $E$  和切变模量  $G$  随温度而异的数值。表 2-68 为 Inconel X-750 丝材经  $650^{\circ}\text{C}$  4h 沉淀硬化处理后的抗拉强度。

表 2-66 Inconel X-750 的化学成分 (丝材 AMS 5699A, MIL-S-21997  
带材 AMS 5542G, AMS5598 MIL-R-7786)

元 素	含量(%)	元 素	含量(%)
Ni(+Co)	$\geq 70.0$	Mn	$\leq 1.00$
Cr	14.0~17.0	Si	$\leq 0.50$
Fe	5.0~9.0	S	$\leq 0.010$
Ta	2.25~2.75	Cu	$\leq 0.50$
Al	0.40~1.00	C	$\leq 0.08$
Nb+Ta	0.70~1.20	Co	$< 1.0$

表 2-67 Inconel X-750 在不同温度下的弹性模量  $E$  和切变模量  $G$

温度(°C)	21	260	370	425	480	540	595	650
弹性模量 $E$ (MPa)	213,740	200,640	193,740	190,980	187,540	184,090	179,950	175,810
切变模量 $G$ (MPa)	77,220	70,330	68,950	67,570	64,810	62,740	60,670	55,850

表 2-68 Inconel X-750 丝材经 650°C4h 沉淀硬化处理后的抗拉强度

丝材直径(mm)	≤6.5	>6.5~13.0	>13.0
抗拉强度(MPa)	≥1,517	≥1,379	≥1310

拉力弹性极限 = (65~70%) $\sigma_b$ 。

扭转弹性极限 = (40~45%) $\sigma_b$ 。

导电率极低因此不能作导体。

比重 = 8.25g/cm<sup>3</sup>。

Inconel X-750 的热处理: 根据不同的工作条件和强度要求有不同的沉淀硬化处理规范, 下面推荐两种不同的热处理规范, 以供参考。

规范 I:

一般载荷 ≤345°C	重载荷 ≤425°C	高温下使用 ≤540°C
650°C4~6h	700°C 6~8h	730°C 14~16h

注: 1. 弹簧可以炉冷或空冷;

2. 用于 455°C 以上时, 应力不宜超过 380MPa

规范 II 为美国 S. A. E. 所推荐的热处理规范:

1. 在温度 370°C 以下工作的弹簧宜加热到 650°C 保温 4h 空冷;

表 2-69 弹簧用的其它镍基合金

合金牌号	成 分	性 能 及 其 特 征
“A” 镍	Ni ≥ 99% (Cu + Fe + Mn) ≤ 1%	<p>有磁性和很好的弹性, 抗腐蚀性和 Monel 相似, 特别是在 315°C 以下时能耐碱性腐蚀。</p> <p>不能用热处理强化, 用于弹簧的线(丝)材, 抗拉强度可达 362~1034MPa, 带材稍稍低一些。</p> <p>弹性模量 <math>E=206,840\text{MPa}</math> 切变模量 <math>G=75,840\text{MPa}</math></p> <p>推荐采用的设计应力: 对扭转弹簧 <math>\leq (65\sim70\%)\sigma_b</math> 对压缩和拉力弹簧 <math>\leq (38\sim40\%)\sigma_b</math></p>
Duranickel (杜来镍)	Ni ≥ 93% Al ≤ 4.75% Ti ≤ 1%	<p>是一种略带磁性的沉淀硬化型镍-铝-钛合金, 能用于温度在 260°C 应力为 345MPa 的弹簧。</p> <p>热处理方法和 Monel K-500 相同, 热处理后丝的抗拉强度可达 1200~1380MPa, 带材略低一些</p> <p>弹性模量 <math>E=206,840\text{MPa}</math> 切变模量 <math>G=75,840\text{MPa}</math></p> <p>推荐的设计应力: 对扭转弹簧 <math>= (65\sim70\%)\sigma_b</math> 对拉伸或压缩弹簧 <math>= (38\sim42\%)\sigma_b</math></p>
Incoloy	Ni = 30% Cr = 22% Fe = 45%	<p>是一种不能借助热处理硬化的镍-铬-铁合金, 它的机械性能虽然和 Inconel 相似, 但能承受比 Inconel 更高的温度, 在弹簧中用得较少</p>
Permanickel	Ni = 94% Ti ≤ 1% Mn = 0.3%	<p>其性能和 Duranickel II 相似, 但具有更高的导电性和导热性, 主要用于温度自动调节器的拉力弹簧</p>

2. 工作温度为  $370\sim 455^{\circ}\text{C}$  中等应力的弹簧宜在  $730^{\circ}\text{C}$  保温 16h 空冷;

3. 工作温度  $425\sim 650^{\circ}\text{C}$  的弹簧应先在  $1150^{\circ}\text{C}$  保温 2h 空冷后再在  $845^{\circ}\text{C}$  保温 24h 空冷, 最后再在  $700^{\circ}\text{C}$  保温 20h 空冷。

#### 2.6.2.5 弹簧用其它镍基合金

表 2-69 为有时用于弹簧的几种镍基合金。

#### 2.6.3 恒弹性模量合金

所谓恒弹性模量合金实际上是一种特殊的镍基合金, 它的最大特点是它的弹性模量在相当宽的温度范围内都能保持恒定或接近恒定, 也就是说它的热弹性系数很低甚至等于零, 从而消除了由于温度变化而引起弹性模量改变所造成的弹簧刚性波动, 其次由于它还具有一定的抗腐蚀性、近乎恒定的材料弹性、低的磁滞现象和低的蠕变值等优点, 因而特别适宜于环境温度在  $-46\sim 66^{\circ}\text{C}$  范围内波动, 但却要求其载荷和变形稳定的弹簧。它的缺点是价格非常昂贵, 因而在弹簧制造厂内一般都只有特殊定货时才备有这种材料。世界上最早用于弹簧的恒弹性模量材料是 Elinvar(因瓦)合金, 它是一种镍-铬-铁奥氏体合金, 不能用热处理硬化, 以后在它的基础上加入了钛、钨、钼、钴、铝或其它合金元素以提高其性能和改善其沉淀硬化能力, 从而演化出 Ni-Spanc Alloy 902、Iso-Elastic、Elgiloy、Elinvor Extra 等各种恒弹性模量合金, 目前在国际上用于弹簧的这种合金的化学成分如表 2-70 所示。

##### 2.6.3.1 Ni-Spanc Alloy 902

如表 2-70 所示 Ni-Spanc 是一种 Ni-Cr-Fe-Ti 系恒弹性合金, 加 Ti 是使它能成为析出硬化型合金。它在  $-46\sim 70^{\circ}\text{C}$  温度范围内的弹性系数较稳定, 也是用得最普遍的一种恒弹性



表 2-70 恒弹性合金的化学成分

种 类	商品名	化 学 成 分 (%)									
		C	Mn	Ni	Co	Cr	W	Mo	其 它		
Fe-Ni-Cr	Elinvar	0.8	1~2	36	—	12	1~3	—	—	—	Si 1~2
Fe-Ni-Cr-Mo	Iso-Elastic	—	—	36	—	7~8	—	0.5	—	—	—
Fe-Ni-Cr-Ti	Elinvar Extra	—	—	43	—	5	—	—	—	—	Ti 2.8
	Ni-Spang	—	—	41~43	—	4.9~5.5	—	—	—	—	Ti 2.1~2.5 Al 0~0.1
Fe-Ni-Mo	Vibrallloy	0~0.02	0.1~0.65	38~43	0~0.5	—	—	1.57	—	—	—
High Co	Elgilloy	0.15	2	15	40	20	2.5	7	—	—	—
Fe-Ni-Cr-Co	Super Elinvar	—	0.7	36~39	5~10	5~10	—	—	—	—	—

表 2-71 Ni-Spine 合金的机械性能 (Ni 42%, Ti 2.5%, Cr 5.5%, Co 0.3%)

	固溶化 处理	固溶化处理后的硬化处理			固溶化处理后 后又经50% 冷加工			加工后的硬化处理		
		593°C	677°C	732°C	593°C	677°C	732°C	593°C	677°C	732°C
		抗拉强度 (kgf/mm <sup>2</sup> )	63.3	105.5	126.5	123	95	130	140.6	140.6
屈服强度 (kgf/mm <sup>2</sup> )	24.6	66.8	80.8	80.8	91.5	112.5	126.5	126.5	126.5	
比例极限 (kgf/mm <sup>2</sup> )	10.5	49	45.7	45.7	38.7	73.8	77.4	73.8	73.8	
延伸率 (%)	40	30	18	17	6	8	7	7	7	
硬度 HR	B 70	C 23	C 33	C 32	C 28	C 39	C 42	C 42	C 42	
弹性模量 E (kgf/mm <sup>2</sup> )	17000	18,600	17,700	17,700	13,300	19,300	19,000	19,000	19,000	
切变模量 G (kgf/mm <sup>2</sup> )	6900					6600				

合金。它在固溶化处理后的硬度仅  $HRB70$  左右，借以后的冷加工硬化而使硬度急剧增加，通常用于卷绕的合金丝都是经 50% 的断面缩减率，这时硬度可达  $HRC30$ ，抗拉强度和屈服强度也随之增大，加工成形后再经  $593\sim 732^{\circ}\text{C}$  的析出硬化处理。表 2-71 是 Ni-Spano 机械性能的比较。

在析出硬化处理时要注意到炉子的气氛，如需要光亮处理，则可在真空度  $10^{-3}\text{mm}$  以上的真空炉内处理。

在美国有的工厂主张将弹簧加热到  $400^{\circ}\text{C}$  保温 2h，然后移至  $650^{\circ}\text{C}$  的炉中保温 2h 后空冷，认为经过这样处理后可得到更精确和稳定均匀的性能。这时弹性模量  $E$  可达  $203,400\text{MPa}$ ，切变模量  $G$  可达  $77,200\text{MPa}$ ，带材的抗拉强度可达  $2480\text{MPa}$ ，硬度可达  $HRC56\sim 59$ ；丝材的抗拉强度可达  $2345\text{MPa}$ ，硬度为  $HRC51\sim 55$ 。推荐采用的设计应力可参照 302 不锈钢的规定。

#### 2.6.3.2 Elinvar 系合金

在 Elinvar 合金的基础上加入少量的 Mo 就成为 Iso-Flastic 合金，它较 Ni-Spano 合金更易成形，广泛用来制造计算机和精密机械上的弹性元件，其弹性模量  $E$  等于  $179,260\text{MPa}$ ，切变模量  $G$  等于  $63,430\text{MPa}$ ，抗拉强度等于  $1170\text{Ma}$ ，硬度为  $HRC32\sim 36$ 。推荐系用的设计应力在一般情况下拉伸弹簧为  $415\text{MPa}$ ，压缩弹簧为  $450\text{MPa}$ ，扭转弹簧为  $690\text{MPa}$ 。

在 Elinvar 合金基础上加入钛后形成 Elinvar-Extra 合金，它是一种沉淀硬化合金，当冷加工的断面缩减 50% 后，再在  $675^{\circ}\text{C}$  2h 时效，可得到抗拉强度 =  $1380\text{MPa}$ ，弹性模量  $E = 193,000\text{MPa}$ ，硬度 =  $HRC42$ ，主要用于手表中的游丝弹簧和仪器中的弹性元件。

#### 2.6.3.3 Elgiloy 合金

是一种含钴量较高的钴-铬-镍-钼无磁性合金，其成分如表

2-70 所示, 由于其基体中含钴量较高, 因而硬度高, 加铬和钼是为了在强度提高的同时改善其抗腐蚀能力。其固溶化处理应在无氢气的中性气氛中加热到  $1093\sim 1260^{\circ}\text{C}$  均温后水冷。用于弹簧的材料其断面缩减率板(带)材最好是  $80\sim 90\%$  丝材则为  $40\sim 50\%$ , 在制造板弹簧时要注意其方向性强的特点。成形后的最佳硬化处理规范, 对板(带)材在  $480^{\circ}\text{C}$  保温 5h, 丝材为  $525^{\circ}\text{C}$  保温 5h。表 2-72 为板(带)材在硬化处理前后机械性能的比较。

表 2-72 Elgilloy 合金板材弹簧在硬化处理前后的性能

性 能	冷加工后	成形后又经 $480^{\circ}\text{C}$ 5h 硬化处理
抗拉强度 ( $\text{kgf}/\text{mm}^2$ )	165~220	210~260
延伸率 (%)	>1	>1
硬度 HV	550~600	660~700
比例极限 ( $\text{kgf}/\text{mm}^2$ )	—	(60~65)% $\sigma_b$

其它性能为:

比重 =  $8.3\text{g}/\text{cm}^3$ ;

热膨胀系数 =  $12.7 \times 10^{-6}$ ;

冷拉丝的弹性模量  $E = 20,000\text{kgf}/\text{mm}^2$ ;

冷拉丝的切变模量  $G = 7800\text{kgf}/\text{mm}^2$ 。

这类合金适宜于制作扭转应力小于  $515\text{MPa}$ , 使用温度在零度以下直至  $400^{\circ}\text{C}$  范围内的钟表或指示仪表弹簧。

2.6.3.4 我国所用的恒弹性模量合金(在国标中称为弹性元件合金)有 3J1(Ni36CrTiAl) 和 3J53(Ni42CrTi) 两种。无磁、耐腐蚀、高弹性合金有 3J21(Co40NiCrMo)

前者主要用于制造仪表中的膜片、波纹管 and 弹簧等弹性元件, 后者用于制造温度低于  $400^{\circ}\text{C}$  的航空仪表用弹簧及其它弹

表 2-73 3J1、3J53 和 3J21 的化学成分(%)

标准号	合金牌号	C	Mn	Si	P	S	Ni	Cr	Ti	Al	Fe
YB138-73	3J1(Ni36CrTiAl)	<0.05	<1.00	<0.30	<0.02	<0.02	34.50~36.50	10.50~13.00	2.70~3.20	1.00~1.80	余量
		<0.05	<0.80	<0.30	<0.02	<0.02	41.50~43.00	5.20~5.80	2.30~2.70	0.50~0.80	余量
YB140-73	3J21(Co40NiCrMo)	0.07~0.12	1.70~2.30	≤0.60	≤0.01	<0.01	14.00~16.00	19.00~21.00	39.00~41.00	6.5~7.50	余量
									Co	Mo	

表 2-74 3J1 和 3J53 合金的机械性能和弹性模量(YB138-73)

合金牌号	带材(时效后)		丝材		热加工棒材、热轧板材		冷拉棒材		E(kgf/mm <sup>2</sup> )
	软态		(时效后)		软化处理后		时效后		
	$\sigma_b$ ( $\frac{kgf}{mm^2}$ )	$\delta_{10}$ (%)	$\sigma_b$ ( $\frac{kgf}{mm^2}$ )	$\delta$ (%)	$\sigma_b$ ( $\frac{kgf}{mm^2}$ )	$\delta$ (%)	$\sigma_b$ ( $\frac{kgf}{mm^2}$ )	$\delta$ (%)	
3J1	≥140	≥5	≥150	≥5	≤80	≥35	≥120	≥140	≥19000
3J53	≥125	≥5	≥140	≥5	≤75	≥35	≥110	≥135	≥18000
									冷加工+时效
									软化+时效
									≥18500
									≥17500

性元件。

表 2-73 为 YB138-73 和 YB140-73 所规定的 3J1 和 3J53 和 3J21 的化学成分。表 2-74 和 2-75 分别为它们的机械性能和弹性模量。

表 2-75 3J21 合金的机械性能和弹性模量

材料状态	机械性能等级	带 材		丝 材		弹性模量 $E$ (kgf/mm <sup>2</sup> )
		$\sigma_b$ (kgf/mm <sup>2</sup> )	$\delta_{10}$ (%)	$\sigma_b$ (kgf/mm <sup>2</sup> )	缠绕	
冷加工	1	120~150	$\geq 3$	130~160	合格	$\geq 20000$
	2			160~180	合格	

注: 1. 订货时应注明机械性能等级, 否则按 1 级供应

2. 凡直径  $> 2.5\text{mm}$  的丝材, 机械性能按 1 级供应

#### 2.6.4 其它偶而也用于弹簧的非铁合金材料

除了上面所述的几种非铁弹簧合金外, 在工业生产中有时因特种需要偶而也用一些其它的非铁合金材料, 这里介绍美国用的部分非铁合金材料性能数据, 以供设计者选用。

##### 2.6.4.1 Hastelloy Alloy B

是一种镍-钼-铁合金, 对各种温度和浓度的盐酸都有很好的抗腐蚀能力, 对硫酸有一定的抗腐蚀能力。用于弹簧的这类合金丝的抗拉强度可达到 1550~1880 MPa, 如经 790°C 16h 时效, 还可增加到 1895~2145 MPa 的高强度。

##### 2.6.4.2 Hastelloy Alloy O

其成分和性能都和 Hastelloy B 相似, 但强度略低一些。具有很高的抗腐蚀能力, 特别适宜制作用于潮湿的氯气介质、强烈的氧化物和硫酸介质中的弹簧。

##### 2.6.4.3 Havar 合金

是一种带有少量钨钼的钴-铬-镍-铁合金, 它具有无磁性和

很高的抗腐蚀能力。能制作扭转应力在 515MPa 以下, 温度低于零度直至 400°C 使用的弹簧。其性能在成形后经 510°C3h 处理后可得到抗拉强度 = 2070MPa、硬度 = HRC56~60、弹性模量  $E=206,300\text{MPa}$ 。广泛用于摩托车和钟表弹簧以及螺圈弹簧等。

#### 2.6.4.4 钛合金

种类很多, 由于其重量只有合金钢的  $\frac{1}{3}$ , 而且具有高的抗拉强度和抗腐蚀能力, 因而常用于制造宇宙空间设备所需要的弹簧, 制成弹簧后通常需再经 425°C 短时间的时效处理。

#### 2.6.4.5 18-2 型不锈钢

这是一种为节约镍而发展起来的低镍奥氏体不锈钢, 它同样具有无磁性和高抗腐蚀能力的优点。其强度在小于 0.65mm 时和 302 不锈钢相同, 在中间尺寸(即 0.66~1.50mm)略低于 302 不锈钢, 但大尺寸的(直至 13mm)却高于 302 不锈钢。除应力后其弹性模量  $E=200,000\text{MPa}$ , 切变模量  $G=67,570\text{MPa}$ , 拉力屈服极限  $\cong 75\%$  的抗拉强度, 而扭转屈服极限  $\cong 43\%$  的抗拉强度。

## 2.7 弹簧用非金属材料

弹簧用非金属材料主要是橡胶, 它具有高弹性, 良好的耐磨性, 隔音性和阻尼特性等优点, 用它制成的橡胶弹簧单位体积所贮藏的能量极大, 而且因它有较高的内阻, 对突然冲击和高频振动的吸收效果很好, 但是它也有易受外界温度影响和易疲劳断裂的缺点。最近在橡胶弹簧的基础上又发展了橡胶空气弹簧, 近年来橡胶弹簧和橡胶空气弹簧已被广泛用于各种车辆悬挂系统、飞机着落机构、抵抗冲击和震动的隔离器、气动仪表和座垫

弹簧等各个方面。

橡胶的高弹性与其分子结构密切有关,微观地看,橡胶是由许多细长而又有很大柔顺性和流动性的分子链组成。通常,它们卷曲成线团状,并且相互缠曲,受到外力拉伸时,分子链就伸直,外力去除后,又恢复卷曲,这就是橡胶有高弹性的缘故。

根据原材料来源的不同,橡胶可分为天然橡胶和合成橡胶,如根据其应用范围可分为通用橡胶和特种橡胶。通常用来制造弹簧的最合适的橡胶是天然胶和丁基胶两种,但是有时为了特

表 2-76 某些橡胶的化学组成和其物理机械性能

橡胶品种	化学组成	抗拉强度 (kgf/mm <sup>2</sup> )	伸长率 (%)	100%定伸 强度 (kgf/mm <sup>2</sup> )	最高使 用温度 (°C)	常用时的 温度上限 (°C)	脆性 温度 (°C)
天然胶	以橡胶烃(聚异戊二烯)为主,另含少量蛋白质,树脂酸,无机盐与杂质	250~350	650~900	—	120	70~80	-50~ -70
丁基胶	异丁烯与少量异戊二烯(0.6~3.3%)的共聚物	170~210	650~800	—	170	150	-30~ -55
丁腈胶	丁二烯(60~82%)与丙烯腈(18~40%)的共聚物	150~300	300~800	—	170	120	-10~ -20
氯丁胶	聚氯丁二烯	250~270	800~1000	—	150	120	-35~ -42
丁苯胶	丁二烯(70~75%)和苯乙烯(25~30%)的共聚物	150~200	500~800	7~9	120	80~100	-30~ -60

种要求就只能削弱一些减震特性来满足设计要求，例如为了要耐油，就只能选用丁腈胶，而要耐大气老化就应选择氯丁胶等。表 2-76 是某些橡胶的化学组成和其物理机械性能。

要制成弹性好、寿命长、成本低的橡胶弹簧或橡胶空气弹簧必须采用合理的胶料配方和制造工艺，并要对其半成品和成品进行必要的检验和控制。

橡胶的配方不但应注意有良好的减震效果和高的粘合强度(橡胶与金属)，而且还要有很好的刚度和合适的阻尼特性。

橡胶的刚度除了和弹簧的几何形状有关外，从材料的角度

看主要取决于其弹性模量

$E$  的大小，(其切变模量  $G$   $\cong \frac{1}{3} E$ )，而且减震系统

的自然频率也随刚度而变化，因此关键在于调整和控制橡胶的弹性模量  $E$ ，

但是因为弹簧大多是在动态下使用，因此常用动态弹性模量  $E'$  来表示。由于

弹性模量和硬度间存在着一定的关系(图 2-58 是橡

胶的弹性模量  $E$ 、切变模量  $G$  和硬度间的关系)，因此常用硬度  $HS$  值作为其控制指标。

$E'$  值则可借助填充剂和增塑剂(软化剂)来调节，受胶种的影响较小。

橡胶的阻尼特性是它的另一特点，它不但能减震，而且还可以帮助弹簧越过共振区，但是阻尼也有导致橡胶生热不利的一

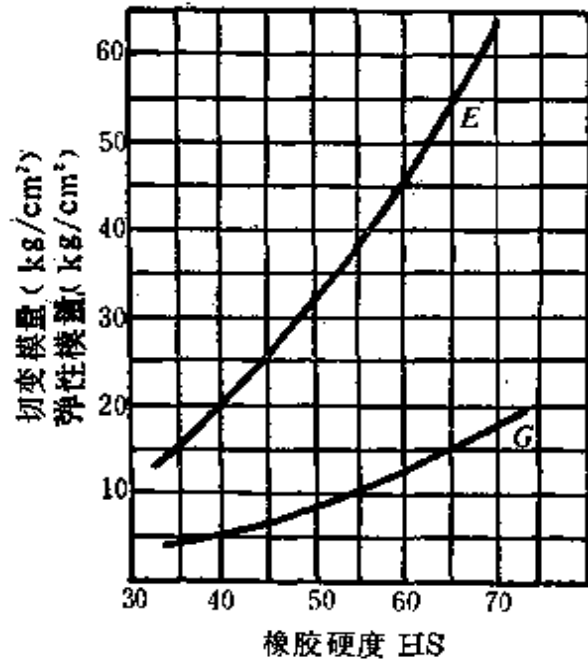


图 2-54 橡胶硬度和其弹性模量  $E$ ，切变模量  $G$  的关系



面，因为阻尼作用主要是由于橡胶的滞后特性和变形的内部摩擦而产生的(这种滞后和摩擦特性通常用橡胶损失系数  $\epsilon$  来表示)，它能使机械能转化成热能，一部分热在空间散逸，另一部分则积蓄起来使橡胶发热，阻尼及生热都随橡胶的  $\epsilon$  值增大而增加，因此为了降低其生热，就希望  $\epsilon$  值小一些好，但是在受冲击的情况下，为了获得高的阻尼效果，则应增大  $\epsilon$  值，而  $\epsilon$  值主要取决于所选择橡胶的种类，因此应根据具体情况选择橡胶以便调节和控制它的  $\epsilon$  值。表 2-77 是各种橡胶的损失系数  $\epsilon$ 。

表 2-77 橡胶的损失系数  $\epsilon$

橡胶种类	天然胶	丁苯胶	氯丁胶	丁腈胶	丁基胶
损失系数 $\epsilon$	0.05~0.15	0.15~0.30	0.15~0.30	0.25~0.40	0.25~0.40

应该特别注意  $E'$  和  $\epsilon$  值是随温度而变化的，图 2-59 是天然胶的  $E'$ 、 $\epsilon$  值和温度的关系，从图上可以看出高、低温下的

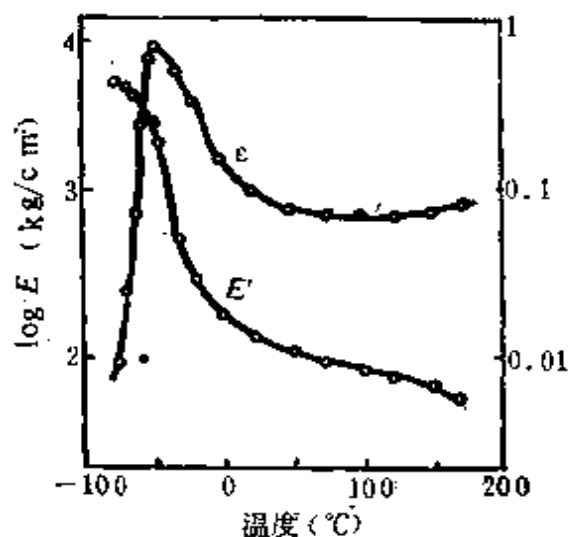


图 2-55 天然胶  $E'$ 、 $\epsilon$  与温度的关系

减震性能和室温有很大的差别。

疲劳和胶种也有一定关系，因为疲劳主要是分子间相互作用的变化而造成的，各种橡胶的分子结构特征不同，其疲劳性能也不一样，试验证明，天然胶的疲劳性能最好，顺丁胶次之，丁苯胶更差。

橡胶的特性还和它的补强填充剂，增塑剂(软化剂)，硫化体系有很大关系，其中补强填充剂对橡胶的减震特性和耐疲劳性能有很大影响，一般来说  $E'$

和  $\epsilon$  值随填充剂(如炭黑)用量的增大而增大, 填充剂的种类有炭黑、碳酸钙、碳酸镁、陶土、白炭黑和各种树脂, 炭黑的粒径愈小, 补强效果愈大,  $E'$  值愈高。反之, 炭黑的粒径愈大,  $\epsilon$  值愈小, 生热愈低, 耐疲劳性能和耐屈挠性能也愈好, 因此当橡胶选定以后, 为了降低  $\epsilon$  值和获得较好的耐疲劳耐屈挠性能宜采用粒径较大的炭黑。

硫化体系对橡胶的减震性能、生热和耐疲劳性能影响也很大。一般来说在 C-Sn(多硫键)型交联中, 硫原子及未结合硫磺量愈少, 交联愈牢固,  $E'$  值愈大,  $\epsilon$  值愈小, 耐疲劳性能也愈好。

增塑剂(软化剂)用量的增加会导致硫化值的  $E'$  值下降,  $\epsilon$  值增大, 同时改善橡胶的低温性能和耐疲劳性能。

研究这些特性对于选择橡胶配方有很重要的意义。

橡胶空气弹簧就是将橡胶和金属制成的密闭容器内贮入压缩空气, 利用空气的可压缩性和橡胶的高弹性实现弹簧的作用。这种广泛用于车辆上弹簧的优点是: (1) 可以提高车辆的稳定性和行驶速度, 因为它的刚度是随车辆载荷量的变化而变化的, 振动频率也因之调整使车辆在空载和重载时都能保持等频; (2) 可以节约钢材; (3) 使用寿命长; (4) 制造容易, 安装、调试方便。它

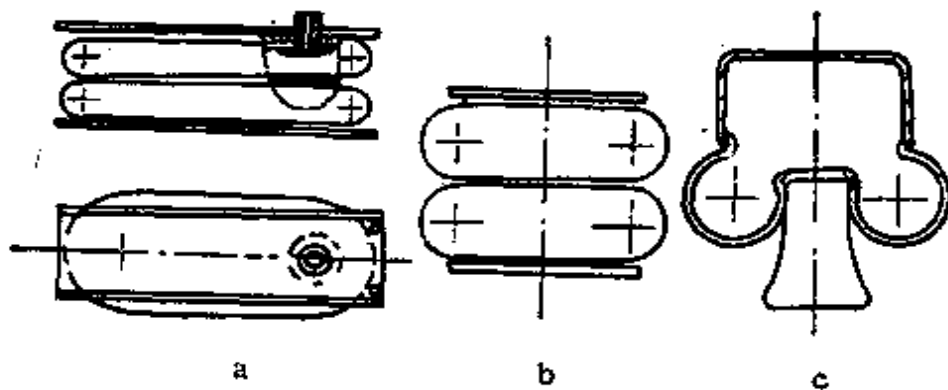


图 2-56 橡胶空气弹簧的类型

a—长枕式; b—葫芦式; c—膜式

的缺点是：(1)本身不能作为传力机构；(2)必须有精确的空气阀和压缩空气系统；(3)横向稳定性差。图 2-60 是目前橡胶空气弹簧的三种主要类型。其结构和无内胎的轮胎相似，分为外层、内层和帘布层三层，各层胶的作用不同，用胶和性能也不一样。外层胶起保护作用，因此应是一种能防油、耐老化、耐屈挠、与帘布附着力好和有较高定伸强度的橡胶层。内层胶需要能耐老化、低的透气性及与帘布有良好的附着力。帘布层胶需能耐屈挠、耐热和与帘布的附着力高。表 2-78 是各层胶料的配方举例。

随着塑料工业的发展，特别是纤维增强塑料的不断出现，目前也有用增强塑料来制作弹簧的，但是因为塑料无论在冷态或热态下都不能进行塑性加工，因而不能制成实用性广的螺旋弹

表 2-78 橡胶空气弹簧胶料配方(重量比)

名 称	外层胶 I	外层胶 II	内层胶	帘布胶
天然胶	50	100	100	100
氯丁胶	50	—	—	—
促进剂 M	0.5	0.5	0.5	—
促进剂 TMTD	—	—	0.05	0.14
促进剂 DM	—	0.5	—	1
氧化锌	5	5	10	25
氧化镁	3	—	—	—
硬脂酸	1	4	2	2
松焦油	1	3	1	1.5
石 蜡	1	—	—	—
黑油膏	2.5	—	—	—
硬质炭黑	15	40	—	—
软质炭黑	15	10	40	15
防老剂	2	2	1.5	1.5
硫 黄	1.5	2.35	2.50	2.50
合 计	147.50	167.85	156.05	147.54

簧,只能用于制造整体成形的板弹簧,目前用得比较多的是以合成树脂为胶粘剂,以玻璃纤维或其制品增强的纤维增强热固性塑料,其次是纤维增强热塑性塑料。纤维增强的塑料虽然有较大的吸收弹性的能力,而且强度高、耐腐蚀、电绝缘性好、比重小和易整体成形等优点。但是因为其弹性模量小,耐热性差和各向异性显著等缺点,目前在弹簧制造上还用得不普遍。

## 第三章 压缩螺旋弹簧

### 3.1 特点和用途

压缩螺旋弹簧是各种弹簧中用得最广泛的一种。这种型式的弹簧尺寸因用途不同而有各种不同的规格：有材料直径小于0.1mm的轻载荷用弹簧；也有材料直径达100mm的超大型重载荷用弹簧。压缩螺旋弹簧的特点是：

1. 易于制造；
2. 结构紧凑；
3. 吸收能量的效率高；
4. 无摩擦。

对于第一点，由于这种弹簧的形状简单和加工方便，因而易于理解。对于第二、三点，正如第一章所述，这种弹簧每单位体积的弹性能量为 $\tau^2/4G$ （ $\tau$ ——剪切应力， $G$ ——切变弹性模量），将它与杆纯拉伸时的弹性能量相比较，其换算比率为0.43，这在各种弹簧中是最高的。但实际上，由于还要考虑末圈的体积，因而这一数值还要稍小一些。即使如此，这种弹簧在小空间中仍有很好的效率，能发挥出良好的弹簧性能。第四点意味着其载荷特性不出现滞后现象，有良好的弹性再现性。同样地，在防震机器设备中使用这种弹簧，由于它无摩擦，因而耗能少，减震效果好。这种弹簧的载荷特性，一般是线性的，但如将材料直径，螺圈直径或节距适当予以变化，也可得到非线性的特性。

螺旋压缩弹簧由于具有上述特性，其用途甚为广泛，例如机车用悬挂弹簧，汽车用悬挂弹簧，内燃机阀门弹簧，安全阀弹

簧, 调速器弹簧等都是采用这种形式的弹簧。

## 3.2 计算公式

### 3.2.1 圆截面圆柱压缩螺旋弹簧

圆截面圆柱压缩螺旋弹簧如图 3-1 所示。表 3.1 中给出了该图所注的以及本章中用到的主要符号。

设计计算公式如下:

$$p' = \frac{P}{\delta} = \frac{Gd^4}{8nD_2^3} \quad (3.1)$$

$$\tau_0 = \frac{8D_2}{\pi d^3} P \quad (3.2)$$

$$\tau = k\tau_0 \quad (3.3)$$

$$k = \frac{4C-1}{4C-4} + \frac{0.615}{C} \quad (3.4)$$

在推导上述公式时, 作了如下的假设:

(1) 如图 3-1 所示, 轴向载荷  $P$  的作用线和螺旋中心线一致;

(2) 因螺旋角  $\alpha$  很小, 可假定  $\cos \alpha \approx 1$ ,  $\sin \alpha \approx 0$ ;

(3) 因弹簧指数  $C$  不十分小。

假设 (1) 意味着不考虑弹簧末圈所受外力的合力作用位置, 实际上稍稍偏离螺旋中心线的影响, 这对  $n \geq 3$  来说是没有问题的。假设 (2) 和 (3) 是关联的, 对一般弹簧说来, 在  $\alpha < 10^\circ$ ,  $C \geq 4$  范围内就可看成是满足各项假设条件的。除特殊弹簧外, 在实用设计中, 上述各计算公式已足够精确了。

式 (3.1) 给出了弹簧的载荷特性, 弹簧刚度  $p'$  给出了  $P$  和

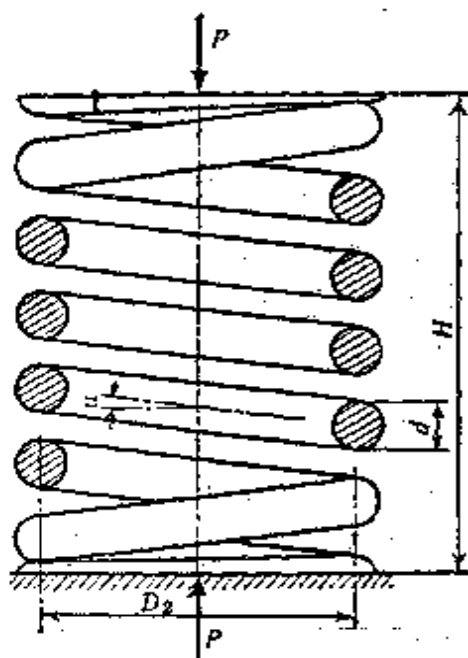


图 3-1 圆截面圆柱压缩螺旋弹簧

表 3-1 符号意义

符 号	意 义	符 号	意 义
$d$	材料直径	$\tau_0$	未修正切应力
$D_2$	螺旋节径	$\tau$	修正切应力
$C$	弹簧指数 ( $D_2/d$ )	$k$	曲度修正系数
$p'$	弹簧刚度(常数)	$P$	轴 向 载 荷
$n$	有效圈数	$\delta$	变 形 量
$\alpha$	螺旋角	$t$	弹 簧 节 距
$G$	切变模量		

$\delta$  的比例关系, 要注意,  $p'$  和  $d$  是 4 次方,  $D_2$  是 3 次方,  $n$  是 1 次方关系, 这在设计中要改变弹簧刚度时是非常有用的。在弹簧线材截面上, 因  $P$  的作用产生扭矩  $PD_2/2$ , 因而在线材截面上从线材中心, 向外分布有逐渐增大的剪应力。另一方面, 弹簧在受力时, 实际上还是一种曲杆的扭转, 如不考虑这种曲率的影响, 就成为一直杆的扭转, 此时截面上的剪切应力, 如看成是承受扭矩  $PD_2/2$  的直杆就很容易由式(3.2)求得。但是, 如考虑

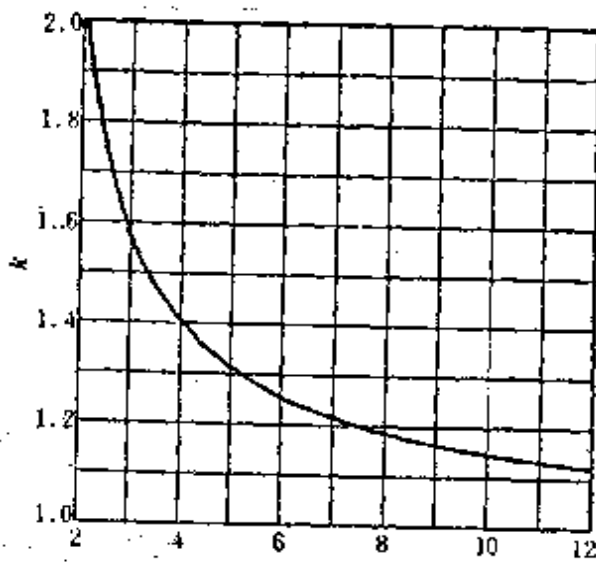


图 3-2 沃尔曲度修正系数

到曲率的影响, 则应力分布应是曲线形的, 而在螺旋内侧的应力数值较外侧的要高, 这种螺旋内侧产生的剪应力称为修正应力, 以区别于由式(3.2)给出的未修正的应力。修正应力是将未修正应力乘上沃尔曲度修正系数  $k$ , 即由式(3.3)求得。 $k$  如式(3.4)所示, 是  $C$  的函数,  $C$  和  $k$  的关系示于图 3-2。曲度修正系数公式尚有许多种,

但这些公式算出的修正系数并无多大差别，这里采用广泛使用的沃尔系数。

应注意， $\tau_0$  和  $\tau$  在使用上的差别，一般在讨论弹簧的压紧时用  $\tau_0$ ，而在评价弹簧寿命时应用  $\tau$ ，因为弹簧压紧时的载荷，取决于整个弹簧所产生的平均应力，因而可不考虑，仅在表面极小部位产生的应力  $\tau$  的影响。至于是否会产生裂纹，则是由弹簧各部位中强度最薄弱处的应力值（即  $\tau$ ）来决定的。

在设计压缩螺旋弹簧时，因已知的设计条件是各式各样的，因此设计计算的顺序应根据已知的设计条件来进行，不可能有通用性的设计计算顺序。但在式(3.1)~(3.4)中，基本公式只是式(3.1)和式(3.2)，或式(3.3)。所以独立的公式实际上只有两个，这中间作为独立自变量的也只有两个。如果已知条件是载荷  $P$  下的变形量  $\delta$  和应力  $\tau_0$ ，则将这一结果代入式(3.1)就可算出  $n$ ，可见如已知  $\tau_0$ ，则计算还较容易。但是如果所给定的条件是  $\tau$  而不是  $\tau_0$  时，计算就要稍难一些，这时利用如图 3-3 的列线图就很方便。利用列线图时，需先作如下的准备计算。先由式(3.2)和式(3.3)得到下式

$$KC^3 = \frac{\pi D_2^2}{8} \frac{\tau}{P} \quad (3.5)$$

上式等号右边的数值希望能在 50~100 范围内。另外，由式(3.1)得

$$n = \frac{GD_2}{8C^4} \cdot \frac{\delta}{P} \quad (3.6)$$

由定义得

$$d = \frac{D_2}{C} \quad (3.7)$$

式(3.5)中，等式右边都是已知量，可求出  $KC^3$  的值，按列线图横坐标左侧箭头方向求得  $C^4$  和  $C$ 。将求得的  $C^4$  和  $C$  代入式



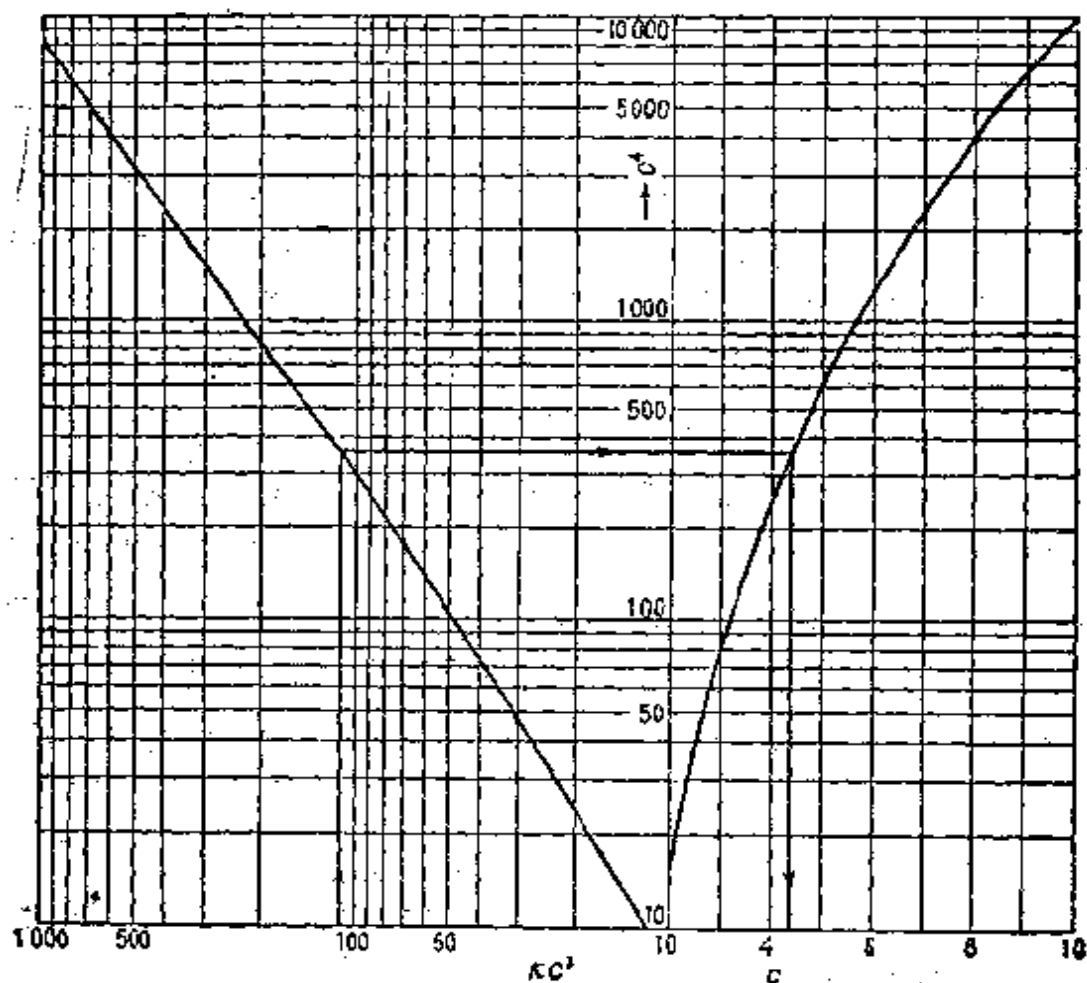


图 3-3 圆柱螺旋弹簧设计列线图

(3.6)和式(3.7)就得到所要求的  $n$  和  $d$ 。

在设计项目的要求得到满足以后,如还有可能,应考虑弹簧的重量尽可能轻一些。如  $P$ 、 $p'$  和  $\tau_0$  已知时,弹簧有效圈数部分的重量按下式计算:

$$Q = \frac{2rGP^2}{p'\tau_0^2} \quad (3.8)$$

式中  $r$ ——单位体积的重量。

由上式可知,在给定的条件下,弹簧有效螺旋部分的重量与形状尺寸无关,为一定值。换句话说,就是当弹簧的应力和有效

螺旋部分的重量一定时，就能吸收相同的能量  $P^3/2p'$ ，而与尺寸无关。

但实际的问题是要求出弹簧的总重量。下面说明当仅给定  $P$ 、 $p'$  和修正应力  $\tau$  三量，并已知两端末圈数之和为  $nd$  时，要求弹簧总重量为最小时的设计方法。

由总重量最小条件可导出下式：

$$\frac{G}{p'nd} \sqrt{\frac{P}{8\pi\tau}} = \frac{C^3(50^3 - 7.270^2 - 1.21C + 1.23) \times \sqrt{C^3 - 0.635C^2 - 0.98C + 0.615}}{4(1.365C^4 - 0.732C^3 - 0.673C^2 + 0.981C - 0.378)} \quad (3.9)$$

图 3-4 中所示为上式的列线图。当已知  $P$ 、 $\tau$ 、 $p'$ 、 $nd$ ，式 (3.9) 的左端就可算出，将这一数值在列线图纵坐标上确定，就可从列线图的横坐标上得出  $C$  值， $C$  值确定后，则用

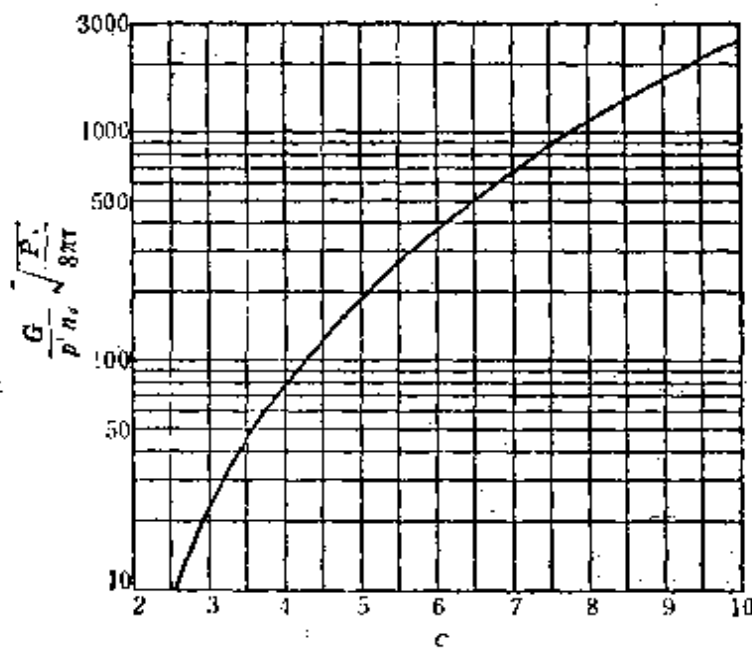


图 3-4 按最小重量设计螺旋弹簧的列线图

$$d = \sqrt{\frac{8PkC}{\pi\tau}}, \quad n = \frac{Gd}{8p' C^3}, \quad D_2 = Cd \quad (3.10)$$

就设计出了所需要的弹簧。

### 3.2.2. 矩形截面圆柱螺旋弹簧

矩形截面圆柱螺旋弹簧和圆截面相比较,有下列特点:

1. 弹簧特性的线性关系较圆截面的更为正确;
2. 当螺旋外径受到空间限制时,它能采用较圆形截面积为

大的材料,但是矩形和圆形相比,矩形吸收扭矩能量的效率较差,增加截面积所达到的效果低于截面积增加的比例。

这种弹簧通常仅用于特定用途的计量器械上。

其形状如图 3-5 所示,图中  $a$  和  $b$  分别是和螺旋中心线垂直边和平行边的长度,其余符号和上节相同。

设计公式如下:

$$p' = \frac{P}{\delta} = \frac{a^2 b^2 G}{\gamma n D_2^3} \quad (3.11)$$

$$\tau = \beta \frac{D_2 P}{(ab)^{2/3}} \quad (3.12)$$

这些公式都是在和上节所述相同的假设条件下导出的。但在矩形截面情况下,弹簧指数定义为  $C = D_2/a$ , 式(3.11)中之  $\gamma$  及式(3.12)中之  $\beta$  是由  $a/b$  和  $C$  决定的系数,可分别由图 3-6 和图 3-7 求得。该两图上的横坐标当  $a < b$  时为  $b/a$ , 而  $a > b$  时为  $a/b$  值,并以  $C$  为参数绘制成线图。图 3-7 的各曲线上在小圆圈“o”标记的左侧部分,最大应力产生于和弹簧轴线平行的  $b$  边

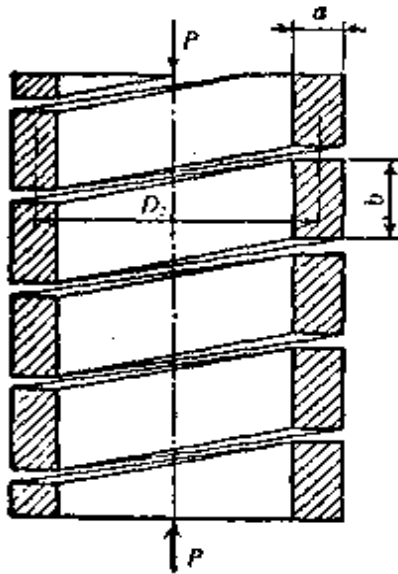


图 3-5 矩形截面  
压缩螺旋弹簧

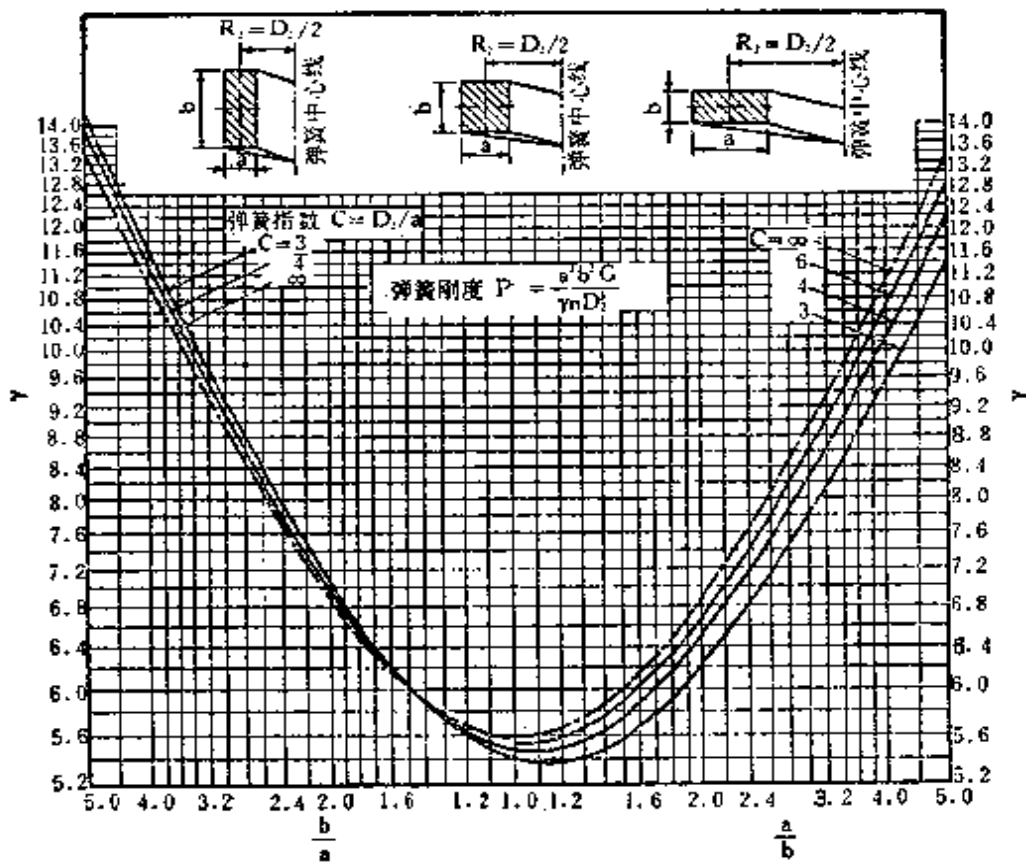


图 3-6 矩形截面弹簧刚度计算图表

的中点；在“。”标记的右侧部分，最大应力产生于和弹簧轴线垂直的  $a$  边的中点；恰巧在“。”标记的位置处，长边和短边各自中点所产生的应力相等。

### 3.2.3 非线性特性的螺旋弹簧

在提到弹簧时，总要提及弹簧刚度这一术语，通常认为载荷和变形总是线性关系，由于螺旋弹簧是用途最广的弹簧，因此螺旋弹簧就成了线性规律的代名词。其实，有许多螺旋弹簧是具有非线性特性的。近来，随着技术的进步，对设计中非线性特性的要求提高了。这里先简要地介绍一下具有非线性特性的螺旋弹簧的种类，特点以及使用的标准，在以后各章中还将介绍这方面的内容。

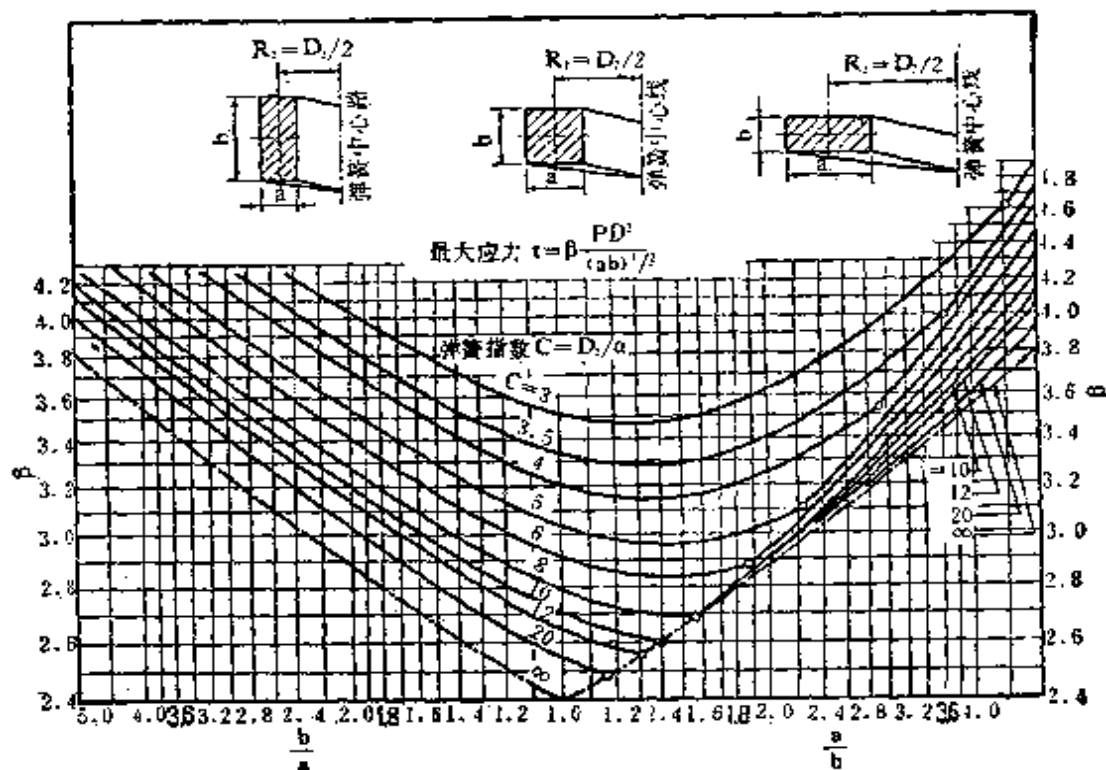


图 3-7 矩形截面弹簧应力计算图表

要使螺旋弹簧具有非线性的特性，就要求弹簧的有效圈数能随载荷而变。但是有效圈数在载荷变化时是既不能减小也不能增加的。要想改变有效圈数，唯一的办法就是弹簧在受力后，有部分螺圈能自动并紧，因此要实现非线性特性的最简单方法就是使各螺圈间的节距有所不同，这种弹簧就叫做变节距弹簧。变节距弹簧的优点是比较容易制造，缺点是“应力浪费”多和重量增大。所谓“应力浪费”是指早期发生并圈的部分在以后载荷增加时，它的应力是不变的。为了避免这种“应力浪费”，就设计了圆锥螺旋弹簧、中凸形螺旋弹簧、中凹形螺旋弹簧等一系列特种弹簧。它们的共同点就是以改变螺圈的节径来得到非线性特性。实际上，所谓圆锥形、中凸形或中凹形等弹簧只不过是形状不同而已，可以按照安装空间的大小适当选择。由式(3.1)可知，当螺圈节径不同时，变形量就发生变化，螺圈节径大的，变形量

也大。另一方面,从应力公式(3.2)来看,应力随着螺圈节径的增大而增大。因此,由变化螺圈节径而得到的非线性特性是从同一载荷下产生高应力的部分顺序并圈的,这样,“应力的浪费”就较变节距的弹簧要小。从式(3.1)可知,节径  $D_2$  对弹簧刚度的影响是4次方关系,可见,为了得到强烈的非线性特性,改变  $d$  较改变  $D_2$  的效果更好。从这种考虑出发,就有了采用变截面螺旋弹簧的方案。变截面螺旋弹簧正如其名称所示,是线材直径  $d$  连续变化的螺旋弹簧。一般来说,其节距和螺圈节径也都是变化的。

关于非线性特性螺旋弹簧的计算方法,基本上分为解析精确解方法和数值近似解方法两类。用解析法求解时,必须给出弹簧形状或特性的函数表达式,如这种表达式很复杂或不能给出时,就可采用近似解法——分割法(即离散法)。这种分割法,简言之,就是有限元素法。其基本方法是将弹簧分割成有限个单元,将每一单元看成是一般的圆柱螺旋弹簧,然后求出各单元的变形量,再将其合成而求得弹簧总的变形量,其具体求解步骤如下:

1) 单元分割: 将弹簧按一圈或  $1/2$  圈分割。这样的分割数对近似精度的要求是可以的,而对非线性特性强的弹簧分割数要多一些。当分割数多至无限时,则其解也收敛于精确解。

2) 离散化模型: 所谓离散化模型就是将连续量用离散量来代替。如圆锥形螺旋弹簧的螺圈节径、变截面弹簧中的线材直径,这种在整个弹簧中是变化的量,在被分割的单元中就可看成是不变量。

3) 求各单元的弹簧刚度: 当弹簧整体分割成  $m$  个单元时,第  $j$  号单元的弹簧刚度为  $p'_j$ , 从式(3.1)得:

$$p_j = \frac{Gd_j^4}{8n_j D_{2j}^3} \quad (j=1, 2, \dots, m) \quad (3.13)$$

式中  $d_j$ ——第  $j$  号单元的平均线材直径;

$D_{2j}$ ——第  $j$  号单元的平均螺圈节径;

$n_j$ ——第  $j$  号单元的圈数。

即各单元的弹簧刚度已被平均圆柱螺旋弹簧的近似值所代替了。

4) 合成单元: 由于各单元是串联合合的, 在全部单元都起作用的状态下, 弹簧整体的变形为:

$$\delta = P \sum_{j=1}^m \frac{1}{p_j} \quad (3.14)$$

在某一载荷  $P$  下如有  $i$  圈并圈, 则只有  $j=1 \sim i$  号单元起作用, 其余  $j=(i+1) \sim m$  号单元处于不并圈状态, 其变形量为:

$$\delta(i) = P \sum_{j=1}^i \frac{1}{p_j} + \sum_{j=i+1}^m \Delta_j \quad (3.15)$$

式中右侧第二项是从  $(i+1)$  至  $m$  号单元变形量的总和, 如弹簧尺寸和形状给定时, 它就是已定量。

所谓解析的精确解法, 它不是按分割法的近似过程(步骤 1), 2)) 进行, 而是从基本公式直接进行解析的方法, 即在基本公式 (3.13)~(3.15) 中改用连续量来记述, 也即用式(3.16), (3.18)和(3.19)分别代替式(3.13)、(3.14)和(3.15)。

以最后并圈的一端作为 0 圈, 则由 0 圈算起, 第  $i$  圈位置的变形  $A(i)$  为

$$A(i) = \frac{8D_2^3(i)}{Gd^4(i)} = A(0)\eta(\mu) \quad (3.16)$$

式中  $d(i)$ ——第  $i$  圈线材直径;

$D_2(i)$ ——第  $i$  圈的螺圈节径;

$A(0)$ ——第 0 圈的变形量;

$$\mu = i/n, \eta(\mu) = A(i)/A(0)。$$

以  $i=n$  也即  $\mu=1$  时的并圈载荷为  $P_0$ , 则作用于弹簧的任意载荷  $P$  以式

$$P = \xi P_0 \quad (3.17)$$

来表达。  $\xi \leq 1$  表示弹簧处于整体都起作用的状态, 而  $\xi > 0$  表示弹簧处于部分并圈的状态。在  $p \leq p_0 (\xi \leq 1)$  状态下, 变形量为:

$$\delta = P \int_0^n \frac{8D_2^3(i)}{Gd^4(i)} di = \xi n P_0 A(0) \int_0^1 \eta(\mu) d\mu \quad (3.18)$$

$P > P_0 (\xi > 1)$  时的载荷  $\xi$  和该载荷下的并圈位置  $\mu$  相对应, 如将其关系式以  $\xi(\mu)$  形式表达时, 则其变形  $\delta(\mu)$  为:

$$\begin{aligned} \delta(\mu) &= P \int_0^i \frac{8D_2^3(i)}{Gd^4(i)} di + \int_i^n \frac{8D_2^3(i)P}{Gd^4(i)} di \\ &= nP_0 A(0) \left[ \xi(\mu) \int_0^\mu \eta(\mu) d\mu + \int_\mu^1 \xi(\mu) \eta(\mu) d\mu \right] \end{aligned} \quad (3.19)$$

式(3.19)和式(3.15)一样, 第  $i$  圈 ( $\mu$  位置) 并圈时弹簧整体的变形  $\delta(\mu)$  是由未并圈部分的变形(第 1 项)和已并圈部分的变形(第 2 项)之和来求得的。当给定关系式  $P/P_0 = \xi(\mu)$ , 也即给定各位置下的并圈载荷时, 从式(3.19)很容易求得  $\delta(\mu)$ 。但在实际情况下, 也常有已知弹簧展开形状, 而要讨论其特性的例子。所谓已知展开曲线, 是将式(3.19)的第 2 项以  $\mu$  的函数予以表达, 结果间接地给出了  $\xi(\mu)$ 。为了求得解析解, 除式(3.16)~(3.19)以外, 还需要一个规定弹簧特性的或是规定弹簧形状的关系式, 有了这个关系式就没有问题了。在分割法中仅能求出给定形状的弹簧特性, 而在解析法中则还能求出满足给定特性的弹簧的尺寸, 形状, 这也是解析法的一大优点。

下面介绍几种典型的非线性弹簧的解析解法, 关于解析时



基本公式的使用方法,参看本章例题 10~13,而例题 10~12 是同时用分割法和解析法两种方法进行计算的,以便比较计算精度时作参考。

### 3.2.3.1 变节距弹簧

变节距弹簧是指螺旋角在各位置是变化的弹簧,如图 3-8 所示。这种弹簧随着载荷增加,螺圈间产生并圈,有效圈数减少,从而使弹簧刚度增大,其载荷特性如图 3-9 所示。

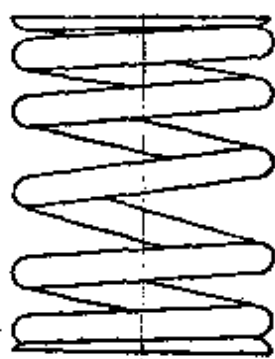


图 3-8 变节距弹簧

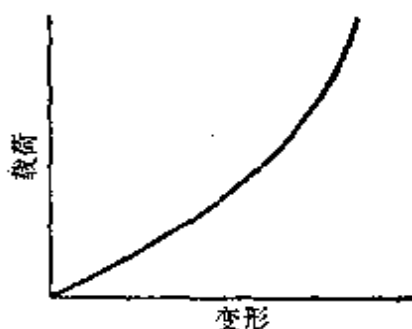


图 3-9 变节距弹簧的载荷特性

下面说明已知弹簧展开曲线时,求载荷特性的方法。图 3-10 为给定线材中心线的展开图。图中  $AB$  和  $DE$  为末圈部分,  $BD$  为有效部分。对于这样的弹簧,随着载荷增加,并圈点开始在上下两端产生,相互接近,最终于拐点  $O$  处重合。因此该

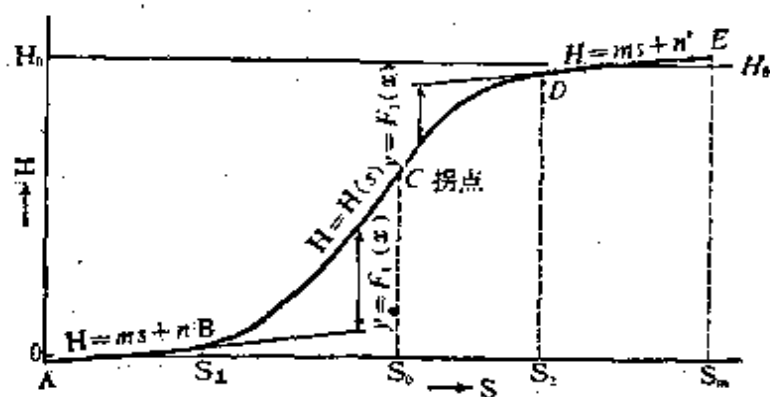


图 3-10 变节距弹簧螺旋展开曲线

弹簧可看成是由  $O$  点分开的  $BO$  和  $OD$  两个弹簧串联合合而成。

以  $B$  点为  $x$  坐标轴原点, 求  $y = F_1(x)$ 。  $y$  表示各位置达到并圈时的变形, 即式(3.19)右边的第 2 项。 而式(3.19)的第 1 项表示未并圈部分的变形, 当载荷为  $P$  在  $x_0$  位置并圈时, 则此项为  $n_1 D_2^3 P (1 - x_0/x_0) / (G d^4)$ , 式中  $n_1 = x_0 / (\pi D_2)$ 。 从而对  $BC$  段弹簧有

$$\delta = F_1(x_0) + \frac{8D_2^2 P}{\pi d^4 G} (x_0 - x_0) \quad (3.20)$$

同样对  $OD$  段弹簧有

$$\delta = F_2(x_b) + \frac{8D_2^2 P}{\pi d^4 G} (x_b - x_0) \quad (3.21)$$

于是, 对整个弹簧有

$$\delta = F_1(x_0) + F_2(x_b) + \frac{8D_2^2 P}{\pi d^4 G} (x_b - x_0) \quad (3.22)$$

由上式可知, 计算变形量  $\delta$  需先求出在载荷  $P$  下的并圈位置  $x_0$  和  $x_b$ , 这是很容易的。 所谓  $P$  下在  $x_0$  处并圈, 是指由于  $P$  的作用, 在  $x_0$  位置的螺旋角等于线材互相紧密接触时的螺旋角, 其表达式为:

$$y'(x_0) = |y'(x_b)| = \frac{8D_2^2 P}{\pi G d^4} \quad (3.23)$$

式中  $y' = dF(x)/dx_0$ 。 也即由式(3.23)求出载荷  $P$  下的  $x_0$ 、 $x_b$ , 将其结果代入式(3.22), 求出变形量  $\delta$ 。

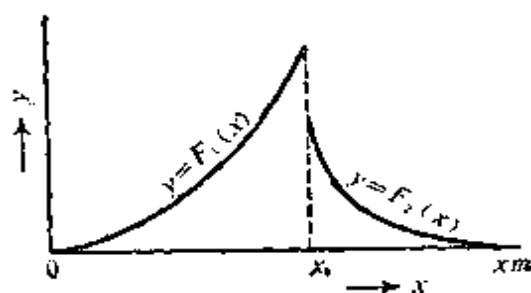


图 3-11  $y = F_1(x)$  和  $y = F_2(x)$  曲线图

当不用数学表达式给出  $F(x)$  时, 也可从图 3-11 和图 3-12 中求出并圈位置。 图 3-11 是由图 3-10 上实测求得的, 而图

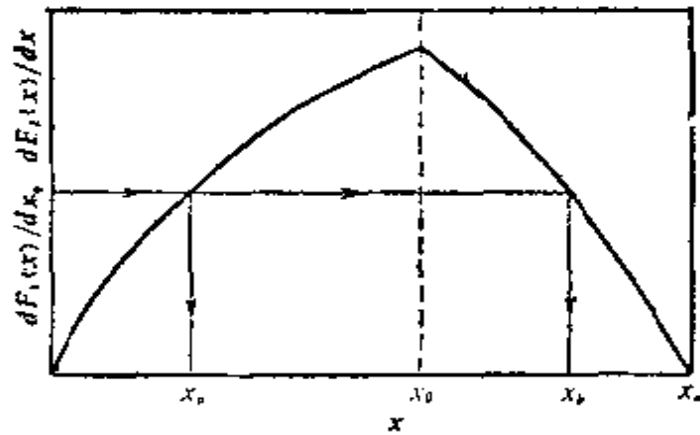


图 3-12  $y = dF_1(x)/dx$  和  $y = |dF_2(x)/dx|$  曲线图

3-12 是从图 3-11 上实测线段斜度得到的。

### 3.2.3.2. 圆锥螺旋弹簧

圆锥螺旋弹簧的典型例子如图 3-13 所示, 有螺旋角为定值和节距为定值的两种圆锥螺旋弹簧。这两种弹簧的载荷特性如图 3-14 所示。图中  $A$  点表示开始并圈位置,  $B$  点表示并圈结束, 也即全部并紧的状态。

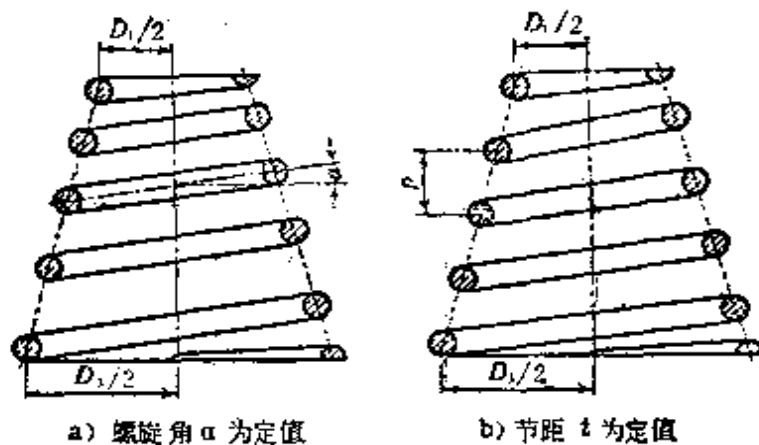


图 3-13 圆锥螺旋弹簧

其载荷特性的计算方法和前述变节距螺旋弹簧相同, 此处仅介绍计算结果。在  $A$  点之前, 也即未并圈状态时, 螺旋角为定值和节距为定值的特性相同, 由下式给出。

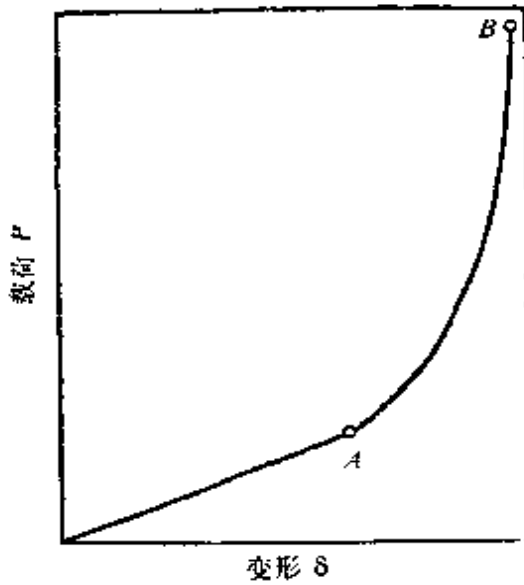


图 3-14 圆锥螺旋弹簧载荷特性

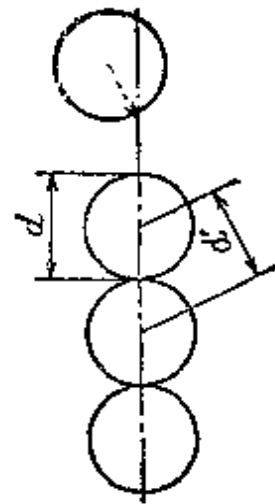


图 3-15 螺旋的接触状态

$$\delta = \frac{16n(R_3^4 - R_1^4)P}{Gd^4(R_3 - R_1)} = \frac{2n}{Gd^4}(D_3^2 + D_1^2)(D_3 + D_1)P \quad (3.24)$$

而  $AB$  间的载荷特性是以并圈位置的螺圈节径  $D_2$  为参数, 联立解出。当螺旋角  $\alpha$  为定值时:

$$P = \frac{\pi d^4 G}{8D_2^3} \left( \alpha - \frac{d'}{\pi D_2} \right) \quad (3.25)$$

$$\delta = \frac{n}{D_3 - D_1} \left[ \frac{2(D_2^4 - D_1^4)}{Gd^4} P + \frac{1}{2} \pi \alpha (D_3^2 - D_2^2) - d' (D_3 - D_2) \right] \quad (3.26)$$

而节距  $t$  为定值时:

$$P = \frac{Gd^4}{8D_2^3} (t - d') \quad (3.27)$$

$$\delta = \frac{n}{D_3 - D_1} \left[ \frac{2(D_2^4 - D_1^4)}{Gd^4} P + t (D_3 - D_2) \right] \quad (3.28)$$

式中  $d'$  如图 3-15 所示, 为已并圈线材间的垂直中心距离, 由下式求出:

$$d' = d \sqrt{1 - \left( \frac{D_3 - D_1}{2nd} \right)^2} \quad (3.29)$$

### 3.2.3.3. 变截面螺旋弹簧

这种弹簧是将螺旋内径  $D_i$  看作是定值, 如图 3-16 所示。

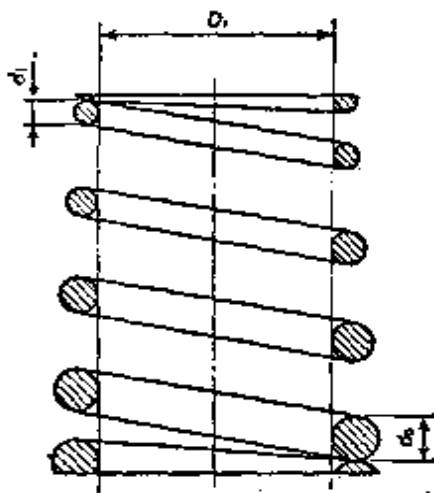


图 3-16 变截面螺旋弹簧

当  $\xi \leq 1$  时, 即开始并圈以前的状态, 由式(3.18)得:

$$\delta = \frac{8P}{\alpha G} \left[ \frac{1}{3} (C_1^3 - C_0^3) + \frac{3}{2} (C_1^2 - C_0^2) + 3(C_1 - C_0) + \ln \frac{C_1}{C_0} \right] \quad (3.30)$$

式中  $\alpha = (d_0 - d_1)/n$ ,  $C = D_i/d$ 。

当求  $\xi > 1$  的载荷特性时, 如前所述, 还需增补一个条件, 此处追加一个等应力并圈条件, 也即各位置处的并圈应力相等的条件。如并圈应力为  $\tau_c$ , 则  $\xi(\mu)$  受下式制约。

$$\xi(\mu) = \frac{\pi \tau_c d^3}{8(D_i + d)P_0} \quad (3.31)$$

将式(3.31)代入式(3.19), 最后得到式

$$\delta = \frac{8\xi P_0}{\alpha G} \left[ \frac{1}{3} (C^3 - C_0^3) + \frac{3}{2} (C^2 - C_0^2) + 3(C - C_0) + \ln \frac{C}{C_0} \right] + \frac{\pi \tau_c D_i^2}{\alpha G} \left[ \ln \frac{C_1}{C} + 2\left(\frac{1}{C} - \frac{1}{C_1}\right) + \frac{1}{2}\left(\frac{1}{C^3} - \frac{1}{C_1^3}\right) \right] \quad (3.32)$$

也即将载荷  $P = \xi P_0$  时的变形以  $C$  的函数表达。 $C$  可由式(3.31)求得。式(3.32)右边第2项是已并圈部分的变形量, 所以第  $k$  圈和第  $(k+1)$  圈的间隙  $\Delta_k$  为

$$\Delta_k = \frac{\pi \tau_c D_i^2}{\alpha G} \left[ \ln \frac{C_{k+1}}{C_k} + 2\left(\frac{1}{C_k} - \frac{1}{C_{k+1}}\right) + \frac{1}{2}\left(\frac{1}{C_k^3} - \frac{1}{C_{k+1}^3}\right) \right] \quad (3.33)$$

式中  $C_k, C_{k+1}$  是第  $k$  圈和第  $(k+1)$  圈的  $C$  值。

#### 3.2.3.4 其它非线性螺旋弹簧

除变节距、圆锥和变截面螺旋弹簧外,还有另外一些具有非线性特性的螺旋弹簧。如前所述,中凹形螺旋弹簧(图 3-17)和中凸形螺旋弹簧(图 3-18)等基本上和圆锥螺旋弹簧相同,只不过圆锥螺旋弹簧的螺旋节径是直线变化的,而中凹形和中凸形螺旋弹簧的螺旋节径是曲线变化的而已。

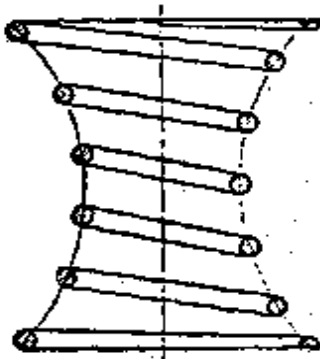


图 3-17 中凹形  
螺旋弹簧

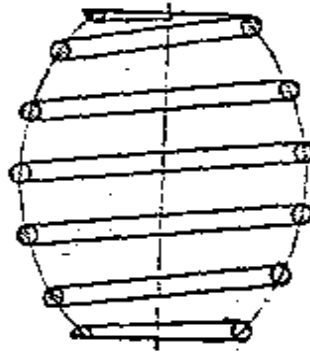


图 3-18 中凸形  
螺旋弹簧

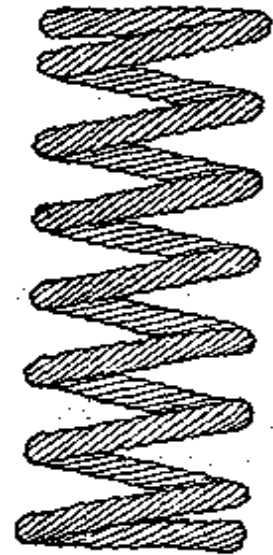


图 3-19 多股  
压缩弹簧

还有一些“组合”式弹簧,如将圆柱弹簧两端作成圆锥或变截面形状的弹簧。这种线性和非线性混合的弹簧,其设计方法是将线性部分和非线性部分分割开,并看成是两者串联合合的而进行计算。

图 3-19 是多股压缩弹簧,它是由数根圆截面线材卷绕而成的圆柱螺旋弹簧。多股压缩弹簧和所谓非线性弹簧不同,它是利用其线材间相互摩擦的衰减作用而具有特殊的效果。

### 3.3 设计中的一些特殊问题

#### 3.3.1 末圈和有效圈数

由压缩弹簧的一端至另一端的圈数,称为总圈数。总圈数中,起弹簧作用的螺旋部分的圈数称为有效圈数,不起弹簧作用的螺旋部分称为末圈。有效部分和末圈部分如何分界是很难确定的,因为不能画出一条有效部分和末圈部分的分界线,而只能确定一个区域。即使是一个区域也还受到制造工艺的影响而有变化。在图纸上常将两端支承面接触部分及与其相连的相邻螺圈并圈部分看作是末圈,但这也不是一种好办法。因为制造者为使弹簧特性符合图纸要求,往往要调整有效圈数。而且事实上当弹簧在压缩时,末圈邻近的螺圈常会相互并圈,从而使有效圈数减少。这一事实可由载荷特性曲线来加以证明。在载荷小的时候,通常在变形量为总变形量(自由高度与并紧高度之差)的10%到大于20%时,特性曲线基本上是直线关系,如果弹簧继续压缩至将要并紧时,弹簧刚度会急剧增加,这是由于弹簧中的螺旋角不尽相同,有效螺圈中某些圈数相互并圈,使得有效圈数急剧减小的缘故。因此,弹簧刚度应是在载荷试验时,由30~70%总变形范围内的两个载荷点来确定的。

压缩螺旋弹簧端部形状如图3-20所示。其中,冷卷成形螺旋弹簧最广泛使用的为(d)型,即端部并紧并磨平。热卷成形螺旋弹簧最广泛使用的为(e)型,其端部并紧并锻平。两者尖端的厚度都是线材直径的1/4。

(f)型的两端有相切尾部,(g)型两端直径缩小,常用于客车的悬架弹簧中。但这两种端部形状不同的弹簧,必须配有专门的弹簧支座。

对精密机器用的弹簧,有时希望载荷和变形保持精确的比

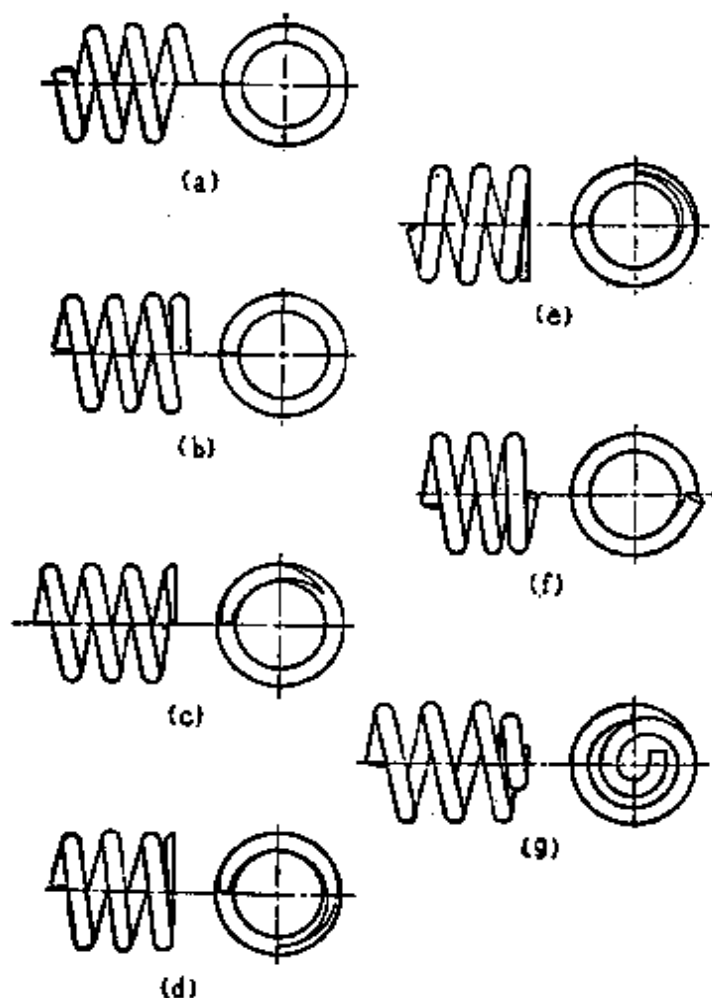


图 3-20 螺圈端部形状

例关系。如前所述，一般的圆柱螺旋弹簧是不能满足这种要求的。为此，要求找到具有完全线性特性的弹簧，也就是有效圈数变动少的弹簧。下面举几个例子。

1) 如图 3-21 所示，是种边长  $b$  和弹簧中心轴线平行的矩形截面的螺旋弹簧，用等节距法卷制。端部接触面至少要  $5/8$  圈 ( $225^\circ$ )。为保证与中心轴线相垂直的端部达到这样的接触面，它与弹簧轴线相平行的边长  $b$  至少应为节距的  $5/8$ 。如采用圆截面的弹簧则没有这样的要求，因为一般它的线材直径远较节距为小。



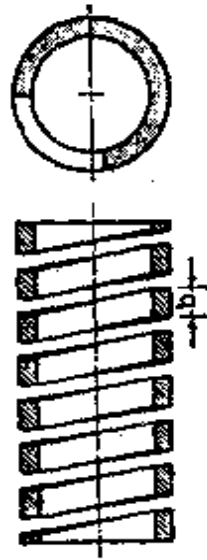


图 3-21 线性弹簧之一

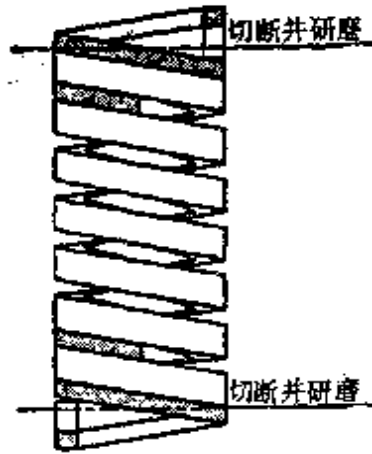


图 3-22 线性弹簧之二

2) 当边长  $b$  小于节距的  $5/8$  时, 如图 3-22 所示。两端要钎焊上垫圈, 使无效螺圈向有效螺圈的过渡是不连续的, 从而得到良好的线性特性。钎焊后的垫圈端面要垂直研磨, 使接触面达到  $360^\circ$ 。这种方法也适用于圆截面的弹簧, 如图 3-23 所示。钎焊通常采用能提高焊接接头机械强度的银焊条。由于银焊条的熔点在  $700^\circ\text{C}$  左右, 所以只能用于不锈钢和镍铬合金钢这样的耐热合金钢弹簧, 而不适用于普通弹簧钢。对于这种不能用钎焊的弹簧就只能考虑采用夹子、铆钉或其它机械方法来固定垫圈了。

3) 也有采用如图 3-24 所示那样固定夹具的, 但机械加工费用太大而显得不够经济, 其优点是这种弹簧既可用于压缩, 也可用于拉伸。

4) 第 4 种方法如图 3-25 所示, 是将弹簧钢制的管子铣出螺旋状的沟槽, 这样制成的弹簧就完全不会有并圈, 即使在全载荷时其有效螺圈的长度也不会改变, 从而可以得到性能良好的线性特性弹簧。但同时也是最不经济的方法, 只有在极精密机械

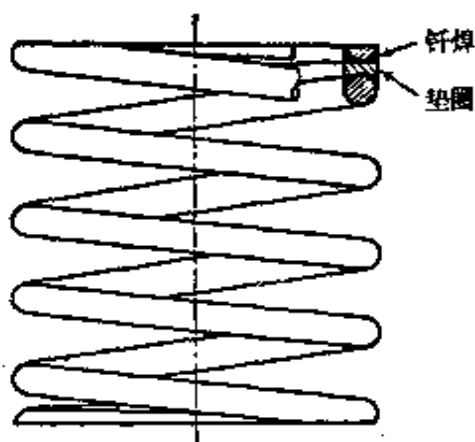


图 3-23 线性  
弹簧之三



图 3-24 线性  
弹簧之四



图 3-25 线性  
弹簧之五

中采用才是合算的。其两端应研磨到所希望的自由高度，外圆经无心磨削使其能达到所需要的弹簧刚度。

### 3.3.2 螺旋角的影响

在推导式(3.1)时，略去了螺旋角的影响。现在说明一下，如果考虑了螺旋角的影响，将会出现何种程度的误差。定性地说，螺旋角愈大，则计算出的变形量较按式(3.1)算出的也愈大，在变形量较小时，两者差别还不显著，但再继续压缩时，其差别就增大。下面给出其定量的表达式。设无载荷时的螺旋节径为  $D_2$ ，将其代入式(3.1)，所算出的变形叫做公称变形。利用图 3-26 上的变形系数  $\psi$ ，弹簧变形量  $\delta$  值可由下式给出。

$$\delta = \psi \delta_0 = \psi \frac{8nD_2^3}{Gd^4} P \quad (3.34)$$

同样，应力也是当螺旋角和变形愈大时，和式(3.3)所算出的数值相差愈多，利用图 3-27 的应力修正系数  $K'$ ，按下式计算。

$$\tau = K K' \frac{8D_2}{\pi d^3} P \quad (3.35)$$

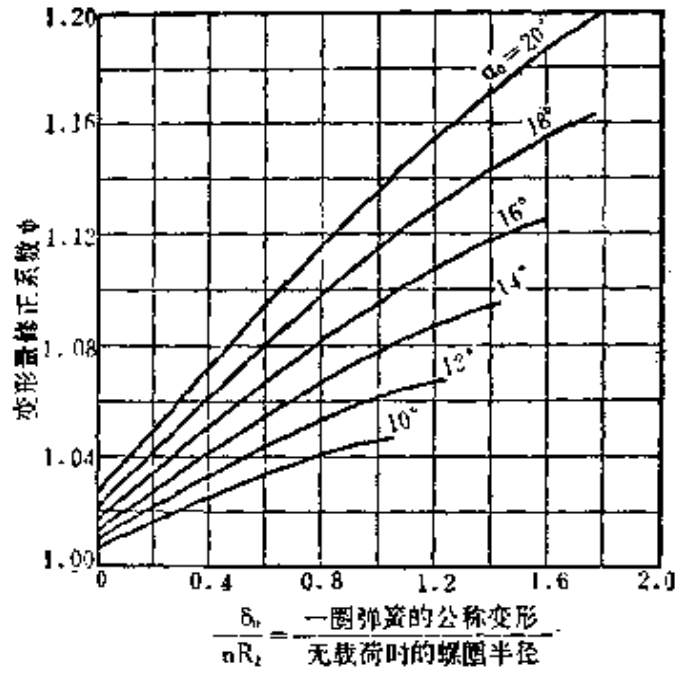


图 3-26 变形量修正系数  $\psi$

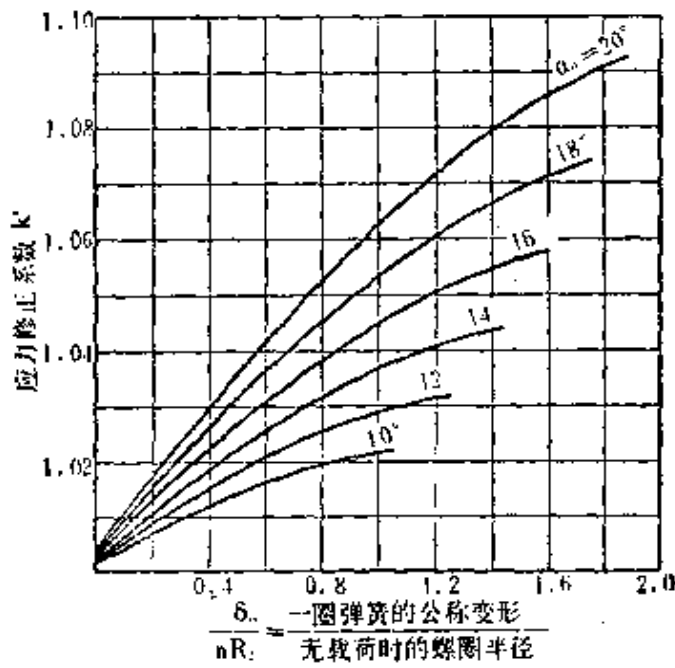


图 3-27 应力修正系数  $K$

如  $\delta_0/nR_2 = 1$ ,  $\alpha = 20^\circ$  时,  $\delta$  较  $\delta_0$  约大 13.5%,  $\tau$  较式 (3.3) 算出的约大 6.3%。

### 3.3.3 偏心载荷

如图 3-28 所示, 压缩螺旋弹簧在两平行板间进行压缩时, 一般情况下, 分布外力的合力作用位置往往偏离弹簧的中心线。但是, 式 (3.1) 及其以下的计算公式都是在假定没有这种偏离的情况下推导出来的。下面将介绍, 偏心量对弹簧特性和应力的影响。

假定外力作用线平行于螺圈中心线, 由图 3-29 可求偏心值  $e$ 。该图的横坐标是自由圈数  $n'$ , 这是指相邻不接触的螺旋圈数, 由图可知, 在  $n'$  为 (整数 + 0.5) 圈数位置附近时  $e = 0$  (注意: 这是在假定条件下得到的解析结果, 而不是实际情况)。一般, 如图中包络线所示: 当圈数增多时,  $e$  值连续变小。由于偏心, 离载荷作用线远的螺圈侧 (即在图 3-28 的  $b$  侧) 应力将增加,

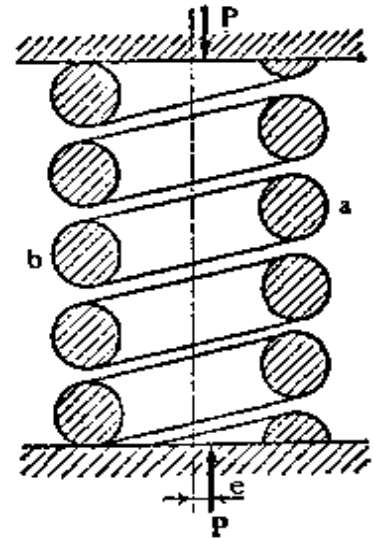


图 3-28 偏心载荷

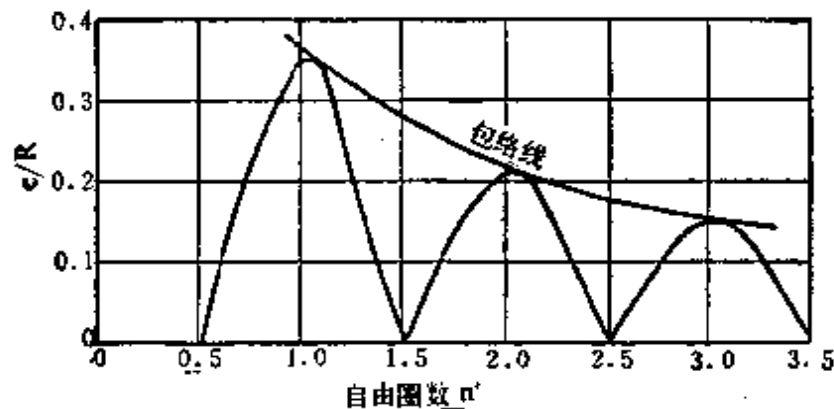


图 3-29 圈数随偏心量的变化

而离作用线近的一侧(即  $a$  侧)应力将减小, 这是由于力矩的力臂长短有差异的缘故, 其结果将使  $b$  侧的应力值约为按式(3.2)或式(3.3)算出的  $(1+e/R)$  倍。

### 3.3.4 组合弹簧

弹簧的组合方式, 原则上有两种方法, 即直列组合法和并列组合法。

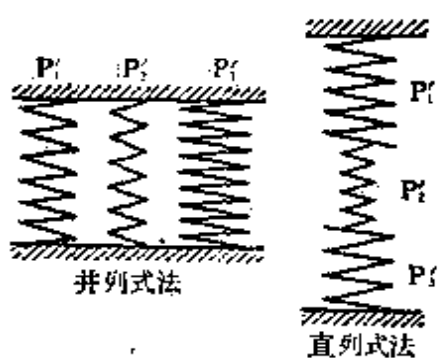


图 3-30 弹簧的组合方法

三个弹簧组合时的情况如图 3-30 所示。这种分类方法不仅对螺旋弹簧适用, 对一般弹簧也都是通用的。对各弹簧的作用力相等时的组合方法称为直列式法, 而各弹簧的变形相同时的组合方法称为并列式法。如图 3-31 所示的同心的弹簧组合就是采用并列式法的。

有  $n$  个弹簧  $p'_1, p'_2, \dots, p'_i, \dots, p'_n$  组合时, 整体弹簧刚度  $p'$  可由下式给出。

并列法:

$$p' = \sum_{i=1}^n p'_i \quad (3.36)$$

直列法:

$$\frac{1}{p'} = \sum_{i=1}^n \frac{1}{p'_i} \quad (3.37)$$

由上两式可知, 当并列法弹簧个数增加时, 整体的弹簧刚度增大, 而直列法则相反, 弹簧个数增多时, 整体弹簧刚度变小。

图 3-31 是并列法的例子, 这样的同心并列, 因为能有效地利用装配空间, 而常用之。但在同心组合时, 为防止邻近弹簧互相接触, 而需依次改变弹簧的旋转方向。如各弹簧的自由高度不同时, 将得到图 3-32 那样的载荷——变形关系特性曲线。

下面将说明, 设计满足下述 6 个给定量的同心组合弹簧

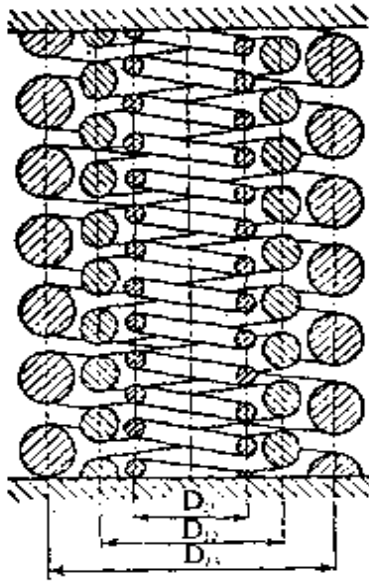


图 3-31 同心压缩螺旋弹簧

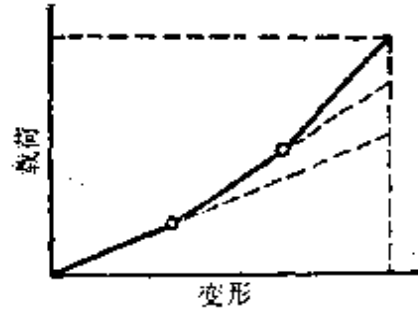


图 3-32 自由高度不同的  
并列式组合弹簧特性线

的方法。

设  $P$  为某一特定的轴向载荷,  $\delta$  为该载荷下的弹簧变形,  $\tau$  是由  $P$  产生的最大剪应力,  $D_{21} + d_1$  为弹簧外径,  $H_0$  为弹簧并紧高度,  $\tau_0$  为并紧应力 (或  $H_0$  为自由高度)。

由  $m$  个弹簧组成的同心组合弹簧, 从最外侧的弹簧数起, 第  $i$  个弹簧的  $D_2$ 、 $d$ 、 $n$  等都加注下标  $i$ 。

设有效螺圈的并紧高度  $H_{b,e} = n_i d_i$ , 对各个弹簧都是定值, 而弹簧指数  $C_i = D_{21}/d_i$  也是定值, 记为  $C$ , 此时所有弹簧的应力是相等的。

下面列出设计计算公式。

$$\frac{H_b}{D_{21} + d_1} = \frac{1}{1 + C} + \frac{G\delta}{\pi\tau(D_{21} + d_1)} \cdot \frac{K}{C^3} \quad (3.38)$$

$$d_1 = \frac{D_{21} + d_1}{1 + C} \quad (3.39)$$

$$H_{b,e} = H_b - d_1 \quad (3.40)$$

$$\sum_{i=1}^m d_i^2 = \frac{80^3 H_{v,e} \cdot P}{G \delta} \quad (3.41)$$

$$d_i < \frac{C-1}{C+1} \cdot d_{i-1} \quad (3.42)$$

以上各式适用于末端厚度为  $d_i/4$ , 两端末圈各为  $3/4$  圈的情况。如两端末圈为 1 圈时, 式 (3.38) 中的  $(D_{21} + d_1)$  以  $1.5(D_{21} + d_1)$  代替, 式 (3.40) 的  $d_i$  以  $1.5 d_i$  代之即可。

先将给定的数值代入式 (3.38) 求出  $C$  值 (也可利用图 3-33)。

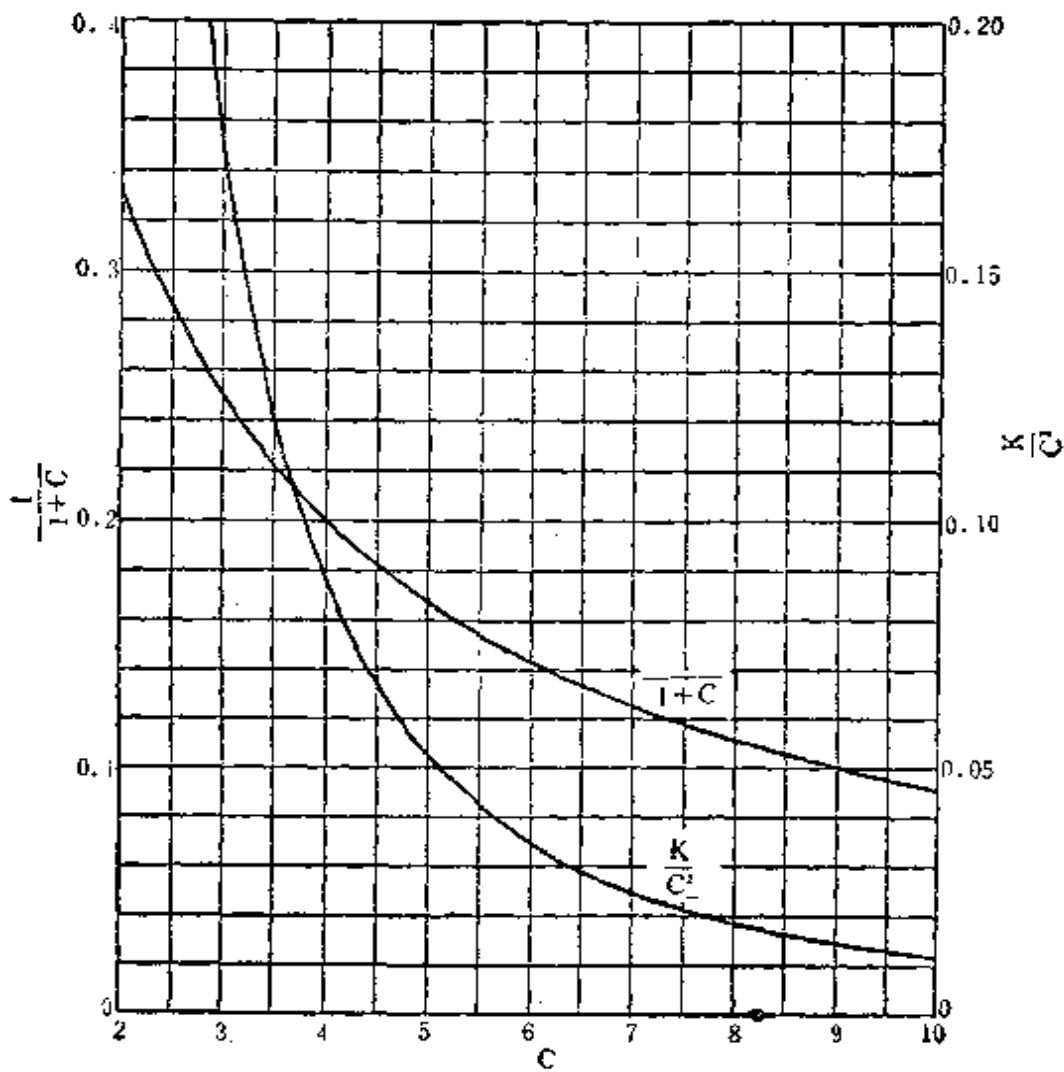


图 3-33 同心组合螺旋弹簧设计用图表

有了  $C$  之后, 从式(3.39)决定  $d_1$ , 从式(3.40)求  $H_{b,e}$ , 然后, 求出式(3.41)等号右边的数值后, 就可算出:

$$\sum_{i=2}^m d_i^2 = \sum_{i=1}^m d_i^2 - d_1^2 \quad (3.43)$$

如果计算结果  $\sum_{i=2}^m d_i^2 = 0$ , 说明只要一个弹簧就能满足所给定的条件, 而如果  $\sum_{i=2}^m d_i^2 < 0$ , 则意味着原给定条件中的  $\tau$  和  $H_0$  的数值要再取得小一些。

如  $\sum_{i=2}^m d_i^2 > 0$  时, 就有必要采用组合弹簧了。此时, 由式(3.42)得:

$$\sum_{i=j+1}^m d_i^2 = \sum_{i=j}^m d_i^2 - d_j^2 \quad (j=1, 2, 3, \dots) \quad (3.44)$$

用上式一直算到  $\sum d_i^2$  为 0 或负值, 如此反复利用上式计算来决定  $d_1, d_2, d_3, \dots$ 。求出  $d_i$  后, 由  $D_{2i} = Cd_i$  求出  $D_{21}, D_{22}, D_{23}, \dots$ 。再由  $n_i = H_{b,e}/d_i$  算出  $n_1, n_2, n_3, \dots$ 。总圈数可由  $n_4$  加上末圈算得。

最后, 自由高度  $H_0$  由

$$H_0 = H_b + \delta \frac{\tau_s}{\tau} \quad (3.45)$$

算出。至此, 组合弹簧所需要的各种数据已全部求出。

### 3.3.5 屈曲

细长杆在长度方向压缩时, 当达到某一载荷, 杆突然开始弯曲, 这种现象称为屈曲。引起屈曲的载荷称为临界(屈曲)载荷。弹簧也一样, 细长比(自由高度和弹簧节径之比)大的弹簧在受力压缩到某一载荷时, 弹簧也会发生屈曲, 其解析结果如图 3-34 所示。解析时是假定在弹簧螺圈中心线上设置一根直杆来代替弹簧, 这就是说把弹簧的屈曲问题用一等价杆的变形问题来加



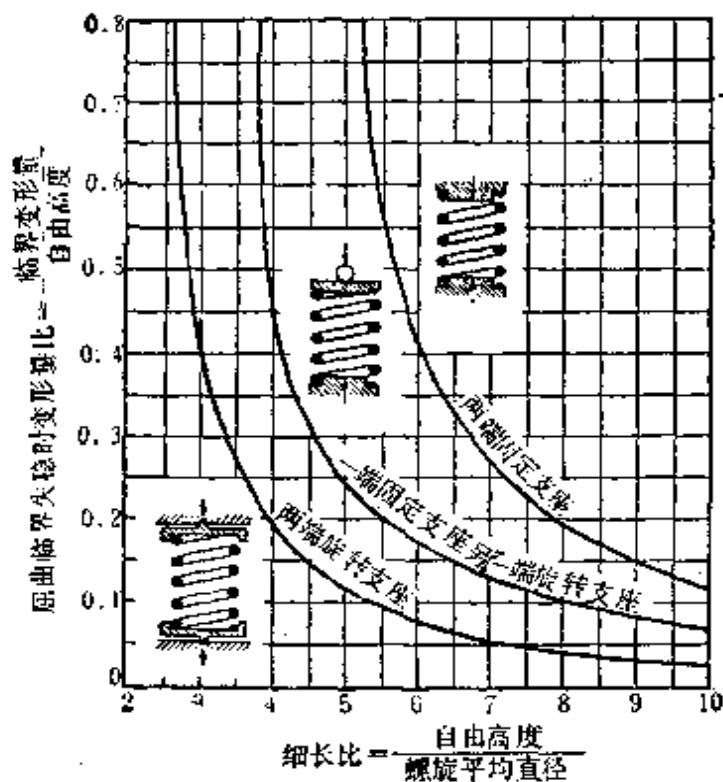


图 3-34 屈曲的临界失稳变形量

以讨论,但这也仅适用于弹簧的两端面 and 螺圈中心线相垂直,而且载荷作用于中心线上的情况。

如弹簧的垂直度不佳,或载荷偏心时,不用说,较图示数值小的变形就会产生屈曲。两端都能自由旋转的支座仅适用于自由高度与活络支座间的距离相差不十分大的情况。

从图 3-34 中可以看出,当两端都固定时,细长比在 5.3 以下,一端固定,而另一端可旋转时在 3.7 以下,两端都旋转时在 2.6 以下,弹簧就可以一直压至并紧高度而不产生屈曲。

### 3.3.6 径向刚性

螺旋弹簧的特点之一是在螺圈中心线以外也能起弹簧作用。现假定螺圈中心线方向为轴向,而与其垂直的方向为径向,则由式(3.1)所得出的是轴向方向的弹簧刚度(也即轴向刚度),

其径向方向的弹簧刚度为径向刚度,由下式给出:

$$\frac{p'_y}{p'_z} = C \left[ 0.294 \left( \frac{H_b}{D_2} \right)^2 + 0.382 \right] \quad (3.46)$$

式中  $p'_y = \text{式}(3.1) = P/\delta_s$ ;

$p'_z$ ——径向刚度;

$H_b$ ——轴向载荷  $P$  下的弹簧高度  $= H_0 - \delta_s$  (见图 3.35)。

系数  $C$  可由图 3-36 查取, 它是由细长比和(轴向变形量/自由高度)所决定的系数。由式(3.1)可知,  $p'_y$  是由弹簧的形状所决定的, 而径向刚度则还要随轴向变形而变化。总之, 如果求出了  $p'_z$  和  $p'_y$ , 则在任意方向的斜载荷作用下的变形量均可分解成轴向分量和径向分量来进行计算。

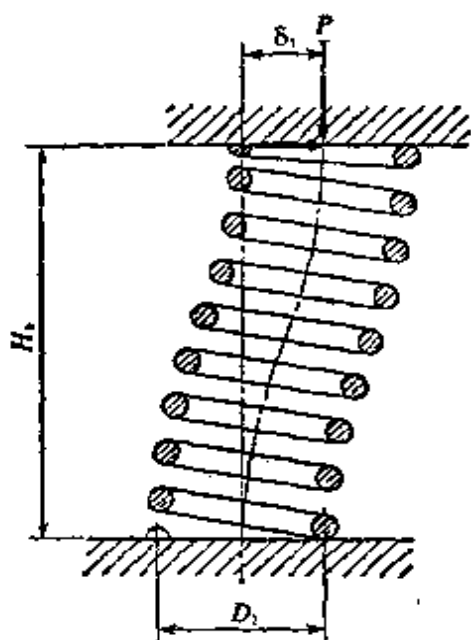


图 3-35 螺旋弹簧的径向变形

螺旋弹簧还能够承受力矩, 客车的悬挂弹簧就是利用这一特点, 图 3-37 所示为连杆机构中的

弹簧。此时, 在螺旋弹簧上, 除轴向载荷和径向载荷外, 还作用有力矩。图 3-38 中所示的弹簧, 是处于被两倾角分别为  $\varphi_1$  和  $\varphi_2$  的座板压缩到高度为  $H$  时的状态, 其支反力的垂直分量  $P$  和水平分量  $Q'$  由下面两式给出(式中  $q$  为弯曲系数  $[\text{cm}^{-1}]$ )。

$$P = \frac{Gd^4(H_0 - H)}{8nD_2^3} \quad (3.47)$$

$$Q' = \frac{P(\varphi_1 + \varphi_2)}{\left( \frac{4G}{E} + 2 \right) \left\{ \frac{H_0 - H}{qD_2^2 \tan(qH/2)} \right\} - 2} \quad (3.48)$$

式中

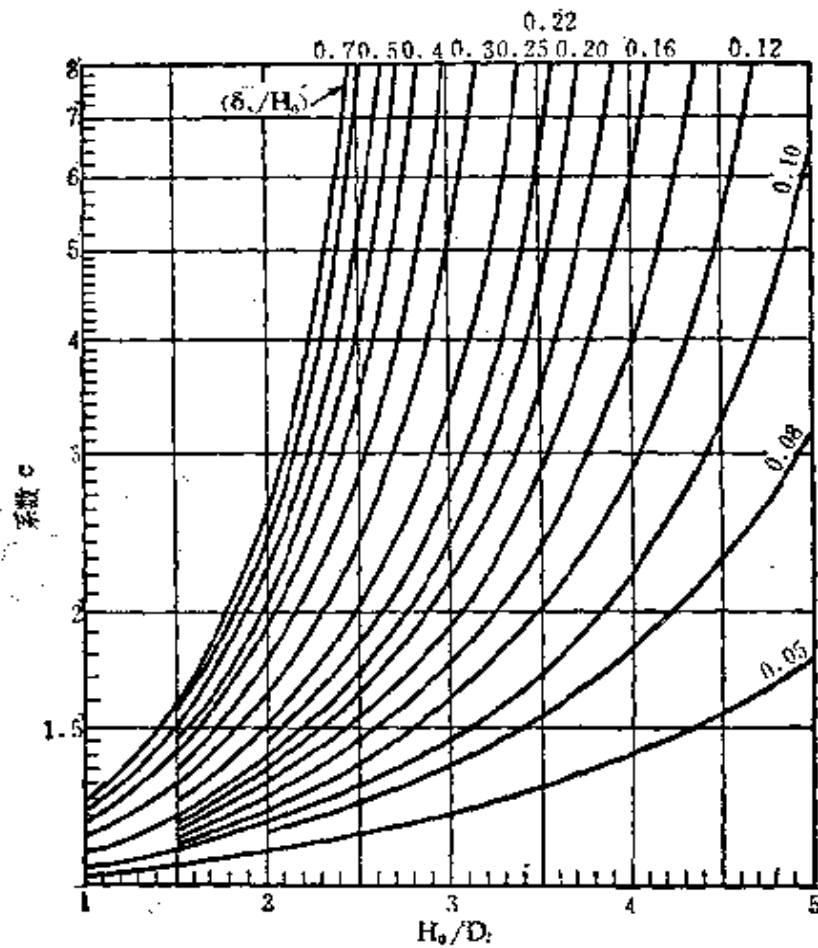


图 3-36 径向刚度系数

$$q = \frac{1}{D_2} \sqrt{\left\{ \left( \frac{2G}{E} \right)^2 + \frac{2G}{E} \right\} \left\{ \frac{E}{G} \left( \frac{H_0}{H} - 1 \right) + \left( \frac{H_0}{H} - 1 \right)^2 \right\}} \quad (3.49)$$

而力矩为

$$M_1 = \frac{EGqHd^4}{16(2G+E)nD_2 \tan(qH/2)} \times \left[ \varphi_1 + \frac{Q}{P} \left\{ 1 - \left( \frac{4G}{E} + 2 \right) \left( \frac{H_0 - H}{qD_2^2 \sin qH} \right) \right\} \right] \quad (3.50)$$

$$M_2 = M_1 + QH \quad (3.51)$$

### 3.3.7 硬化

弹簧指数  $C$  大的压缩螺旋弹簧，在低载荷作用下，当应力

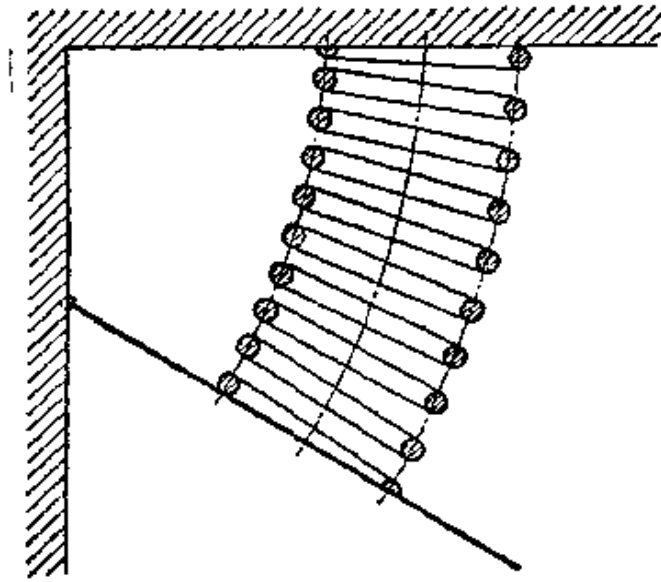


图 3-37 连杆机构中的螺旋弹簧

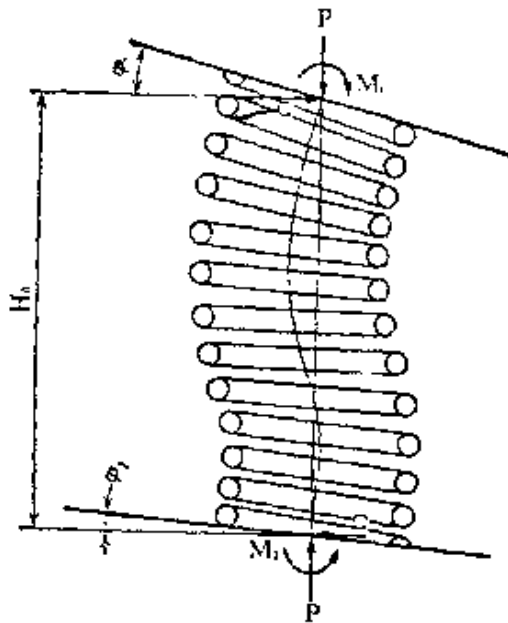


图 3-38 力矩作用下的螺旋弹簧

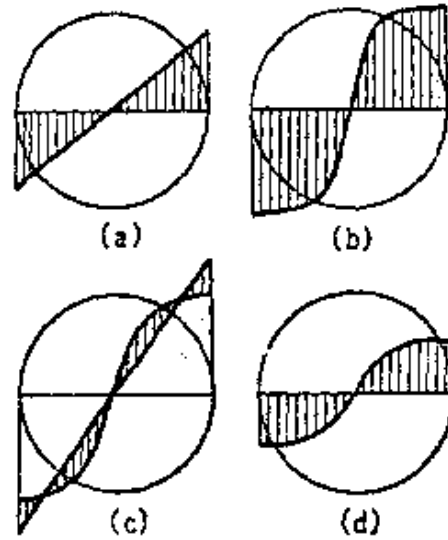


图 3-39 硬化效应

未达到弹性极限时,其应力分布如图 3-39(a)所示,大致是一直线。而当受到载荷作用而使应力超过材料的弹性极限时,其应力分布如图(b)所示是曲线,载荷去除后,其残余应力分布如图

(c) 所示。图(d) 所示为当弹簧再度加载时, 载荷应力和残余应力的合成应力分布情况。由该图可知, 由于硬化而使应力减小, 但硬化应力过大时会减少疲劳极限, 因此过分压缩是不允许的。

### 3.3.8 缓冲

第一章所述的缓冲, 适用于迄今的弹簧, 但其解析的前提是, 冲击体的动能在一瞬间转变为弹簧整体的应变能。实际上, 冲击的效应从一端达到另一端需要有一定的时间, 特别是由于螺旋弹簧是沿着线材直线地传递冲击波, 它的传递时间要较其它型式弹簧为多。因此, 对于螺旋弹簧不能忽略冲击的传递时间这一因素, 这就需要考虑线材重量, 要从含有由惯性力产生的动能波动方程式中求得解答。

解析的结果是, 扭转冲击波(冲动波)沿线材传递的速度(波动速度)  $a$  近似为:

$$a = \frac{1}{C} \sqrt{\frac{gG}{2r}} \quad (3.52)$$

式中  $g$ ——重力加速度;  
 $r$ ——弹簧材料密度;  
 $C$ ——弹簧指数。

冲动波在弹簧内部往复一次所需的时间  $T$  (波动周期) 由式

$$T = 2\pi n D_2 / a \quad (3.53)$$

表示。而在冲击的瞬间, 自由端所受的冲击力  $P_0$  和冲击体的重量  $Q$  无关, 仅由冲击速度  $v_0$  决定, 即

$$P_0 = v_0 \frac{p'_0}{a} \quad (3.54)$$

其中  $p'_0$  (即  $\pi d^4 G / 8 D_2^3$ ) 是每单位线材长度的弹簧刚度。图 3-40 所示为冲击后, 弹簧节距疏密依时间而变化的数据, 由图中可明显地看到, 从受冲击端产生的冲动波向固定端传播, 和反过来固

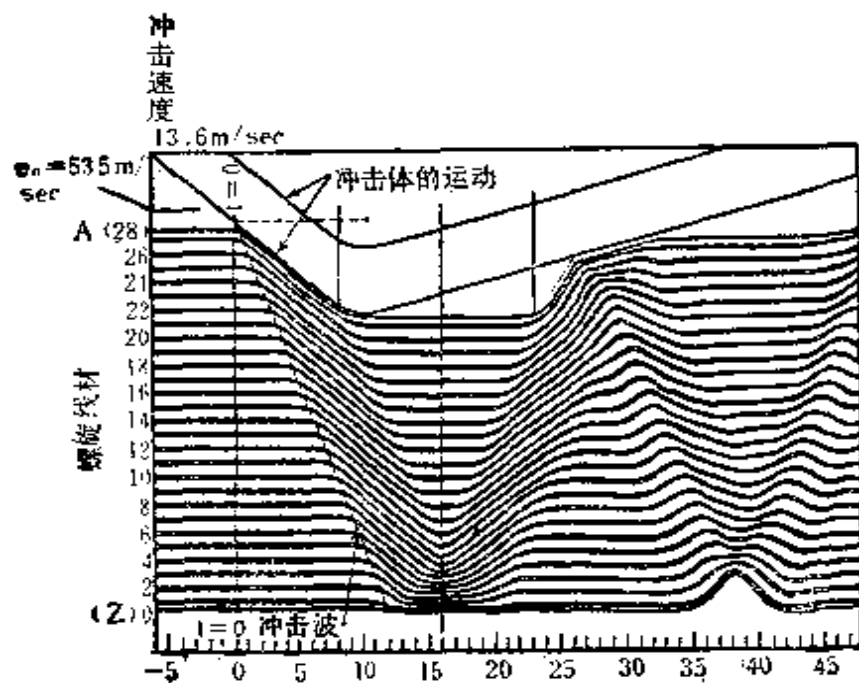


图 3-40 螺旋弹簧受冲击的变形运动

定端反射的冲动波向受冲击端传播的情形。这样，冲动波在往返反复传播后，受冲击端的力趋向于零，冲击体在这一瞬间离开弹簧。在冲动波往返期间，冲击端产生的最大力  $P_{\max}$  由下式给出。

水平冲击时

$$P_{\max} = (1 + \sqrt{2/3 + \beta}) P_0 \quad (3.55)$$

垂直下落冲击时

$$P_{\max} = \left(1 + \alpha + \sqrt{1 + \alpha^2 \beta}\right) \frac{P_0}{\alpha} \quad (3.56)$$

式中  $\alpha = P_0/Q$ ,  $\beta = Q/Q_s$ ,  $Q$  是冲击体的重量,  $Q_s$  是弹簧有效圈数部分的重量。在水平冲击的情况下, 特别是在离自由端  $S$  位置设置限制器, 而使从冲击开始直到分离的时间  $f_0$  较波动周期  $T'$  为小时, 则最大应力产生于固定端, 其值为:

$$P_{\max} = 2P_0 \quad (3.57)$$

式中

$$f_c = \frac{1}{\xi} \ln \frac{v_0}{v_0 - \xi S}, \quad \xi = \frac{p'_0 q}{\alpha Q} \quad (3.58)$$

上面算出了  $P_{\max}$ , 将其代入式(3.2)中的  $P$ , 即可求得最大应力。本节所介绍的解析结果, 是以线材间不发生接触为前提条件的。而由于弹簧尺寸形状的限制, 很可能在达到  $P_{\max}$  前弹簧已并紧了。

### 3.3.9 颤振

弹簧受到正弦强制振动时, 冲动波形就形成定常波, 特别是外力振动频率  $f$  和弹簧固有频率  $f_1$  之间有

$$f = m f_1, \quad m = 1, 2, 3, \dots \quad (3.59)$$

关系时, 会产生称为颤振的共振现象。弹簧第一阶固有频率  $f_1$  由式

$$f_1 = \frac{d}{2\pi n D_2^2} \sqrt{\frac{gG}{2\gamma}} \quad (3.60)$$

进行计算。实际上, 弹簧受到正弦的强制振动是很少见的。一般给出的强制振动, 其变位  $y$  是时间的函数。现以内燃发动机阀门弹簧为例, 当凸轮轴的旋转速度  $\omega$  一定时, 阀门的行程曲线  $y(t)$  可用下列傅里叶级数表达。

$$y(t) = C_0 + C_1 \sin(\omega t + \phi_1) + C_2 \sin(2\omega t + \phi_2) \\ + C_3 \sin(3\omega t + \phi_3) + \dots \quad (3.61)$$

当弹簧处于  $n$  次波  $C_n \sin(n\omega t + \phi_n)$ , 且和本身第一阶固有频率共振时, 弹簧产生的最大交变应力  $\tau_v$  较弹簧静变形  $y(t)$  压缩时的应力  $\tau_s$  大, 由下式给出。

$$\tau_v = \tau_s \frac{C_n}{y(t)} \frac{2\pi f_1}{\eta} \quad (3.62)$$

式中  $\eta$  是衰减系数, 由于影响因素复杂, 不能一概而论, 一般可取为  $2 \sim 4$ 。

图 3-41 是产生颤振时的阀门弹簧应力图。图中  $\tau_1$  是阀门在关闭位置时给予弹簧预压缩所产生的应力。应力最小值  $\tau_{\min}$  和最大值  $\tau_{\max}$  各为：

$$\left. \begin{aligned} \tau_{\min} &= \tau_1 - \tau_v \\ \tau_{\max} &= \tau_1 + \tau_s + \tau_v \end{aligned} \right\} \quad (3.63)$$

应力的变动范围  $\tau_r$  为：

$$\tau_r = \tau_s + 2\tau_v \quad (3.64)$$

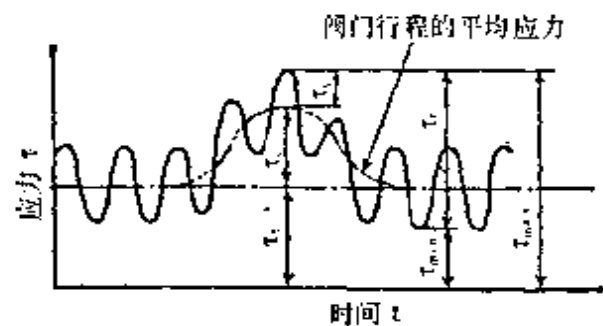


图 3-41 颤振时的应力变化

图 3-42 为阀门弹簧振动试验得到的一个共振曲线的例子。

该曲线是以阀门弹簧中央螺圈振动振幅和凸轮旋转速度间的关系绘制的，图中间出现的峰值，表示阀门弹簧固有频率和阀门行程曲线的某高频波的频率一致而产生的共振现象。峰值高度不一，是因为高频波的振幅  $O_n$  不是定值。例如，注有 10 的峰值是由行程曲线 10 阶高频波产生的，而这一峰值又是凸轮转速为 1200 rpm 时产生的，则由此可知，试验阀门弹簧的固有频率为  $10 \times (1200/60) = 200 \text{ r/min} = 12000 \text{ r/min}$ 。

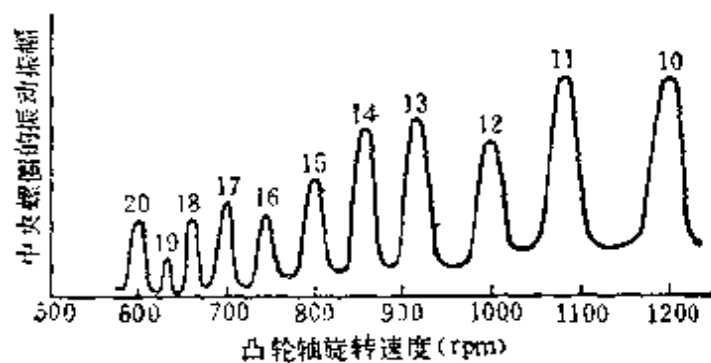


图 3-42 阀门弹簧共振曲线

防止颤振的方法如下：

1) 在发动机速度变化范围内，一般来说，弹簧要避免阀门



行程曲线的所有高频波而不产生共振是困难的。由图 3-42 可知, 由于高频波的振幅  $O_n$  是随高频波的阶次增加而减少的, 所以相应的共振振幅也必然减小, 因而要尽可能提高弹簧的固有频率, 这就相当于防止了颤振的影响。但要注意的是, 固有频率取得高时, 预压缩产生的应力也将升高。

2) 改变凸轮轴形状。例如每分钟 2000~3000 转转速的发动机, 阀门弹簧的最低阶固有频率为 500 r/s, 这 will 和第 10~15 阶高频波共振。这只要设计高频波振幅小的凸轮就可以了。

3) 采用非线性特性弹簧。由于非线性螺旋弹簧固有频率是随变形量变化而变化的, 因此可以防止高频波的共振现象。

### 3.4 选取应力的方法

#### 3.4.1 对载荷的考虑

按外力作用形式, 将载荷分为三类: 静载荷; 冲击载荷; 振动载荷。以下简单介绍各种载荷作用下的注意事项。

##### 3.4.1.1 静载荷

当不考虑使用环境和制造缺陷, 而且不发生损坏时, 弹簧仅作用有平均应力, 应力振幅为零, 也就是只有静压的问题。对这类问题所用的应力数值, 是由式(3.2)给出的未修正应力  $\tau_0$ , 因为, 在这种情况下, 对弹簧压缩时其整体的永久变形来说, 局部的应力集中不成为问题, 而分布在线材截面上的平均应力  $\tau_0$  才是主要问题所在的缘故。

##### 3.4.1.2 冲击载荷

在这种情况下, 首先要考虑的是, 各螺圈是否是有相同变形的准静态问题, 以及是否要考虑疏密波的传递问题, 这将用冲击速度  $v_0$  的大小来判别。对于前者, 用第一章的解析方法就已足够了。而对于后者, 则需使用 3.3.7 中的解析结果。

### 3.4.1.3 振动载荷

在弹簧承受交变载荷时，就有一个疲劳寿命的问题。这时要用局部的应力集中，也即用式(3.3)给出的修正应力来评价它。如象阀门弹簧那样承受高速并且周期振动的载荷时，就要注意引起颤振的问题。图3-43是从大型柴油机实测得到的阀门弹簧喘振的例子。

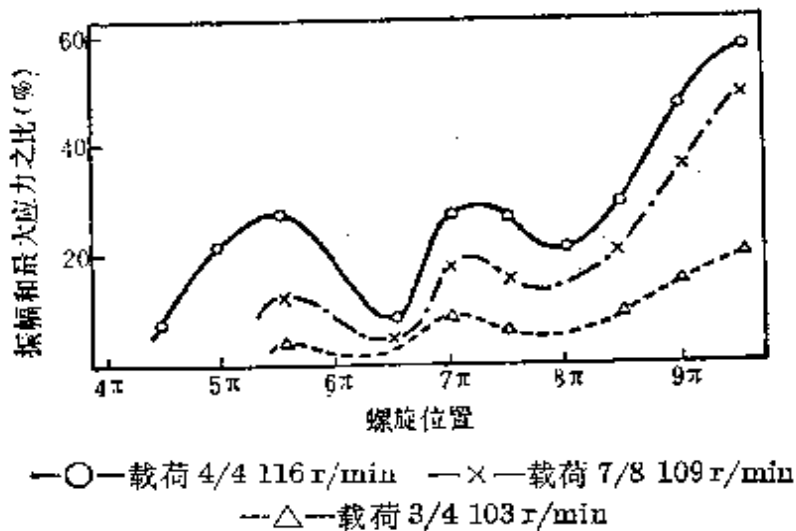


图3-43 颤振时的应力变化

### 3.4.2 对疲劳强度的考虑

由上述可知，疲劳强度是以弹簧螺圈内侧所产生的修正应力来考核的，如无特殊说明，下面所指的应力均指修正后的应力。

#### 3.4.2.1 热卷成形弹簧材料的疲劳强度

从第二章弹簧材料中，已知弹簧钢的疲劳强度只和材料的强度或硬度有关，因此可以认为它与钢种无关，但这都是以弹簧经过适当热处理为前提的。因此，就应根据线材直径的粗细要求来选择具有合适淬透性的钢种，图3-44是弹簧钢扭转疲劳极限的试验结果。图中给出了弹簧永久变形量的列线图，在引用这个线图时，要注意它用的是未修正应力。这里的所谓“永久变形

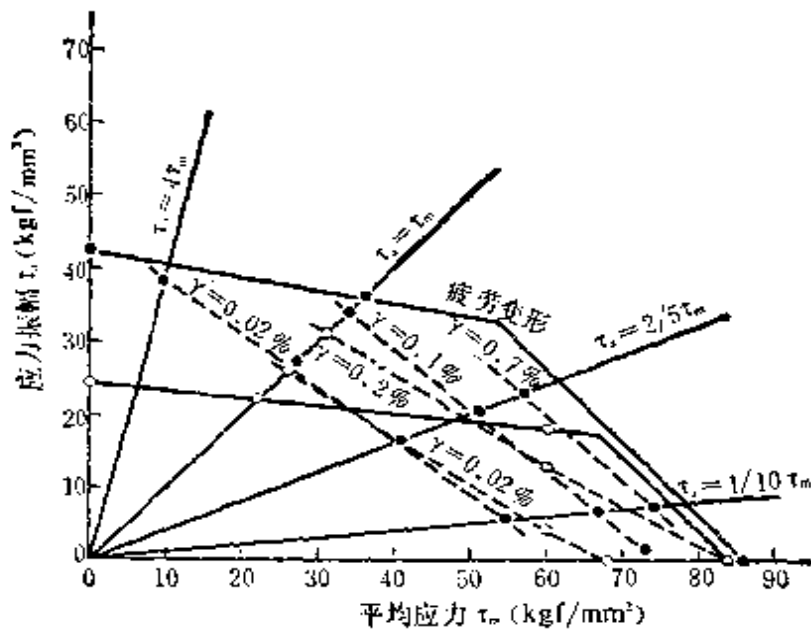


图 3-44 弹簧钢的扭转疲劳极限线图

量”是指弹簧在承受交变载荷时所产生的压缩量,为了和静载荷下所产生的压缩量相区别,称为动压缩量。将应变量  $r$  换算成压强试验高度的变化可用下式:

$$\Delta H = \frac{D^3}{\alpha} \pi n r \quad (3.65)$$

### 3.4.2.2 冷卷成形弹簧材料的疲劳强度

冷卷成形时,由于钢种不同而有不同的抗拉强度(硬度),因此它不能象热卷弹簧材料那样用一个疲劳极限图来表示。通常对冷卷成形的弹簧常根据其不同材料的抗拉强度下的应力值简化成无因次量纲,才能使所有的材料用一共同的线图。图 3-45 是“Goodman”曲线。它是将弹簧在使用时,已知的最大应力值  $\tau_{max}$  和最小应力值  $\tau_{min}$  与所用材料的抗拉强度下限简化成无因次值而作成的。通过这图上的数值可以估算出它们的疲劳极限。

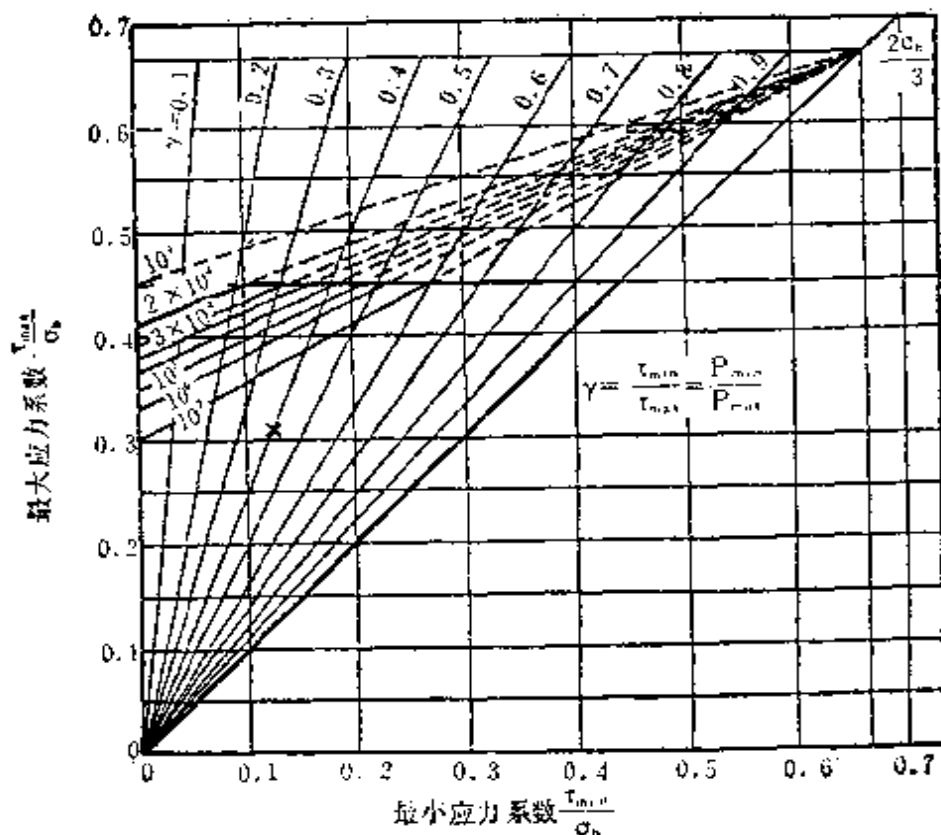


图 3-45 扭转疲劳极限线图

### 3.4.2.3 影响疲劳强度的各因素

(1) 材料淬透性的影响：弹簧的寿命取决于材料的疲劳强度，而疲劳强度又与材料的硬度和强度有关，但这并不是说同样硬度的材料都具有相同的疲劳强度，图 3-46 是各种钢的硬度（抗拉强度）与疲劳强度的关系。

从图可知，在硬度（抗拉强度）低时，疲劳强度与钢种无关，也就是说所有的钢在低硬度（强度）时都具有相似的疲劳强度，但在高硬度（强度）时，同样的硬度却有不同疲劳强度，由于弹簧材料的硬度一般都在高值范围内，因此不能单凭硬度来推断它的疲劳强度，特别是淬火回火的弹簧，由于钢材淬透性的不同，有时即使表面的硬度值相同，疲劳强度也不一样。图 3-47 是淬透性对疲劳强度的影响。

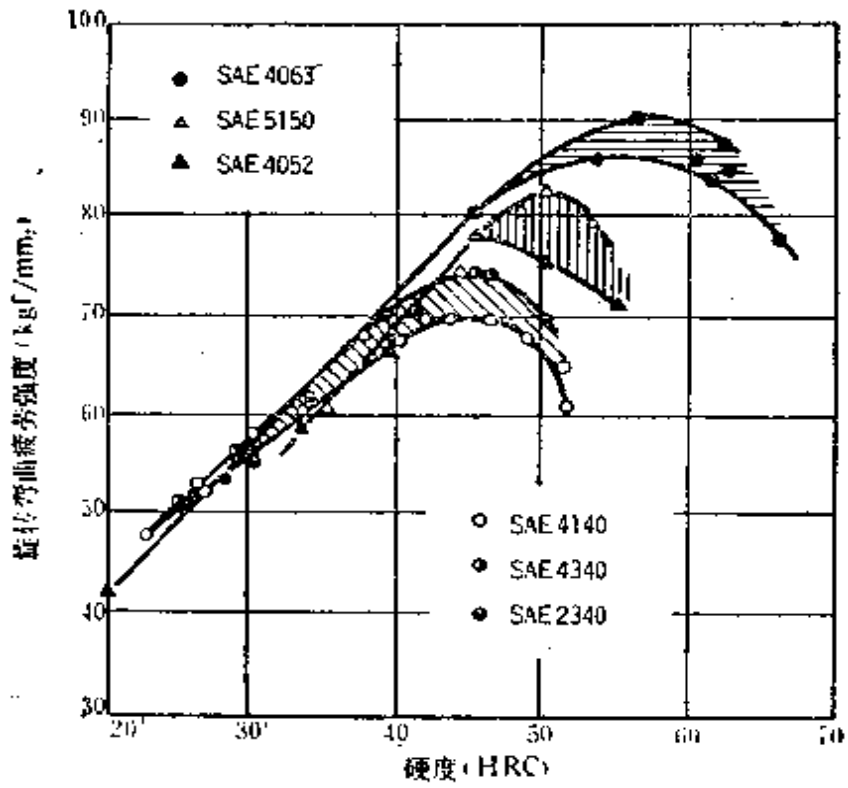


图 3-46 钢的硬度和疲劳强度的关系

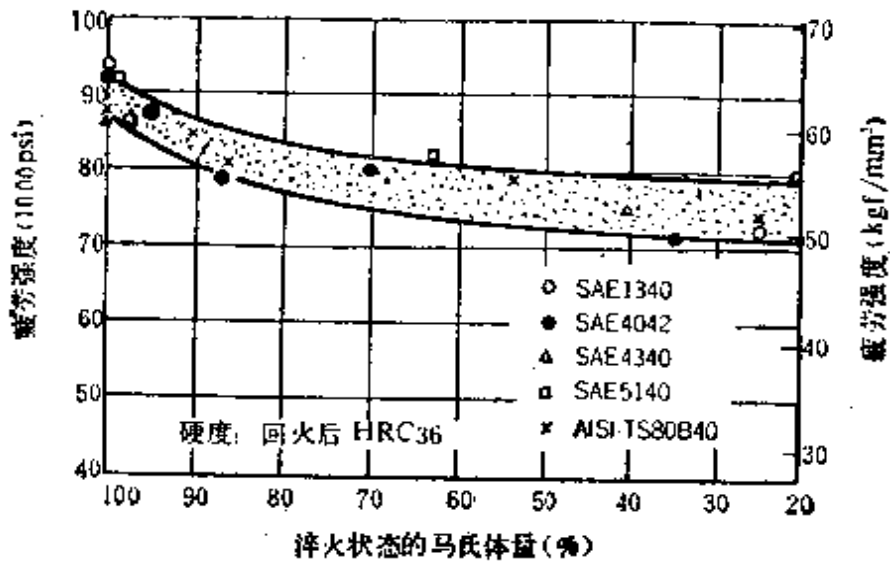


图 3-47 淬透性和疲劳强度的关系

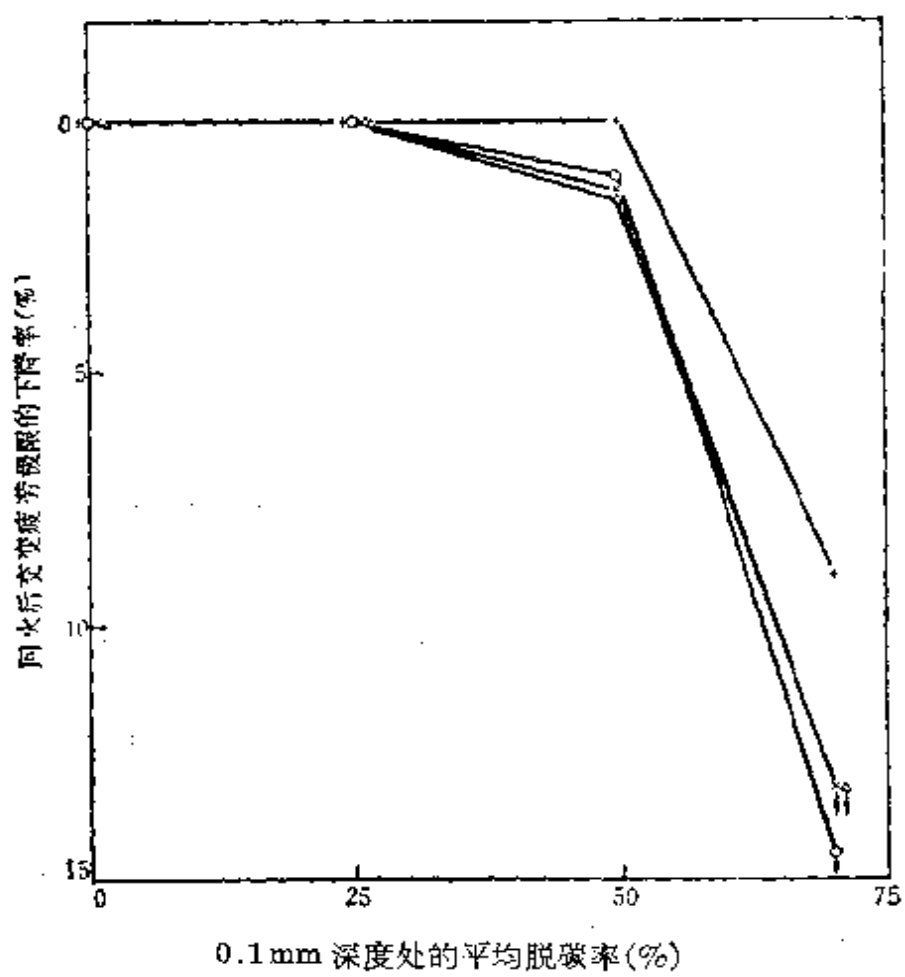
从图可知,由于材料在淬火时,奥氏体转变成马氏体的数量不同,从而影响到它的疲劳强度,凡是淬火愈不完全的,疲劳强度就愈低,例如由 60Si2Mn 钢制成的硬度为 *HRC*49 的弹簧,如钢丝直径为 5 mm,扭曲疲劳强度为 77 kgf/mm<sup>2</sup>,而直径为 18 mm 时,疲劳强度就只有 60 kgf/mm<sup>2</sup>,因此应根据弹簧的断面形状、尺寸和在制造过程中的冷却条件来选择适当淬透性的材料。

表 3-2 我国常用弹簧钢在油中能淬透的尺寸

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

(2) 表面脱碳的影响: 弹簧材料最常见的缺陷是表面脱碳,这是因为原材料在制造过程中(轧制或退火)或在弹簧制造过程中(热卷弹簧的端部加工、成形或在热处理时淬火加热)因长时间在高温下加热,都会造成表面脱碳,严重的甚至是全脱碳层,从而成为材料的表面缺陷,在弹簧使用时形成一应力集中区,因而影响到弹簧的使用寿命。图 3-48 是各种合金钢脱碳对交变弯曲疲劳的影响。从图可知,当材料的含碳量为 0.6%,如果表层(0.1 mm)中平均含碳量在 0.45% 以上,则影响很小甚至可以说没有影响;如果表面含碳量只有 0.3% 时,疲劳强度开始下降(从图可知最初只下降 1~2%),但是如果表面含碳量小于 0.3% 时,疲劳强度就急剧下降。因此现在一致公认“全脱碳层”对疲劳强度影响最大,所以在一般情况下,弹簧是不允许有全脱碳层的。

(3) 表面伤痕和粗糙度的影响: 弹簧表面的伤痕往往是弹簧在今后加载时的应力集中源,在压缩螺旋弹簧中,凡是与材



○ 6757(相当 SUP6) × 55Cr3(相当于 SUP9) △ 52MnCrB3  
 (相当于 SUP11A) † 50CrVA(相当于 SUP10)

试片: 直径 5.8mm 淬火回火后的抗拉强度为 1500~1600N/mm<sup>2</sup>  
 全脱碳层深度为 0.4mm 0.1mm 深度处的平均脱碳率  $\% = \frac{A-B}{A} \times 100\%$  其中 A=材料含碳量 B=从表面至 0.1mm 处的平均含碳量

图 3-48 弹簧钢材料脱碳率与淬火回火后交变弯曲疲劳强度的关系

料轧制方向平行的伤痕常常是它的致命伤, 因此不希望弹簧表面有任何伤痕。表 3-3 是美国某一弹簧制造公司规定的压缩螺旋弹簧所允许的表面伤痕深度。

表面粗糙度对疲劳强度也有很大影响, 图 3-49 是表面粗糙度对淬火回火钢疲劳强度的影响。

表 3-3 螺旋弹簧允许的伤痕深度

材 料 直 径(mm)	允许的伤痕深度(mm)
~25.4	0.40
25.4~44.4	0.79
44.4~63.5	1.19
63.5~88.9	1.59

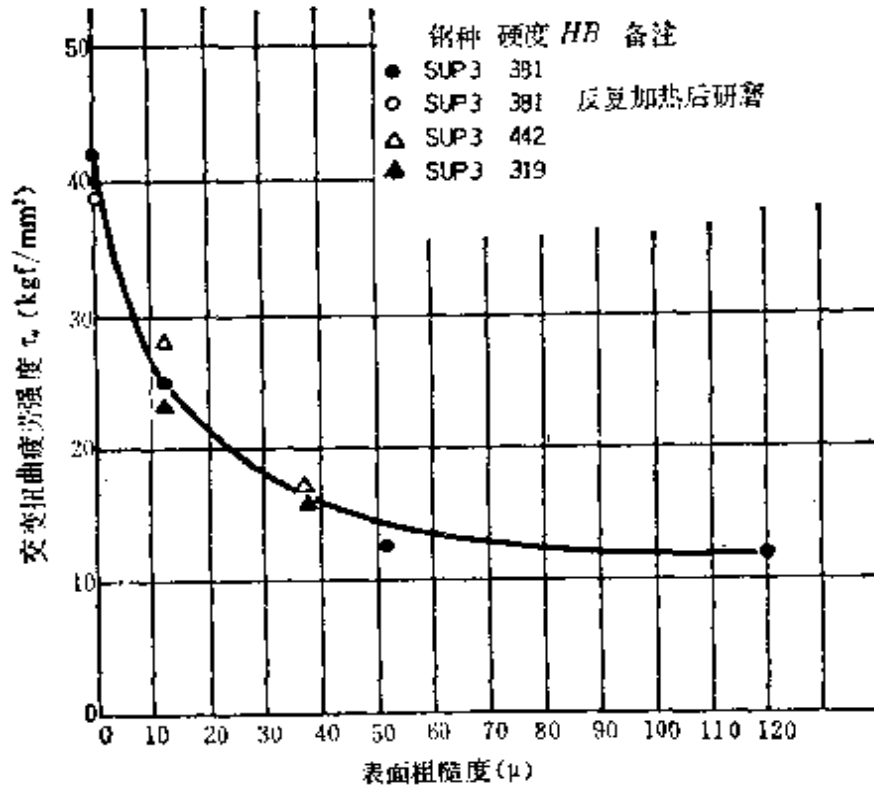
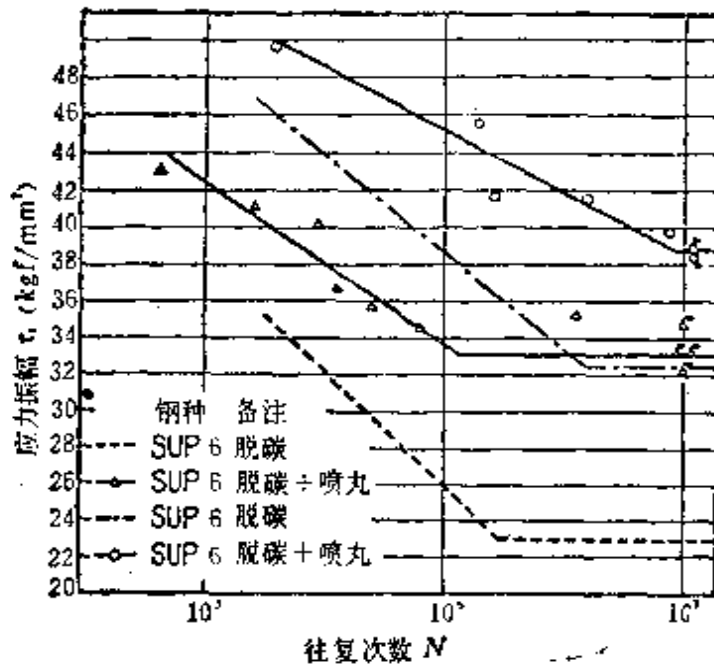


图 3-49 表面粗糙度对疲劳强度的影响

从图可知，弹簧在淬火回火后，表面粗糙度在小于  $30\mu\text{m}$  区域内，对疲劳强度影响最大。要是在热处理后，不但表面粗糙，而且还有脱碳的话，则将使疲劳强度下降得更利害。

(4) 喷丸的影响：喷丸将使弹簧表面层( $0.2\sim 0.3\text{mm}$ )产生残余压应力，它抵消了由于外加载荷而在表面产生的拉应力，从而提高了弹簧的疲劳强度。因此喷丸的效果就视其产生的残





SUP6 钢种相当于 60 Si2Mn

图 3-50 喷丸对脱碳试片的效果

余压应力而定。应该注意的是，这种效果在温度高时将会部分地消失，在  $200\sim 250^{\circ}\text{C}$  时效果几乎全部消失。最近的研究表明，在加载的情况下对弹簧进行喷丸，其效果将会更好，目前正在逐步推广使用，图 3-50 是喷丸对脱碳试片的效果对比。

喷丸对那些轧材或热处理后的表面以及热卷弹簧表面上有黑皮的效果最好。对磨光表面的材料如果喷丸适当也会有相当效果。表 3-4 是对由 60 Si2Mn 制成的直径为 5mm 磨光试片喷丸后的效果对比。

(5) 压强试验的影响：图 3-51 是改变压强试验时的应力大小对疲劳强度的影响。从图可知，只有采用适当的强化应力才能最大限度地提高其疲劳强度，过高或过低的强化应力都是不合适的，因此应根据具体材料选择它的最佳强化应力。

(6) 材料内部缺陷的影响：材料内部的缺陷如非金属夹杂

表 3-4 喷丸条件对扭转疲劳强度的影响  
(由 60Si2Mn 制成的  $\phi 5$  mm 的磨光试片)

丸珠大小(mm)	喷射速度(m/s)	扭转疲劳强度(kgf/mm <sup>2</sup> )
未喷丸	—	77
0.5	49	81
0.5	65	92
0.7	65	93
1.0	65	85
1.0	49	89

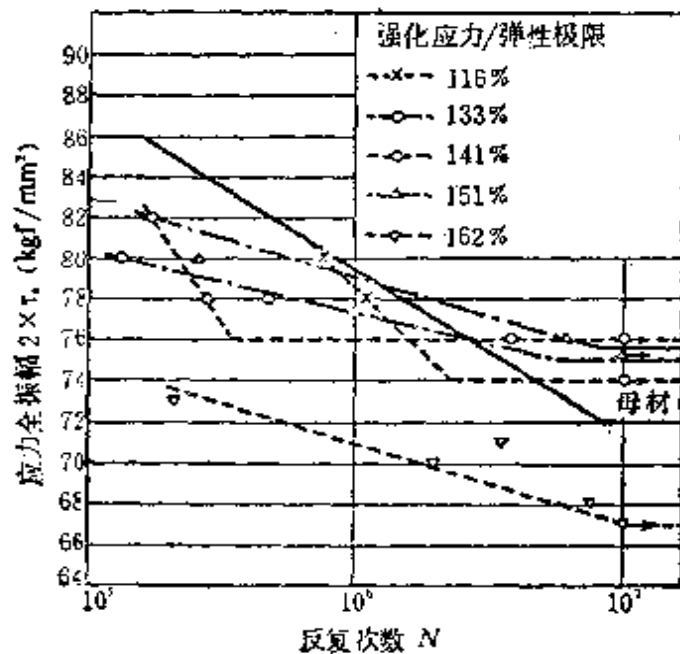


图 3-51 压强试验时应力大小对疲劳强度的影响

物或基体上的气孔和针孔等往往会成为应力集中的源泉，缺陷愈近表面，则其危害性愈大。这些缺陷对疲劳强度影响的程度，目前还不能定量地加以表达，因为这些缺陷的形状大小，千变万化，很难在实验室中人为地重现，因此还不能举出一个可供普遍采用的公式或准则，但是这问题同样应引起弹簧设计和制造者的注意。

### 3.4.3 工作环境对弹簧使用应力的影响

#### 3.4.3.1 腐蚀介质的影响

通常对碳素钢或低合金钢弹簧，在设计时往往不考虑腐蚀的影响，而一旦在腐蚀介质下使用，如果弹簧只承受静载荷。对材料的腐蚀还比较均匀，但是如果是在拉应力条件下，则腐蚀孔就会发展得很快，它所形成的缺口就是应力的集中源，再加上氢气的作用，使缺口破坏效应迅速上升，直至完全破坏，因此在设计和制造中都应充分考虑到弹簧的使用环境，在设计上应注意到在腐蚀条件下，材料是没有疲劳强度的这一严酷现实，因此在同样条件下，在腐蚀介质中使用的弹簧寿命要短得多，或者说是不够安全的。所以对那些硬度要求不太严格的热卷弹簧，应尽量降低回火后要求的硬度，以降低其缺口应力集中系数。对冷卷弹簧则应根据其使用环境选择适当的防蚀材料，典型的有磷青铜或铍青铜等铜合金和各种弹簧不锈钢，要求高的可考虑采用镍基合金丝。在制造过程中也可考虑采用增加一道防锈处理，最普通的办法是涂防锈油或其它防锈涂料，有时也可采用镀铬、镀镉或镀锌等电镀措施，但应注意即使在电镀后采用了去氢处理，其疲劳强度仍略有下降的问题。

#### 3.4.3.2 温度的影响

弹簧材料如在室温或 $-40^{\circ}\text{C}$ 以上的低温条件下使用，其静强度和疲劳强度都不受影响，但在高温下或低于 $-40^{\circ}\text{C}$ 使用时，就应根据其工作环境来选择适当的材料。在高温下使用的弹簧，材料的切变模量 $G$ 强度、硬度和疲劳强度都会随着温度的升高而有不同程度的下降。其切变模量 $G$ 在温度小于 $60^{\circ}\text{C}$ 时，可按GB1236-76规定选取，但是在工作温度超过 $60^{\circ}\text{C}$ 时，则应加以修正，其修正公式为 $G_t = K_t \cdot G$ 。式中 $G$ 为常温下的切变模量， $K_t$ 为修正系数，其值可按表3-5选取；

表 3-5 切变弹性模量  $G$  的修正系数  $k_t$

材料牌号	工 作 温 度				备 注
	<60°C	150°C	200°C	250°C	
	$k_t$				
50CrVA	1	0.96	0.95	0.94	表内各温度之间的 $k_t$ 值可用 插入法求出
60Si2Mn	1	0.99	0.98	0.98	
1Cr18Ni9Ti	1	0.98	0.94	0.90	
0Cr17NiAl	1	0.95	0.94	0.92	
QBe2	1	0.95	0.94	0.92	

表 3-6 是目前我国推荐的常用弹簧材料的使用温度范围:

如使用的温度更高,某些热作工具钢由于其红硬性和耐热性好,有时也可用作耐热弹簧材料。当要求使用温度在 500°C 以上时可选用高温弹性合金,表 3-7 是我国推荐的这些钢的最高使用温度。

应该指出的是我国推荐的各种弹簧钢的使用温度范围或最高使用温度和第二章弹簧材料中美国规定的弹簧材料允许使用的最高温度略有不同,后者偏于保守,这是因为国外认为弹簧等零件的价格在整台机组中只占极小部分,而这些零件的作用却非常重要,它的损坏常常会影响到整机的使用,所以多半趋向于保守一些,因此在设计时应根据各自的具体情况选用。

#### 3.4.4 许用应力

压缩螺旋弹簧是各种弹簧中使用得最广泛的一种,其大小、形状和制造方法也是各种各样,因此其许用应力也不能一概而论,特别是在考虑疲劳的因素时,只要制造方法和使用环境稍有差别,就会产生很大的影响,因此在选择许用应力时应遵循下列原则:

表 3-6 我國常用彈簧材料推薦的使用溫度

類別	鋼 號	推薦使用溫度範圍(°C)
碳素彈簧鋼絲	65, 70	(-40)~120
	65Mn, 70Mn	
合金彈簧鋼絲	60Si2Mn, 60Si2MnA, 70Si3Mn	(-40)~200
	60Si2CrA, 60Si2MnWA,	(-40)~250
	60Si2CrVA 50CrVA	(-40)~210
	30W4Cr2VA	(-40)~350
不銹彈簧鋼絲	1Cr18Ni9, 1Cr18Ni9Ti	(-250)~300
	2Cr18Ni9	
	3Cr13, 4Cr13	(-40)~300
	0Cr17Ni7Al 0Cr17Ni7MoAl	~300
鎳基合金絲	Ni36CrTiAl	(-40)~250
	Ni42CrTi	(-60)~100
	Co40CrNiMo	(-40)~400
銅合金絲	QSi3-1	(-40)~120
	QSn4-3, QSn6.5-0.1	
	QBe2	

表 3-7 熱作工具鋼和高溫彈性合金的最高使用溫度

材料類別	合金牌號	最高使用溫度(°C)
熱作工具鋼	W18Cr4V	350
	65WMo	500
鐵基合金	Cr14Ni25Mo(A286)	500~550
	808	500
鎳基合金	Incoloy 901	500
	Inconel 718	600
	Inconel X-750	600
鈷基合金	L-605	600
鎳基合金	55NbTiAl	600

(1) 对更换困难, 以及因该弹簧损坏会引起整个机械损坏或其他重大事故, 许用应力应适当降低。

(2) 对使用过程中有腐蚀或磨损的弹簧, 许用应力要适当降低。

(3) 在相同的使用条件下, 如选用的材料机械性能优越、热处理工艺成熟和材料性能稳定, 许用应力可适当提高。

(4) 经强化或喷丸处理的弹簧, 许用应力可适当提高。一般提高 25%~20%。

(5) 在高温下使用的弹簧, 材料的抗拉强度随温度的升高而下降, 因此许用应力应根据使用温度时材料的强度而定。

(6) 对于受静载荷和受交变载荷而作用次数少或变化幅度小的弹簧, 可选用较高的许用应力。

(7) 对允许有少量塑性变形的弹簧可选用较高的许用应力。

(8) 对强化处理的弹簧, 其屈服强度  $\sigma_s$  和  $\tau_s$  与抗拉强度  $\sigma_b$  之间可取下列近似值:

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  $\sigma_s = 0.9\sigma_b$ ;  $\tau_s = 0.7\sigma_b$

(9) 弹簧材料的脉动疲劳极限  $\tau_0$  和抗拉强度  $\sigma_b$  之间可按表 3-8 取下列近似值。

对于喷丸处理的弹簧,  $\tau_0$  可按上表再提高 20%, 如是在腐蚀介质下工作或表面有防护层的弹簧, 其疲劳极限要根据资料适当选用。

(10) 压缩螺旋弹簧的许用应力, 根据其工作条件可分为三类:

I 类: 交变载荷作用次数在  $10^6$  以上的弹簧。

表 3-8 脉动疲劳极限  $\tau_0$  和抗拉强度  $\sigma_b$  的关系

弹 簧 材 料	交 变 载 荷 的 作 用 次 数			
	$10^4$	$10^5$	$10^6$	$10^7$
	$\tau_0$			
高碳优质钢丝镀锌	$0.45\sigma_b$	$0.35\sigma_b$	$0.33\sigma_b$	$0.3\sigma_b$
硅青铜不锈钢丝	$0.35\sigma_b$	$0.35\sigma_b$	$0.33\sigma_b$	$0.3\sigma_b$

表 3-9 各种类别的压缩螺旋弹簧的许用应力

类 别	材 料 牌 号	许用切应力 $[\tau]$ (kgf/mm <sup>2</sup> )			许用弯曲应力 $[\sigma]$ (kgf/mm <sup>2</sup> )	
		I 类	II 类	III 类	II 类	III 类
碳素弹 簧钢丝	65, 70	$0.3\sigma_b$	$0.4\sigma_b$	$0.5\sigma_b$	$0.5\sigma_b$	$0.625\sigma_b$
	65Mn, 70Mn					
合金弹 簧钢丝	60Si2Mn	48	64	80	80	100
	60Si2MnA, 60Si2CrA					
	60Si2MnVA, 60Si2CrVA	57	76	95	95	119
	50CrVA, 30W4Cr2VA	45	60	75	75	94
不锈弹 簧钢丝	1Cr18Ni9, 1Cr18Ni9Ti	33	44	55	55	69
	3Cr13, 4Cr13	45	60	75	75	94
	0Cr17Ni7Al, 0Cr15Ni7MoAl	48	64	80	80	100
镍 合 金 丝	Ni36CrTiAl	45	60	75	75	94
	Ni42CrTi	42	56	70	70	88
	Co40CrNiMo	51	68	85	85	102
铜 合 金 丝	QSi3-1	27	36	45	45	50
	QSn4-3, QSn6.5-0.1	27	36	45	45	50
	QBe2	36	45	56	56	75

II 类: 交变载荷作用次数在  $10^3 \sim 10^5$  次和受冲击载荷的弹簧。

III 类: 交变载荷作用次数在  $10^3$  以下的弹簧。  
其工作极限应力  $\tau_j$  和许用切应力  $\tau_0$  的关系是:

$$\text{I 类弹簧 } \tau_j \leq 1.67[\tau]$$

$$\text{II 类弹簧 } \tau_j \leq 1.25[\tau]$$

$$\text{III 类弹簧 } \tau_j \leq 1.12[\tau]$$

各种材料的许用应力见表 3-9 所示。

## 3.5 设计实例

### 3.5.1 材料的选择

可用来作为压缩螺旋弹簧的材料种类繁多,规格大小不一,在第二章弹簧材料中已介绍了各种材料的性能和用途,因此可根据弹簧的设计要求、使用寿命和所处的环境选择最适当的材料,选材的原则是首先满足使用要求,在这个前提下再挑选价格最廉的材料,以降低制造成本,有时可能会发现要真正选好用材并不是一件很容易的事,表 3-10 是日本标准协会(JIS)对压缩螺旋弹簧制定的一张材料选用表,可供参考。

表 3-11 是日本推荐在设计时各种材料的切变模量值,它与我国推荐的数值基本相同。

### 3.5.2 实例计算

[例 1] 已知  $P=500 \text{ kgf}$ ,  $\delta=117 \text{ mm}$ ,  $\tau=56 \text{ kgf/mm}^2$ ,  $D_2=100 \text{ mm}$ 。试设计一圆柱螺旋弹簧。

[解] 由式(3.5)得

$$kC^3 = \frac{\pi \times (100)^3}{8} \times \frac{56}{500} = 440$$

由图 3-3 得  $C^4=2600$ ,  $C=7.14$



表 3-10 材料的选用

种	类	标准号	材料牌号	用途 (参考)						备注	
				通用	导电	非磁	耐热	耐蚀	耐疲劳		
弹簧钢材			SUP4	✓							主要用于热卷弹簧
			SUP6	✓							
			SUP7	✓							
		JISG4801	SUP9	✓							
			SUP9A	✓							
			SUP10	✓			✓				
			SUP11A	✓							
硬钢丝		JISG3521	SW	✓							主要用于
琴钢丝		JISG3522	SWP	✓					✓		
弹簧用碳素钢油回火钢丝		JISG3560	SWO	✓							
阀门弹簧用钨钒钢油回火钢丝		JISG3565	SWOCV-V				✓		✓		
阀门弹簧用碳素钢油回火钢丝		JISG3561	SWO-V						✓		
阀门弹簧用硅铬钢油回火钢丝		JISG3566	SWOSC-V				✓		✓		
(参考) 弹簧用硅锰钢油回火钢丝		JSMANO.5	SWOSM	✓							

(续表)

种 类	标 准 号	材 料 牌 号	用 途 (参 考)						备 注
			通 用	导 电	非 磁	耐 热	耐 蚀	耐 疲 劳	
弹 簧 用 不 锈 钢 丝	JIS G4314	SUS302	✓			✓	✓		
		SUS304	✓			✓	✓		
		SUS316	✓			✓	✓		
		SUS316J1	✓			✓	✓		
黄 铜 丝	JIS H3260	C2600W		✓	✓		✓		
		C2700W		✓	✓		✓		
		C2800W		✓	✓		✓		
锌 白 铜 丝	JIS H3270	C7521W		✓	✓		✓		
		C7541W		✓	✓		✓		
		C7701W		✓	✓		✓		
磷 青 铜 丝	JIS H3270	C5101W		✓	✓		✓		
		C5191W		✓	✓		✓		
铍 青 铜 丝		C5212W		✓	✓		✓		
		Cl720W		✓	✓		✓		

冷 卷 弹 簧

表 3-11 日本推荐的各种材料的切变模量  $G$

材 料	$G$ 值(kgf/mm <sup>2</sup> )
弹 簧 钢 材	$8 \times 10^3$
硬 钢 丝	$8 \times 10^3$
琴 钢 丝	$8 \times 10^3$
油 回 火 钢 丝	$8 \times 10^3$
不 锈 钢 丝	SUS302
	SUS304
	SUS316
	SUS631J1
黄 铜 丝	$4 \times 10^3$
锌 白 铜 丝	$4 \times 10^3$
磷 青 铜 丝	$4.3 \times 10^3$
铍 青 铜 丝	$4.5 \times 10^3$

由式(3.6)得 
$$n = \frac{8 \times 10^3 \times 100}{8 \times 2600} \times \frac{117}{500} = 9$$

由式(3.8)得  $d = D_2 / C = 100 / 7.14 = 14(\text{mm})$

[例 2] 欲设计  $P = 42 \text{ kgf}$ ,  $\delta = 26.6 \text{ mm}$ ,  $D_2 = 30 \text{ mm}$  的弹簧, 末圈是两端各一圈。使用冷拉钢丝时应力为  $\tau = 60 \text{ kgf/mm}^2$ , 而使用琴钢丝时应力可提高到  $\tau = 80 \text{ kgf/mm}^2$ , 如单位重量材料价格琴钢丝高 80%, 试比较两者之优缺点。

[解] 参照例 1 计算顺序, 对冷拉钢丝有

$$kC^3 = 505, C^4 = 3150, C = 7.5, d = 4(\text{mm}), n = 6$$

对琴钢丝有

$$kC^3 = 674, C^4 = 4900, C = 8.37, d = 3.6(\text{mm}), n = 3.9$$

由上得冷拉钢丝与琴钢丝的比率为

$$\text{重量比} = \frac{4^3 \times (6+2)}{3.6^3 \times (3.9+2)} = 1.675$$

$$\text{价格比} = \frac{4^3 \times (6+2)}{3.6^3 \times (3.9+2) \times 1.8} = 0.93$$

即冷拉钢丝比琴钢丝重 67.5%，价格低 7%，使用这种较重的弹簧时，就应注意，由重量而产生的问题。

[例 3] 已知  $P=1200 \text{ kgf}$ ,  $\delta=50 \text{ mm}$ ,  $\tau=62 \text{ kgf/mm}^2$ , 外径小于  $108 \text{ mm}$ , 并圈高度小于  $135 \text{ mm}$ , 并圈应力小于  $80 \text{ kgf/mm}^2$ , 末圈是两端各一圈, 末圈厚度是线径的  $1/4$ 。试设计一组合圆柱螺旋弹簧。

[解] 由于两端末圈均为一圈, 且满足式 (3.42), 由式 (3.38) 得

$$\frac{135}{1.5 \times 108} = \frac{1}{1+C} + \frac{8 \times 10^3 \times 50}{\pi \times 62 \times 1.5 \times 108} \times \frac{k}{C^2}$$

化简后, 有  $0.833 = \frac{1}{1+C} + 12.7 \times \frac{k}{C^2}$

由图 3-33 可知, 满足上式的  $C$  值是 5。

由式 (3.39) 得

$$d_1 = \frac{108}{6} = 18 (\text{mm})$$

由式 (3.40) 和相应的说明, 得

$$H_{b,c} = 135 - 1.5 \times 18 = 108 (\text{mm})$$

由式 (3.41) 得

$$\sum_{i=1}^m d_i^2 = \frac{8 \times 5^3 \times 108}{8 \times 10^3} \times \frac{1200}{50} = 324 (\text{mm}^2)$$

由式 (3.43) 得

$$\sum_{i=1}^m d_i^2 = 324 - 18^2 = 0$$

由上式可知, 只需一只弹簧即能满足要求。最后, 由自由高度表达式(3.45)可得

$$H_0 = 135 + 50 \times \frac{80}{62} = 199.5(\text{mm})$$

[例 4] 已知  $P = 4000 \text{ kgf}$ ,  $\delta = 88 \text{ mm}$ ,  $\tau = 55 \text{ kgf/mm}^2$ , 外径小于  $210 \text{ mm}$ , 并紧高度小于  $180 \text{ mm}$ , 并紧应力小于  $70 \text{ kgf/mm}^2$ , 末圈两端各  $3/4$  圈, 末端厚度为线径的  $1/4$ 。试设计一组合圆柱螺旋弹簧。

[解] 由式(3.38)得

$$0.857 = \frac{1}{1+C} + 20.5 \frac{k}{C^2}$$

由图 3-33 得

$$C = 6$$

由式(3.39)得

$$d_1 = \frac{210}{7} = 30(\text{mm})$$

由式(3.40)得

$$H_{b,e} = 180 - 30 = 150(\text{mm})$$

由式(3.41)得

$$\sum_{i=1}^m d_i^2 = \frac{8 \times 6^3 \times 150}{8 \times 10^3} \times \frac{4 \times 10^3}{88} = 1475(\text{mm}^2)$$

由式(3.42)得

$$d_2 < 30 \times \frac{5}{7} = 21.4(\text{mm})$$

取  $d_2 = 20 \text{ mm}$

由式(3.43)得

$$\sum_{i=1}^m d_i^2 = 575 - 20^2 = 175(\text{mm}^2)$$

由式(3.42)得

$$d_3 < 20 \times \frac{5}{7} = 14.29 (\text{mm})$$

由于  $\sqrt{175} = 13.23 < 14.29$ , 因而取  $d_3 = 13.23 \text{ mm}$  就完全满足上述条件, 取整后,  $d_3 = 13 \text{ mm}$ 。

由自由高度式(3.45)得

$$H_0 = 180 + 88 \times \frac{70}{52} = 298.5 (\text{mm})$$

由螺圈节径  $D_{24} = cd_4$ , 有效圈数  $n_4 = H_{b,s}/d_4$  即可求出满足弹簧要求的各参数, 见表 3-12。

表 3-12 例 4 弹簧各参数

	线材直径 (mm)	螺旋弹簧 节径(mm)	有效圈数	总圈数	并圈高度 (mm)	自由高度 (mm)
弹簧 1	30	180	5	6.5	180	298.5
弹簧 2	20	120	7.5	9.0	170	298.5
弹簧 3	13	78	11.5	13.0	163	298.5

[例 5] 以几个圆柱螺旋弹簧并列支持重量  $P = 10^4 \text{ kgf}$  的物体, 要求综合弹簧刚度  $p' = 2 \times 10^8 \text{ kgf/mm}^2$ , 应力  $\tau \leq 30 \text{ kgf/mm}^2$ , 并圈高度  $H_b \leq 85 \text{ mm}$ , 问在弹簧总底面积  $A$  在最小的条件下, 要几个弹簧? 各弹簧末圈两端都是  $3/4$  圈, 末端厚度为线材直径的  $1/4$ 。

[解] 设弹簧需要个数为  $m$ , 则

$$A = \frac{\pi m d^2 (1+O)^2}{4}$$

由式(3.2)和式(3.3)得

$$A = 2kO(1+O)^2 \frac{P}{\tau}$$

由上式可知,  $O$  小则  $A$  也随之减小, 但  $O$  小于 3 时, 弹簧制

造有困难,  $A$  值按  $C=3$  最小值计算, 得

$$A = 2 \times 1.58 \times 3 \times 4^3 \times \frac{10^4}{30} = 5.056 \times 10^4 (\text{mm}^2)$$

另外, 由式(3.1)和式(3.36)得

$$p' = \frac{Gd^4}{8nD_2^3} m = \frac{GA}{2n\pi C^3(1+C)^2 d}$$

$$\begin{aligned} \text{即 } d &= \frac{GA}{2\pi C^3(1+C)^2 P'} \times \frac{1}{n} = \frac{8 \times 10^3 \times 5.056 \times 10^4}{2\pi \times 3^3 \times 4^3 \times 2 \times 10^3} \times \frac{1}{n} \\ &= \frac{74.5}{n} (\text{mm}) \end{aligned}$$

由于两端末圈为  $3/4$  圈, 有

$$H_b = (n+1)d = (74.5+d) (\text{mm})$$

由设计条件  $H_b \leq 85$ , 得  $d \leq 10.5$ 。线材直径大, 则弹簧个数就少。取  $d=10$ , 则  $n=74.5/10=7.45$ , 得

$$m = \frac{8C^3 np'}{Gd} = \frac{8 \times 3^3 \times 2 \times 10^3 \times 7.45}{8 \times 10^3 \times 10} = 40.23$$

取  $m=40$  (弹簧数), 螺圈节径  $D_2 = cd = 3 \times 10 = 30$ 。由以上设计得到  $d=10 \text{ mm}$ ,  $D_2=30 \text{ mm}$ ,  $n=7.45$ , 弹簧数为 40。

[例 6] 已知  $P=100 \text{ kgf}$ ,  $\tau=50 \text{ kgf/mm}^2$ ,  $p'=2.5 \text{ kgf/mm}^2$ , 两端末圈之和  $n_d=2$ 。试设计一重量最小的弹簧。

[解] 由式(3.9)左边得

$$\frac{G}{p'nd} \sqrt{\frac{P}{8\pi\tau}} = \frac{8 \times 10^3}{2.5 \times 2} \sqrt{\frac{100}{8\pi \times 50}} = 451.4$$

由图 3-4 查得  $c=6.6$ , 由式(3.10)得

$$d = \sqrt{\frac{8PkC}{\pi\tau}} = \sqrt{\frac{8 \times 100 \times 1.23 \times 6.6}{\pi \times 50}} = 6.43 (\text{mm})$$

取  $d=6.4 \text{ mm}$ , 则

$$D_2 = Cd = 42.2 (\text{mm})$$

由式(3.1)得  $n = \frac{Gd^4}{8kD_2^3} = \frac{8 \times 10^3 \times 6.4^4}{8 \times 2.5 \times 42.3^3} = 8.9$

【例7】在弹簧支持的物体 ( $W' = 250 \text{ kgf}$ ) 上, 从  $5 \text{ m}$  高处落下另一物体 ( $W = 30 \text{ kgf}$ ), 如要求最大力  $P_{\max} = 3000 \text{ kgf}$ , 最大应力为  $30 \text{ kgf/mm}^2$ , 应采用何种圆柱螺旋弹簧? 试分别讨论圆截面、正方形截面和长方形截面的情况。

【解】由第1章式(1.13)得

$$P_{\max} = W \left( 1 + \sqrt{1 + \frac{2p'h}{W+W'}} \right) = p' \delta_{\max}$$

即

$$\begin{aligned} p' &= \frac{W+W'}{2h} \left[ \left( \frac{P_{\max}}{W} - 1 \right)^2 - 1 \right] \\ &= \frac{20+250}{2 \times 5 \times 10^3} \left[ \left( \frac{3 \times 10^3}{30} - 1 \right)^2 - 1 \right] = 274.4 (\text{kgf/mm}) \end{aligned}$$

由此, 得  $\delta_{\max} = \frac{P_{\max}}{p'} = \frac{3 \times 10^3}{274.4} = 10.93 (\text{mm})$

1) 圆截面: 取  $D_2 = 140 \text{ mm}$ 。

由式(3.5)得  $kc^3 = \frac{\pi \times (140)^2}{8} \times \frac{30}{3 \times 10^3} = 77$

由图 3-3 得  $C^4 = 210$ ,  $C = 3.81$ , 从而

$$d = 140/3.81 = 36.8 (\text{mm})$$

由式(3.6)得  $n = \frac{8 \times 10^3 \times 140}{8 \times 210} \times \frac{1}{274.4} = 2.43$

2) 正方形截面: 由  $C = D_2/a = 4$ , 从图 3-7 查得  $\beta = 3.2$ 。

由式(3.12)得

$$a^2 = \beta \frac{cP}{\tau} = 3.2 \frac{4 \times 3 \times 10^3}{30} = 1280 (\text{mm}^2)$$

由  $a = 35.78 \text{ mm}$ ,  $D_2 = 143 \text{ mm}$ , 从图 3-6 和式(3.11)即可求出有效圈数



$$n = \frac{\delta a G}{r C^3 P} = \frac{10.93 \times 35.78 \times 8 \times 10^3}{5.48 \times (4)^3 \times 3 \times 10^3} = 3$$

3) 长方形截面: 由  $b/a=2$ ,  $C=D_2/a=5.5$ , 从图 3-7 查得  $\beta=3.47$ 。

由式(3.12)得

$$a^3 = \beta \frac{CP}{\tau \frac{b}{a} \sqrt{\frac{b}{a}}} = 3.47 \times \frac{5.5 \times 3 \times 10^3}{30 \times 2 \times \sqrt{2}} = 675 (\text{mm}^3)$$

由  $a=26 \text{ mm}$ ,  $D_2=143 \text{ mm}$ , 由图 3-6 和式(3.11)得

$$n = \frac{\delta a \left(\frac{b}{a}\right)^2 G}{r C^3 P} = \frac{10.93 \times 26 \times (2)^2 \times 8 \times 10^3}{6.9 \times (5.5)^3 \times 3 \times 10^3} = 2.64$$

若两端末圈各为 1 圈时, 当圆截面弹簧的重量为 1, 则正方形截面和长方形截面弹簧的重量分别为 1.41 和 1.37。

一般来说, 正方形和长方形截面弹簧的螺旋表面应力分布不一样, 它比圆截面弹簧吸收能量的效率差, 若要降低应力就要增加重量。如弹簧空间受到限制, 而又要求较大的弹簧刚度时, 则选用长方形截面弹簧是有利的。

[例 8] 已知  $d=6 \text{ mm}$ ,  $D_2=48 \text{ mm}$ ,  $n=10$  的弹簧, 受一  $Q=1 \text{ kgf}$  的物体以  $v_0=5 \text{ m/s}$  的水平速度冲击。试讨论弹簧产生的最大应力。

[解]

1) 设不计弹簧重量;

由式(3.1)得

$$p' = \frac{8 \times 10^3 \times 6^4}{8 \times 10 \times 48^3} = 1.17 (\text{kgf/mm})$$

由第一章式(1.6)得

$$\delta_{\max} = 5 \times 10^3 \times (1.17 \times 9.8 \times 10^3)^{-\frac{1}{2}} = 46.7 (\text{mm})$$

由式(3.1)~式(3.3)得

$$\begin{aligned}\tau &= \frac{kGd}{\pi n D_2^2} \delta_{\max} = \frac{1.184 \times 10^3 \times 6 \times 46.7}{\pi \times 10 \times 48^2} \\ &= 36.7 (\text{kgf/mm}^2)\end{aligned}$$

2) 如计及弹簧重量:

由式(3.52)得

$$a = \frac{2.235 \times 10^6}{c} = \frac{2.235 \times 6}{48} \times 10^6 = 2.794 \times 10^5 (\text{mm})$$

由式(3.54)得

$$\begin{aligned}P_0 &= v_0 \frac{\pi d^4 G}{8 a D_2^2} = 5 \times 10^3 \times \frac{\pi \times 6^4 \times 8 \times 10^3}{8 \times 2.794 \times 10^5 \times 48^2} \\ &= 31.6 (\text{kgf})\end{aligned}$$

由定义得  $\beta = \frac{4 \times 10^6}{\pi^2 \times 10 \times 6^2 \times 48 \times 7.85} = 2.99$

由式(3.55)得

$$P_{\max} = 31.6 \times \left(1 + \sqrt{\frac{2}{3} + 2.99}\right) = 92.0 (\text{kgf})$$

由式(3.3)得

$$\tau = 1.184 \times \frac{8 \times 48 \times 92.0}{\pi \times 6^3} = 61.3 (\text{kgf/mm}^2)$$

1) 与2)的应力 $\tau$ 不相同, 2)比1)大68%。

[例9] 已知凸轮轴最高转速为24000r/min, 要求弹簧外径小于40mm, 弹簧变形为20mm时的应力要小于70kgf/mm<sup>2</sup>。试设计一弹簧, 使其避开凸轮行程曲线10阶以下的低阶波共振。

[解] 为了避开10阶以下的低阶波共振, 阀门弹簧第一阶固有频率应大于 $f_1$ , 即大于

$$f_1 = \frac{2400}{60} \times 10 = 400 [\text{cps}]$$

另外,由式(3.1)和式(3.3)得

$$\tau = k \frac{Gd}{\pi n D_2^2} \delta$$

又由式(3.60)得

$$f_1 = 3.56 \times 10^5 \frac{d}{n D_2^2} \text{ [cps]}$$

即

$$k = \frac{3.56 \times 10^5}{f_1} \times \frac{\pi \tau}{G \delta} = \frac{3.56 \times 10^5}{400} \times \frac{\pi \times 70}{8 \times 10^3 \times 20} = 1.223$$

由图 3-2 查得

$$C = 6.8$$

由外径要求小于 40 mm, 得

$$d(1+C) \leq 40, \text{ 即 } d \leq 5.13$$

若取  $d = 5 \text{ mm}$ ,  $D_2 = 34 \text{ mm}$ , 则由

式(3.60)可求出  $n$ , 即

$$n = \frac{3.56 \times 10^5}{f_1} \cdot \frac{d}{D_2^2} = \frac{3.56 \times 10^5 \times 5}{400 \times 34^2} = 3.85$$

[例 10] 已知  $d = 5 \text{ mm}$ ,  $D_2 = 40 \text{ mm}$ 。试求图 3-52 所示变节距弹簧的载荷特性。

[解] 可有两种计算方法: 1) 将整个弹簧分割成有效圈数为 1 圈的 8 个弹簧, 用离散法按串联计算; 2) 将弹簧展开成曲线, 用连续解析法计算。

1) 离散法: 当弹簧为 1 圈时,

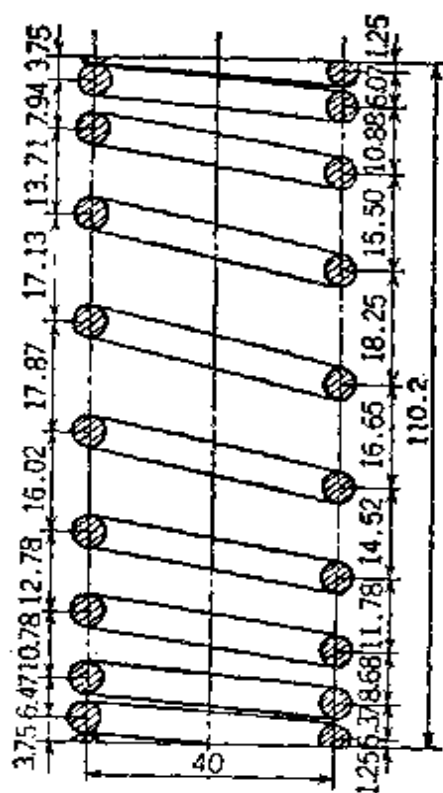


图 3-52 变节距弹簧

其弹簧刚度由式(3.13)得

$$p'_j = \frac{8 \times 10^3 \times 5^4}{8 \times 1 \times 40^3} = 9.766$$

从而第  $i$  圈的弹簧刚度为

$$p'_i = \frac{9.766}{i}$$

由图 3-52 所示节距算出各圈的变形  $\Delta_i$ , 而两端各半圈的变形量之和等于一个整圈算出的变形量, 然后按标号顺序算出各  $\Delta_i$ , 再求出第  $i$  个弹簧并圈载荷  $P_i$ , 即

$$P_i = 9.766 \times \Delta_i$$

算出  $(P_i - P_{i+1})$  后, 就可求出载荷为  $P_i$  时的变形量, 即

$$\delta_i = \sum_{j=i}^8 \frac{P_j - P_{j+1}}{p'_j}$$

以上计算所得数值见表 3-13。

表 3-13 变节距弹簧计算例子数值(其一)

$i$	$\Delta_i$	$F_i$	$P_i - P_{i+1}$	$p'_i$	$\delta_i$
1	13.25	129.40	15.63	9.766	62.6
2	11.65	113.77	11.23	4.883	61.0
3	10.5)	102.54	9.57	3.255	58.7
4	9.52	92.97	26.76	2.442	55.8
5	6.78	66.21	8.79	1.953	44.8
6	5.88	57.42	22.46	1.628	40.3
7	3.58	34.96	20.90	1.395	26.5
8	1.44	14.06	14.06	1.321	11.5

2) 连续解析法: 弹簧的展开图如图 3-53 所示。弹簧分成四段, AB 和 DE 为两端末圈, 端部厚度为  $d/4$ 。

$$AB: H = \frac{d}{\pi D_2} s - \frac{d}{4} = 3.98 \times 10^{-2} s - 1.25$$

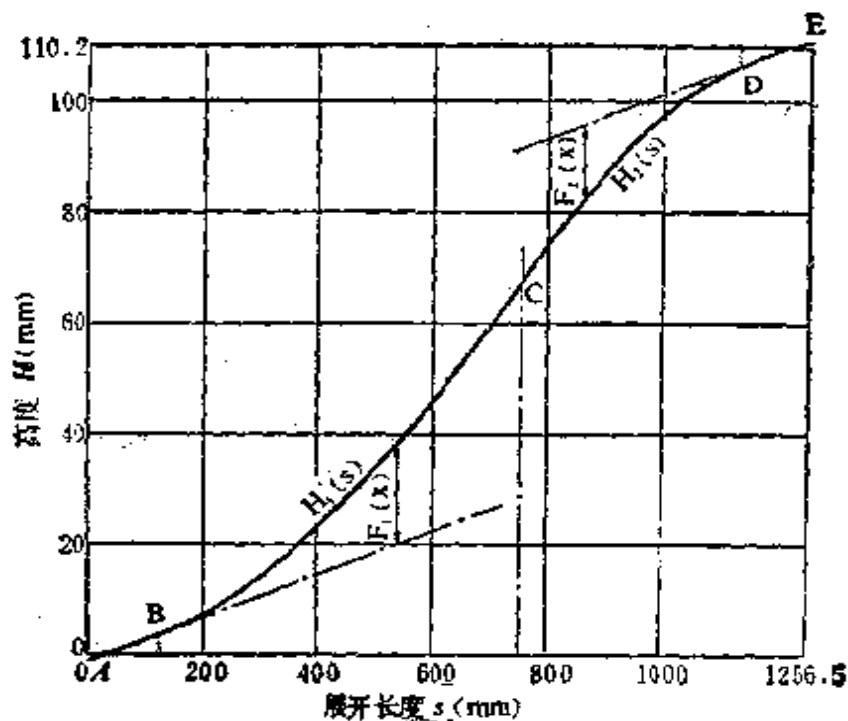


图 3-53 变节距弹簧的展开曲线

$$DE: H = \frac{d}{\pi D_2} s + \left\{ H_0 - (n_1 - 0.5)d - \frac{d}{4} \right\}$$

$$= 3.98 \times 10^{-2} s + 61.45$$

式中  $H_0$  为弹簧自由高度, 此处  $H_0 = 110.2$ 。

BC 和 CD 为弹簧的有效部分, 其表达式分别为

$$H_1(s) = 0.72 + 7.80 \times 10^{-2} s + 1.35 \times 10^{-4} s^2 - 4.13 \times 10^{-8} s^3$$

$$+ 6.77 \times 10^{-12} s^4 - 7.50 \times 10^{-16} s^5$$

$$H_2(s) = -51.81 + 7.68 \times 10^{-2} s + 2.72 \times 10^{-4} s^2 - 2.97$$

$$\times 10^{-7} s^3 + 1.32 \times 10^{-10} s^4 - 3.36 \times 10^{-14} s^5$$

拐点  $O$  相当于第 6 圈末, 其坐标  $s = 753.9$ 。

由  $x = s - \pi D_2 = s - 125.6$ , 并将坐标平移后即可从图 3-53 求得  $F_1(x)$  和  $F_2(x)$ 。

$$F_1(x) = 1.20 \times 10^{-4} x^3 - 3.80 \times 10^{-8} x^3$$

$$+ 6.30 \times 10^{-12} x^4 - 7.50 \times 10^{-16} x^5$$

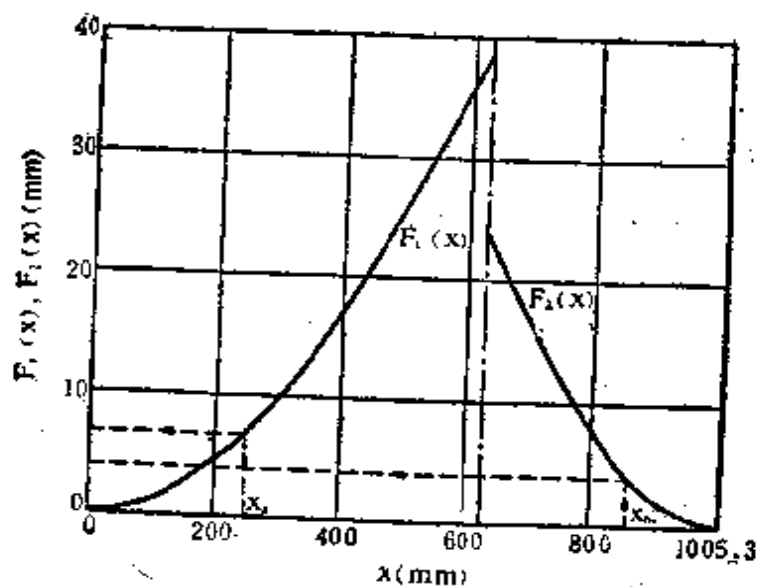


图 3-54  $F_1(x)$  和  $F_2(x)$

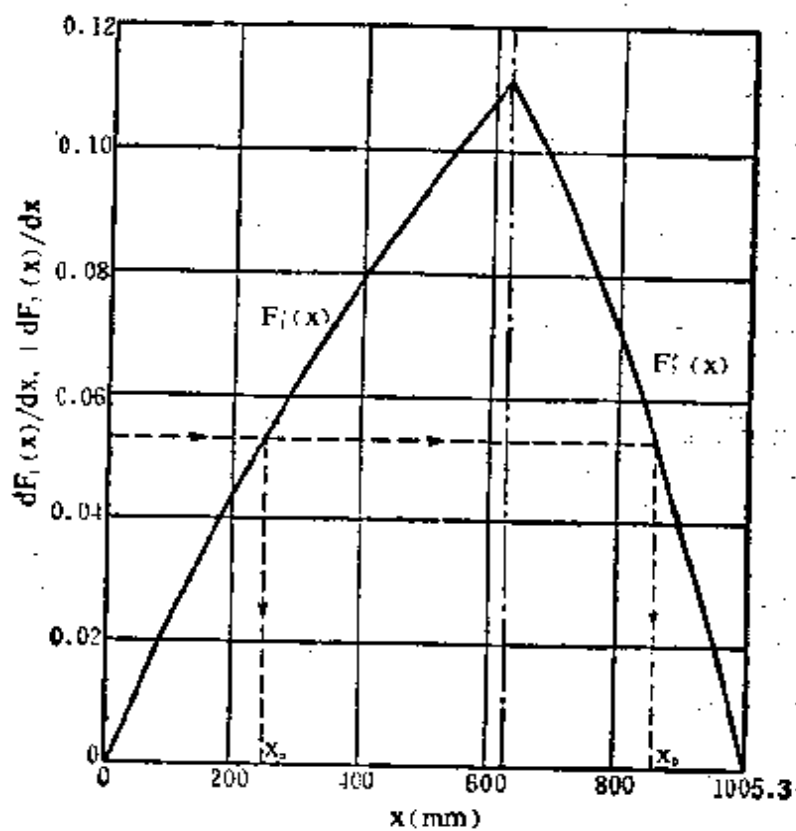


图 3-55  $F_1'(x)$  和  $|F_2'(x)|$

$$F_1'(x) = 2.40 \times 10^{-4}x - 1.14 \times 10^{-7}x^2 \dots$$

$$+ 2.52 \times 10^{-11}x^3 - 3.75 \times 10^{-15}x^4$$

$$F_2(x) = 2.10 \times 10^{-4}(x_m - x)^2 - 1.30 \times 10^{-7}(x_m - x)^3$$

$$+ 5.80 \times 10^{-11}(x_m - x)^4 - 3.36 \times 10^{-14}(x_m - x)^5$$

$$F_2'(x) = -4.20 \times 10^{-4}(x_m - x) + 3.90 \times 10^{-7}(x_m - x)^2$$

$$- 2.32 \times 10^{-10}(x_m - x)^3 + 1.68 \times 10^{-13}(x_m - x)^4$$

又,  $x_m = (n_1 - 2)\pi D_2 = 8 \times \pi \times 40 = 1005.3$

图 3-54 示出了  $F_1(x)$  和  $F_2(x)$ , 图 3-55 示出了  $F_1'(x)$  和  $|F_2'(x)|$ 。下面求出单位长度上的弹簧刚度  $p_0'$ 。

表 3-14 变节距弹簧计算例子数值(其二)

$P$	$P/p_0'$	$x_a$	$x_b$	$x_b - x_a$	$\frac{(x_b - x_a)}{P/p_0'}$	$F_1(x_a)$	$F_2(x_b)$	$\delta$
20	0.0163	70	965	895	14.6	0.6	0.5	15.7
40	0.0326	145	920	775	25.3	2.5	1.5	29.3
60	0.0489	227	873	646	31.6	5.8	3.3	40.7
80	0.0652	318	820	502	32.7	11.0	6.3	50.0
100	0.0815	415	762	347	28.3	18.6	10.9	57.8
120	0.0978	524	695	171	16.7	28.7	17.0	62.4
136.7	0.1146	628.3	628.3	0	0	38.9	23.8	62.7

$$p_0' = \frac{\pi a^4 G}{8D_2^3} = \frac{\pi (5)^4 \times 8 \times 10^3}{8 \times (40)^3} = 1.227 \times 10^3 (\text{kgf/mm}^2)$$

按  $P/p_0'$  计算值从图 3-55 纵坐标沿箭头方向即可查得  $x_a$  和  $x_b$ 。由  $x_a$  和  $x_b$  在图 3-54 上查得  $F_1(x_a)$  和  $F_2(x_b)$ 。将以上各值代入式 (3.22) 即可求出变形量  $\delta$ , 其计算结果见表 3-14。

1) 和 2) 的计算结果示于图 3-56 中, 曲线表示 2) 的计算结果, 小圆圈表示 1) 的计算结果。由图可知, 二者几乎没有差别。

[例 11] 已知  $d=6 \text{ mm}$ ,  $R_3=30 \text{ mm}$ ,  $R_1=20 \text{ mm}$ , 并圈

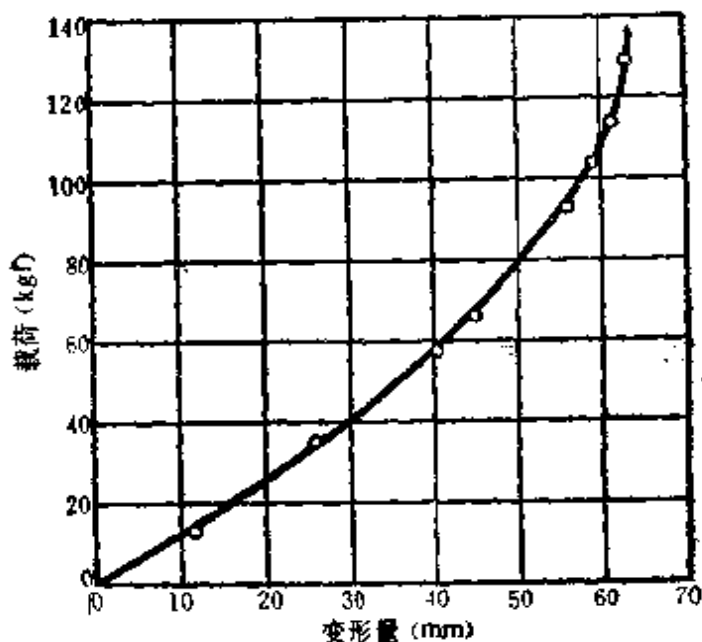


图 3-56 变节距弹簧载荷特性计算结果

开始前弹簧刚度  $p' = 2.5 \text{ kgf/mm}$ , 螺旋角  $\alpha$  为定值, 并圈开始时载荷为  $50 \text{ kgf}$ , 两端末圈都是一圈。试设计一个圆锥螺旋弹簧。

[解] 由式(3.24)得

$$n = \frac{Gd^4}{16p'(R_2^2 + R_1^2)(R_2 + R_1)}$$

$$= \frac{8 \times 10^4 \times 6^4}{16 \times 2.5 \times (900 + 400) \times (30 + 20)} = 3.987$$

取  $n = 4$ 。由式(3.29)得

$$d' = 6 \sqrt{1 - \left(\frac{30 - 20}{4 \times 6}\right)^2} = 5.454 (\text{mm})$$

由式(3.25)得

$$\alpha = \frac{32R_2^2 P}{\pi d^4 G} + \frac{d'}{2\pi R_2} = \frac{32 \times (30)^2 \times 50}{\pi \times (6)^4 \times 8 \times 10^3} + \frac{5.454}{2\pi \times 30}$$

$$= 0.07315 \text{ rad} = 4^\circ 11'$$

自螺旋最大直径处算起, 第  $n'$  圈螺旋半径  $R$  的一次近似式为



$$R_2 = R_3 - (R_3 - R_1) \frac{n'}{n} = 30 - 2.5n'$$

自螺旋最大直径处算起, 第  $n'$  圈的高度为

$$\begin{aligned} H &= 2\pi an' \left\{ R_3 - (R_3 - R_1) \frac{n'}{2n} \right\} \\ &= 0.4596n'(30 - 1.25n') \end{aligned}$$

由此可算出有效螺旋的自由高度  $H_0$ , 得

$$H_0 = 0.4596 \times (30 - 1.25 \times 4) = 46(\text{mm})$$

最大直径侧末圈数为  $n_{d,2}$ , 其顶部螺旋半径为  $R_0$ , 最小直径侧末圈数为  $n_{d,1}$ , 其顶部螺旋半径为  $R_1$ , 则

$$\begin{aligned} R_0 &= R_3 + \frac{n_{d,1}d(R_3 - R_1)}{\sqrt{H_0^2 + (R_3 - R_1)^2}} \\ &= 30 + \frac{1 \times 60 \times (30 - 20)}{\sqrt{(46.0)^2 + (30 - 20)^2}} = 31.30(\text{mm}) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} R_1 &= R_1 + \frac{n_{d,1}d(R_3 - R_1)}{\sqrt{H_0^2 + (R_3 - R_1)^2}} \\ &= 20 - \frac{1 \times 6 \times (30 - 20)}{\sqrt{(46.0)^2 + (30 - 20)^2}} = 18.70(\text{mm}) \end{aligned}$$

螺旋全长为

$$\begin{aligned} l &= \pi n_{d,2}(R_0 + R_3) + \pi n_{d,1}(R_1 + R_1) + \frac{n\pi}{R_3 - R_1}(R_3^2 - R_1^2) \\ &= \pi \times 1 \times (31.3 + 30) + \pi \times 1 \times (18.7 + 20) \\ &\quad + \frac{4 \times \pi}{30 - 20}(900 - 400) = 942.5(\text{mm}) \end{aligned}$$

由式(3.25)得

$$P = \frac{1.018 \times 10^6}{R_2^2} \left( 0.07315 - \frac{0.8681}{R_2} \right)$$

由式(3.26)得

$$\delta = 6.173 \times 10^{-7} (R_2^4 - 160000) P - 9.192 \times 10^{-2} R_2^2 + 2.182 R_2 + 17.28 \text{ (mm)}$$

由式(3.3)得  $\tau = 0.02358 k R_2 P \text{ (kgf/mm}^2\text{)}$

由以上各式, 如以并圈圈数  $n'$  作独立变量, 其计算结果见表 3-15, 弹簧尺寸见图 3-57。

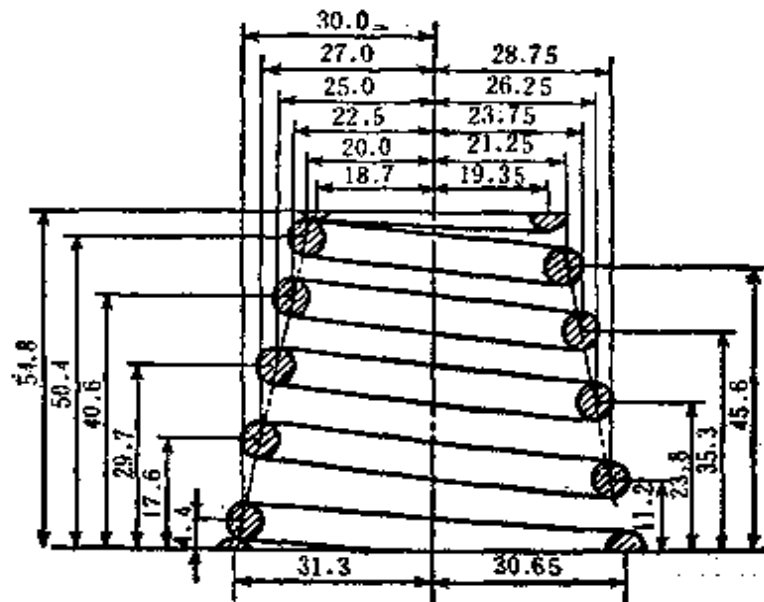


图 3-57 螺旋角一定的圆锥螺旋弹簧尺寸图

表 3-15 螺旋角一定的圆锥螺旋弹簧计算例(其一)

$n'$	$R_2$	$H$	$P$	$\delta$	$\tau$
0	30.00	0	50.0	20.1	40.5
0.5	28.75	6.8	52.9	21.1	41.2
1.0	27.50	13.2	56.0	22.0	42.0
1.5	26.25	19.4	59.2	22.7	42.7
2.0	25.00	25.3	62.6	23.3	43.4
2.5	23.75	30.9	66.1	23.7	44.0
3.0	22.50	36.2	69.5	24.0	44.1
3.5	21.25	41.2	72.8	24.1	44.1
4.0	20.00	46.0	75.7	24.2	44.1

表 3-16 螺旋角一定的圆锥螺旋弹簧计算例(其二)

$i$	$\Delta_i$	$P_i$	$P_i - P_{i-1}$	$1/p_i'$	$\delta_i$
1	7.2	56.1	56.1	0.404	22.5
2	6.1	63.2	7.1	0.257	23.3
3	4.9	69.7	6.5	0.143	24.3
4	3.8	77.0	7.3	0.059	24.6

离散法计算时的参数按图 3-57 查取, 并与表 3-15 的结果

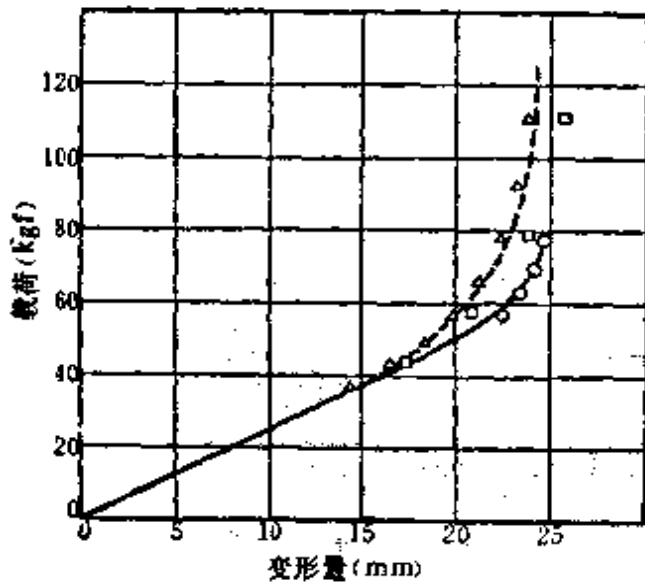


图 3-58 圆锥螺旋弹簧的  
载荷特性计算结果

进行比较。按一圈分割的计算示于表 3-16, 图 3-58 曲线为表 3-15 的结果, 小圆圈为表 3-16 所示结果。由图可知, 用离散法和近似法计算的结果基本一致。

[例 12] 设计一个和例 11 同体积的节距为定值( $t=11.5\text{ mm}$ )的圆锥螺旋弹簧(图 3-59)。

[解]  $n, d', H_0, R_2, R_0, R_1, l$  的数值与例 11 同。

由式(3.27)得

$$P = \frac{9.795 \times 10^5}{R_2^3} \text{ (kgf)}$$

由式(3.28)得

$$\begin{aligned} \delta &= 6.173 \times 10^{-7} \times (R_2^4 - 160000)P \\ &= 2.418R_2 + 72.55 \text{ (mm)} \end{aligned}$$

由式(3.3)得

$$\tau = 0.02358kR_2P \text{ (kgf/mm}^2\text{)}$$

由以上各式算得的结果见表 3-17。

图 3-58 中虚线表示的是上表中载荷和变形的关系曲线, 为比较离散化模型计算结果, 图中给出按一圈分割得到的结果 (标记“□”), 和按半圈分割得到的计算结果 (标记“△”)。由图可知,  $\alpha$  为常量的弹簧与  $p$  为常量的相比较,  $p$  为常量的载荷特性其非线性较强烈。由此可知, 用离散法计算非线性的弹簧时, 其分割数应多取一些。

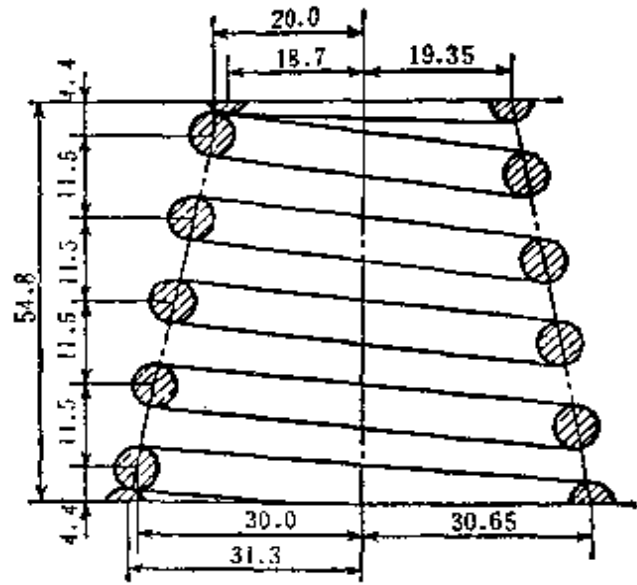


图 3-59 节距一定的圆锥螺旋弹簧尺寸图

表 3-17 节距一定的圆锥螺旋弹簧计算例

$n'$	$R_2$	$P$	$\delta$	$\tau$
0	30.00	36.3	14.6	29.4
0.5	28.75	41.2	16.3	32.1
1.0	27.50	47.1	18.0	35.4
1.5	26.25	54.2	19.6	39.1
2.0	25.00	62.7	21.0	43.4
2.5	23.75	73.1	22.3	48.6
3.0	22.50	86.0	23.3	54.6
3.5	21.25	102.1	23.9	61.8
4.0	20.00	122.4	24.2	70.8

[例 13] 一变截面螺旋弹簧有效螺旋部分的最小直径  $d(1) = 8 \text{ mm}$ , 最大材料直径  $d(0) = 12 \text{ mm}$ , 有效圈数  $n = 4$ , 螺旋的并圈应力(未修正)  $\tau_0 = 80 \text{ kgf/mm}^2$ 。试求其节距和载荷特性。

[解] 由定义  $c_1 = 96/8 = 12$ ,  $c_0 = 96/12 = 8$ , 并圈前载荷特性由式(3.30)得

$$\begin{aligned} \delta &= \frac{8P}{8 \times 10^3} \left\{ \frac{1}{3}(12^3 - 8^3) + \frac{3}{2}(12^2 - 8^2) \right. \\ &\quad \left. + 3(12 - 8) + \ln \frac{12}{8} \right\} \\ &= \frac{P}{10^3} (405.3 + 120 + 12 + 0.4) = 0.5377P(\text{mm}) \end{aligned}$$

并圈开始时载荷由式(3.31)得

$$P_0 = \frac{\pi \times 80 \times 8^3}{8 \times (96 + 8)} = 154.7(\text{kgf})$$

由  $d(0)$  算得线材第  $\mu N$  圈的直径为

$$\begin{aligned} d(\mu) &= d(0) - \alpha \mu N \\ &= 12 - \frac{12 - 8}{4} \times 4 \times \mu = 12 - 4\mu = 4(3 - \mu) \end{aligned}$$

由式(3.31)算得第  $\mu N$  圈的并圈载荷  $P_{0\xi}$  为

$$P_{0\xi} = \frac{\pi \times 80 \times 4^3 \times (3 - \mu)^3}{8 \times (108 - 4\mu)} (\text{kgf})$$

上式中的变形量由式(3.32)给出。现按每半圈计算该位置的并圈载荷和变形, 就得到表 3-18 的结果。其中,  $\delta_1$  为式(3.32)右边第一项, 也即未并圈部分的变形,  $\delta_2$  为已并圈部分的变形。载荷特性示于图 3-60, 其形状和尺寸见图 3-61。

[例 14] 一圆柱螺旋弹簧  $d = 18 \text{ mm}$ ,  $D_2 = 90 \text{ mm}$ ,  $n = 14$ , 自由高度  $H_0 = 353 \text{ mm}$ , 作用有纵向载荷  $P = 600 \text{ kgf}$ , 在这种状态下又加以横向载荷  $Q = 100 \text{ kgf}$ 。试求其横向变形量。

表 3-18 变截面螺旋弹簧的计算例

$\mu$	$\xi P$	$\delta_1$	$\delta_2$	$\delta_1 + \delta_2$	$\Delta_i$
0	502.78	0	142.63	142.63	31.57
0.25	391.40	27.94	111.06	139.00	33.86
0.5	297.02	50.93	77.20	128.13	36.80
0.75	218.13	69.35	40.40	109.75	40.40
1	154.70	83.19	0	83.19	0.00
0.125	444.45	14.61	127.31	141.92	32.78
0.375	341.42	39.97	94.53	134.50	35.26
0.625	255.26	60.49	59.27	119.76	38.58
0.875	184.56	76.61	20.69	97.30	20.69

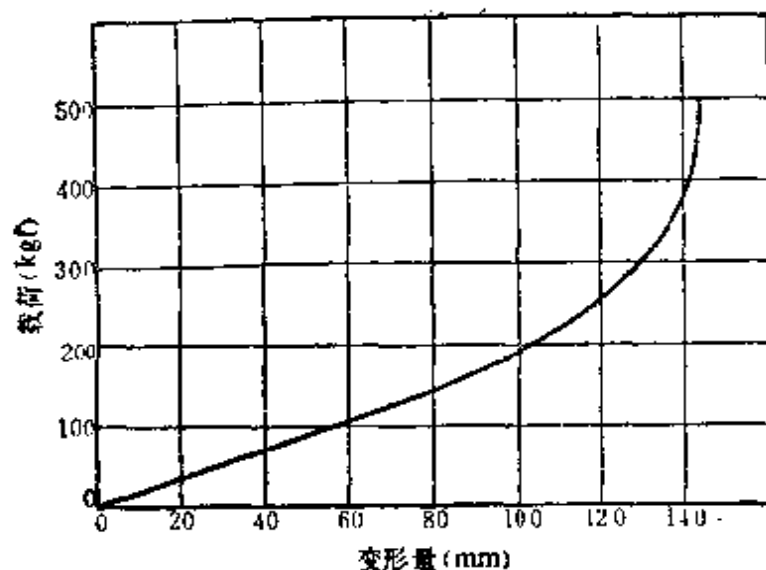


图 3-60 变截面螺旋弹簧载荷特性计算结果

[解] 以  $P=600 \text{ kgf}$  代入式(3.1)得变形量

$$\delta_s = \frac{8nD_2^3}{Gd^4} P = \frac{8 \times 14 \times 90^3}{8 \times 10^8 \times 18^4} \times 600 = 58.3 (\text{mm})$$

两端末圈各一圈的形状见图 3-20(e), 其有效部分的自由高度为:

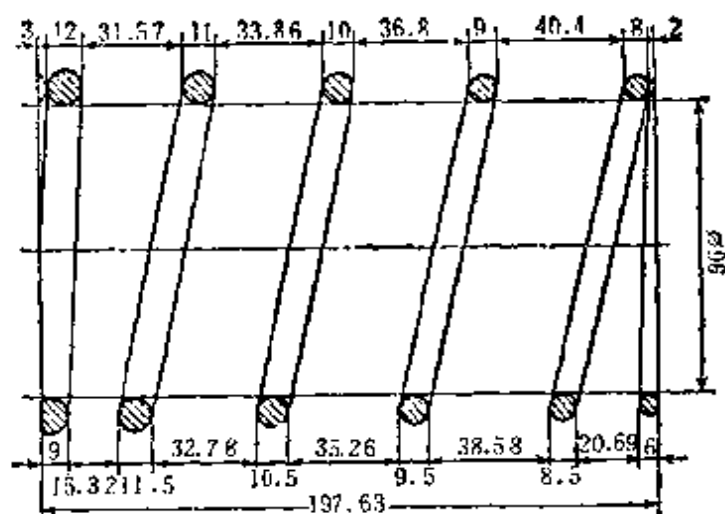


图 3-61 变截面螺旋弹簧尺寸(mm)

$$H_0 = 353 - 2 \times \frac{3}{4} \times 18 = 353 - 27 = 326 (\text{mm})$$

作用力为  $P$  时,有效部分的高度为

$$H_s = H_0 - \delta_s = 326 - 58.3 = 267.7 (\text{mm})$$

由此得  $(\delta_s/H_0) = 58.3/326 = 0.18$ ,  $(H_0/D_2) = 326/90 = 3.6$ ,

由图 3-36 查得  $c = 4$ 。由式 (3.46) 得

$$\frac{p'_y}{p'_x} = 4 \times \left\{ 0.294 \times \left( \frac{267.7}{90} \right)^2 + 0.382 \right\} = 11.93$$

得横向变形量

$$\delta_x = \frac{Q}{p'_x} = 100 \times \frac{11.93}{p'_y} = 1193 \times \frac{53.3}{600} = 116 (\text{mm})$$

由上可知,对  $H_0/D_2$  大的弹簧,具有  $p'_x$  小,也即  $\delta_x$  值有大的倾向。

### 3.5.3 设计图和规格

设计时要遵循一定的规范。在绘制设计图和提出簧弹规格时,要记住由于圆弹簧的使用目的不同会影响到材料的选定、设计和制造方法等,因此不能采用统一的规格。必须由用户和制造厂共同协商,充分讨论,采用最适宜的规格。

下面简单说明一下,在决定规格时,需要特别注意的一些事项。

1) 材料:材料直径为8~13mm的弹簧,可冷卷成形,也可热卷成形。应当注意的是由于成形方法不同,使用的材料和适用的标准公差是不同的。是冷卷还是热卷,这与制造厂的设备有关,因此必须预先进行协议。材料直径,要尽量采用标准直径。有关圆截面材料系列见表3-19,并优先采用第一系列。

表 3-19 圆截面弹簧材料直径系列(mm)

第一系列	0.1	0.15	0.2	0.25	0.3	0.35	0.4	0.45	0.5
	0.6	0.6	1.0	1.2	1.6	2.0	2.5	3.0	3.5
第二系列	4	4.5	5	6	8	10	12	14	20
	25	30	35	40	45	50	60	70	80
第一系列	0.7	0.9	1.4	1.8	2.2	2.8	3.2	3.8	4.2
	5.5	7	9	14	18	22	28	32	38
第二系列	42	65							

2) 弹簧螺圈节径: 弹簧节径  $D_2$  应符合表3-20的系列值, 并应严格控制外径和内径的偏差, 其偏差值可参见本章3.6中的表3-27, 为了保证有足够的空间, 应考虑弹簧在受载后, 螺圈的增大, 其增大值可近似地按下列公式计算。

a) 当弹簧两端固定时, 从自由高度到并紧时, 直径的增大为

$$\Delta D_2 = 0.05 \left( \frac{t^3 - d^3}{D_2} \right) \quad (3.66)$$

b) 当两端面与支承面可以自由回转而摩擦力比较小时, 直径的增大为

$$\Delta D_2 = 0.10 \left( \frac{t^3 - 0.8td - 0.2d^3}{D_2^2} \right) \quad (3.67)$$



表 3-20 圆截面材料弹簧节径  $D_2$  系列(mm)

第一系列	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0	1.2	1.6
	2	2.5	3	3.5	4	4.5	5	6	7
	8	9	10	12	16	20	25	30	35
	40	45	50	55	60	70	80	90	100
	110	120	130	140	150	160	180	200	220
	240	260	280	300	320	360	400		
第二系列	1.4	1.8	2.2	2.8	3.2	3.8	4.2	4.8	5.5
	6.5	7.5	8.5	9.5	14	18	22	28	32
	38	42	48	52	58	65	75	85	95
	105	115	125	135	180	450			

注：优先采用第一系列

3) 圈数：虽然有效圈数是计算弹簧不可缺少的要素，但在实际制造上很难测定弹簧的有效圈数。因此在图纸上或规格中规定有效圈数是无意义的，不如指定总圈数和两端的末圈数更为合理。既然采用“有效圈数”的规定不明确，因此在进行计算时就要考虑到弹簧的特性和设计要求可能不完全符合的情况，这时可用稍微改变圈数的方法来加以调整。压缩弹簧的有效圈数  $n$  系列见表 3-21。

表 3-21 压缩弹簧有效圈数  $n$  系列

2	2.25	2.75	3	3.25	3.5	3.75	4	4.25	4.5
5	5.5	6	6.5	7	7.5	8	9	9.5	10
10.5	11	11.5	12.5	14.5	15	16	18	20	22
25	30								

4) 自由高度：一般说来，弹簧不会在无载荷状态下开始使用，通常在安装时就有一定的变形量，而后就以它作为原始平衡位置进行动作。由于压缩初期有效螺圈就会有所减少，因而载荷和变形就有可能和预定的比例关系不尽符合。这样，按计算求

出的自由高度所制造的弹簧，就常会达不到设计所要求的弹簧特性。因此除了那些不用考虑弹簧特性，而只要求指定自由高度的特殊情况外，一般应首先满足弹簧特性的要求，这时，自由高度就转化为次要的因素，而只是提供参考，当然不必要定出标准尺寸和公差范围了。自由高度的尺寸系列见表 3-22。

表 3-22 压缩弹簧自由高度  $H_0$  尺寸系列

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			

5) 弹簧特性：指定的弹簧特性通常为下列三种的一个或两个：

- 1) 指定高度时的载荷；
- 2) 指定载荷时的高度；
- 3) 弹簧刚度。

螺旋弹簧多数按 1) 进行设计。压缩螺旋弹簧按规定的弹簧特性设计时，必须注意到上面所说的载荷-变形曲线的特点，即在产生变形的初期和末期并不是成直线关系的这一事实，所以在设计弹簧时，有必要避开这一部分，也就是说设计弹簧时要使指定载荷或指定高度不进入这一范围内。这一范围是随各个弹簧的具体形状而有所变化，通常是把这不成直线关系的范围规定在总变形(自由高度和并圈高度之差)的 20~80%。

计算弹簧刚度的情况与上述相似，即求弹簧刚度的两载荷

点,如不在载荷-变形曲线的直线段上就会使结果产生差异,正如本章前面已提到过的,标准规定这两个载荷点应取在总变形量的30~70%之间。

规定某一载荷下的变形或某一变形时的载荷虽是可以的,但正如上所述,是不够理想。如在设计上认为变形是重要的话,那么规定弹簧刚度就更好。

6) 垂直度和端面加工: 压缩螺旋弹簧的垂直度,一直规定得非常严格,因此热卷成形弹簧的端部要加工成退拔形,而且端面还要磨削加工,冷卷成形弹簧要用手工修正形状。这不仅浪费工时,而且常会影响弹簧的质量。对磨削面的加工提出过高的要求,虽然也是可以的,但应和成本结合起来考虑它是否真正必要。

7) 尺寸上的限制: 要注意热卷成形的弹簧由于设备上的原因,会受到如表3-23那样的各种限制。冷卷成形的弹簧,因成形机械种类很多,不能一概而论,但一般讲,它没有象热卷成形那样有种种限制。表3-23中所列数值也是和设备有关,有时由于制造条件不同,也会有些差异,因此设计时应考虑制造厂的条件。

表 3-23 热卷成形的螺旋弹簧尺寸限制

	一 般 用	超 大 型 用
自由长度(mm)	600 以下	1000 以下
螺旋外径(mm)	300 以下	400 以下
弹簧指数( $D_2/d$ )	$4 \leq D_2/d \leq 10$	
材料长度(mm)	10000 以下	

8) 弹簧指数  $C$ : 推荐用值见表 3-24。弹簧指数值越小, 曲率越大, 卷制越困难, 工作时弹簧内侧的切应力大于平均应力越多, 弹簧刚度也越大。弹簧指数值大, 则反之。

表 3-24 弹簧指数  $C$  的推荐用值

$d$ 或 $\alpha$	0.2~0.4	0.5~1	1.1~2.2	2.5~6	7~16	18~50
$C$	7~14	5~12	5~10	4~9	4~8	4~6

## 3.6 制造和检验

### 3.6.1 弹簧制造

弹簧制造中最主要的是选择合适的材料和对材料进行经济而适当的热处理, 这些已在第二章弹簧材料和将在后面的第十五章弹簧的热处理两章中详细叙述, 这里只谈一下制造过程中应该注意的其它要点:

**3.6.1.1 外观和尺寸** 弹簧在外观上产生的问题大多是因为材料贮存、运输或操作不当所造成的, 有的甚至是在弹簧制成以后, 因保管不善生锈而影响到外观, 因此应不断地对有关人员进行教育, 例如贮存材料应用木架、采用正确的运输方法、严格的遵守工艺操作规程和合适的保管方法, 必要时应将因此而报废的弹簧作为典型事例来进行宣传教育, 以提高有关人员的工作能力和加强责任感。

弹簧的尺寸和弹簧的特性有着极为密切的关系, 虽然以后还可以用手工来适当的修正尺寸, 但这样做要浪费工时和提高成本, 有时过度的修正还会影响到弹簧的使用性能或寿命, 特别是大量生产时, 原始的制造尺寸就尤其重要, 因此在制造时固然应不断地提高精度, 但在设计时也应该根据现实的可能性合理地提出弹簧的精度要求。

**3.6.1.2 末圈端面的加工** 为了能使弹簧更好地装配在它的座架上,必须对末圈的端面进行正确的加工,否则就有可能影响到弹簧的使用特性,因此冷卷弹簧的末圈端面都应进行磨削,磨削时应根据材料的硬度和弹簧要求的精度选择适当的砂轮,同时应注意不能操之过急,如果采用了不适当的强力磨削,就会使末圈端部产生局部的温度升高,甚至达到红热状态,从而产生一复杂的应力区,这一区域就会成为整个弹簧一个薄弱环节,在以后的使用过程中,往往就断在这一部位,因此建议采用粗磨和精磨交替的办法。热卷弹簧因它的直径较粗,因此其末圈端部应在热卷前先进行加工成锥形,卷绕后只需进行少量的磨削就可以了。

**3.6.1.3 喷丸处理** 喷丸处理是用直径 $0.4\sim 1.2\text{mm}$ 的钢球,以高速打击弹簧的表面,使表面产生残余压应力,这样不但可以减轻表面因卷绕而产生的拉应力,而且还可以增加弹簧的疲劳寿命,据统计对螺旋压缩弹簧如进行适当的喷丸处理,其寿命至少可提高 $30\%$ 、多的甚至可提高 $2\sim 10$ 倍,这对承受反复载荷的弹簧,如阀门和机车悬挂弹簧等效果特别显著。喷丸处理还能去除所有表层毛刺和清洁弹簧表面,从而获得光滑的表面和稍稍提高弹簧的硬度和强度。它对粗糙表面的作用比精加工的表面效果更大。如果弹簧在今后所处的工况易于生锈的话,则应在喷丸后立即进行防锈处理。

喷丸处理有许多可以调节的因素,例如选用的钢丸大小、喷射的速度、流量的多少和喷弹时间等。它的效果通常是根椐喷弹后的弧高(即因喷丸而在标准试片上产生的凹凸高度)和喷丸有效区(即在喷丸时丸喷到的面积和暴露面积之比)来决定的,如这两个因素不稳定的话,则将来弹簧的寿命就会有明显的差别。

因此首先要求钢丸是球状的，在大量使用时通常是将一定直径的硬钢丝剪切成钢丸，这种刚剪切下来的钢丸都不是正确的球状，带有一定的棱角，因此应先经过几小时的空打，直到打去棱角基本上成为球状时才可使用。钢丸的大小也影响弹簧表面的平坦度，钢丸愈大，所得到的表面愈不平坦，而且有不易喷射到那些难以喷到的表面(例如螺旋压缩弹簧的内表面)的缺点，图3-62是钢丸尺寸与工件表面平坦度的关系，但是大的钢丸，具有较大的冲击量，能产生较厚的硬化区，因此一般以采用直径为0.6~0.8 mm的钢丸比较合适。

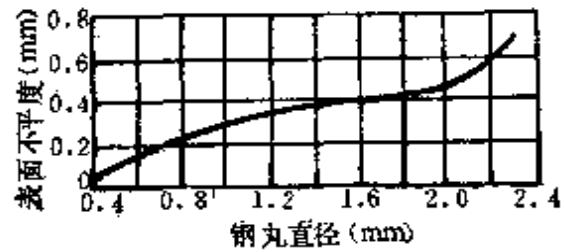


图 3-62 钢丸尺寸与工件表面平坦度关系

喷射的速度愈大，则喷弹的效率愈高，但是钢丸的速度也受它本身的强度所限制，钢丸愈大，也愈易撞击成为碎粒，这种碎粒通常都带有棱角，如不及时清除就易损伤弹簧表面，所以在喷丸处理时，碎粒以少于5%为好。

丸流的方向以与工件表面成 $90^{\circ}$ 角为最有效。一般应保持在 $75^{\circ}\sim 90^{\circ}$ 之间，喷嘴到工件表面的距离在使用压缩空气时应保持在250~300 mm之间。

喷丸的时间愈长，弹簧表面的残余应力、硬化深度及疲劳强度也增加得愈多，但是当到达一定时间后这些性能增加的趋势就愈来愈缓慢，直到不再增加为止。表3-25是喷丸时间对阀门弹簧寿命的影响。

从表中可以看出，经过7分钟喷丸以后，琴钢丝的疲劳寿命已经不再增加，而65 Mn和50 CrVA还在继续增加，直到试验结束(10分钟后)还看不出有停止增加的趋势，只是50 CrVA

表 3 25 喷丸时间对阀门弹簧寿命的影响

喷丸时间(min)	断裂时承受的负荷次数(千次)		
	琴 钢 丝	65 Mn	50 CrVA
0	50	100	60
	70	102	90
	70	210	120
3	370	420	—
	560	1080	—
	640	1200	—
6	370	2520	2140
	900	9360	3420
	2320	5680	3480
7	720	9420	3124
	1080	8400	2280
	1440	5160	4100
8	540	—	6400
	1060	—	5800
	740	—	7300
10	400	20,000	8450
	560	20,000	7680
	660	9800	10,000

的增长趋势开始缓慢,这可能是因为尚未到达饱和时间的缘故。

所以喷丸处理,只有在仔细考虑上述因素而且正确施工以后,才能获得最良好的效果。

3.6.1.4 防锈和其它 弹簧的折断,除了初期就损坏的以外,在使用过程中生锈往往是以后产生弹簧失效的主要原因。因而在腐蚀环境中工作的弹簧,防锈是很重要的一环,它直接影响到弹簧的使用寿命。一般采用的方法有涂防锈油、电镀和涂磷

酸盐等，但在酸洗和电镀的过程中表面很容易吸附氢气而造成氢脆，材料中含碳量愈高，表面愈粗糙或者残余应力愈高的弹簧，吸氢量也愈多，因此不应在强酸中清洗，而且最好是先除应力以后再进行电镀。为了能消除氢脆，可以在镀后根据使用的材料采用不同温度的去氢退火，一般推荐的温度是：

琴钢丝	190~200°C	3 h
其他各种钢丝	210~220°C	3 h

即使经过这样的处理，有时还不能完全消除氢脆。如果退火是在低温盐浴炉内进行，则在退火后还必须彻底将粘附在弹簧表面的盐分清洗干净，否则残留的盐分也将是今后生锈的原因，所以有人主张应尽可能不采用电镀防锈的方法。

此外，目前国内有不少工厂采用发蓝防锈的方法，所谓发蓝实际上就是使弹簧表面产生一层蓝色的氧化薄膜。已有的经验表明，它的防锈效果并不理想。因此近来有人推荐用效果较好的涂一层尼龙来代替发蓝。

### 3.6.2 热卷弹簧的制造

所谓热卷弹簧是指将材料在加热状态下卷绕而成的弹簧。通常材料的直径或对边距离大于 13 mm 时采用热卷的方法，其制造工艺过程包括：

下料→端部加热→锻尖→加热→卷绕→ $\left\{ \begin{array}{l} \text{加热修正} \\ \text{修正} \end{array} \right\}$ →

淬火→回火→喷丸→磨平二端面→修正→试验或验收。

3.6.2.1 下料 材料的表面状态可根据用途和需要的性质选择轧材、冷拔材、外圆车削加工的材料或者经过无心磨床磨削后的材料。

为了节约原材料，弹簧制造厂在向冶金工厂订购钢材时，应提出长度的要求，即所供应的钢料长度应恰恰适合于剪切成数



表 3-26 热卷弹簧下料长度

端 部 形 状	计 算 式
二端锻尖	$L = \pi D(N_t - 0.4)$
一端锻尖	$L = \pi D(N_t - 0.2)$
二端研磨	$L = \pi Dt$

注：(1) 端尖的厚度 =  $d/4$

(2)  $D$ : 弹簧节径

$N_t$ : 总圈数

段卷制弹簧的钢料。剪切可用剪断机或者用砂轮机切割成所需的长度，长度的计算可按表 3-26 所示，个别的特殊情况可按需要下料。

3.6.2.2 端部加热和锻尖 上面谈过为了避免在卷绕后过分地磨削端部，所以其二端应加工成锥形，习惯上称之为锻尖。锻前应将端部加热到  $950 \sim 1000^\circ\text{C}$ ，加热的长度应比表 3-26 所计算的长度再长  $100 \sim 200 \text{ mm}$ 。加热时过高的加热温

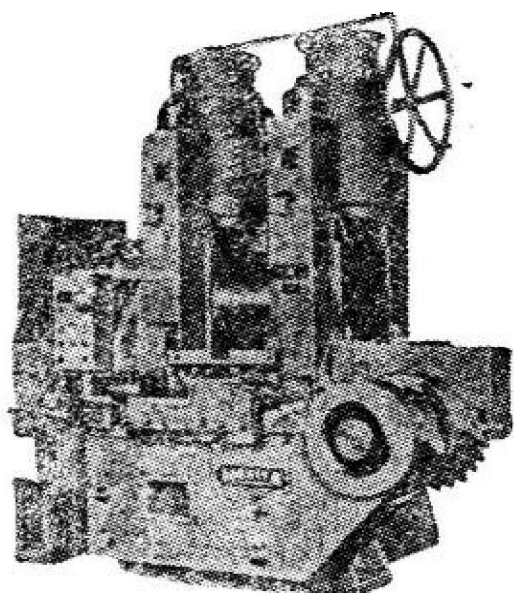


图 3-63 锥部滚压机

度或在高温时保温时间过长，都会引起过多的氧化和表面脱碳，因此最好采用流水作业法，切忌在同一炉中加进大批钢料，以免因取出有先后而使钢料由于氧化造成直径有差别，而且那些后取出来的还会发生过热、过烧、严重的氧化或脱碳等缺陷。锻尖时应注意终锻温度不低于  $750^\circ\text{C}$ ，因为过低的终锻温度易在锻尖处造成裂

纹。锻尖可采用如图 3-63 的锥部滚压机或者用汽锤，电锤或

锻压机来完成，也有采用人工锻尖的。锻尖的长度一般规定为  $3/4$  圈，具体尺寸可如图 3-64 所示。无论采用锥度滚压机或者用锤锻，都应在厚度锻成一定尺寸后，在宽度方向压或锻一次，最后再锻压成所需要的尺寸。如果在宽度方向不注意，就会使卷绕后的弹簧端部支撑圈越出弹簧的外径，如图 3-65 所示。当然一旦发生了这种情况，在热处理后也可进行修整，但需要花费较多的工时，因此应尽量避免。

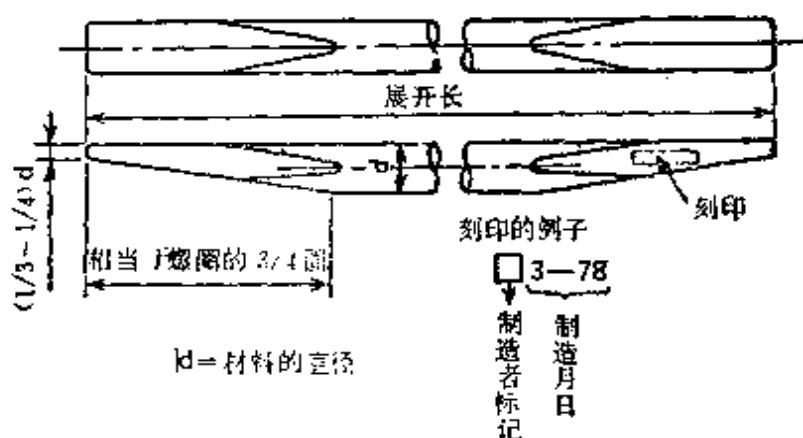
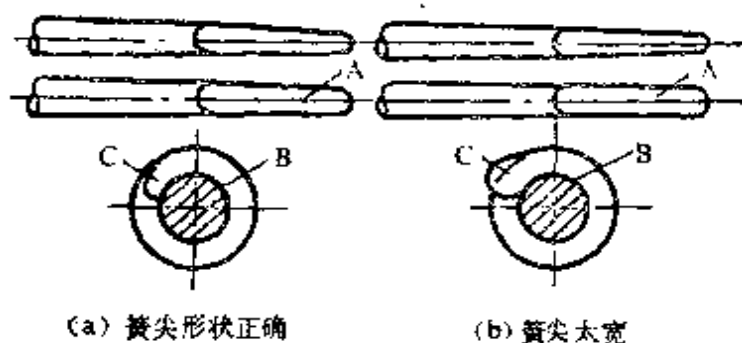


图 3-64 锥部的形状



A—卷绕前的簧尖；B—心轴；C—卷绕后的簧尖

图 3-65 簧尖的宽度的影响

弹簧在卷绕时常常会发生一定程度的扭曲，因此应根据经验使二端部的尖端部分有一定的叉开角度。

3.6.2.3 卷绕 将端部已锻尖的材料,全部放入炉温均匀的 $950\sim 1000^{\circ}\text{C}$ 炉中加热,和锻尖一样最好也采用流水作业法,否则不但材料会发生严重脱碳或氧化,而且钢料也会变得粗细不均,影响以后的性能稳定。

卷绕的方法通常有下列两种:

1) 在一种如图 3-66 那样的卷簧机上卷制,它能自动地旋出螺距。

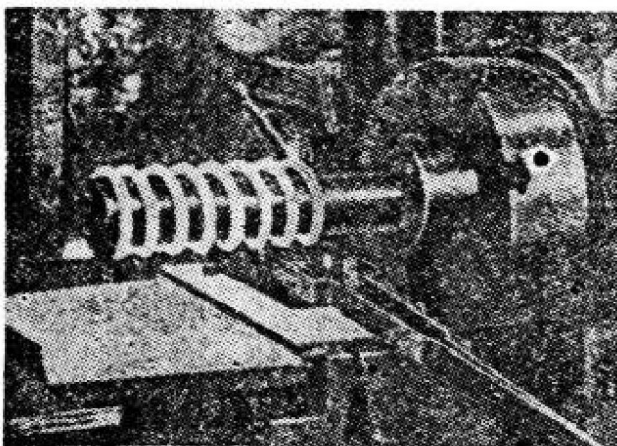


图 3-66 弹簧卷簧机

2) 在一简单的卷簧机上卷成一实体(立式或卧式),然后用人工撑开螺距。

芯棒的直径应考虑到在热处理后,弹簧的直径可能会缩小,因此应通过试验来确定芯棒的直径。

为了使芯棒在卷绕后易于取出,因此要有一定的锥度。在卷簧机上卷绕时,材料的一端可固定在机床的夹具上,然后随着芯棒的转动,和跟着运动的节距导行槽卷出一个带节距的弹簧。由于这二者是由齿轮来连动的,因此调换齿轮就可得到所需要的节距。卷绕完成后可利用余热立即在压机上将末圈并紧。

目前在国内大多数工厂采用第二种方法来进行卷绕,即在卷成一实体后乘钢料尚未完全冷却,立即进行人工撑距、整形和校正弹簧的高度。用铡刀撑距时应边撑距边转动弹簧,以使螺距均匀,并用角尺反复校准弹簧的高度和垂直度。这时应特别注意不要造成弹簧擦伤,以免影响使用寿命。

弹簧的制造高度应略大于图纸上所要求的自由高度,因为弹簧在热处理后还需要通过压缩试验,这时高度将会再缩短,具

体的尺寸应根据试验而定。

图 3-67 是汽车悬架弹簧生产线上的高效率弹簧卷绕机。

3.6.2.4 热处理(淬火回火) 凡节距、高度和外形完全合格的弹簧即可进行热处理(淬火+回火)。由于热处理决定了弹簧的性能,因此有人喻之为弹簧的生命。在压缩螺旋弹簧中,除了并圈部分外,所有各圈的受力基本上是均匀的,因此在热处理过程中如产生有任何不均匀的话,则其最薄弱的地方就决定了弹簧的真正强度。

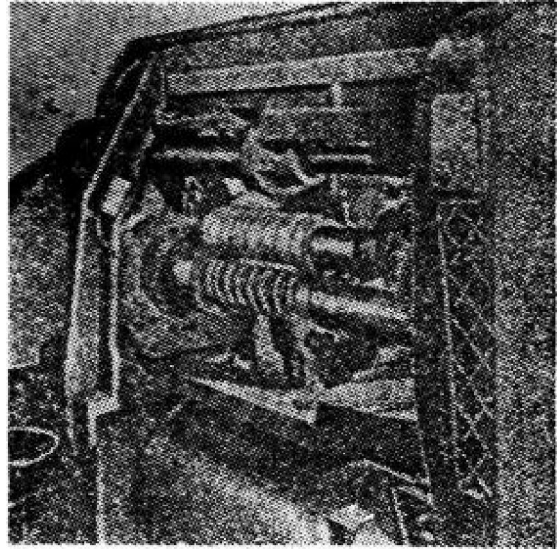


图 3-67 高效率弹簧卷绕机

在热卷弹簧中有的是利用卷绕后的余热立即进行淬火的,但大多数是在卷后待其冷却后再重新加热的。加热时一定要保证炉内温度的均匀性,因此必须采用带有自动温度调节装置的加热炉。加热温度随材料而异,一般为  $850\sim 900^{\circ}\text{C}$ ,在这温度下保持一定的时间,然后取出淬火,最好在油中全部冷却,大批量生产时也可采用如图 3-68 的自动淬火机,它是将弹簧压缩成一定长度后进入淬火油池,经充分冷却后再通过输送装置取出。少量生产时可采用如图 3-69 所示的那种简单工具,在淬火油中应多晃动,以便使弹簧经常与冷的介质接触。弹簧从淬火池中取出,不应冒烟。

淬火后的弹簧应在  $2\sim 3\text{h}$  内立即进行回火,这点非常重要,否则就有可能形成裂纹。回火温度视材料和要求的硬度而定。回火时间根据材料直径粗细而有所不同,但至少应保持  $30\text{min}$

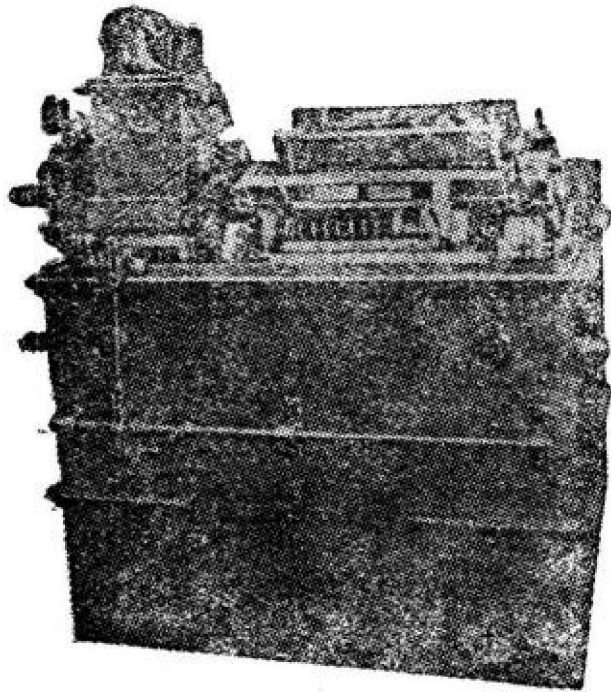


图 3-68 自动淬火机

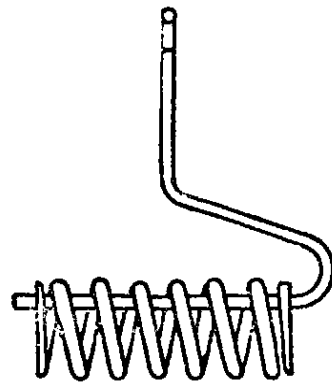


图 3-69 淬火用工具

以上，以便使组织趋向稳定，为此一般是在隧道式连续回火炉或从重油、煤气或以电为热源的带有热风循环的回火炉中进行。

回火后应作外观和硬度检查，硬度试验只能在弹簧的末端支撑圈上进行，一般要求为  $HB400$  左右，根据材料和设计应力决定之。有时在回火后也进行弹簧长度和垂直度的校正。

**3.6.2.5 喷丸强化** 正如前面所述，喷丸的目的是提高弹簧的疲劳寿命，热卷弹簧由于是在加热状态下卷绕的，因而在表面常常会有脱碳、小坑、压痕或微裂纹等缺陷，这些缺陷处就成为一应力集中源，从而降低了弹簧的疲劳寿命。对于这种细微的表面缺陷，喷丸处理能缓和甚至阻止裂纹的发生和发展，即使对没有缺陷的弹簧表面，喷丸处理也是有益的，因为它能使表面发生微小的塑性变形，所产生的残余压应力能部分地抵消弹簧在以后受反复载荷时所产生的拉应力，而拉应力正是裂纹产生和发展的根源。因此喷丸处理不但能够使弹簧获得光洁的表面，

而且可以延长弹簧的使用寿命。

喷丸设备有离心力型和压缩空气型两种,后者设备简单,它是利用压缩空气将弹丸喷出,可以集中喷射到那些弹丸难以到达的区域,例如弹簧的内表面。它的缺点是压缩空气如不稳定,则效果就不一样。离心力型能经济均匀地将弹丸喷射到弹簧表面上,但它生产率很高,只适合于大量生产。

3.6.2.6 两端部(支撑面)磨平 其目的是为了能得到一平直的支撑面,以便和弹簧座有更好的配合,并校正其垂直度。端面磨平通常是热处理后在砂轮机上进行的,为了磨制方便,减轻工人劳动强度,提高工作效率,也可如图 3-70 那样在砂轮机上安装一简单的夹具进行磨平操作。

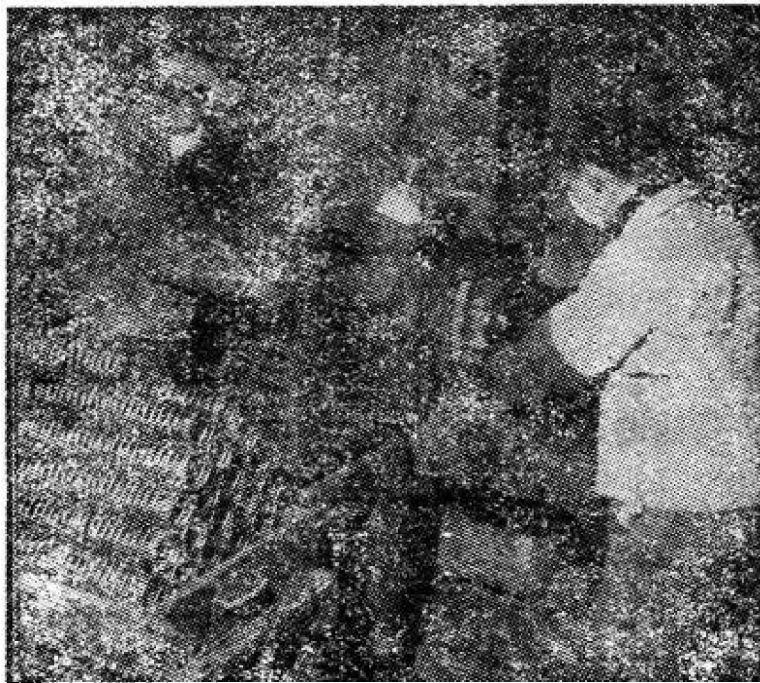


图 3-70 热卷弹簧端部磨平的砂轮机和夹具

3.6.2.7 强化 弹簧的最后一道工序是强化,目的是消除永久变形,因为按照弹簧的验收规定,所有的弹簧特性检查,都应保证在以后的载荷情况下没有永久变形。强化的方法有两种:

一种是将弹簧压成一实体(即所谓压扁试验),放置一段时间。另一种是普遍采用的方法,就是给弹簧以一定的静载荷,其大小应大于或至少相当于弹簧使用时的最大载荷。如是反复多次,在校验过程中会发现第一次压缩时,永久变形量最大,而经过三次压缩试验后的弹簧在以后再承受设计规定的载荷-变形试验时,就不会再有永久变形,我国 GB1239-76 普通圆柱螺旋弹簧的验收条件中规定:要将弹簧压缩到工作极限载荷下的高度,测量第四次至第五次的高度,其值不变,则认为没有永久变形。弹簧经过这样校验以后,不但能使今后在使用时性能稳定,而且还可以暴露弹簧在制造过程中的缺陷,例如淬火裂纹,就能在校验时早期发现,避免了以后可能发生的质量事故。

这种校验工艺看起来很简单,但对弹簧质量却是非常重要的,应引起制造者的注意。

### 3.6.3 冷卷弹簧的制造

凡钢丝直径小于 13 mm 的弹簧,都采用冷卷的方法制造,因为线径小,冷卷方便,而且可以避免热卷时所产生的氧化和脱碳等缺陷,从而获得表面质量和性能都好的弹簧。冷卷弹簧所用的材料种类很多,卷绕后有的需要经过淬火回火等热处理工序,有的只需要低温回火,以消除应力和改善弹性就可以了,这里省略了前者,因为淬火回火工艺将在热处理这一章中作专门叙述,而只谈那些由琴钢丝、硬钢丝、油回火钢丝、不锈钢丝或磷青铜丝等材料制成只需要低温回火的冷卷弹簧。其制造工艺过程是:

卷绕→脱脂→低温回火→切断→磨二端面→修正→喷丸强化→低温回火→修正→防锈处理→检查和验收。

3.6.3.1 卷绕 冷卷弹簧依生产批量的多少而有不同的制造方法,所用芯棒的直径应根据材料的弹性回复和低温回火

后节径和节距等尺寸变化而定。其近似值可先按下列公式求得：

$$D_0 = \frac{D_1}{1 + 1.7C \frac{\sigma_b}{E}}$$

式中  $D_0$ ——芯棒直径；

$D_1$ ——弹簧内径；

$C$ ——弹簧的旋绕比；

$\sigma_b$ ——弹簧材料的抗拉强度(kgf/cm<sup>2</sup>)；

$E$ ——弹簧材料的弹性模量(kgf/cm<sup>2</sup>)。

然后根据试验修正。在少量生产时，可采用如图3-71的装置，利用这种机床，即使是一个没有经验的操作者，只要能调节凸轮和更换芯棒就能很容易卷出一端或两端并圈同时有准确节距的螺旋压缩弹簧。

这种机器有两种型号，小型的是专门为卷绕钢丝直径0.10~1.6mm，外径小于25mm，长度小于100mm的弹簧而设计的。另一种可卷钢丝直径为1~4mm，外径为50mm，长度小于200mm的弹簧。

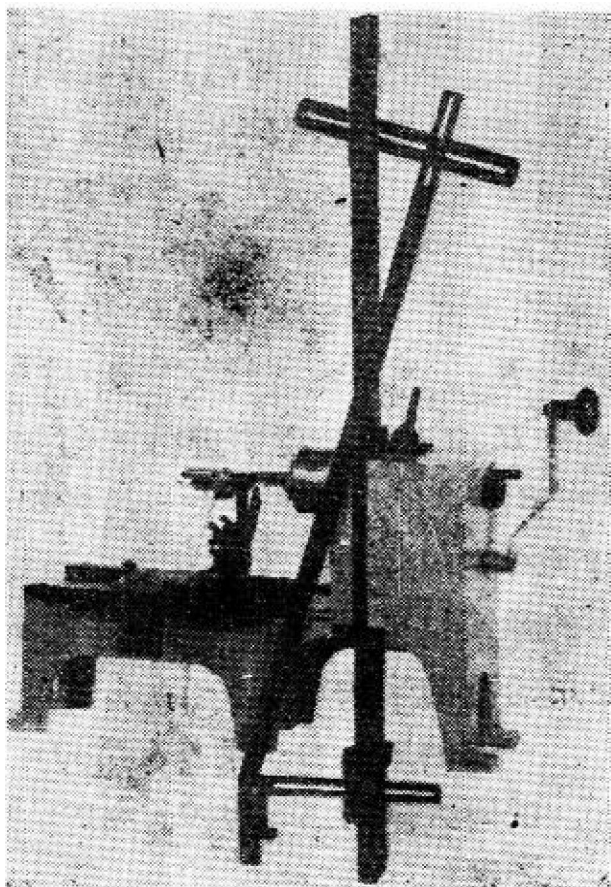


图3-71 冷卷弹簧装置



目前在国内生产批量不大的工厂大多是利用车床来卷绕弹

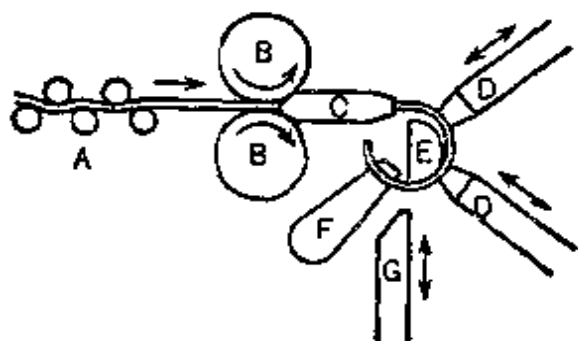


图 3-72 弹簧卷绕机原理图

簧的，在车床卡盘上装有经过试验求得的适当直径的芯棒，材料经过几只导轮后在芯棒上卷绕，卷绕时可利用车床的传动输送机构在一开始时将弹簧一端进行1~1.5圈的并圈，然后按照所需要的节距卷出，最后是另一端

并圈。它可以立即切断，也可以连续盘卷下去直到车床允许的长度为止。将这种连续卷的弹簧从芯棒上取下后再用压机或在高速薄片砂轮机上将每只弹簧割下来。图 3-72 是冷卷弹簧卷绕机原理图。左边两只上下滚珠  $B$  和  $B$  是用来运送材料的，导槽  $D$  和  $D$  能使材料发生连续弯曲，同时利用节距棒  $F$ ，在与纸面垂直的方向移动并调节节距， $D$ 、 $D$  和  $F$  是靠凸轮来运动的，只需调节凸轮，就能卷出各种不同节距的弹簧，卷完一只弹簧后，滚珠  $B$  和  $B$  停止送料，切断刀  $G$  开始动作，切断后又退回来，滚珠  $B$  和  $B$  重新送料进行下一只卷绕。

**3.6.3.2 低温回火** 其目的是消除弹簧在成形或磨端面时所产生的应力并改善其疲劳强度，对那些应力较低和震动较小的弹簧也可省去这一工序。回火的温度应根据材料的种类和使用的目的来决定。

一般油回火合金钢丝是  $380\sim 440^{\circ}\text{C}$ ;

油回火碳钢丝是  $320\sim 400^{\circ}\text{C}$ ;

琴钢丝、硬钢丝和不锈钢丝约  $350^{\circ}\text{C}$ ;

磷青铜丝为  $150^{\circ}\text{C}$  左右。

加热炉应采用带有自动温度调节装置的热风循环式电炉，以保

证炉温的均匀准确,能采用连续式隧道炉更好。也有采用盐浴炉的,盐浴炉虽有处理时间短,处理后色泽好等优点,但处理后必须将粘附在弹簧表面的盐份完全清洗干净,否则以后会生锈,而且容易引起脆化,是其缺点,因此在可能的条件下应尽量避免使用盐浴炉。回火后的弹簧,其内径往往会缩小,因此在批量生产前应先经过试验,摸索其变化规律,以便在卷绕时适当放大芯棒直径。

**3.6.3.3 磨两端面** 为了使弹簧与其座架的支承有良好接触,避免屈曲和具有较均匀的压力,除了钢丝直径小于0.5mm的以外,所有冷卷弹簧的两端面一般都要进行磨削加工,磨削后要求磨平部分不少于圆周长的3/4,端头厚度至少应大于材料直径的1/8(以1/4为最好),端面的光洁度应不低于 $\nabla_3$ ,并应保证有良好的端面平正度和端面与垂直线的垂直度,磨平后要除去两端内外的毛刺,由于在磨端面时要尽量避免温度升高,因此与其它工序相比,它是一种需要耗费大量工时的操作,除了产量较少时才在砂轮机上人工磨削外,一般都希望用自动或半自动端面磨削机来磨削弹簧端面。

**3.6.3.4 喷丸处理** 冷卷弹簧的喷丸作用和热卷弹簧相同,但采用的机械不同,冷卷弹簧因较小,所以可采用滚动式,也就是将一定量的弹簧放入滚筒中,一面进行自动搅拌,一面进行喷丸处理。喷丸后的弹簧最好再在200°C以下进行低温回火。

**3.6.3.5 强化** 和热卷弹簧一样,强化是一种简单但却是非常重要的工序。强化的方法和热卷弹簧相同,但冷卷弹簧在压缩时所用的最大应力是以材料的抗拉强度为参考标准的。琴钢丝和硬钢丝是以它的抗拉强度50%,油回火钢丝是它的55%,不锈钢丝是它的45%,磷青铜丝则一律以30 kgf/cm<sup>2</sup>作为其强化应力。在大量生产时,为了节约工时,一般不进行强

表 3-27 我国 GB1239-76 规定的压缩螺旋弹簧的允许公差

项 目	允 许 偏 差				备 注		
弹簧载荷 允许偏差 $\Delta P$ (kgf)	工作圈数	2~4	>4~10	>10	特殊要求的弹 簧载荷允许偏差 $\leq \pm 0.05P$		
	精度 等级	1	$\pm 0.08P$	$\pm 0.06P$		$\pm 0.05P$	
		2	$\pm 0.12P$	$\pm 0.10P$		$\pm 0.08P$	
		3	$\pm 0.18P$	$\pm 0.15P$		$\pm 0.12P$	
弹簧外径 (或内径)允 许偏差 $\Delta D$ (或 $\Delta D_1$ )(mm) * $D_0$ : 弹簧 节径	弹簧指数 $C$	4~8	>8~16	最小偏差值	热卷弹簧按 $C=4\sim 8$ 的允许 偏差制造, 其最 小偏差值为 $\pm 1\text{mm}$		
	精度 等级	1	$\pm 0.010D_0^*$	$\pm 0.015D$		$\pm 0.2$	
		2	$\pm 0.015D_2$	$\pm 0.020D_2$		$\pm 0.3$	
		3	$\pm 0.023D_2$	$\pm 0.030D_2$		$\pm 0.4$	
总圈数的 允许偏差 $\Delta n_1$	总圈数 $n_1$	$\leq 10$	>10~20	>20~50			
	$\Delta n_1$ 圈	$\pm 1/4$	$\pm 1/2$	$\pm 1$			
弹簧的自由 高度(或 长度) $H_0$ 的 允许偏差 $\Delta H_0$ (mm)	自由高度 $H_0$	<20	>20~60	>60~ 120	>120~ 200	当图纸规定测 指定高度下两点 或两点以上负荷 时, 则自由高度 (或长度)不予考 核	
	精度 等级	1	$\pm 0.7$	$\pm 1.0$	$\pm 1.5$		$\pm 2.0$
		2	$\pm 1.2$	$\pm 1.5$	$\pm 2.5$		$\pm 3.5$
		3	$\pm 1.8$	$\pm 2.5$	$\pm 4.0$		$\pm 6.0$
	自由高度 $H_0$	>200 ~300	>300~ 450	>450~ 600	>600		
	精度 等级	1	$\pm 3.0$	$\pm 4.0$	$\pm 5.0$		$\pm 0.01 H_0$
2		$\pm 4.5$	$\pm 7.0$	$\pm 9.0$	$\pm 0.015 H_0$		
3		$\pm 9.0$	$\pm 12.0$	$\pm 15.0$	$\pm 0.025 H_0$		
端面与轴 心不垂直度 公差(mm)	细长比 $b$	$\leq 3$	>3~5	最小偏差值			
	精度 等级	1	$0.017 H_0$	$0.025 H_0$	0.5		
		2	$0.025 H_0$	$0.040 H_0$	1		
		3	$0.040 H_0$	$0.060 H_0$	1.5		
端圈并紧 的压缩螺旋 弹簧端圈的 允许间隙 (mm)	弹簧指数 $C$	$\leq 6$	>6~12	>12~16	** $d$ 为钢丝 直径		
	冷卷弹簧	0.3	0.5	0.7			
	热卷弹簧		$0.1d^{**}$				

(续表)

项 目	允 许 偏 差	备 注
弹簧节距的不均匀度 (mm)	根据使用要求, 考核节距的不均匀度, 其公差为间距 $\delta$ 的 10%, 最小偏差值一般为 0.3 mm	在压缩到全变形量的 80% 时, 正常节距的弹簧圈不允许有接触
端面加工要求	1. 二端圈并紧并磨平的压缩螺旋弹簧末端支撑面的磨平部分应不小于圆周长的 $3/4$ , 端头厚度一般不小于 $1/3d$ , 端面光洁度不低于 $\nabla 3$ , 二端头部锻尖的弹簧, 其端尖厚度应不大于 $\frac{1}{3}d$ , 宽度应不小于 $0.7d$ 2. 材料直径为 0.5 mm 时, 允许不磨端面 3. 热卷弹簧在保证垂直度要求, 端面平整的情况下, 允许不磨端面	

备注: 1. 上表中各项检查都应在检查永久变形之后进行, 检查方法规定如下:

a) 弹簧特性的测定, 载荷测量应使用相对应的弹簧测力仪器进行。当弹簧自重影响载荷时, 只测量弹簧刚度或变形量。测量规定高度下的载荷时, 在变形量很小时, 经用户同意可测刚度, 在测量刚度时应有一预压量。

b) 弹簧外径或内径检查是用塞规、环规、样板或通用量具测量。

c) 自由高度(或长度)的检查是测量其直立时的最高点, 当自重影响自由高度时, 则置于水平方向测量。

d) 端面和轴心线不垂直度, 按图 3-73 测量其最大间隙  $\Delta$ 。

e) 轴心线不垂直度的检查是将弹簧水平放置于平板上, 测量其最大间隙。

f) 弹簧节距不均匀度检查是用通用量具测量间距的最大值和最小值。其差值即为节距( $t$ )的误差。

2. 使用单位可根据需要, 在特殊情况下允许对弹簧的负荷、外径(或内径)、总圈数和自由高度等参数规定不对称的允许偏差, 但其总偏差应符合上表的规定。

3. 使用单位可根据需要对弹簧提出下列要求: a) 立定处理, 强压处理或加温强化处理; b) 喷丸处理; c) 探伤; d) 疲劳试验、冲击试验或模拟试验。

4. 上表中的精度等级应在图纸上注明。

5. 弹簧表面处理的要求应根据需要在产品图纸上注明, 凡镀层为锌、铬或镍时镀后必须进行去氢处理。

6. 用户应有权对已挂有合格证的弹簧进行抽查, 抽查的数量为批量的 2%, 但不少于 5 件, 不超过 100 件。抽验中如有一件不合格, 可再加倍复验, 复验中如仍有一件不合格, 则该批产品不予验收, 不验收的产品允许弹簧制造厂自行分类或返修后再报验。检验的项目应限于表中的主要参数, 具体项目可由用户和制造厂商定。

7. 冷卷弹簧在包装前应清洗并进行防锈处理。热卷弹簧应涂漆, 以防止在运输和贮藏时锈蚀。

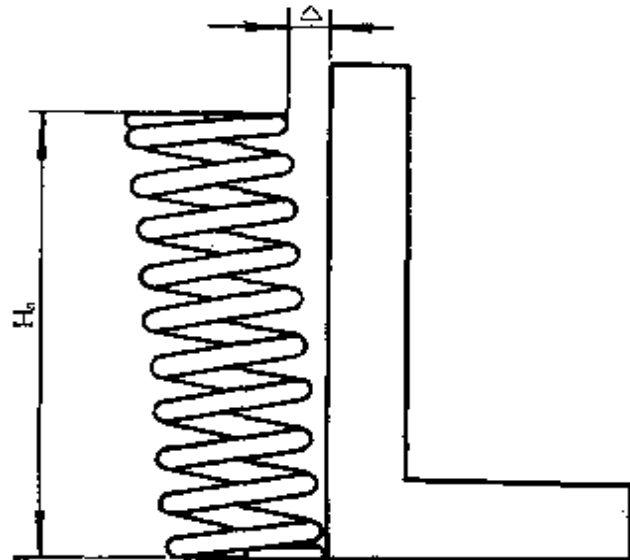


图 3-73

化,而是依靠经验摸索其永久变形的规律后,在制造时适当放长的办法。

### 3.6.4 弹簧的检查和验收

弹簧的检查和验收应随产品使用特性的不同而有所差别,例如一个受静力的弹簧就不必作疲劳试验,而一个受强烈振动的弹簧如只作静载荷试验,显然是不够的。通常检查的项目有:

3.6.4.1 外观检查 也就是表面质量检查,其目的是发现肉眼能见到的表面缺陷,例如不允许有裂纹、飞边、纵向或横向的擦痕、氧化皮和锈蚀等。当发现有怀疑时,可利用5倍放大镜来观察。为了检查迅速准确,也可采用电磁探伤器或荧光探伤法来显示缺陷。

如弹簧在制造过程中产生了个别压痕、凹坑或刮伤时,其深度在冷卷弹簧中不允许超过材料直径允许公差的一半,对热卷弹簧允许用打磨的办法以消除伤痕,但打磨后的断面尺寸只允许为原材料的实际尺寸减去原材料允许的公差。

3.6.4.2 弹簧的外形和尺寸测量 验收弹簧时应根据弹簧设计规定的制造精度检查载荷与变形量之间的关系,弹簧外径(或内径),总圈数,自由高度(或长度),端面与轴心的不垂直度,端面并紧的压缩螺旋弹簧还应检查其末端并圈与工作圈之间的间隙,弹簧节距的不均匀度和末端支撑面的加工情况。根据GB1239-76规定,其允许偏差见表3-27所示。(日本标准协会JIS规定的弹簧尺寸允许偏差见表3-29所示。)

3.6.4.3 弹簧材料内部质量的检查 弹簧的外形尺寸关系到它的使用特性,而内部质量却和它的使用寿命有关,因此在验收时应同时检查其内在的质量。检查的方法除了采用大家所熟悉的金相组织和硬度检查外,还应提供有关的证明文件,一般规定为:

1. 必须有材料供应厂的合格证明和弹簧制造厂的复验证明。

2. 弹簧制造厂应提供热处理操作记录和检验合格证, 证明那些经淬火回火的冷卷弹簧, 其淬火次数没有超过两次(回火次数不限)。经淬火时效的铍青铜冷卷弹簧, 淬火次数没有超过三次(时效次数不限)。

3. 为了检查金相组织和脱碳层, 可采用实物抽样或随炉处理的试棒进行检查, 规定凡经淬火回火处理的冷卷弹簧, 金相组织应为回火屈氏体, 允许有少量的索氏体和未溶碳化物, 其单边脱碳层(铁素体+过渡区)的深度允许比原材料标准规定的脱碳层深度再增加材料直径的 0.25%; 经淬火回火处理的热卷弹簧, 其单边脱碳层的深度允许比原材料标准规定的脱碳层深度再增加材料直径的 0.5%。经等温淬火后的弹簧, 金相组织应为下贝氏体, 当硬度值要求高于  $HRC50$  时, 允许有少量回火马氏体。

4. 硬度检查: 凡采用不需淬火的弹簧钢丝和硬状态的青铜丝冷卷弹簧, 均需进行回火处理, 但其硬度不予考核。淬

表 3-28 英国 BS 标准中规定弹簧检查的项目

弹簧的种类	材料的尺寸	弹簧外径和内径	端部情况	总卷数	自由高度	载荷-高度的关系	弹簧刚度
不规定弹簧特性的	✓	✓	✓	✓	✓		
规定有一点载荷-高度特性的弹簧	✓	✓	✓	✓		✓(一点)	
规定有二点载荷-高度特性的弹簧	✓	✓	✓	✓		✓(二点)	
规定有弹簧刚度的弹簧	✓	✓	✓	✓		✓(一点)	✓

表 3-29 日本标准协会 JIS 规定的螺旋弹簧尺寸的允许偏差  
(一)冷卷弹簧(JIS B2707)

项 目	允 许 偏 差			备 注	
	精度等级	1	2		3
自由高度 (mm)	$D_0/d$	1	2	3	1. 弹簧特性指定时, 高度只作参考值 2. $D_0$ = 弹簧节径 $d$ = 材料直径
	>4~8	±1% 最小 ±0.2 mm	±2% 最小 ±0.5 mm	±4% 最小 ±0.7 mm	
	>8~15	±1.5% 最小 ±0.3 mm	±3% 最小 ±0.7 mm	±5.5% 最小 ±0.8 mm	
弹簧外径 (或内径) (mm)	精度等级	1	2	3	
	$D_0/d$	1	2	3	
	>4~8	±1% 最小 ±0.15 mm	±1.5% 最小 ±0.2 mm	±2.5% 最小 ±0.4 mm	
	>8~15	±1.5% 最小 ±0.2 mm	±2% 最小 ±0.3 mm	±3% 最小 ±0.5 mm	
总 圈 数	弹簧特性指定时, 总圈数只作参考值				
	弹簧特性不指定时, 总圈数的允许偏差值为 $\pm \frac{1}{4}$ 圈				
端面与轴 心线的不 垂 直 度	精度等级	1	2	3	1. $H_0$ 为弹簧的自由高度 2. 测量方法和我国 GB1239-76 相同
	项目	1	2	3	
	间隙( $\Delta$ )	0.02 $H_0$	0.05 $H_0$	0.08 $H_0$	
倾斜角度		1.15°	2.9°	4.6°	

(续表)

项 目	允 许 偏 差	备 注	
节距的不 均匀度	等节距的弹簧在压缩到它的全变形量的 80% 时, 除两端末圈外, 各螺圈间不允许有接触		
定 义	弹簧特性是指在规定的某一高度时所承受的载荷, 或者在某一载荷时, 弹簧的高度。如果弹簧刚度必须保证时应规定弹簧刚度		
弹 簧 特 性	指定高 度时的 载 荷	指定高度时所承受的载荷应是弹簧变形试验时试验载荷的 20~80% 之间, 但指定高度时的变形量应在 4mm 以上	
	精 度 等 级 有效 圈 数 >3~10 >10	1	±5%
		2	±10%
	精 度 等 级 有效 圈 数 >3~10 >10	1	±4%
2		±8%	
弹 簧 刚 度	精 度 等 级 有效 圈 数 >3~10 >10	1	±5%
		2	±10%
	精 度 等 级 有效 圈 数 >3~10 >10	1	±4%
		2	±8%
精 度 等 级 有效 圈 数 >3~10 >10	3	±15%	
	3	±12%	
		弹簧刚度是规定在试验载荷的变形量的 30~70% 之间取二点测定其载荷与变形量之间的关系	



(二)热卷弹簧(JIS B2702)

(续表)

项 目	允 许 偏 差 (或范围)		备 注
自由高度 $H_0$	1. 在弹簧特性指定时,自由高度 $H_0$ 为参考值		
	2. 在弹簧特性不指定时,自由高度的允许偏差为 $\pm 2\% H_0$		
弹簧外径(或内径)	自由高度(mm)	允 许 偏 差	1. 可任意选择外径或内径 2. 必要时,允许偏差值可只取“+”或“-”,但总偏差值应符合左边规定
	<250	弹簧节径的 $\pm 1\%$ , 最小为 $\pm 1.5 \text{ mm}$	
	>250~500	弹簧节径的 $\pm 1.5\%$ , 最小为 $\pm 1.5 \text{ mm}$	
	>500	根据买卖双方协商而定	
总圈数	1. 在弹簧特性指定时,总圈数只作参考值		
	2. 在弹簧特性不指定时,允许偏差值为 $\pm \frac{1}{4}$ 圈		
节距的不均匀度	等节距的压缩螺旋弹簧在压缩到总变量的80%时,除末端支撑圈外,各螺圈不得接触		

(续表)

项 目	允 许 偏 差 (或范围)	备 注
定 义	<p>弹簧特性是指在<span style="text-decoration: underline;">规定载荷时</span>弹簧的高度, 或者是在<span style="text-decoration: underline;">规定高度时</span>所承受的载荷。但是在需要<span style="text-decoration: underline;">弹簧刚度</span>时应规定<span style="text-decoration: underline;">弹簧刚度</span></p>	
指定载荷时的高度	<p><math>\pm(1.5 \text{ mm} + \text{指定载荷时计划变形量的 } 3\%)_{10\text{mm}}</math>, 但最小偏差值为自由高度 <math>H_0</math> 的 <math>\pm 1\%</math></p>	<p>指定载荷时的高度应规定在试验载荷时变形量的 <math>20\sim 80\%</math> 之间</p>
指定高度时的载荷	<p><math>\pm(1.5 \text{ mm} + \text{到达指定高度时计划变形量的 } 3\%) \times \text{弹簧刚度}</math>  或 <math>\pm(1.5 \text{ mm} + \text{到达指定高度时计划变形量的 } 3\%) \times 100(\%)</math>,  到达指定高度时的计划变形量  但是 <math>(1.5 \text{ mm} + \text{到达指定高度时的计划变形量的 } 3\%)</math> 的最小值为自由高度 <math>H_0</math> 的 <math>1\%</math></p>	<p>(1) 指定高度时的载荷限定在试验载荷时变形量的 <math>20\sim 80\%</math> 之间的载荷量  (2) 这里所指的弹簧刚度 <math>p'</math> 是</p> $p' = \frac{Gd^4}{8D^3n}$ <p><math>G</math>: 切变模量, <math>d</math> = 材料直径  <math>D</math>: 弹簧节径, <math>n</math> = 有效圈数</p>
弹簧刚度	<p><math>\pm 10\%</math>  但是在必须保证弹簧精度时可规定为 <math>\pm 5\%</math></p>	<p>弹簧刚度是在试验载荷时变形量的 <math>30\sim 70\%</math> 之间取二个载荷的差和变形量的差来决定的</p>

火回火的弹簧，硬度按图纸规定，通常冷卷弹簧的硬度值在  $HRC44\sim52$  范围内选取，特殊情况下，可扩大到  $HRC55$ ；热卷弹簧的硬度在  $HRC40\sim50$  范围内选取，特殊情况下，可扩大到  $HRC55$ 。

前面所列的各种检查项目，正如前述，并不是每个弹簧都需要的，应根据设计上的精度要求、使用目的和使用寿命要求选择其中几项或全部。英国 BS 标准关于外形和特性检查有如表 3-28 的规定。

## 第四章 拉伸螺旋弹簧

### 4.1 特点和用途

在螺旋弹簧中，仅次于压缩螺旋弹簧而广为使用的是拉伸螺旋弹簧。它可用于各种机械，但是在实际结构设计中，还是优先考虑采用使用压缩螺旋弹簧的结构，例如吊架、内燃机的进气阀和排气阀等就都不使用拉伸螺旋弹簧。

拉伸螺旋弹簧的端部，依使用条件不同而有多种结构形式。有的是将弹簧的一部分作成要求的钩状，有的是安装上特制的配件形成接头。

拉伸弹簧的制造方法和其它螺旋弹簧相同，随弹簧尺寸的大小有热卷成形的，也有冷卷成形的。和压缩螺旋弹簧相比较，拉伸螺旋弹簧在冷卷成形时的最大特点是会产生“初拉力”，其次它一般不进行硬化处理。在讨论确定拉伸螺旋弹簧的弹簧特性和选取应力的方法时，要特别注意这些特点。

拉伸螺旋弹簧的材料截面形状绝大多数都是圆截面的，所以本书中未收录很少采用的其他截面形状的计算公式。

### 4.2 计算公式

拉伸螺旋弹簧的计算公式和压缩螺旋弹簧的计算公式完全相同。也是：

$$p' = \frac{P}{\delta} = \frac{Gd^4}{8nD_2^3} \quad (4.1)$$

$$\tau_0 = \frac{8D_2}{\pi d^3} P \quad (4.2)$$

$$\tau = K \tau_0 \quad (4.3)$$

$$K = \frac{4C - 1}{4C - 4} + \frac{0.615}{C} \quad (4.4)$$

如前第三章中所述，对压缩螺旋弹簧在推导上列公式时曾提出了三个假设条件。而对拉伸弹簧，其中两个条件是自然满足的。

关于轴向力  $P$  作用于螺旋中心线上的假定：对一般的拉伸螺旋弹簧来说，其端部钩子的构造是满足这一假设条件的，但也有例外，象端部采用侧面圆钩那样的拉伸螺旋弹簧，实际上是承受偏心载荷的。

关于螺旋角是很小的假定，由于一般的拉伸螺旋弹簧是并圈密卷绕的，所以螺旋角很小是满足这一假设条件的。

第三个关于弹簧指数的假定，仍然沿用于拉伸螺旋弹簧。

### 4.3 设计注意事项

拉伸螺旋弹簧本质上和压缩螺旋弹簧是相同的，但也有其特殊性。下面将讨论拉伸螺旋弹簧所特有的问题，即重点介绍钩子部分的变形、应力集中和初拉力，并将介绍实际使用的钩子形状和配件的形状。

#### 4.3.1 端部形状

拉伸螺旋弹簧的端部形状可分为三类：① 将弹簧末端加工成钩状的；② 利用其它装配件的；③ 前二者的组合。图 4-1 所示为弹簧端部加工成钩状的一些典型形状。

图 4-2 所示为在弹簧端部装上配件的例子，图 4-3 所示为对端部进行加工并装上配件，也即前两种方法并用的例子。

在图 4-1 所示各种钩环形状中，推荐采用 (a)、(b) 和 (c) 型端部结构。如后所述，钩环部分的应力状态很复杂，选用过于复杂的钩环形状在成形时常会使材质产生缺陷，因而如无特殊需

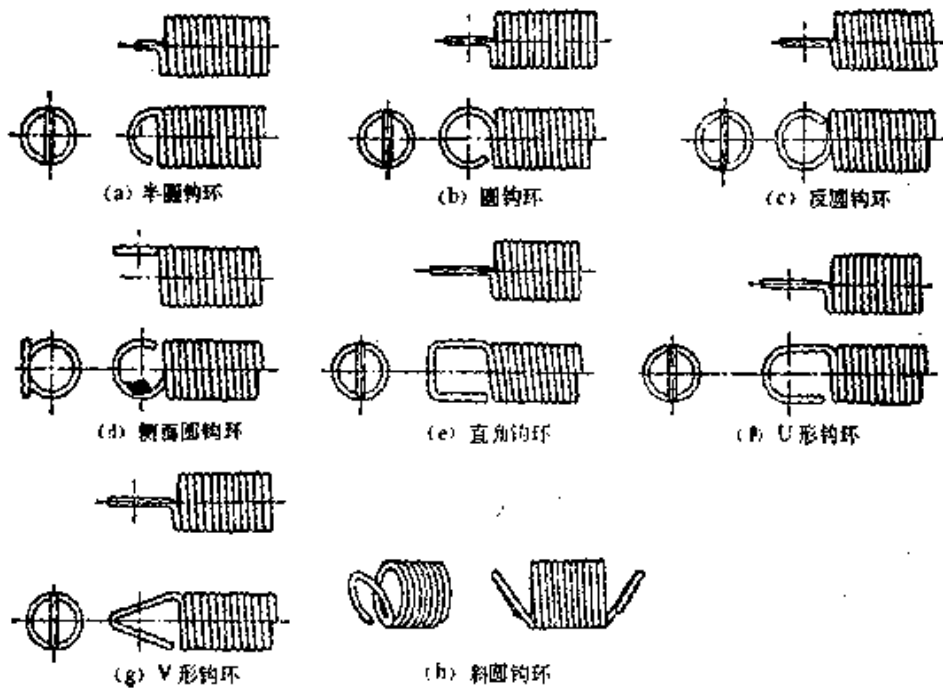


图 4-1 弹簧端部加工成钩环形状

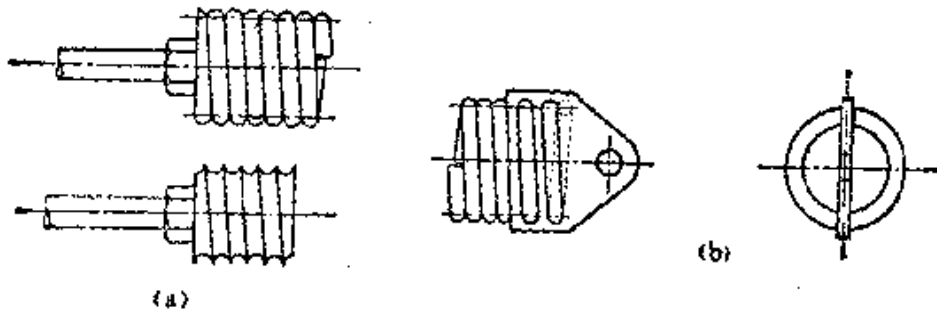


图 4-2 弹簧端部安装配件的例子



图 4-3 端部加工和装配件并用的例子

要,应尽量选用简单的钩环形状。

下面简要的介绍一下各种钩环的构造。

(a) 半圆钩环:是将半圈螺圈卷起而成的钩环,容易加工。

(b) 圆钩环:是将一圈螺圈卷起而成的钩环,也容易加工。

(c) 反圆钩环:在大量生产时,一般都使用能连续成形的自动成形机来加工螺圈部分和钩环部分,由于用这种自动成形机容易加工反圆钩环,所以在细线的冷卷成形弹簧中多采用这种反圆钩环。

(d) 侧面圆钩环:是将一圈螺圈在侧面卷起而成的钩环,容易加工。要注意的是,它承受偏心载荷,其局部最大应力将是轴向载荷(即无偏心载荷)时的两倍。

(e) 直角钩环:是将端部加工成图示那样的直角形钩环,钩环的长度按需要而定,加工费时。

(f) U形钩环:是将端部加工成图示那样的U形钩环,钩环的长度按需要而定,加工费时。

(g) V形钩环:是将端部加工成图示那样的V形钩环,钩环的长度也按需要而定。

(h) 斜圆钩环:是将一圈螺圈斜倾而成的钩环,实际使用这种钩环的还不多,容易加工。

图4-2所示为在弹簧端部装上配件的例子,在这种情况下,端部不需特别加工。设计时一般应使弹簧有三圈和配件联接部分嵌合,这样就增加了弹簧线材的长度,但由于它避免了加工钩环导致的应力集中和材质缺陷,所以一般推荐采用这种端部结构。

(a)为最常采用的端部结构,(b)结构轻便,但稳定性不如(a)。在用(a)时,要注意当弹簧螺圈节径较大时,配件将很重,使用上不见得方便。对这种形式的配件常是将其端部的螺距作

得较线材直径稍大，利用密绕弹簧装配后的回弹力使得弹簧和配件压紧以防止脱落。

图 4-3 所示是将弹簧端部的螺圈直径逐渐缩小，在其内装入配件的例子，在这种情况下局部应力集中较小。

在实际选择端部形状时，应考虑安装空间、安装方法、使用时的应力条件等，然后在上述例中适当选定。拉伸螺旋弹簧的损坏事故，大多产生于钩环部位，设计时应仔细考虑钩环形状。如需要特殊的钩环或配件，要预先和弹簧制造厂商洽。

### 4.3.2 钩环部分的应力集中

钩环部分的应力，按下述公式进行近似计算。

在图 4-4 上， $A'$  点产生最大弯曲应力，而  $A$  点产生最大扭转应力。

作用于  $A'$  点的除拉伸力外，还有拉伸载荷产生的弯矩，还要考虑弯曲部分的应力集中，所以  $A'$  点的最大弯曲应力  $\sigma$  为

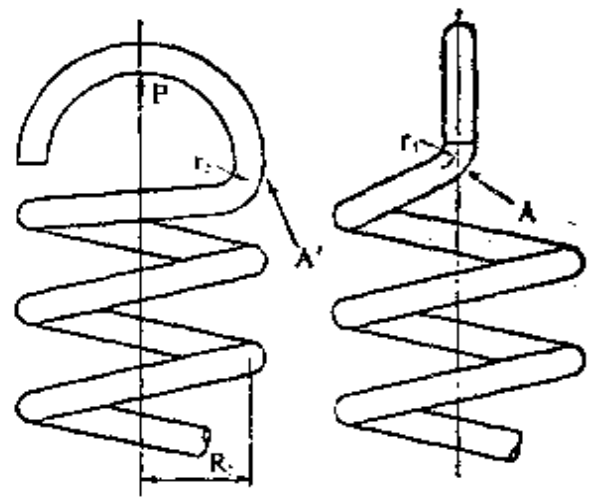


图 4-4 钩环部分的应力

$$\sigma = K_1 \frac{32PR_2}{\pi d^3} + \frac{4P}{\pi d^2} = K_1 \frac{16PD_2}{\pi d^3} + \frac{4P}{\pi d^2} \quad (4.5)$$

式中  $K_1$  是依  $2r_2/d$  而定的系数，取  $2r_2/d = C_1$  则

$$K_1 = \frac{4C_1^2 - C_1 - 1}{4C_1(C_1 - 1)} \quad (4.6)$$

取弯曲部分的内侧半径为  $r_3$ ，则下列实用公式是计算  $A'$  点最大弯曲应力的常用公式

$$\sigma = \frac{32PR_2}{\pi d^3} \cdot \frac{r_2}{r_3} \quad (4.7)$$



A 点是钩环部分和螺圈部分的连接点, 主要承受扭矩, 再考虑由弯曲而产生的应力集中, 则 A 点的剪切应力  $\tau$  为

$$\tau = K_2 \frac{16PR_2}{\pi d^3} = K_1 \frac{8PD_2}{\pi d^3} \quad (4.8)$$

$$K_2 = \frac{4C_2 - 1}{4C_2 - 4} \quad (4.9)$$

式中,  $C_2 = 2r_1/d$ ,  $r_1$  是弯曲部分的曲率半径。

取弯曲部分的内侧半径为  $r_4$ , 则常用的计算 A 点剪切应力的实用公式为

$$\tau = \frac{16PR_2}{\pi d^3} \cdot \frac{r_1}{r_4} \quad (4.10)$$

其中  $r_3/r_2$  和  $r_1/r_4$  的数值不能超过 1.25, 换言之, 弯曲部分的内侧半径至少要为线材半径的 2 倍以上。

以上介绍的是近似算法, 如要精确的计算钩环部分的应力, 需采用有限元素法进行数值解析。

### 4.3.3 钩环部分对变形的影响

钩环式拉伸螺旋弹簧有效圈数的计算方法通常有两种: 其一是不考虑钩环部分的弹簧作用, 即有效圈数自螺圈与钩环的连接点处算起。另一种方法是考虑钩环的弹簧作用, 此时, 用半圈螺圈作成的钩环, 其钩环的有效圈数定为 0.1 圈, 而用一圈螺圈作成的钩环, 其钩环的有效圈数定为 0.5 圈。从而当弹簧两端都是用一圈螺圈作成钩环时, 其钩环部分相当的有效圈数  $n'$  为

$$n' = n + 0.5 \times 2 = n + 1$$

实际上, 由于拉伸螺旋弹簧的圈数一般都较多, 因而在精确计算了钩环对弹簧变形的影响后发现: 无论是否考虑钩环部分的弹簧作用, 计算出的变形量都相差甚微。

### 4.3.4 初拉力

冷卷成形并圈密绕的拉伸螺旋弹簧，其载荷特性一般如图 4-5 所示。由图知，在外载荷达到某一数值  $P_0$  前，弹簧几乎不变形，当载荷超过  $P_0$  后弹簧才产生变形。这个临界值  $P_0$  称为初拉力。初拉力是弹簧成形时，螺圈按较线材直径为小的螺距进行卷绕而产生的，于是在无载荷状态下，线材各螺圈间也总是相互并紧而产生扭转应力。这一应力称为初应力。为克服（抵消）这一应力所需施加的载荷就是初拉力。当施加的载荷小于初拉力时，载荷对弹簧不起作用。

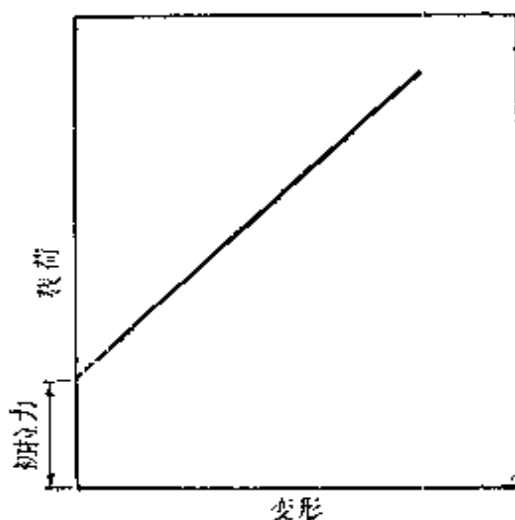


图 4-5 具有初拉力弹簧的弹簧特性

一般，弹簧指数小的，初拉力大，且与线材的机械性能和弹簧成形后的低温退火规范有关，即使是同一种弹簧，由于卷绕方法不同，其初拉力的大小也有变化，一般有 15% 的分散度。

冷卷并圈密绕成形的螺旋弹簧，要使其初拉力为零是困难的，而且圈数多的弹簧如无初拉力，则弹簧将易晃动而不稳定，一般对拉伸螺旋弹簧都是要充分利用其初拉力。特别是在安装空间受到限制而又要求具有较小的弹簧常数时，则尽可能选用大的初拉力是有利的。

一般以钢丝为线材的弹簧，其初拉力的数值应在图 4-6 所示的阴影范围内选取。取用更大的初拉力也是可能的，但这将对所使用的材料以及成形方法提出更高的要求。如设计中确需要这样大的初拉力，应预先和弹簧制造厂联系。要注意的是，初拉力并不是特意造成的，而是自然产生的。从这种意义上讲，

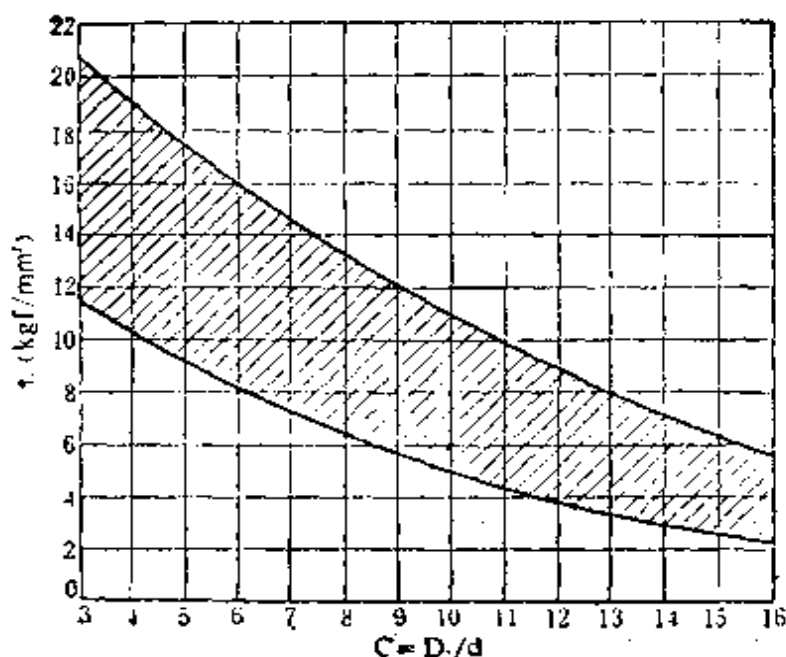


图 4-6 初拉力(钢丝)

在使用图 4-6 时,以用图上阴影范围的下半部分为好。

图 4-6 的纵坐标为初应力  $\tau_0$ ,由它来计算初拉力时,可用下式:

$$P_0 = \frac{\pi d^3}{8D_2} \tau_0 \quad (4.11)$$

不锈钢钢丝和钢丝相较,其初拉力要小 15%,磷青铜丝和黄铜丝等则要小 50%。

如欲不用图 4-6 而直接近似算出初拉力时,可用下式:

$$P_0 \approx \frac{\pi d^4 G}{800 D_2^2} \quad (4.12)$$

## 4.4 选取应力的方法

### 4.4.1 对载荷的考虑

第三章中关于压缩弹簧选取应力应注意事项的说明,也适用于拉伸弹簧的螺圈部分。此外,拉伸弹簧还需考虑下列问题。

1) 钩环部分的应力集中 限定使钩环部分达到屈服应力时的载荷为最大载荷。如钩环部分的应力超过屈服极限,则应适当改变钩环的形状以求降低应力,或是考虑不再用钩环而改用装配件。

2) 和制造工艺有关的问题 冷卷成形的拉伸螺旋弹簧,多是并圈密绕的,且要求有初拉力,为保持初拉力的大小,大多不再进行强化和低温回火处理,从而其弹性极限和屈服点多低于压缩螺旋弹簧时的数值。

3) 超载时 压缩螺旋弹簧的并圈应力,一般都取得小于最大许用应力。即使承受超载,由于已并圈变形量不会再增加,于是应力限于并圈应力不再增加,就不用担心弹簧会损坏。而对拉伸螺旋弹簧则要注意:它无“限位器”,没有上述安全保证。特别是在冲击载荷作用下,产生冲动波时,必须注意使其最大应力不要超过弹性限度。

#### 4.4.2 对疲劳强度的考虑

上述各项特殊问题,都应考虑疲劳问题,也就是还要计算钩环部分的局部应力集中数值,设计时要使它不超过疲劳极限。有些形状的钩环还要考虑弯曲和扭转组合应力下的疲劳问题,在这种情况下,最大剪切应力理论不如剪切能量理论更符合实验结果。

对于并圈密绕的拉伸弹簧,喷丸处理对其有应力集中的螺圈内侧不起作用,其疲劳极限相当低。

关于不进行低温退火、强化、喷丸处理的弹簧,疲劳极限降低的数值以及其易产生疲劳变形的情况,请参看第三章有关章节。

#### 4.4.3 许用应力

1) 静载荷时 考虑到拉伸螺旋弹簧的特点,其常用应力

应更低于压缩螺旋弹簧的许用应力。一般推荐是再打八折,也即将 3.3.4 节中给出的相应压缩螺旋弹簧的许用应力再乘上 0.8。

2) 动载荷时 第三章 3.4.2.2 中介绍的用于计算压缩螺旋弹簧动载荷下疲劳强度的线图,图 3-45 也可适用于拉伸螺旋弹簧,但这时,需将压缩螺旋弹簧时的  $\sigma_0$  数值乘上 0.8 后再用。

## 4.5 设计实例

拉伸螺旋弹簧的设计基本上与压缩螺旋弹簧相同,但也有其特点。

### 4.5.1 材料的选择

热卷成形的拉伸螺旋弹簧无初拉力,从而当需要初拉力时,必须选择冷卷成形,并具有相应性能的材料。圈数多的热卷成形弹簧,当展开长度超过 10m 时,就采用冷拔线材来加工。

### 4.5.2 实例计算

[例 1] 如图 4-4 所示,已知  $R_2=5\text{mm}$ ,  $d=1\text{mm}$ , 拉伸载荷  $P=1\text{kgf}$ , 试计算钩环部分的应力。

[解]  $r_2=R_2=5$ ,  $r_3=r_2-d/2=5-0.5=4.5$ 。

代入式(4.7),得

$$\sigma_{\max} = \frac{32 \times 1 \times 5}{\pi \times 1^3} \times \frac{5}{4.5} = 56.5 (\text{kgf/mm}^2)$$

再取  $r_4=2$ ,  $r_1=r_4-d/2=2-0.5=1.5$  代入式(4.10),得

$$\tau_{\max} = \frac{16 \times 1 \times 5}{\pi \times 1^3} \times \frac{2}{1.5} = 34.0 (\text{kgf/mm}^2)$$

又  $r_2=1$  时,  $r_1=1-0.5=0.5$ , 得  $\tau_{\max}=51.0 (\text{kgf/mm}^2)$

[例 2] 如图 4-7 所示的两端反圆钩环弹簧, 已知  $D_2=$

10 mm,  $d=2$  mm,  $n=16.5$ , 拉伸至  $L=60$  mm 时的载荷  $P=12$  kgf, 试确定其初拉力。

[解] 先算出弹簧的自由长度  $L_0$ 。

$$l_1=l_3=D_2-d=10-2=8(\text{mm})$$

$$\begin{aligned} l_2 &= (n+1.5)d \\ &= (16.5+1.5) \times 2 \\ &= 36(\text{mm}) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} L_0 &= l_1+l_2+l_3 \\ &= 8+36+8 \\ &= 52(\text{mm}) \end{aligned}$$

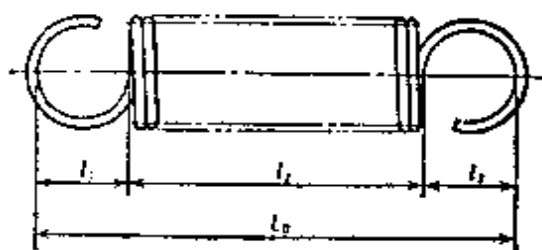


图 4-7 拉伸螺旋弹簧(反圆钩环)

变形量  $\delta$  为  $\delta=L-L_0=60-52=8(\text{mm})$

由式(4.1)得  $p'=\frac{8000 \times 2^4}{8 \times 16.5 \times 10^3}=0.97(\text{kgf/mm}^2)$

于是其必要的初拉力为

$$P_1=P-p'\delta=12-0.97 \times 8=4.24(\text{kgf})$$

由式(4.11)得初应力为

$$\tau_1=\frac{8D_2P_1}{\pi d^3}=\frac{8 \times 10 \times 4.24}{\pi \times 2^3}=13.5(\text{kgf/mm}^2)$$

弹簧指数  $C=D_2/d=10/2=5$ , 在图 4-6 上, 按  $C$  和  $\tau_1$  查出二者的交点位于斜线阴影范围内, 说明这一初拉力是适宜的。

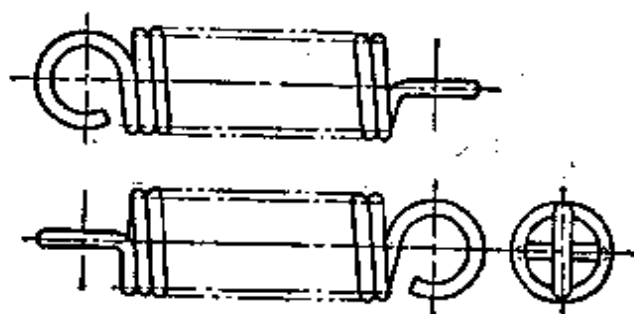


图 4-8 拉伸螺旋弹簧示例

其是要清楚地画出钩环部分的形状。拉伸螺旋弹簧一般圈数较

#### 4.5.3 设计图和规格

在设计图纸上, 要明确图示安装部分, 尤

多,中间的螺圈部分可省略不画。图 4-8 为拉伸螺旋弹簧设计图示例。

其他有关选定材料截面尺寸、螺圈节径、弹簧指数等规格的注意事项,请参看前章 3.5.3 中的说明。

#### 4.5.4 允许偏差

拉伸螺旋弹簧外形尺寸和弹簧特性的允许偏差,按 GB1239-76 的规定,有些项目是和压缩螺旋弹簧相同的,即可按表 3-27 中的规定。但是有下列的附注。

弹簧载荷允许偏差:按表 3-27 的规定,但拉伸弹簧的载荷允许偏差,一般按 2、3 级精度。

弹簧外径(或内径)的允许偏差:按表 3-27 的规定,但拉伸弹簧的外径(或内径)的允许偏差,一般按 2、3 级精度。

表 4-1 拉伸弹簧有效圈数的允许偏差

有效圈数	$\leq 10$	$> 10 \sim 20$	$> 20 \sim 50$
允许偏差	$\pm 1$	$\pm 1$	$\pm 2$

弹簧自由高度(或长度)的允许偏差:按表 3-27 的规定,但拉伸弹簧自由长度的允许偏差,一般按 2、3 级精度。

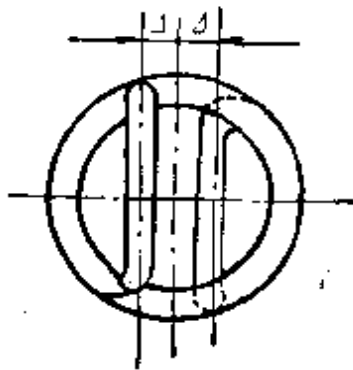


图 4-9

还有些项目对拉伸螺旋弹簧的要求和对压缩螺旋弹簧的不同或是完全针对拉伸弹簧提出的。这些项目有:

拉伸弹簧有效圈数的允许偏差,按表 4-1 的规定。

拉伸弹簧钩环中心面与弹簧轴心线位移度的公差,如图 4-9 所示,按表 4-2 的规定。

拉伸弹簧两钩环相对角度的公差,如图 4-10 所示,按表

表 4-2

弹簧中径 ( $D_2$ ) (mm)	>3~6	>6~10	>10~18	>18~30	>30~50	>50~120
公差 ( $\Delta$ )	0.5	1	1.5	2	2.5	3

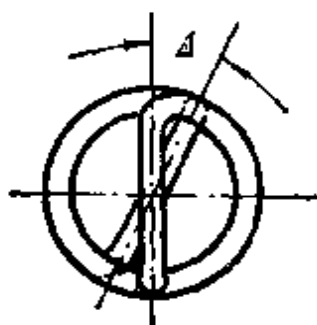


图 4-10

表 4-3

弹簧中径 ( $D_2$ ) (mm)	角度公差 ( $\Delta$ )
$\leq 10$	$< 20^\circ$
$> 10 \sim 25$	$< 15^\circ$
$> 25 \sim 55$	$< 10^\circ$
$> 55$	$< 8^\circ$

4-3 的规定。

拉伸弹簧钩臂、钩环开口处长度的允许偏差按表 4-4 的规定。

表 4-4

长度 (mm)	允许偏差 (mm)
$\leq 15$	$\pm 1$
$> 15 \sim 50$	$\pm 1.5$
$> 50 \sim 100$	$\pm 2$
$> 100$	$\pm 3$

作为参考资料, 表 4-5 给出了日本 JIS B2708 规定的冷卷成形拉伸螺旋弹簧外形尺寸和弹簧特性的允许偏差。热卷成形的, 日本按 JIS B2702 的规定, 见表 3-29, 但由于热卷成形时很难达到在自由状态下, 所有螺圈都并紧, 所以长度偏差还要稍大。

## 4.6 制造和检验

拉伸螺旋弹簧的典型的冷卷成形工艺流程如下:



表 4-5 冷卷成形拉伸螺旋弹簧的允许偏差 (JIS B2706)

项目	允许偏差或范围				
自由长度	(a) 在指定弹簧特性时, 自由长度为参考值。 (b) 在不指定弹簧特性时, 自由长度允许偏差按下表的规定。				
	$D_2/d$	1 级	2 级	3 级	
	4 以上 8 以下	±1%, 最小 ±0.2 mm	±2%, 最小 ±0.5 mm	±3%, 最小 ±0.6 mm	
	超过 8, 15 以下	±1.5%, 最小 ±0.6 mm	±3%, 最小 ±0.7 mm	±4%, 最小 ±0.7 mm	
螺圈直径	规定外径, 其允许偏差按下表的规定。				
	$D_2/d$	1 级	2 级	3 级	
	4 以上 8 以下	±1%, 最小 ±0.15 mm	±1.5%, 最小 ±0.2 mm	±2.5%, 最小 ±0.4 mm	
	超过 8, 15 以下	±1.5%, 最小 ±0.2 mm	±2%, 最小 ±0.3 mm	±3%, 最小 ±0.5 mm	
总圈数和钩环相对角度	总圈数原则上是参考值, 钩环相对角度的允许偏差由订货者和制造厂商定。				
弹簧特性	指定	弹簧特性是指定规定长度下所承受的载荷。但在需要弹簧刚度时, 可指定弹簧刚度。			
	指定长度下的载荷	有效圈数超过 5 圈的, 按下式计算允许偏差。 $\pm\{(\text{初拉力} \times \alpha) + [(\text{指定长度下的载荷} - \text{初拉力}) \times \beta]\}$ 其中 $\alpha$ (初拉力的偏差) 和 $\beta$ (相对于变形, 载荷的偏差) 按下表查出			
			1 级	2 级	3 级
		$\alpha$ 的数值 $\beta$ 的数值	0.1 0.05	0.15 0.1	0.2 0.15
指定长度下的载荷应使其时的变形量处于试验载荷下变形量的 20~80% 之间。但指定长度下的变形量应大于 4 mm。					

(续表)

项目		允许偏差或范围			
弹簧特性	弹簧刚度	有效圈数	1级	2级	3级
		超过3, 10以下	±5%	±10%	±15%
		超过10	±4%	±8%	±12%
弹簧刚度是由在试验载荷下变形量的30~70%间, 取两个载荷点来决定的					

卷绕→低温回火→切断→加工钩环→修正或分等  
→低温回火→强化→防锈处理

a. 卷绕 依据制造批量的大小、弹簧指数、展开长度、钩环的形状等因素, 选择适当的卷绕方法。

b. 低温回火 具有初拉力的弹簧在低温回火后初拉力将减小或消失, 因此拉伸弹簧多不进行低温回火。

c. 加工钩环 圆钩环、半圆钩环、反圆钩环较易加工。目前专用的钩环成形机还未广泛应用, 普及率不高。近来的倾向是采用拉力机将螺圈和钩环同时加工出来。

d. 强化 由于进行强化和低温回火一样会减小初拉力和使自由长度增加, 所以拉伸弹簧一般也不进行强化处理。

拉伸螺旋弹簧的检查和验收内容和压缩螺旋弹簧基本相同, 通常检查的项目有:

外观检查: 参看前章 3.6.4.1 中的说明。

弹簧的外形和尺寸测量: 按 4.5.4 (允许偏差) 中所介绍的内容及 GB 1239-76 的规定, 据设计规定的制造精度, 检验成品是否合格, 此时请参看前章 3.6.4.2 中表 3-27 备注栏中的有关说明。关于拉伸螺旋弹簧钩环的检查 GB 1239-76 中有如下规

定:

“拉伸弹簧钩环中心面与弹簧轴心线的位移度的检查”——用卡尺或专用样板测量。测量时将弹簧放置 V 形槽内, 在钩环平面两侧对应  $180^\circ$  处测量对应两尺寸差之半, 即为其位移度误差。“拉伸弹簧两钩环角度的公差检查”——目测或用专用样板测量。

弹簧材料内部质量的检查: 参看前章 3.6.4.3 中的说明。

## 第五章 圆柱扭转螺旋弹簧

### 5.1 特点和用途

扭转螺旋弹簧是承受绕弹簧轴线起扭矩作用的螺旋弹簧。它和压缩、拉伸弹簧不同，在载荷(扭矩)作用下，所产生的主要是弯曲应力。

这种弹簧的形状，一般是圆柱形螺旋弹簧，其端部有用以承受载荷的扭臂，如图 5-1 所示。这种弹簧一般尺寸较小，多用于日用品和家用电器方面。

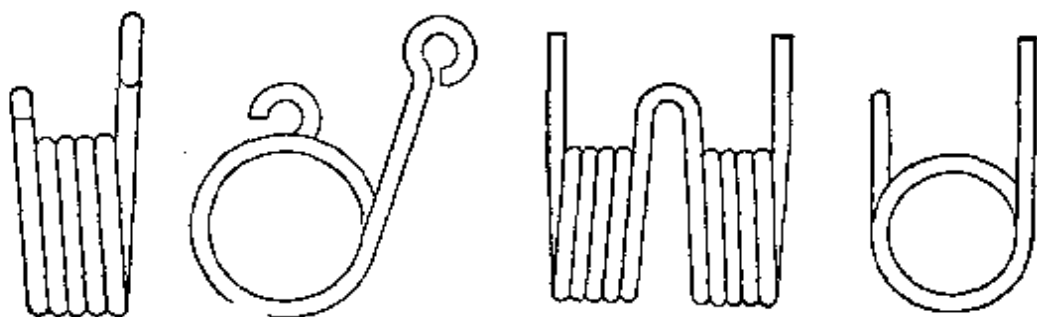


图 5-1 扭转螺旋弹簧

其圆柱形螺圈部分有并圈密绕的，也有以小螺距卷绕的，其中并圈密绕的在载荷作用下，螺圈将继续旋卷，使圈数增加，弹簧长度增加，从而影响到弹簧的特性。

扭转螺旋弹簧承受载荷的方式示于图 5-2。力的作用方向取为沿螺圈卷绕方向，扭转弹簧多是冷卷成形的，作用力所取的方向应使因加工而产生的残余应力减小，如力的作用方向相反，则如后述，图 5-5 上的  $\sigma_{\max}$  将为拉伸应力。

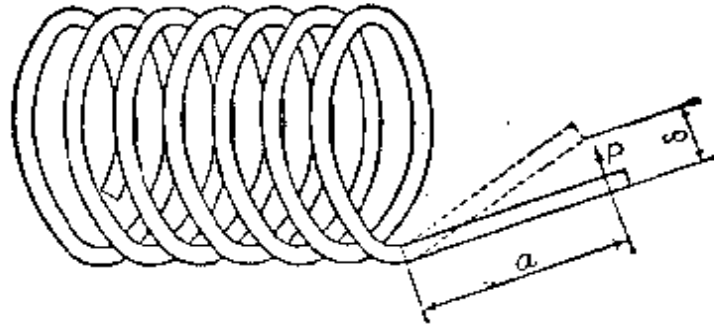


图 5-2 力臂为  $a$  处作用有力  $P$  的扭转螺旋弹簧

## 5.2 计算公式

扭转螺旋弹簧多使用圆形截面材料，下面介绍的计算公式都是针对圆形截面扭转螺旋弹簧的。如果截面是矩形的，需将后述公式中的转动惯量和断面系数改用矩形的数值再进行计算。扭转弹簧承载时，线材中主要产生弯曲应力，从而在扭转弹簧中，矩形截面的弹簧较圆形截面的弹簧吸收能量的效率要高，这和前面介绍的拉伸和压缩弹簧是不同的。

扭转螺旋弹簧可分为如图 5-3 所示的短扭臂型和如图 5-4

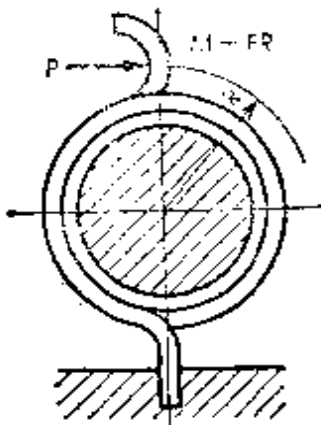


图 5-3 扭臂长度可忽略的弹簧

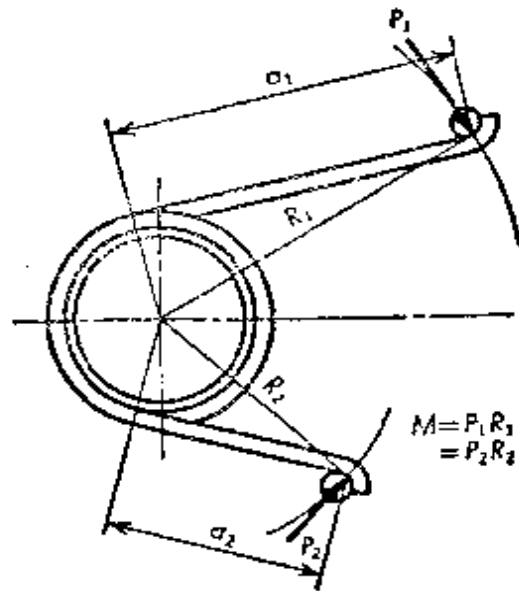


图 5-4 需考虑扭臂长度的弹簧

所示的长扭臂型两种。其中短扭臂本身的变形可忽略不计,而长扭臂本身的变形则需考虑。判断扭臂变形是否可忽略的标准是:

如两端扭臂长为  $a_1$  和  $a_2$ , 则当

$$(a_1 + a_2) \geq 0.09\pi D_2 n \quad (5.1)$$

时, 必须考虑扭臂的变形。

### 5.2.1 不计扭臂变形的情况

$$p'_T = \frac{M}{\phi} = \frac{EI}{l} = \frac{Ed^4}{64D_2 n} \quad (5.2)$$

$$\sigma = \frac{M}{Z} = \frac{32M}{\pi d^3} = \frac{Ed\phi}{2\pi D_2 n} \quad (5.3)$$

式中  $p'_T$ ——扭转弹簧刚度;

$M$ ——扭矩 ( $=PR$ );

$\phi$ ——扭转角度 (弧度);

$I$ ——惯性矩;

$l$ ——有效长度 ( $\pi D_2 n$ );

$\sigma$ ——弯曲应力;

$Z$ ——断面系数。

其它符号意义, 见表 3-1。式 (5.2) 和式 (5.3) 是长度为  $l$  的直杆的纯弯曲公式, 但扭转弹簧承载后实际上是个曲臂的弯曲问题, 式 (5.3) 给出的应力值相当于压缩螺旋弹簧时的未修正应力。下面在 5.3.1 节中将说明在扭转弹簧计算中可不考虑曲臂影响的理由。

上式中所用的角度单位是“弧度”, 将其换算成“度”, 就得到

$$p'_{T_d} = \frac{Ed^4}{3667D_2 n} \quad (5.4)$$

$$\sigma = \frac{Ed\phi_d}{360D_2 n} \quad (5.5)$$

其中下标  $d$  表示用“度”作单位。

### 5.2.2 计及扭臂变形的情况

$$p_T' = \frac{E\pi d^4}{64 \left[ \pi D_2 n + \frac{1}{3}(a_1 + a_2) \right]} \quad (5.6)$$

$$p_{ra}' = \frac{Ed^4}{3667 D_2 n + 389(a_1 + a_2)} \quad (5.7)$$

比较式(5.2)和式(5.6)可知,在计及扭臂的变形时,可取

$$l = \pi D_2 n + \frac{1}{3}(a_1 + a_2) \quad (5.8)$$

也即将  $a_1, a_2$  看作是悬臂梁,加算其变形,进行近似计算,其力矩如图 5-4 所示,  $M = P_1 R_1 = P_2 R_2$ 。

## 5.3 设计注意事项

设计扭转螺旋弹簧要注意以下四点。

### 5.3.1 扭转方向和应力的关系

由式(5.5)给出的是直杆的弯曲应力值,而扭转螺旋弹簧实

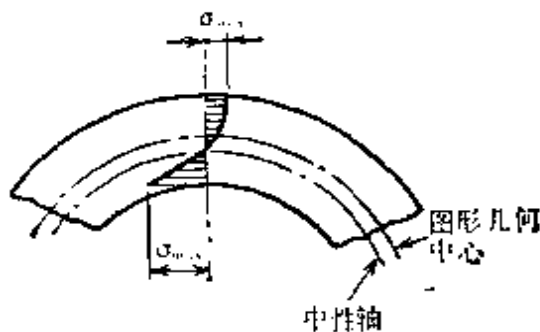


图 5-5 应力分布

际上是曲臂。如图 5-5 所示,其中性轴从图形几何中心偏向曲率中心方向,最大应力产生在臂的内侧。

一般说来,承受压缩应力较承受拉伸应力偏于安全,较不易损坏,所以在实际设计弹簧时,使最大应力产生于压缩侧,并顺着弹簧的卷绕方向加载是有利的。

对于冷卷成形的弹簧,由于它在成形时承受了超过弹性限的应力,所以成形后在弹簧外侧有残余压缩应力,内侧有残余拉

伸应力。如顺着弹簧卷绕方向施加扭矩，则由载荷产生的应力将因其与上述残余应力恰好反向，而被减轻，这在使用上也是有利的。

由于上述理由，一般都按顺着弹簧卷绕方向施加扭矩的方式使用扭转弹簧。这时弹簧产生的最大拉伸应力值是图 5-5 中的  $\sigma_{\min}$ ，而  $\sigma_{\min}$  比由式(5.5)算出的  $\sigma$  值还小，从而按  $\sigma$  进行强度计算是偏于安全的。如由于安装空间等关系，不能按“顺着弹簧卷绕方向加载”使用扭转弹簧时，则用螺旋内侧产生的  $\sigma_{\max}$  来评价强度。 $\sigma_{\max}$  依下式算出：

$$\sigma_{\max} = K_s \frac{32(R + D_2/2)P}{\pi d^3} \quad (5.9)$$

$$K_s = \frac{4C^2 - C - 1}{4C(C - 1)} \quad (5.10)$$

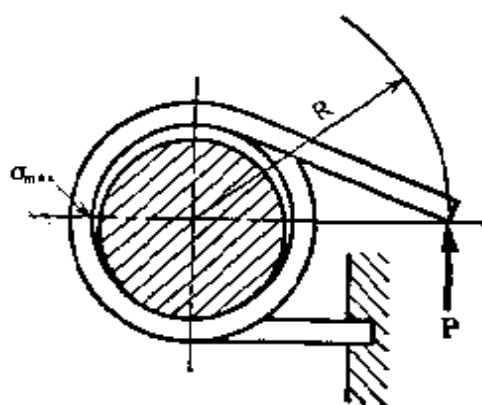


图 5-6 逆着弹簧卷绕方向加载的情况

此处力矩的力臂长为  $(R + D_2/2)$ 。其承载情况如图 5-6 所示，弯曲应力修正系数  $K_s$  的数值可在图 5-7 上查出。

### 5.3.2 圈数和初拉力

扭转螺旋弹簧当圈数小于三圈时，就易受末端的影响，使得在承载时螺圈各部分作用着不等的弯矩。从而上述各公式实际上是适用于  $n \geq 3$  的弹簧。

如前章所述，冷卷成形的并圈密绕的拉伸螺旋弹簧将产生初拉力，同样冷卷的扭转螺旋弹簧如是并圈密绕的也将产生初拉力。在扭转弹簧承载变形时，这种初拉力将使各螺圈间产生摩擦力，从而弹簧特性线将产生滞后现象。为了防止弹簧特性线出现这种滞后现象，需要在螺圈之间预留间隙，但对圈数多的



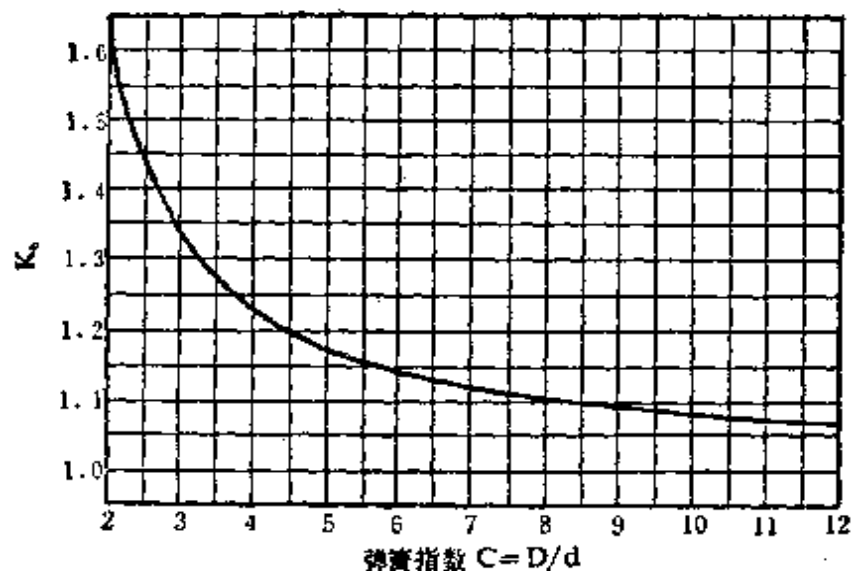


图 5-7 弯曲应力修正系数

弹簧预留间隙后,有产生扭转屈曲的危险,于是,有时为了防止产生扭转屈曲就有意识的使其具有初拉力。

### 5.3.3 引导杆的选择

顺着扭转弹簧的卷绕方向加载使用时,一般要在其内插入引导杆。冷卷成形的扭转弹簧引导杆的直径要较卷绕时的芯杆细,但引导杆的直径不是按一般装配间隙选择的,因为扭转弹簧承受载荷时,弹簧沿卷绕方向变形,螺圈节径是逐渐减小的。如最大使用的扭转角度为  $\phi_{\max}$  (或  $\phi_{d\max}$ ), 则螺圈节径的减小量为

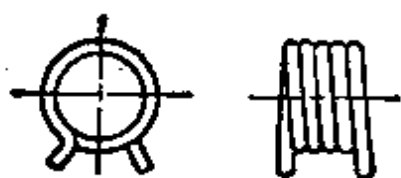
$$\Delta D_2 = \frac{\phi_{\max} D_2}{2\pi n} = \frac{\phi_{d\max} D_2}{360n} \quad (5.11)$$

一般,引导杆的直径  $D_3$ , 取最大使用角度时,螺圈内径 ( $D_2 - d - \Delta D_2$ ) 的 90% 为宜,即

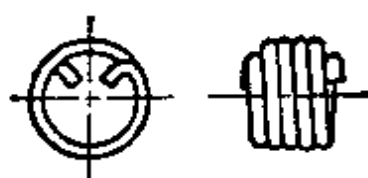
$$D_3 = 0.9(D_2 - d - \Delta D_2) \quad (5.12)$$

### 5.3.4. 端部形状

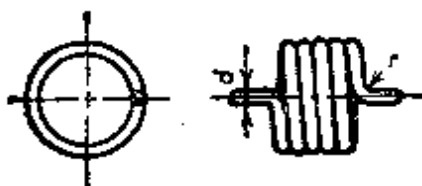
扭转螺旋弹簧端部的形状,因安装方法和空间位置的不同而有多种形式。图 5-8 所示为短扭臂扭转弹簧端部的几种基本



(a) 短臂式(外臂扭转弹簧)

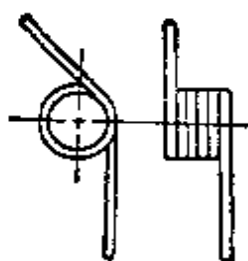


(b) 收链式(内臂扭转弹簧)

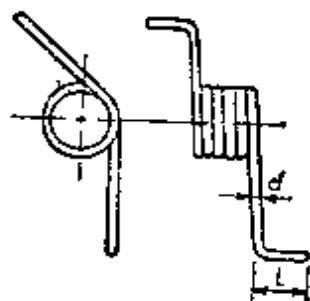


(c) 直立短臂式(中心臂扭转弹簧)

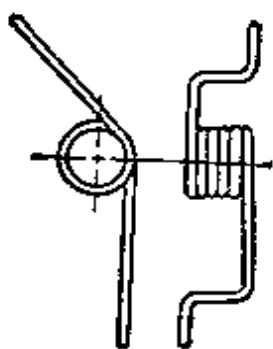
图 5-8 短扭臂的几种基本形式



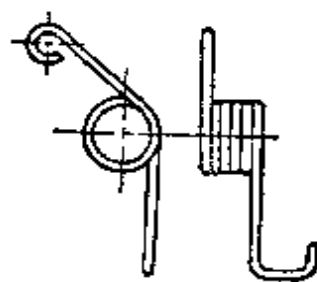
(a) 平直式



(b) 一般弯曲式



(c) 两段弯曲式



(d) 钩环式

图 5-9 长扭臂的几种基本形式

形式, 图 5-9 所示为长扭臂的几种基本形式, 图 5-10 所示为串联双扭弹簧的端部形状, 它是由两个扭转弹簧串联而成。

扭转弹簧的端部和拉伸弹簧的钩环一样, 不应设计得过于复杂, 因为急剧的弯曲加工, 将产生应力集中。关于这一应力集中的计算, 可按拉伸弹簧钩环部分的应力集中计算同样考虑。也即, 实用上以弯曲部分的半径  $r_0$  和内侧半径  $r_1$  之比, 乘上由式(5.3)计算出的应力, 来考核局部应力。即按下式

$$\sigma' = \sigma(r_0/r_1)$$

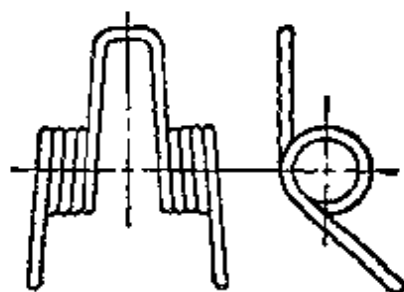


图 5-10 串联双扭弹簧端部形状

## 5.4 选取应力的方法

### 5.4.1 对载荷的考虑

如前述, 对于扭转螺旋弹簧, 需要考虑使用时的加载方向问题(是顺着还是逆着卷绕方向)。当顺着弹簧卷绕方向加载使用时, 要注意降低弹簧的应力, 在这种情况下, 弹簧端部承受拉伸应力, 应仔细考虑安装方法和端部形状所引起的应力集中。另外, 由于存在成形时形成的残余应力, 使得顺着卷绕方向加载时屈服点高, 而逆着卷绕方向加载时屈服点低。当必须逆着卷绕方向加载时使用, 该弹簧就必须在成形后进行低温回火。

### 5.4.2 对疲劳强度的考虑

对顺着卷绕方向加载使用的扭转螺旋弹簧, 其螺圈外侧是承受拉伸应力, 此时可用喷丸或其他方法进行处理, 以提高其疲劳强度。对端部有应力集中的部位, 要计算其局部应力集中数值, 在设计时要使它不超过疲劳极限。

### 5.4.3 许用应力

当顺着弹簧卷绕方向作用的静载荷时，使用的钢丝材料可按表 3-9 来选取许用弯曲应力  $[\sigma]$  值。对于扭转弹簧，我国 GB1239-76 中，除了许用弯曲应力  $[\sigma]$  外，还规定了 II、III 类载荷弹簧的工作极限弯曲应力  $\sigma_s$ 。

$$\text{II 类载荷弹簧 } \sigma_s = 0.625 \sigma_b$$

$$\text{III 类载荷弹簧 } \sigma_s = 0.8 \sigma_b$$

$\sigma_s$  用来计算扭转弹簧的工作极限扭矩  $M_s$  及工作极限扭转角  $\varphi_s$ 。在对扭转弹簧进行强扭处理时，就是依据  $M_s$  施加扭矩，并

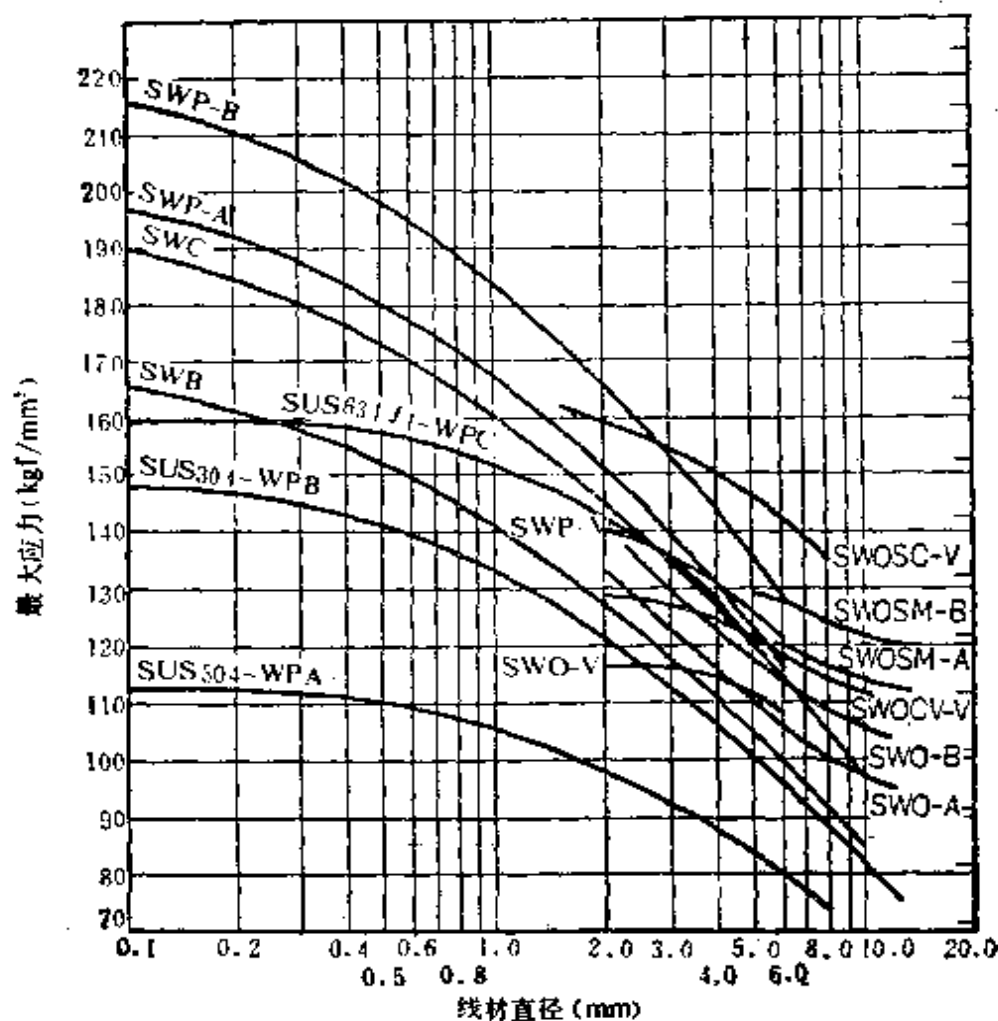


图 5-11 静载荷作用下的许用应力

按  $\varphi_j$  控制扭转角。此外，如扭转弹簧在使用中，当结构上无限位装置保护，而有可能意外超载时，则在设计阶段除了要保证该弹簧在最大工作扭矩下的弯曲应力要小于  $[\sigma]$  外，还要考核其超载时的应力是否超过  $\sigma_s$ ，也即超载的幅度不应超过工作极限扭矩。在这种情况下，还要用按  $\sigma_s$  算出的工作极限扭转角  $\varphi_j$  计算出工作极限扭矩下的弹簧内径  $D'_1$

$$D'_1 = D_s \frac{n}{n + \frac{\varphi_j}{360}} - d$$

引导杆的直径  $D$ ，就不能按式(5.12)计算，而要选为  $D_1 \leq D'_1$ 。

经强扭处理的扭转弹簧，产生塑性变形层和反向应力。塑性变形层愈深，反应力也愈大，因而可提高弹簧工作的许用弯曲

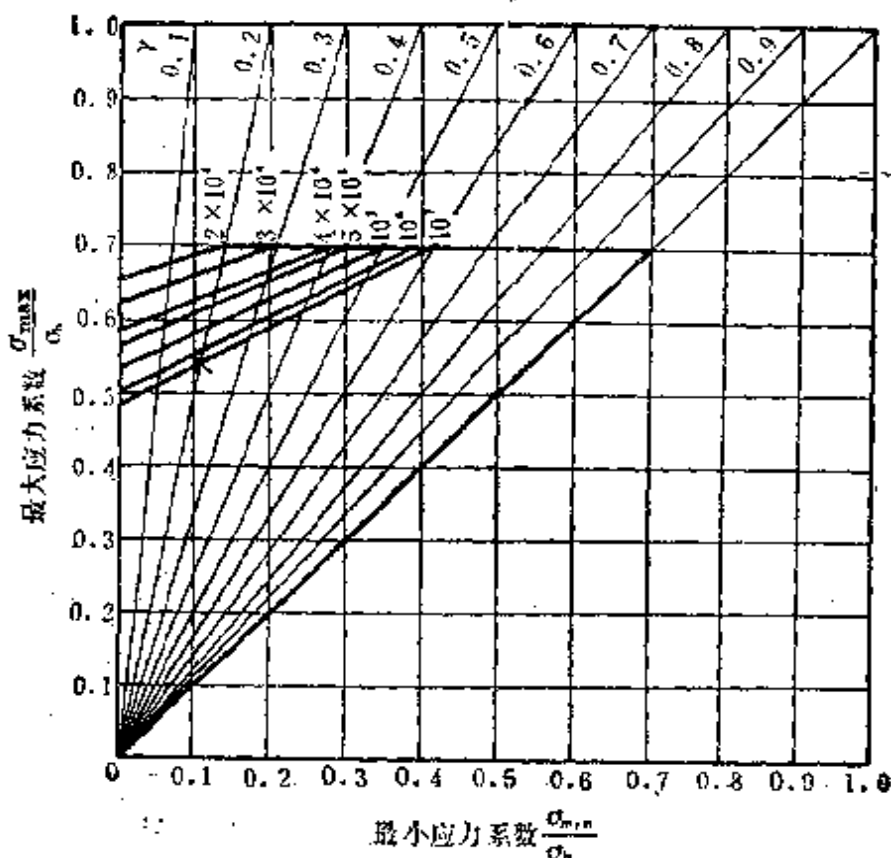


图 5-12 弯曲应力的疲劳极限图

应力。

扭转弹簧在高温下使用时,材料的强度极限 $\sigma_b$ 随温度的升高而下降。此时,许用应力应按使用温度时材料的强度极限选取。

日本钢材按 JIS 的规定在顺卷静载荷时,钢丝材料按图 5-11 来选用许用应力。此图是以 JIS 标准中规定的各种规格钢丝拉伸强度的最小值为基准制成的。当弹簧上作用的是交变载荷时,则按图 5-12 上的 Goodman 曲线来计算其疲劳强度。在使用该图时,要考虑和疲劳强度有关的各种因素。图中所示  $r$  是比值  $\frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}}$ 。

## 5.5 设计实例

### 5.5.1 材料的选择

一般的扭转螺旋弹簧多使用圆形截面的材料,这主要是因为圆形截面材料货源有保障。但如一定要在限定的空间里积蓄更多的能量,而不得不考虑换用其他形状的截面材料时,则一般是选用矩形截面材料。严格说来,为使成形后的截面形状是正方形的或长方形的,则线材的截面形状应是梯形的,而且梯形的梯度是随弹簧指数不同而变的。这样一来,应各不同弹簧的要求,线材截面的形状就得跟着变动,这将给采购材料造成很多麻烦,也给生产管理带来许多问题,处理不当将造成材料积压和提高成本的后果。所以当计划采用这种弹簧时,要和弹簧制造厂协商,特殊订货,一般不会有市场商品。

### 5.5.2 实例计算

已知  $d=4\text{ mm}$ ,  $D_2=25\text{ mm}$ ,  $n=10$  圈,  $a_1=50\text{ mm}$ ,  $a_2=20\text{ mm}$ 。试按上述条件分析如图 5-4 所示的扭转弹簧。

[解] 由  $a_1 + a_2 = 70$  (mm), 得

$$0.09\pi D_2 n = 0.09 \times \pi \times 25 \times 10 = 70.7 \text{ (mm)}$$

可看出,  $a_1 + a_2 = 70 < 0.09\pi D_2 n = 70.7$  虽满足式(5.1), 但数值 70 已很接近限界值 70.7, 在这种情况下, 就不能贸然决定不考虑扭臂本身的变形, 而要对两种情况(考虑和考虑扭臂变形)都进行计算。从中积累在接近限界值时, 两种方法计算结果的相对误差数据, 以资借鉴。

1) 不考虑扭臂变形时

此时按式(5.2)得

$$p'_r = \frac{21000 \times 10^4}{64 \times 25 \times 10} = 338 \text{ (kgf} \cdot \text{mm/rad)}$$

或由式(5.4)得

$$p'_{ra} = \frac{21000 \times 10^4}{3667 \times 25 \times 10} = 5.9 \text{ (kgf} \cdot \text{mm/deg)}$$

如  $P_1 = 10$  kgf, 则  $P_2 = 25$  kgf, 此时弹簧的扭转角为

$$\phi = \frac{50 \times 10}{338} = 1.48 \text{ (rad)}$$

$$\phi_a = \frac{50 \times 10}{5.9} = 85 \text{ (deg)}$$

2) 考虑扭臂变形时

由式(5.6)得

$$\begin{aligned} p'_r &= \frac{21000 \times \pi \times 4^4}{64 \left[ \pi \times 25 \times 10 + \frac{1}{3} (50 + 20) \right]} \\ &= 326.3 \text{ (kgf} \cdot \text{mm/rad)} \end{aligned}$$

对本例, 两种方法计算出的结果相差 3.5%。

这一弹簧的引导杆直径由式(5.12)和式(5.11)算出为

$$D_s = 0.9 \left( 25 - 4 - \frac{1.48 \times 25}{2 \times \pi \times 10} \right) = 20.4 \text{ (mm)}$$

表 5-1

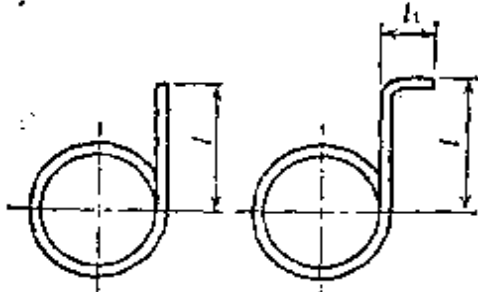
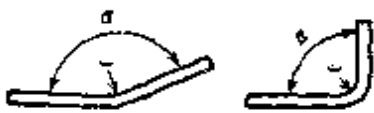
扭矩要求	1 级精度	2 级精度	3 级精度
	允 许 偏 差		
有扭矩要求	$\pm 4^\circ$	$\pm 6^\circ$	$\pm 8^\circ$
无扭矩要求	$\pm 10^\circ$		

表 5-2 扭转螺旋弹簧的允许偏差 (JIS B2709)

项目	允 许 偏 差			
扭臂的自由角度	当指定弹簧特性时, 扭臂的自由角度为参考值			
	圈数	1 级	2 级	3 级
	3 以下	$\pm 8^\circ$	$\pm 10^\circ$	$\pm 15^\circ$
	超过 3, 10 以下	$\pm 10^\circ$	$\pm 15^\circ$	$\pm 20^\circ$
	超过 10, 20 以下	$\pm 15^\circ$	$\pm 20^\circ$	$\pm 30^\circ$
超过 20, 30 以下	$\pm 20^\circ$	$\pm 30^\circ$	$\pm 40^\circ$	
螺圈直径	$D_2/d$	1 级	2 级	3 级
	4 以上 8 以下	$\pm 1\%$ , 最小 $\pm 0.15\text{mm}$	$\pm 1.5\%$ , 最小 $\pm 0.2\text{mm}$	$\pm 2.5\%$ , 最小 $\pm 0.4\text{mm}$
	超过 8, 15 以下	$\pm 1.5\%$ , 最小 $\pm 0.2\text{mm}$	$\pm 2\%$ , 最小 $\pm 0.3\text{mm}$	$\pm 3\%$ , 最小 $\pm 0.5\text{mm}$
螺圈部分的长度	螺圈部分长度的允许偏差按下表, 但并不适用于并圈缠绕的弹簧			
	$D_2/d$	1 级	2 级	3 级
	4 以上 8 以下	$\pm 1.5\%$ , 最小 $\pm 0.3\text{mm}$	$\pm 3\%$ , 最小 $\pm 0.6\text{mm}$	$\pm 5\%$ , 最小 $\pm 1\text{mm}$
	超过 8, 15 以下	$\pm 2\%$ , 最小 $\pm 0.4\text{mm}$	$\pm 4\%$ , 最小 $\pm 0.8\text{mm}$	$\pm 7\%$ , 最小 $\pm 1.4\text{mm}$



(续表)

项目	允 许 偏 差			
扭 臂 的 长 度	测定扭臂长度是按右图测量臂长 $l$ 和 $l_1$ , 其允许偏差按下表			
				
	$d$	1 级	2 级	3 级
0.1 以上 0.5 以下		$\pm 2\%$ , 最小 $\pm 0.3\text{mm}$	$\pm 3\%$ , 最小 $\pm 0.5\text{mm}$	$\pm 4\%$ , 最小 $\pm 1\text{mm}$
超过 0.5, 1 以下		$\pm 2\%$ , 最小 $\pm 0.5\text{mm}$	$\pm 3\%$ , 最小 $\pm 0.7\text{mm}$	$\pm 4\%$ , 最小 $\pm 1.5\text{mm}$
超过 1, 2 以下		$\pm 2\%$ , 最小 $\pm 0.7\text{mm}$	$\pm 3\%$ , 最小 $\pm 1\text{mm}$	$\pm 4\%$ , 最小 $\pm 2\text{mm}$
超过 2, 4 以下		$\pm 2\%$ , 最小 $\pm 1\text{mm}$	$\pm 3\%$ , 最小 $\pm 1.5\text{mm}$	$\pm 4\%$ , 最小 $\pm 3\text{mm}$
超过 4		$\pm 2\%$ , 最小 $\pm 1.5\text{mm}$	$\pm 3\%$ , 最小 $\pm 2\text{mm}$	$\pm 4\%$ , 最小 $\pm 4\text{mm}$
扭臂的弯曲角度	测定扭臂的弯曲角度, 是按右图测量弯曲角度 ( $\alpha$ ), 其允许偏差按下表			
				
		1 级	2 级	3 级
$\alpha$ 的允许偏差		$\pm 5^\circ$	$\pm 10^\circ$	$\pm 15^\circ$
弹 簧 特 性	仅在特别必要情况下才指定弹簧的特性, 此时测定方法按购、售双方协议指定弹簧特性时, 要指定规定扭转角下的扭矩, 其允许偏差按下式计算			
	$\pm [(\text{规定扭转角} \times \beta_1) + \beta_2] \times p'_{1.1}$			
		1 级	2 级	3 级
	$\beta_1$	0.03	0.05	0.08
	圈数	超过 3, 10 以下	超过 10, 20 以下	超过 20, 30 以下
$\beta_2$		$10^\circ$	$15^\circ$	$20^\circ$

### 5.5.3 允许偏差

按 GB1239-76 的规定, 扭转弹簧自由角度  $\varphi_0$  的允许偏差, 按表 5-1 的数值。

表 5-2 是日本 JIS B2709 规定的扭转螺旋弹簧的允许偏差标准。

## 5.6 制造和检验

扭转螺旋弹簧的典型的成形工艺流程如下:

卷绕→低温回火→端部成形→修正→低温回火→防锈处理

圆柱扭转螺旋弹簧螺圈部分的成形, 和前述压缩(拉伸)螺旋弹簧螺圈部分的成形一样, 并无特殊之处。卷绕成形的的方法很多, 各制造厂都是按照自己的设备条件, 选择并形成一种或几种固定的生产方式。

扭转螺旋弹簧制造的要点, 是要提高扭臂角度的精度, 从而保证弹簧特性的精度。尤其是对较长的扭臂更要注意这点。

扭转螺旋弹簧的检查和验收内容也和压缩(拉伸)螺旋弹簧基本相同, 通常检查的项目有:

外观检查: 参看第三章 3.6.4.1. 中的说明。

弹簧的外形和尺寸测量: 按 5.5.3 节(允许偏差)中所介绍的内容及 GB1239-76 的规定, 据设计规定的制造精度, 检验成品是否合格。表 5-1 所介绍的日本 JIS B2709 规定的扭转螺旋弹簧允许偏差, 条目较细, 对设计者和制造厂都有参考价值。

弹簧材料内部质量的检查: 参看第三章 3.6.4.3 节中的说明。

# 第六章 板 弹 簧

## 6.1 特点和用途

### 6.1.1 种类、名称、构造

板弹簧种类很多,图 6-1 所示为几种典型结构。其中(a)~(f)用于汽车的弹性悬挂装置,(g)~(j)用于铁道车辆的弹性悬挂装置。(a)为对称式弹簧;(b)为非对称式弹簧;(c)为锥形片

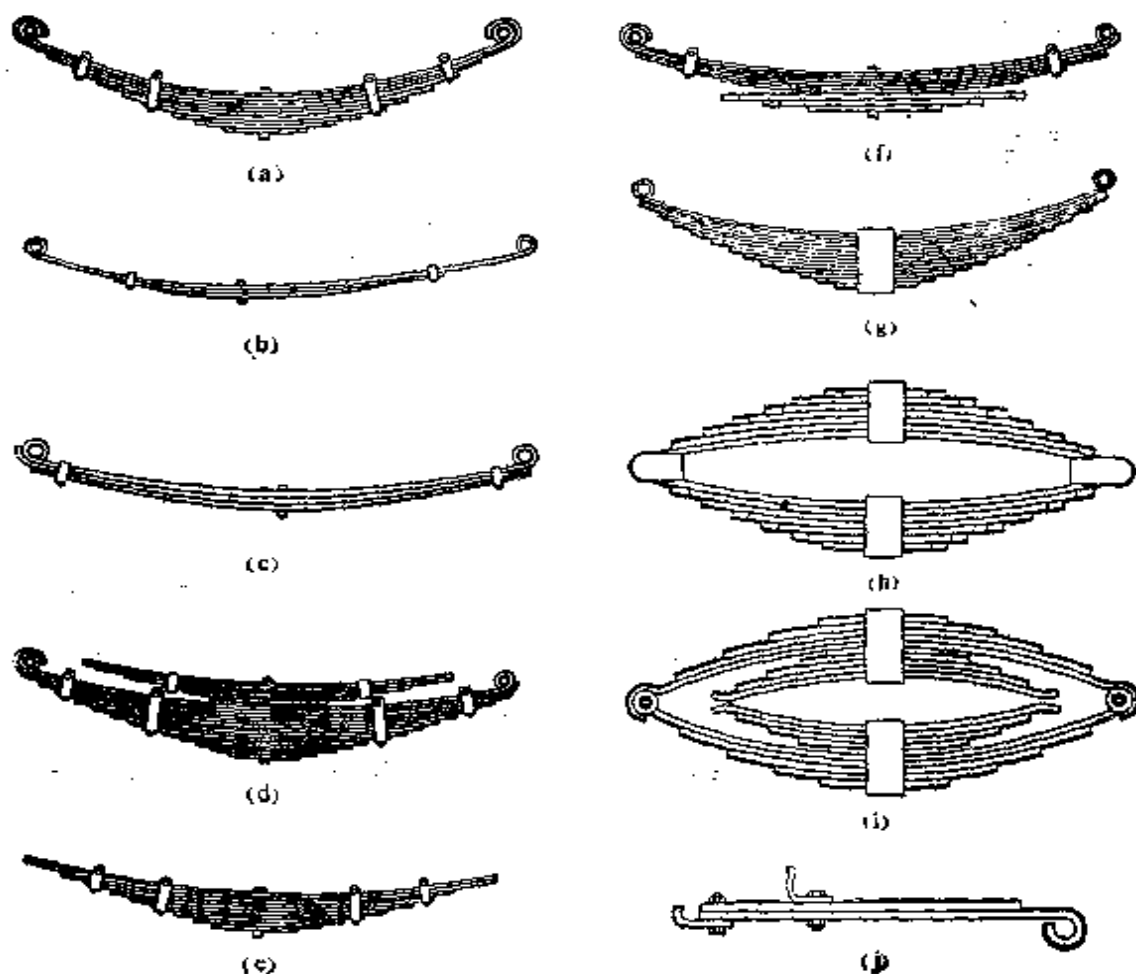


图 6-1 板弹簧的种类

状弹簧(也有用一片的); (d)为装有副弹簧的重迭式板弹簧, 在主弹簧达到某一变形量时, 副弹簧接触, 开始承受载荷; (f)、(d)和(i)都是具有非线性特性的弹簧, 统称组合式弹簧。

图 6-2 所示为重迭式板弹簧各零件的名称。

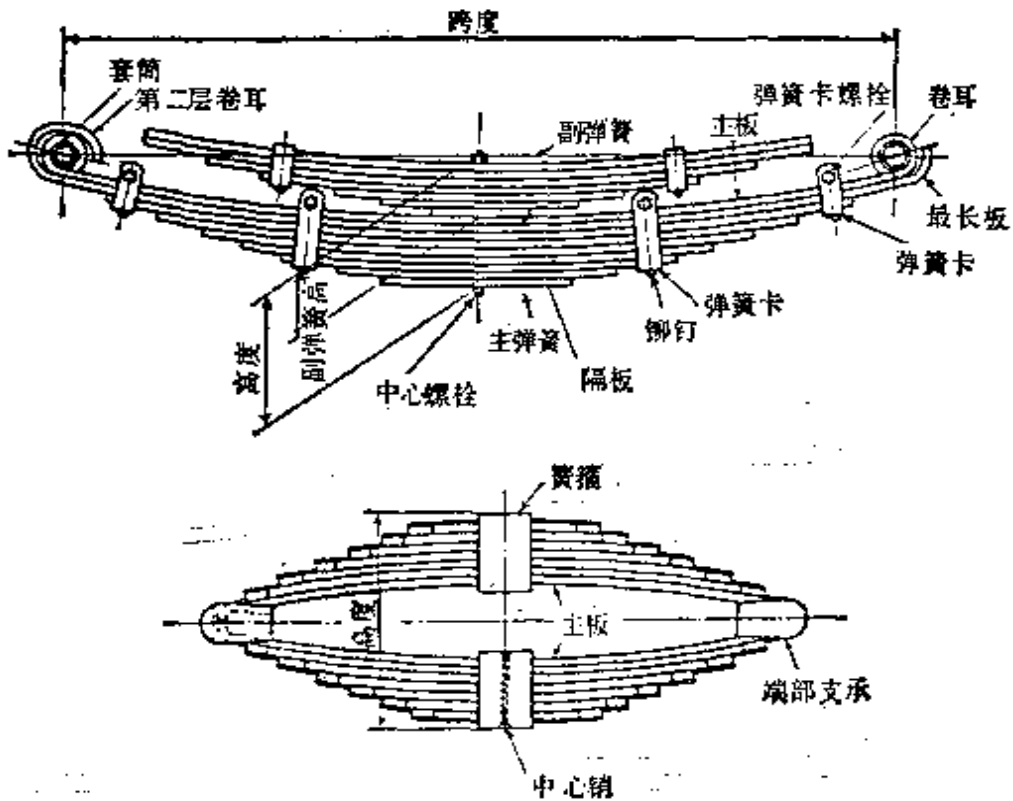


图 6-2 重迭式板弹簧零件名称

图 6-3 所示为主板端部的形状。图 6-4 所示为第二层卷耳的形状。

图 6-5 所示为副板端部的形状。图中 (d) 是在板间插入橡胶或其他材料, 以防止弹簧在动作时板间发生噪声。图 6-6 所示为一些插入弹簧卷耳中的套筒的示例, 其中 (a) 是青铜或磷青铜铸件, (b) 是将青铜或磷青铜熔敷在碳素钢管上而成的套筒, (c) 和 (d) 是橡胶套筒, 多装在小轿车上用于防振。

图 6-7 所示为汽车中重迭式板弹簧用的几种弹簧卡的形

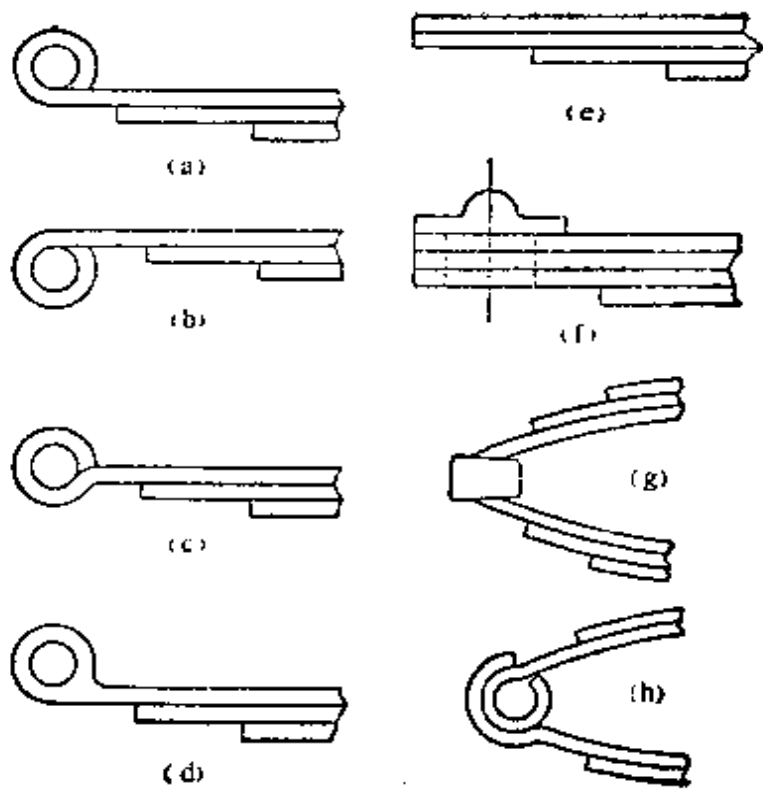


图 6-3 主板端部的形状

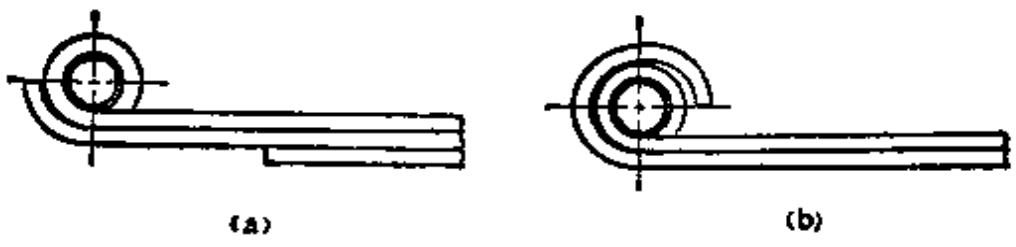


图 6-4 第二层卷耳的形状

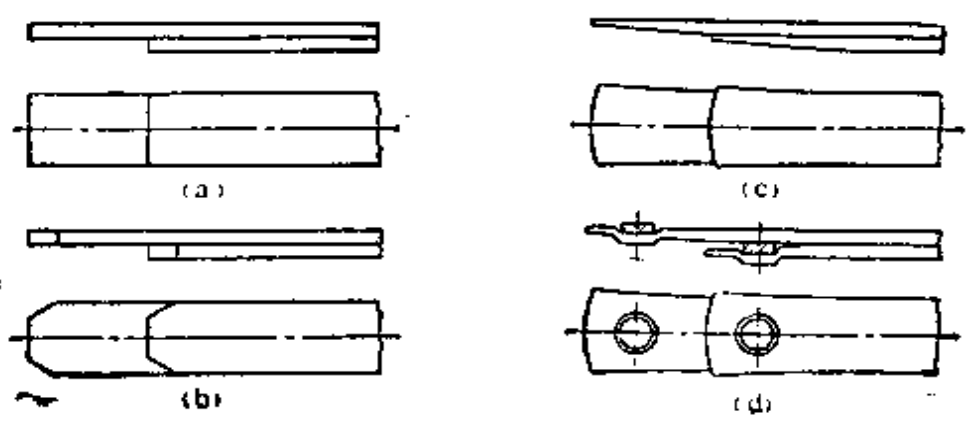


图 6-5 副板端部的形状

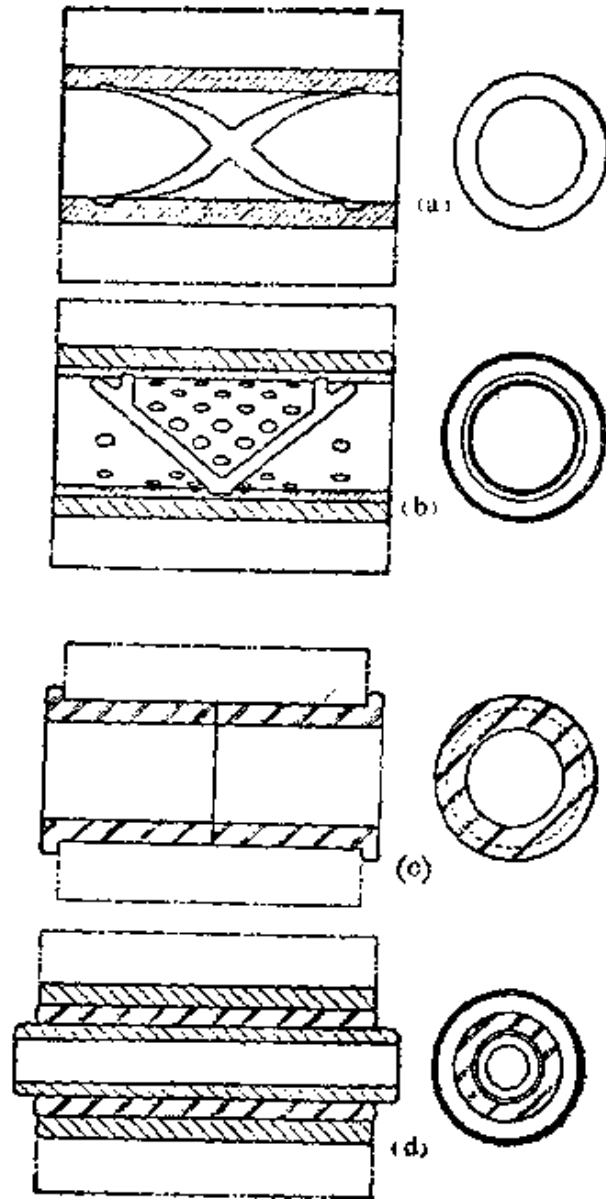


图 6-6 套筒的形状

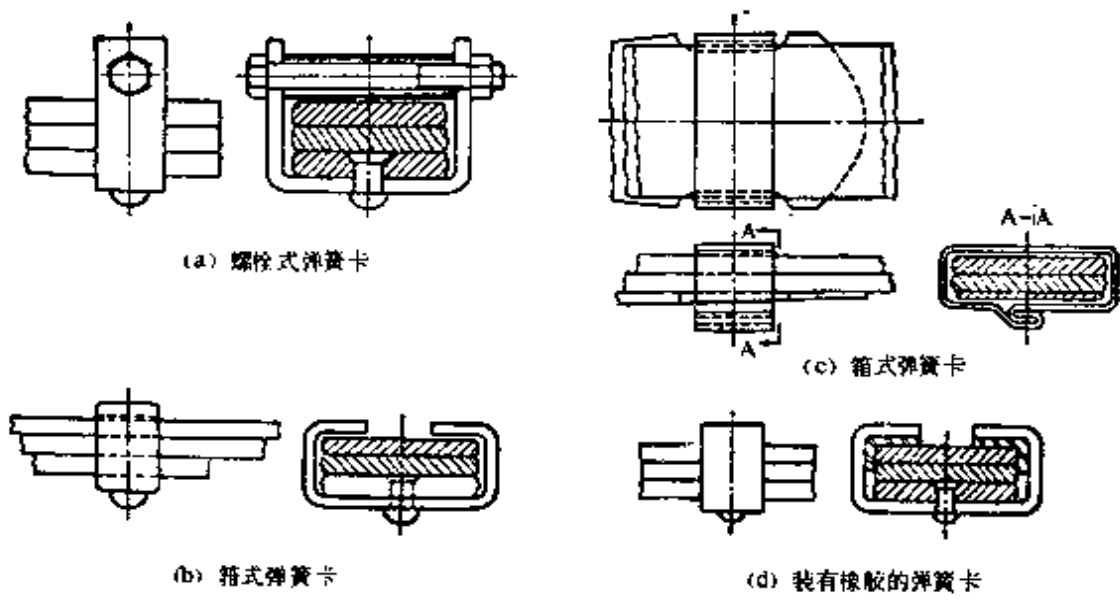


图 6-7 弹簧卡的形状

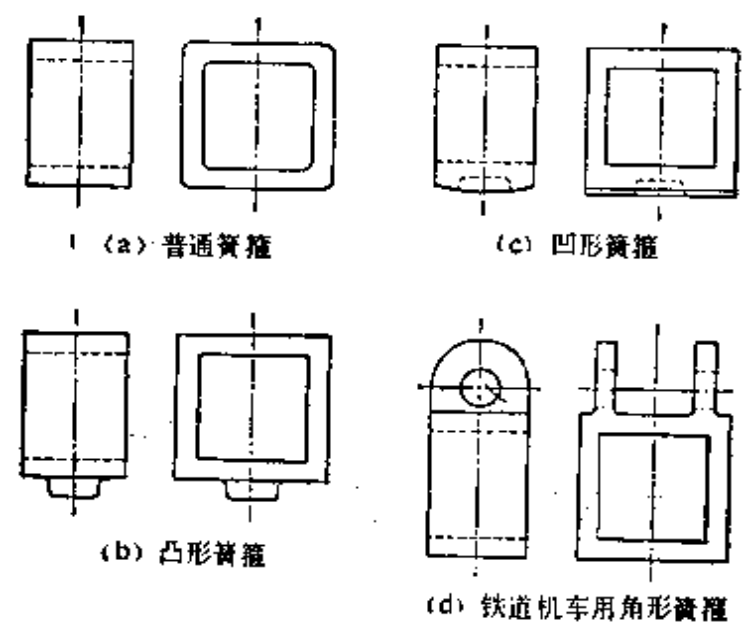
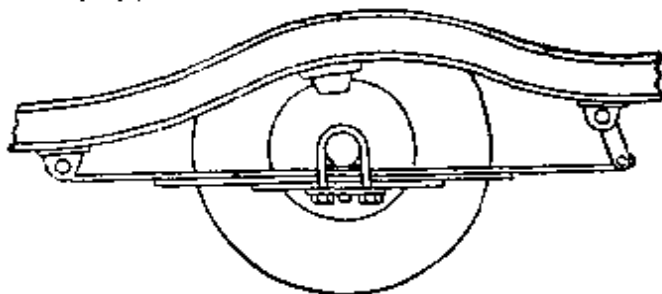


图 6-8 簧箍的形状

用于汽车



用于铁道车辆

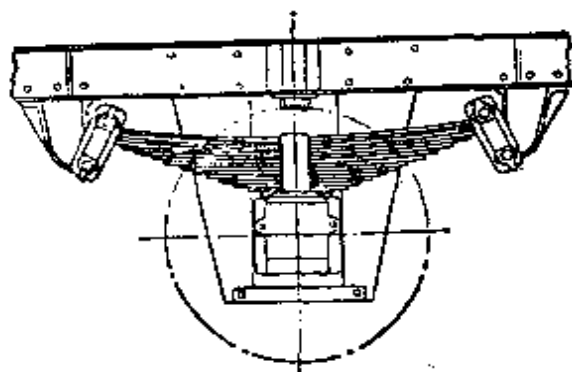


图 6-9 悬挂装置

状, (d)中装有橡胶, 以防止弹簧动作时弹簧和弹簧卡间发出噪声。图 6-8 所示为铁道车辆中板弹簧用的几种簧箍的形状, 它们一般是用轧制钢材, 经锻造、焊接或冲压制成的。图 6-9 所示为汽车和铁道车辆所用板弹簧的安装状态。

### 6.1.2 特点、用途

板弹簧具有下列特点:

1) 板弹簧本身可设计成是主体结构的一部分, 从而能简化本体结构。例如在汽车和铁道车辆的悬架上使用板弹簧, 可将板弹簧设计成是车体结构的一部分, 从而使车体结构简化。

2) 板弹簧在振动时, 其板间的摩擦能起到衰减振动的作用。如所采用的板弹簧其减振作用的大小, 恰是所需要的, 那当然是最理想的了, 但是事实上总有差距, 因此还需要附加别的措施。



3) 当某块板损坏时,可仅换用这一块已损坏的钢板。这一特点具有很高的经济价值。

由于板弹簧具有以上特点,所以尽管板弹簧在重量指标和弹簧特性等方面或许不如其他种类的弹簧,但它却是一种极其实用的弹簧,尤其适宜用于汽车和铁道车辆的悬挂装置中。目前,板弹簧主要用于汽车、铁道车辆等运输机械中。

## 6.2 计算公式

### 6.2.1 基本公式

板弹簧的载荷-变形关系将决定车辆的悬挂装置对人的感觉是否舒适,而载荷-应力关系则是决定弹簧耐久性的主要因素。

和前述螺旋弹簧一样,将使板弹簧产生单位变形(挠度)的载荷称为板弹簧的刚度。

在进行板弹簧计算时,为简化计算公式,一般采用下述假定

1) 板弹簧在未受力时,其弹簧板实际上具有一定的曲率,不过其值一般都很小,因此可假定弹簧板是平直的。

2) 不考虑弹簧板的大变形问题,因此假定变形和板的跨距相比是很小的。

在上述假定条件下,计算出的结果,其误差不超过实用容许的程度。

在一直梁上加载荷,对梁上任一点所加的弯矩以  $M$  表示,而该点变形后的曲率以  $1/\rho$  表示,则梁在弹性范围内有如下关系式

$$\frac{1}{\rho} = \frac{M}{EI} \quad (6.1)$$

式中  $E$ ——材料的纵弹性模量;

$I$ ——梁截面的惯性矩。

如图 6-10 所示, 取沿梁的方向为  $x$  坐标, 而与其垂直方向为  $y$  坐标(向下为正), 由假定 2), 得下列近似式

$$\frac{1}{\rho} = \frac{d^2y}{dx^2} = \frac{M}{EI} \quad (6.2)$$

将式(4.2)中的  $M$  和  $I$  表达为  $x$  的函数, 考虑边界条件对  $x$  二次积分, 就可计算梁上任一截面的变形。

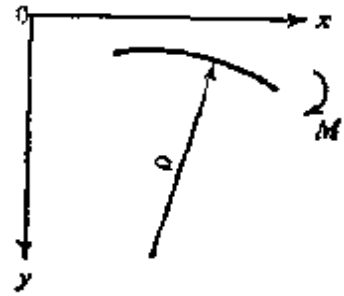


图 6-10 力矩图

下面来求载荷和应力的关系。当梁加载时, 梁上任一截面将因作用于这一截面的弯矩  $M$  而产生如图 6-11 上所示的拉伸应力和压缩应力, 它们总称为弯曲应力。

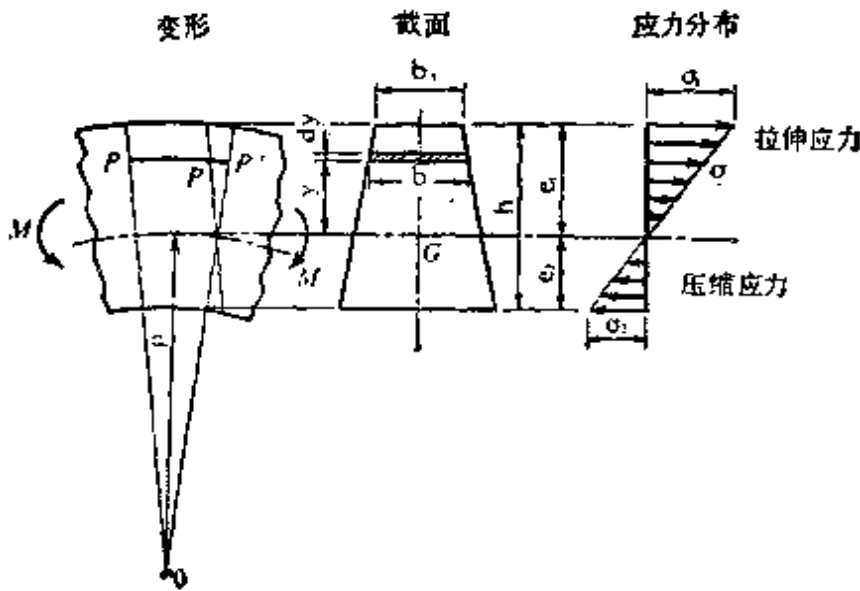


图 6-11 弯矩作用下梁的变形和应力分布

弯曲应力和弯矩之间有下列关系

$$\sigma = \frac{My}{I}, \quad \sigma_1 = \frac{Me_1}{I} = \frac{M}{z_1}, \quad \sigma_2 = \frac{Me_2}{I} = \frac{M}{z_2} \quad (6.3)$$

式中  $y$ ——离中性轴的距离;

$e_1, e_2$ —— $y$  在中性轴两侧的最大值;

$z_1, z_2$ ——相应  $e_1, e_2$  的截面系数。

由式(6.3)可知, 弯曲应力  $\sigma$  和离中性轴的距离  $y$  成正比, 在梁的表面达到最大值( $\sigma_1$  和  $\sigma_2$  一般称为表面应力)。以中性轴为分界线, 一侧作用着拉伸应力, 另一侧作用着压缩应力, 分别称为拉伸侧和压缩侧。板弹簧一般使用的是长方形截面的板, 其  $e_1 = e_2 = h/2$ , 于是

$$\sigma_1 = \sigma_2 = \frac{hM}{2I} = \frac{6M}{bh^2} \quad (6.4)$$

梯形截面的  $e_1$  和  $e_2$  数值不同, 在设计时选取  $e$  值小的一侧为拉伸侧, 就可在不降低疲劳强度的条件下, 减轻弹簧的重量。

由式(6.1)和式(6.4), 得

$$\sigma = \frac{Eh}{2} \cdot \frac{1}{\rho} \quad (6.5)$$

上式表达了弯曲应力和曲率  $1/\rho$  的关系。

式(6.1)~(6.4)是计算板弹簧的基本公式。

### 6.2.2 单板弹簧

单板弹簧的计算是分析多板弹簧的基础。如图 6-12 所示,



图 6-12 单板弹簧

单板弹簧的计算可归结为: 已知一端固定的等截面悬臂梁, 其长度为  $l$ , 要求出另一端作用着垂直载荷  $P$  时的变形量  $\delta$ , 弹簧刚度  $p'$  及其应力  $\sigma$ 。梁上任一点的弯矩

$M$  等于  $Px$ , 将其代入式(6.2), 经两次积分后, 再代入  $x=l$ , 这时的  $y$  值就是载荷点的变形  $\delta$ 。弯曲应力可由式(6.3)求得。 $\sigma$  的数值在固定端最大, 以  $\sigma_{\max}$  表示, 则

$$\left. \begin{aligned} \delta &= \frac{Pl^3}{3EI} \\ p' &= \frac{P}{\delta} = \frac{3EI}{l^3} \\ \sigma_{\max} &= \frac{Pl}{z} \end{aligned} \right\} \quad (6.6)$$

对于长方形截面,当厚度为  $h$ ,宽度为  $b$  时,  $I = bh^3/12$ ,  $z = bh^2/6$ , 则式(6.6)就变成下式

$$\left. \begin{aligned} \delta &= \frac{4Pl^3}{Ebh^3} \\ p' &= \frac{Ebh^3}{4l^3} \\ \sigma_{\max} &= \frac{6Pl}{bh^2} \end{aligned} \right\} \quad (6.7)$$

象图 6-13 所示那样,两端为铰支点,等截面,长度为  $2l$  的直梁,在其中间作用有  $2P$  垂直载荷的情况,可看成是两个图 6-12 所示悬臂梁的合成。于是可由式(6.7)得到载荷点的变形  $\delta$ 、弹簧刚度  $p'$  和最大应力  $\sigma_{\max}$ 。

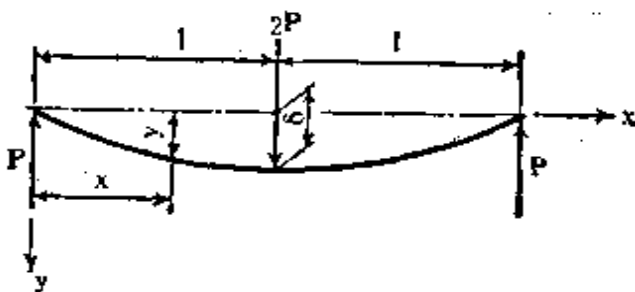


图 6-13 自由支承梁

$$\left. \begin{aligned} \delta &= \frac{4Pl^3}{Ebh^3} \\ p' &= \frac{2P}{\delta} = \frac{Ebh^3}{2l^3} \\ \sigma_{\max} &= \frac{6Pl}{bh^2} \end{aligned} \right\} \quad (6.8)$$

对图 6-14 所示的梯形悬臂梁,可用前述同样的方法计算变形  $\delta$ 。

$$\delta = \frac{Pl^3}{3EI_0} K_1 \quad (6.9)$$

式中

$$K_1 = \frac{3}{(1-\eta)^3} \left[ \frac{1}{2} - 2\eta + \eta^3 \left( \frac{3}{2} - \ln\eta \right) \right] \quad (6.10)$$

$$\eta = b_1/b_2$$

$I_0$  是梁根部截面的惯性矩。 $K_1$  也可以由查图 6-15 上曲线求得。

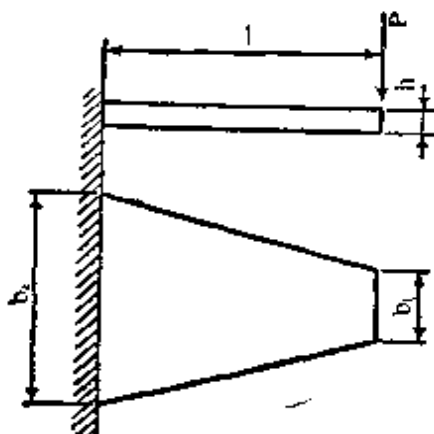


图 6-14 梯形悬臂梁

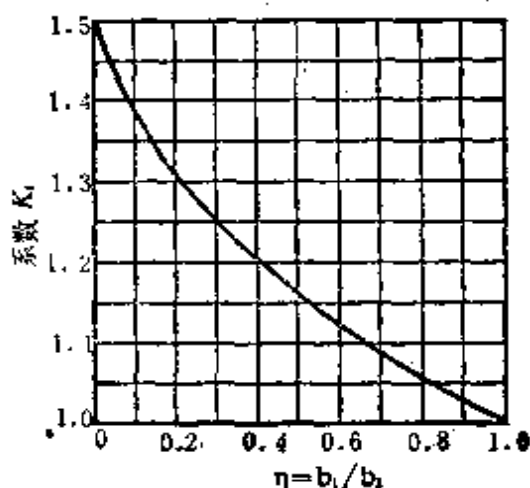


图 6-15 形状修正系数

当  $\eta=1$  时为长方形梁;  $\eta=0$  时为三角形梁, 此时梁上各截面应力皆相等。

### 6.2.3 对称式板弹簧

对称式板弹簧工作特性和应力的计算方法, 大致可分为展开法和板端法两种。展开法是将如图 6-16(a) 所示的板弹簧中的各板片沿长度方向对分成两半, 而后再将这些半片板在同一平面内合并成一块板, 如图 6-16(o) 所示, 将这一平面板弹簧的特性看作是和原有板弹簧的特性相同而进行计算的。这种方法实际上是假定各板片在全长范围内相互处于接触状态, 而且各板片的曲率是相等的。

板端法的原理如图 6-17 所示, 它是假设各板片仅在其端部和相邻的板片接触, 也即一板片是在其端部将作用力传递给下

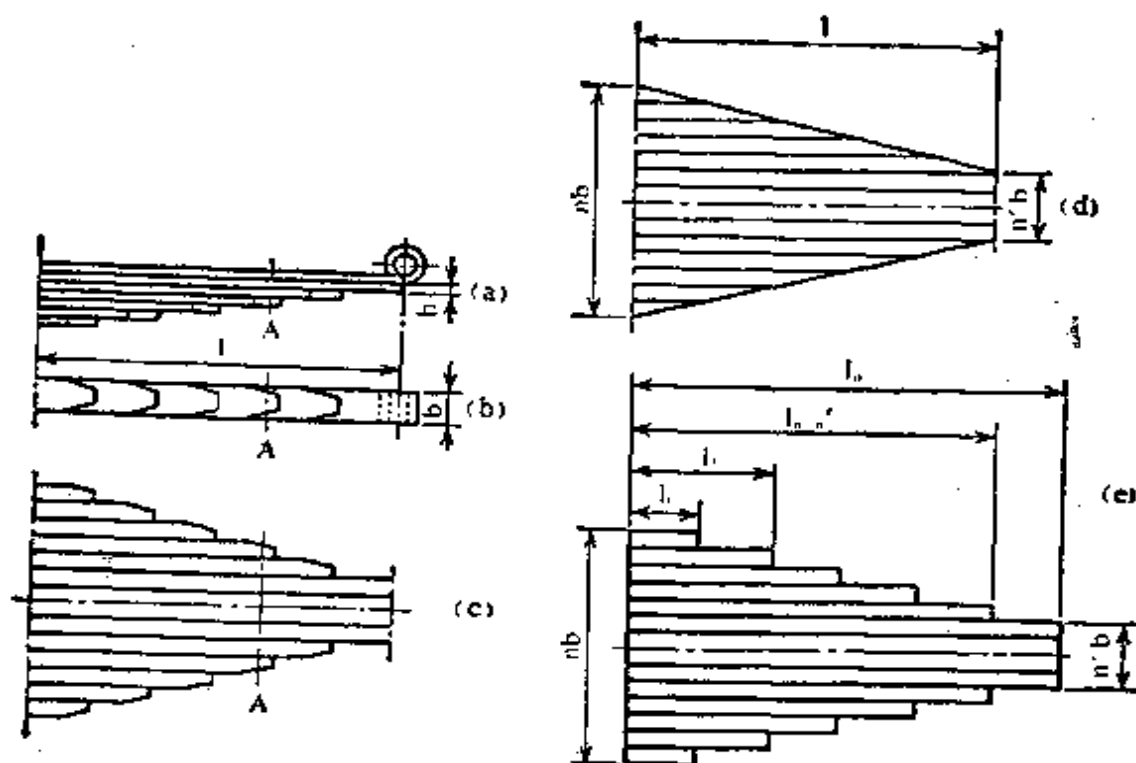


图 6-16 板弹簧的展开图

一板片。板端法就是以这种假设为基础来进行计算的。

在展开法的计算公式中,不能反映出板弹簧的不同台阶,末端退拔形状以及板厚等对弹簧特性的影响。相反,板端法虽然计算过程稍繁一些,但却没有展开法中的缺点,而且可正确地计算出各弹簧板的应力分布。

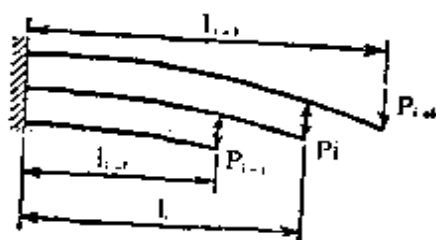


图 6-17 板端法

如果只是想粗略地求出弹簧的特性、形状,则用展开法进行计算较为方便。如需要知道弹簧的详细特性、形状,则应采用板端法进行计算。

### 6.2.3.1 展开法

1) 等厚板的板弹簧: 当板弹簧各板片的厚度  $h$  相等, 如忽

略其端部形状和台阶的影响，将其看成是相当于如图 6-16 (d) 所示那样的形状，则可按梯形悬臂梁公式(6.9)来计算其变形、弹簧刚度和应力。

$$\left. \begin{aligned} \delta &= K_1 \frac{Pl^3}{3EI_0} = K_1 \frac{4Pl^3}{Enbh^3} \\ p' &= \frac{2P}{\delta} = \frac{6EI_0}{K_1 l^3} = \frac{Enbh^3}{2K_1 l^3} \\ \sigma &= \frac{6l}{nbh^2} P = \frac{3Eh}{2K_1 l^2} \delta \end{aligned} \right\} \quad (6.11)$$

式中,  $K_1$  可由图 6-15 或在公式(6.10)中代入

$\eta = b_1/b_2 = n'/n$  ( $n$  为总片数,  $n'$  为全长板的片数)求得, 作用于板弹簧中心的载荷为  $2P$ 。

ii) 不同板厚的板弹簧: 下面介绍如图 6-16(e)所示那样, 忽略台阶部分的差异, 而按阶段状展开时的计算的公式。各板的宽度为定值  $b$ , 由最短的弹簧板片数起, 第  $i$  个弹簧板片的板厚记为  $h_i$ , 截面的惯性矩为  $I_i = bh_i^3/12$ , 取

$$\varphi_i = I_i/I_n, \quad \lambda_i = l_i/l_n$$

则弹簧变形  $\delta$ , 弹簧刚度  $p'$  和第  $i$  个弹簧板片产生的应力  $\sigma_i$ , 可按下列公式计算。

$$\left. \begin{aligned} \delta &= \frac{Pl_n^3}{3EI_n} K_2 \\ K_2 &= \frac{1}{\sum_{i=1}^n \varphi_i} + \sum_{i=1}^{n-n'} \frac{\varphi_i (1-\lambda_i)^3}{\left(\sum_{r=1}^n \varphi_r\right) \left(\sum_{r=i+1}^n \varphi_r\right)} \\ p' &= \frac{2P}{\delta} = \frac{6EI_n}{K_2 l_n^3} \\ \sigma_i &= \frac{h_i l_n}{2 \sum_{r=1}^n I_r} P \end{aligned} \right\} \quad (6.12)$$

### 6.2.3.2 板端法

这种计算方法是以一块板片的变形计算为基础, 渐近推出其余各板片的计算结果。图 6-18 所示为由  $n$  个板片组成的板弹簧, 当由最短板片数起时的第  $i$  个板片。它由固定端至  $l_{i-1}$  处是等截面的, 由  $l_{i-1}$  处至  $l_i$  处其截面是如图 6-19 所示那样直线变化的。在该弹簧板片的前端作用有向下的载荷  $P_i$ , 而在  $x=l_{i-1}$  处作用有向上的载荷  $P_{i-1}$ 。  $P_i$  和  $P_{i-1}$  相当于相邻板片接触点处的载荷。

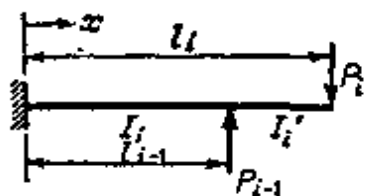


图 6-18 由最短板片数起的第  $i$  个板片

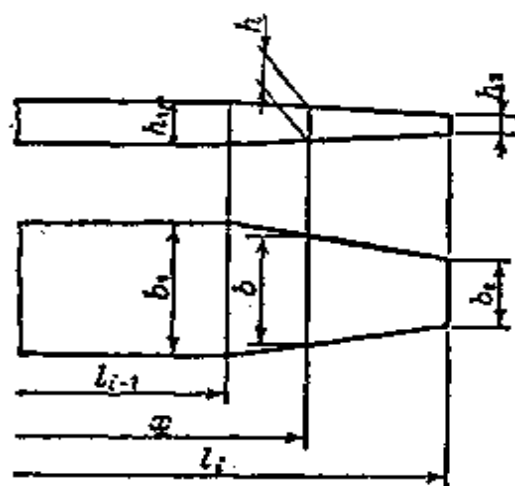


图 6-19 板端宽度和厚度按直线变化的板片

取  $x=l_i$  处的变形为  $\delta_i$ ,  $x=l_{i-1}$  处的变形为  $\delta_{i-1}$ , 则

$$\delta_i = P_i \frac{(l_i - l_{i-1})^3 K_i + l_i^3}{3EI_i} - P_{i-1} \frac{(3l_i - l_{i-1})l_{i-1}^2}{6EI_i} \quad (6.13)$$

$$\delta_{i-1} = P_i \frac{(3l_i - l_{i-1})l_{i-1}^2}{6EI_i} - P_{i-1} \frac{l_{i-1}^2}{3EI_i} \quad (6.14)$$

式中,  $K_i$  是第  $i$  个板片的板端形状系数。对图 6-19 所示的板片端部形状, 可按下式进行计算。

$$K_i = \frac{3(b_2/b_1)^2}{[(h_2/h_1) - (b_2/b_1)]} \ln \frac{h_2/h_1}{b_2/b_1}$$



$$+ \frac{3[(h_2/h_1) - 3(b_2/b_1)]}{2[(h_2/h_1) - (b_2/b_1)]} - 1 \quad (6.15)$$

图 6-20 所示为以  $b_2/b_1$  为参数时的  $h_2/h_1$  与  $K_i$  的关系曲线。

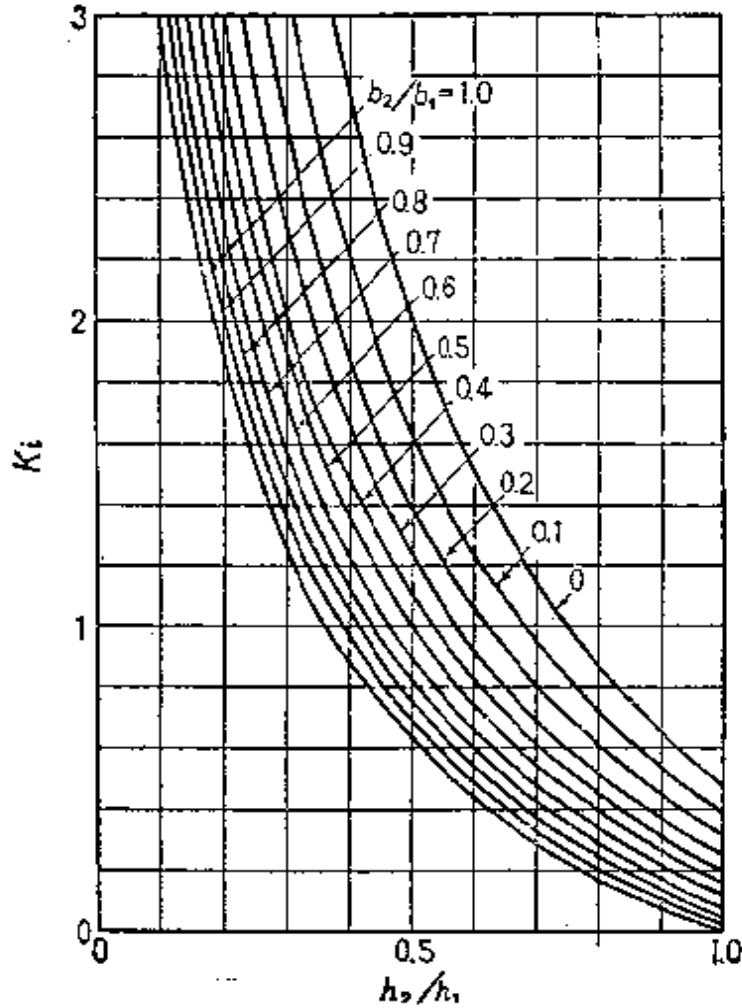


图 6-20 板端形状系数

当板弹簧的自由端作用有载荷  $P$ , 而弹簧弯曲时, 则各板片前端的变形和相邻板片接触点的变形量相等, 同时, 在接触点处两板片的作用力大小相等, 方向相反。

以  $\delta_{i-1}$  表示第  $i-1$  个板片前端的变形,  $P_{i-1}$  表示其前端的载荷, 由式 (6.13) 得

$$\delta_{i-1} = P_{i-1} \frac{(l_{i-1} - l_{i-2})^3 K_{i-1} + l_{i-1}^3}{3EI_{i-1}} - P_{i-2} \frac{(3l_{i-1} - l_{i-2})l_{i-2}^2}{6EI_{i-1}} \quad (6.16)$$

而由于各板片前端的变形和相邻板片接触点的变形相等, 所以可使式(6.14)和式(6.16)相等, 并代入  $\mu_{i-1} = l_{i-1}/l_i$ ,  $\alpha_{i-1} = P_{i-1}/P_i$  后, 加以整理, 可得到

$$\alpha_{i-1} = \frac{3 - \mu_{i-1}}{2\mu_{i-1}} \left/ \left\{ 1 + \frac{I_i}{I_{i-1}} \left[ 1 + (1 - \mu_{i-2})^3 K_{i-1} - \alpha_{i-2} \frac{(3 - \mu_{i-2})\mu_{i-2}^2}{2} \right] \right\} \right. \quad (6.17)$$

对最短板片  $P_0 = 0$ , 所以  $\alpha_0 = 0$ , 在式(6.17)中置  $\alpha_{i-2} = 0$ , 则可求出  $\alpha_1$ , 由此  $\alpha_1$  求出  $\alpha_2$ , 再顺次求出  $\alpha_3, \alpha_4 \cdots \alpha_{n-1}$ , 于是板弹簧的变形公式(6.13)可改写为

$$\delta = \delta_n = \frac{Pl_n}{3EI_n} \left[ 1 + (1 - \mu_{n-1})^3 K_n - \alpha_{n-1} \frac{(3 - \mu_{n-1})\mu_{n-1}}{2} \right] \quad (6.18)$$

主板沿全长是等截面时,  $K_n = 0$ 。

板片的应力可由各自的载荷  $P_i$  和  $P_{i-1}$  求得。由于  $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, \cdots \alpha_{n-1}$  已求出, 由自由端载荷  $P$  可得  $P_{n-1} = \alpha_{n-1} \cdot P$ ,  $P_{n-2} = \alpha_{n-1} \cdot \alpha_{n-2} \cdot P$ ,  $\cdots$  等。所以, 如  $(\sigma_i)$ , 表示第  $i$  个板片中央部分的应力, 以  $(\sigma_i)_0$  表示接触点处的应力, 则

$$\left. \begin{aligned} (\sigma_i)_0 &= (P_i l_i - P_{i-1} l_{i-1}) / z_i \\ (\sigma_i)_c &= P_i (l_i - l_{i-1}) / z_i \end{aligned} \right\} \quad (6.19)$$

#### 6.2.4 非对称形板弹簧

前面所介绍的板弹簧, 都是在板弹簧的中央加载, 载荷点两边的形状是对称的。

实际上, 由于要提高车辆的倾摇刚度, 以增加其抗起伏颠簸的能力, 而常使用载荷点两边跨距不同的非对称形板弹簧。

如图 6-21 所示, 板弹簧上载荷点两边之跨距分别为  $l_1, l_2$ 。将载荷点左右两段分别按悬臂梁单独计算, 得出各自的弹簧刚度分别为  $p'_1$  和  $p'_2$ 。这种非对称形板弹簧, 在它可绕载荷点自由转动时的弹簧刚度  $p'$  可按下式进行计算。

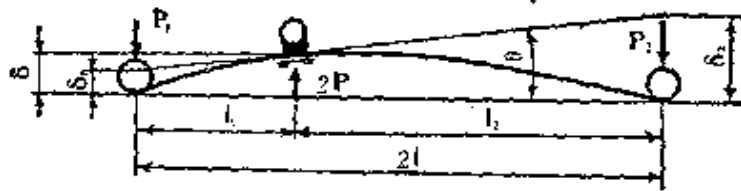


图 6-21 非对称形板弹簧, 作用有垂直载荷  $2P$

$$p' = \frac{p'_1 p'_2 (l_1 + l_2)^2}{p'_1 l_1^2 + p'_2 l_2^2}$$

$$= (p'_1 + p'_2) \frac{K(1+\lambda)^2}{(1+K)(1+K\lambda^3)} \quad (6.20)$$

式中

$$\lambda = l_1/l_2, \quad K = p'_1/p'_2 \quad (6.21)$$

如  $l_1$  侧和  $l_2$  侧的弹簧板片数相等, 长度比相等, 则

$$p' = p'_1 \lambda (1+\lambda) = (p'_1 + p'_2) \frac{\lambda(1+\lambda)}{1+\lambda^3} \quad (6.22)$$

图 6-22 所示为  $p'/(p'_1 + p'_2)$  与  $K, \lambda$  的关系曲线。由图可知,  $p'_1 + p'_2 > p'$ 。

对称形板弹簧和非对称形板弹簧的倾摇刚度, 都是和其各自相应的  $p'_1, p'_1 + p'_2$  成正比关系。而当两者的弹簧刚度相等时, 则非对称形板弹簧的倾摇刚度要较对称形板弹簧的倾摇刚度大得多。

在进行应力计算时, 是先由下式算出  $l_1, l_2$  侧的反力  $P_1, P_2$ , 而后用式(6.11)、式(6.12)或式(6.19)计算应力。

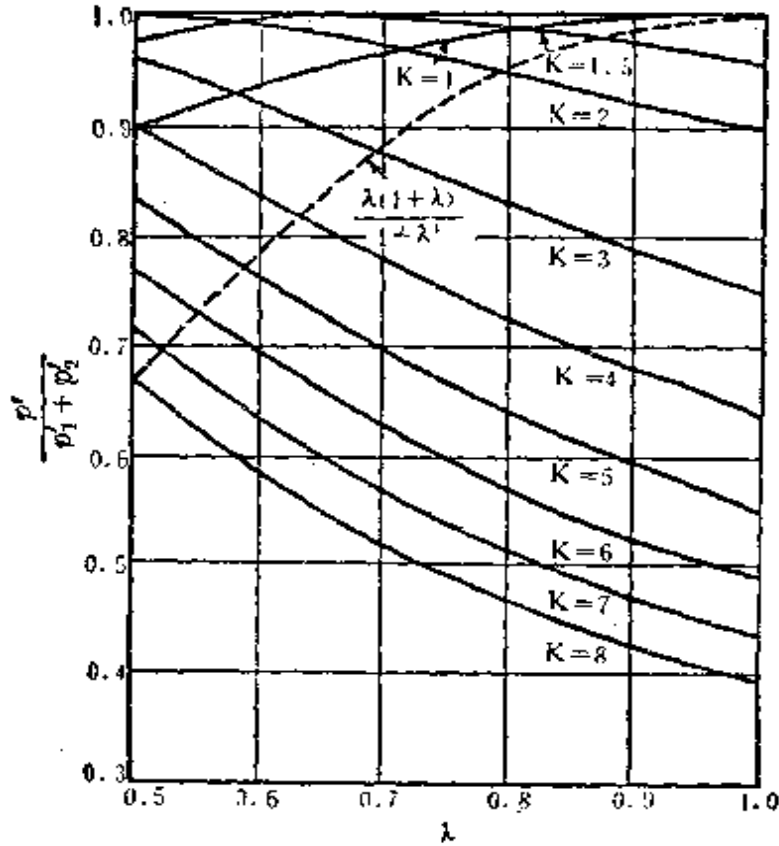


图 6-22  $p'$  和  $\lambda$  的关系曲线

$$\left. \begin{aligned} P_1 &= 2P \frac{1}{1+\lambda} \\ P_2 &= 2P \frac{\lambda}{1+\lambda} \end{aligned} \right\} \quad (6.23)$$

### 6.2.5 非线性特性的板弹簧

上面所介绍之板弹簧,都属于载荷和变形具有线性关系,弹簧刚度为定值的弹簧。这样的弹簧如用于象拖拉机那样载荷显著变化的情况,或用于车辆的固有频率因载荷状态而显著变动的情况,就无法解决乘坐者感觉上的舒适问题。

如弹簧刚度为  $p'$ , 重量为  $W$ , 则该振动系统的固有频率  $f$  为

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{p'g}{W}} \quad (g \text{——重力加速度}) \quad (6.24)$$

由上式可知,重量增加时固有频率变小。从而,如只照顾载荷大时乘坐者的感觉要舒适,则当变动到小载荷时,就会因此时的固有频率过大而使人有生硬的感觉。反之,如为使载荷小时乘坐者感觉舒适,而将弹簧设计得过于柔弱时,则载荷大时弹簧的工作应力就过大,强度上有问题,同时,过软的弹簧将使车辆在高度方向有很大的起伏波动,这对行驰是不利的。

由于以上理由,就希望有弹簧固有频率不随载荷变化(以保持 60 cpm 为好),而弹簧刚度随载荷成正比变化的具有非线性特性的板弹簧。

要使板弹簧具有当载荷由零变动到最大载荷时,弹簧的固有频率都保持为常数的特性,这在理论上也是不能实现的,一般只能是缩小范围,取从某一载荷开始,例如从空车载荷  $W_0$  起算(这时变形为  $\delta_0$ ),使在超过  $W_0$  的载荷  $W$  作用下(相应的变形为  $\delta$ )板弹簧的固有频率保持定值。满足这一条件的弹簧特性可由下式求得。

$$\left. \begin{aligned} W &= W_0 e^{c(\delta - \delta_0)}, \quad (W > W_0) \\ c &= \frac{(2\pi f)^2}{g} \end{aligned} \right\} \quad (6.25)$$

但是,实际上要设计出具有满足式(6.25)的特性的板弹簧也是困难的。实用中是使用下述一些形式的板弹簧:最简单的一种是如图 6-1(d)所示的形式,开始只是主弹簧工作承受载荷,当达到某一载荷后,主弹簧和副弹簧同时起作用承受载荷,其特性如图 6-23 中(i)所示。图 6-24 所示为由于有效跨距减小而使弹簧刚度增大的一种弹簧形式,其特性如图 6-23 中(ii)所示。图 6-1(f)所示为组合式弹簧,载荷小时仅由主弹簧工作,当增大到某一载荷开始,主弹簧和副弹簧开始接触并继续发展直至完全接触,其弹簧刚度是非线性变化的,如图 6-23 中

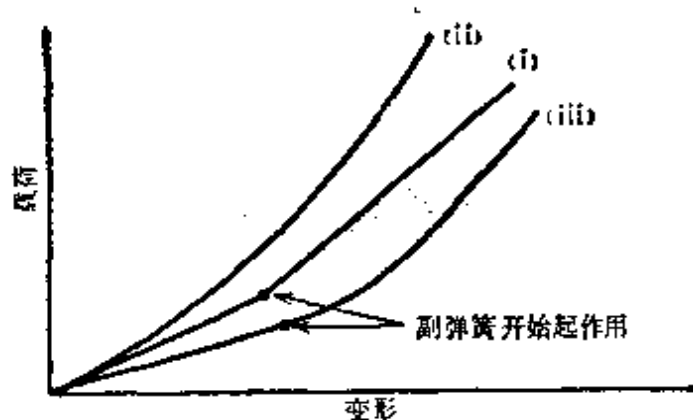


图 6-23 非线性弹簧的特性

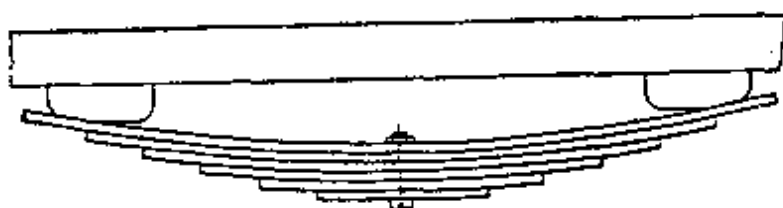


图 6-24 非线性弹簧

(iii)所示。

下面介绍组合弹簧的计算方法。

组合式弹簧的计算分三个阶段。

- 1) 计算自零载荷起至主弹簧和副弹簧开始接触时的特性。
- 2) 计算主弹簧和副弹簧从开始接触至完全接触这一阶段的特性。
- 3) 计算主弹簧和副弹簧成为一体起作用时的特性。

为简单起见,下面用展开法进行计算。

如零载荷时主弹簧和副弹簧的曲率半径分别为  $R_m$  和  $R_a$  (见图 6-25), 主弹簧和副弹簧接触点开始移动时的载荷为  $P_1$ , 主弹簧和副弹簧达完全接触时的载荷为  $P_2$  (其中, 弹簧按悬臂梁进行计算, 载荷按弹簧中央作用载荷的  $1/2$  计算), 则  $P_1$  和  $P_2$  可按下式求得。

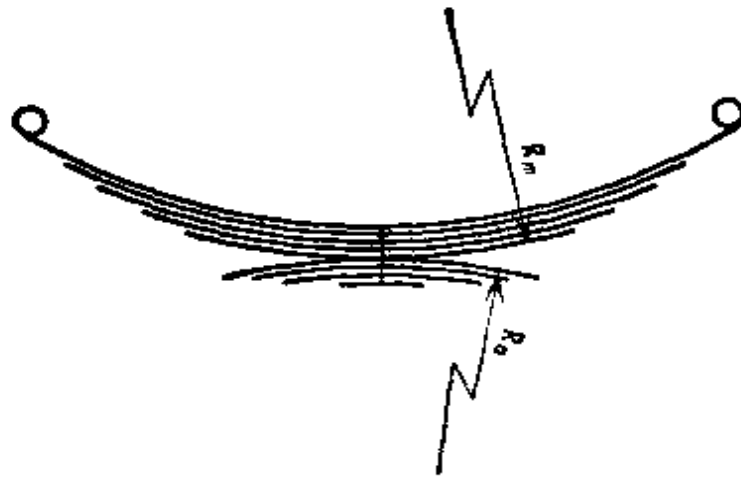


图 6-25 曲率半径

$$\frac{P_1 l_m}{EI_m} = \frac{1}{R_m} - \frac{1}{R_a} \quad (6.26)$$

$$\frac{P_2 (l_m - l_0)}{EI_m} = \frac{1}{R_m} - \frac{1}{R_a} \quad (6.27)$$

式中  $I_m$ ——主弹簧中央部分整个截面的惯性矩；

$l_m, l_0$ ——分别为主弹簧和副弹簧跨距的 1/2。

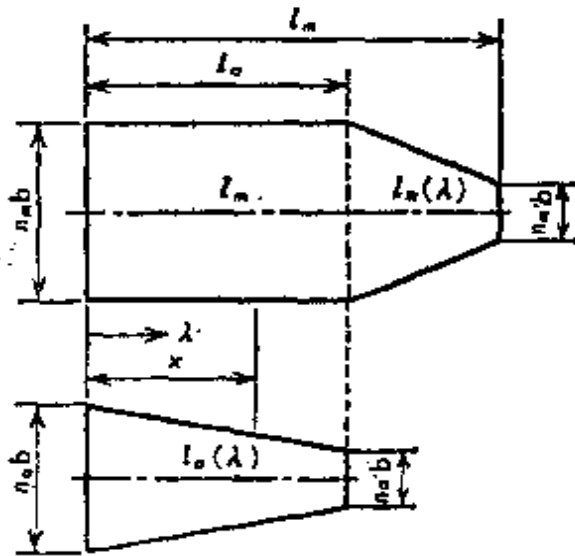


图 6-26 组合式弹簧的展开图

图 6-26 所示为展开图。

由式(6.26)和式(6.27)得

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{l_m}{l_m - l_0} \quad (6.28)$$

由载荷  $P_1$  至  $P_2$  之间, 是主弹簧和副弹簧由开始接触直至变为完全接触的范围, 仅在这一范围内载荷特性是非线性的。  $P_1$  和

$P_2$  仅取决于主弹簧和副弹簧的跨距。

当主弹簧尚未与副弹簧接触, 而仅由主弹簧承受载荷时的

弹簧刚度  $p'_m$  是一定的, 其值可由图 6-26 中上图的形状, 按单板片弹簧, 从变形计算中得到。

$$p'_m = \frac{6EI_m}{l_m^3} \cdot \frac{1}{1 + (K_1 - 1)(1 - \xi)^3} \quad (6.29)$$

式中,  $\xi = l_a/l_m$ ,  $K_1$  由式 (6.10) 或图 6-15 求得。

其次, 副弹簧和主弹簧刚达到完全接触时的变形  $\delta_2$  为

$$\left. \begin{aligned} \delta_2 &= \frac{P_2 l_m^3}{3EI_m} \left[ 1 + (K_1 - 1)(1 - \xi)^3 - \frac{P(l_a)}{\varphi(1 - \eta_a)} \right] \\ P(l_a) &= \frac{\xi^3}{2} [6A - 3 - \varphi(1 - \eta_a)] - \frac{3}{2} \xi^2 [2 - \varphi(1 - \eta_a)] \\ &\quad + 3\xi^2 (A - 1)(A\xi - 1) \ln \left( 1 - \frac{1}{A} \right) \end{aligned} \right\} \quad (6.30)$$

式中,  $\eta_a = n'_a/n_a$  (副弹簧的全长板数和总板数之比),

$$A = (1 + \varphi) / \varphi(1 - \eta_a), \quad \varphi = I_a / I_m$$

副弹簧和主弹簧完全接触之后的弹簧刚度  $p'_{m+a}$  为

$$\left. \begin{aligned} p'_{m+a} &= \frac{6EI_m}{l_m^3} \cdot \frac{1}{(1 - \xi^3)K_1 - \frac{3K_2}{\varphi(1 - \eta_a)}} \\ \text{式中, } K_2 &= \frac{\xi^3}{2} (1 + 2A) - 2\xi^2 + \xi(A\xi - 1)^2 \ln \left( 1 - \frac{1}{A} \right) \end{aligned} \right\} \quad (6.31)$$

主弹簧和副弹簧由开始接触至完全接触这一范围内的特性计算是很复杂的, 实用上是如下处理: 载荷  $P_1$  作用下的变形由式 (6.29) 求出, 载荷  $P_2$  作用下的变形由式 (6.30) 求出,  $P_1$  和  $P_2$  作用下的弹簧刚度由式 (6.29) 和式 (6.31) 求得, 而在  $P_1$  和  $P_2$  之间这一范围内各点的弹簧刚度, 是在  $P_1$  和  $P_2$  作用下的两弹簧刚度间, 用一近似的曲线加以连接, 这样就得到实用上为可用程度的弹簧特性。



以  $\sigma_m$  和  $\sigma_a$  分别表示主弹簧和副弹簧在弹簧中央部分所产生的应力。则在

$$P \leq P_1 \text{ 时 } \left. \begin{aligned} \sigma_m &= Pl_m/z_m \\ \sigma_a &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (6.32)$$

$$P > P_1 \text{ 时 } \left. \begin{aligned} \sigma_m &= \frac{l_m}{z_m} \cdot \frac{1}{1+\varphi} (P + P_1\varphi) \\ \sigma_a &= \frac{l_m}{z_a} \cdot \frac{\varphi}{1+\varphi} (P - P_1) \end{aligned} \right\} \quad (6.33)$$

### 6.2.6 锥形片状弹簧

锥形片状弹簧是一种沿长度方向绝大部分加工成具有一定的

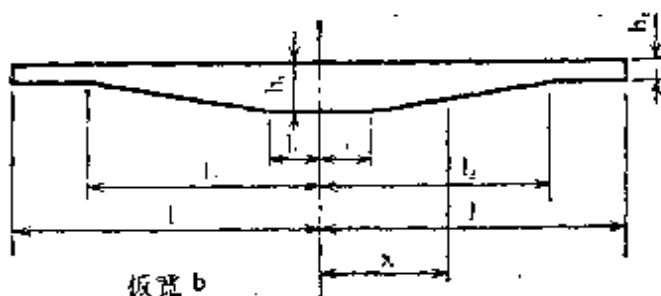


图 6-27 锥形片状弹簧

的斜度，由一片或同样形状的多片重迭构成的弹簧。它和前述之板弹簧相较有一特点：就是这种弹簧各板片的应力是均一的，从而重量较轻。

下面介绍如图 6-27 所示的单片对称形锥形片状弹簧，其板弦  $b$  为定值，板厚按直线变化，在弹簧板中央加有载荷  $2P$ ，弹簧各部位的尺寸符号如图 6-27 所示。其弹簧刚度为

$$\left. \begin{aligned} p' &= \frac{6EI_1}{l_3} \cdot \frac{1}{1 - (1-\lambda_1)^3 + \eta^3(1-\lambda_2)^3 + J} \\ J &= 3\eta^3 \left( \frac{\lambda_2 - \lambda_1}{\eta - 1} \right)^3 \left[ \ln \eta - 2 \left( \frac{1 - \eta - \lambda_1 + \eta\lambda_2}{\lambda_2 - \lambda_1} \right) \left( 1 - \frac{1}{\eta} \right) \right. \\ &\quad \left. + \frac{1}{2} \left( \frac{1 - \eta - \lambda_1 + \eta\lambda_2}{\lambda_2 - \lambda_1} \right) \left( 1 - \frac{1}{\eta^2} \right) \right] \end{aligned} \right\} \quad (6.34)$$

式中， $I_1 = bh_1^3/12$ ， $\eta = h_1/h_2$ ， $\lambda_1 = l_1/l$ ， $\lambda_2 = l_2/l$ 。

如以  $\sigma_0$  表示载荷点外的应力,  $\sigma(x)$  表示锥形部分的应力, 则应力计算公式为

$$\left. \begin{aligned} \sigma_0 &= \frac{Pl}{z_1} \\ \sigma(x) &= \frac{Pl}{z_1} \cdot \frac{1-\mu}{[1-(1-1/\eta)(\mu-\lambda_1)/(\lambda_2-\lambda_1)]^2} \end{aligned} \right\} \quad (6.35)$$

式中,  $\mu = x/l$ ,  $z_1 = bh_1^2/12$ 。

对于非对称形的锥形片状弹簧, 可以其载荷点为分界线, 将其分成两部分, 各自按悬臂梁分别求出  $p'_1, p'_2$ , 然后代入式(6.20)中, 求出整个非对称形弹簧的刚度  $p'$ 。

### 6.3 设计注意事项

#### 6.3.1 板弹簧的几何关系

1) 跨距的变化 板弹簧在承载后, 将产生变形, 其弧高和跨距将发生变化。如假定板弹簧保持如图 6-28 所示那样的圆弧状而变形, 则其弧高、跨距和曲率半径的关系式为

$$R = \frac{s^2}{2(c-e)} \left[ 1 - \frac{(c-e)(c+5e)}{3s^2} \right] \quad (6.36)$$

$$l = s \left[ 1 - \frac{2(c-e)(c+2e)}{3s^2} \right] \quad (6.37)$$

式中  $R$ ——曲率半径;  
 $c$ ——弧高;  
 $e$ ——卷耳内径的  
 1/2;  
 $2s$ ——水平状态时的  
 跨距;  
 $2l$ ——弧高为  $c$  时的  
 跨距。

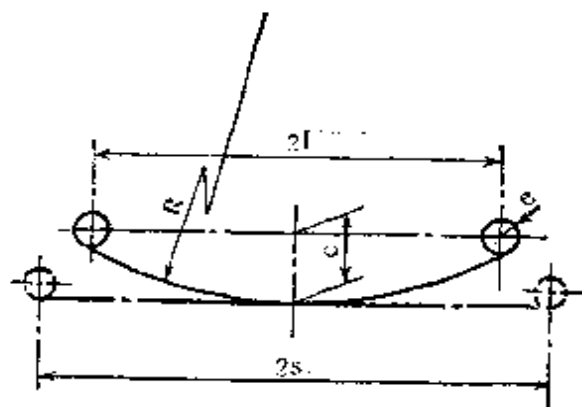


图 6-28 跨距和弧高的关系

2) 弹簧卷耳的轨迹 图 6-29 所示为各种主板弯曲时, 求其卷耳移动轨迹的图解法。由图可知, 以主板为直线状时的中心线为基准线, 卷耳移动的轨迹为一圆弧线, 其圆心相对于主板厚度的中心线来讲, 是在卷耳所在的相反一侧。利用这一原理, 两端为铰支点的板弹簧, 在求其卷耳轨迹时, 可看成是由三个链杆组成。图 6-30 所示为轿车用板弹簧卷耳轨迹的求法。

### 6.3.2 密合度

板弹簧各板片的曲率, 一般是作成象图 6-31 所示那样, 从主板开始到各副板, 曲率半径顺次减小。各板片在中央部分用

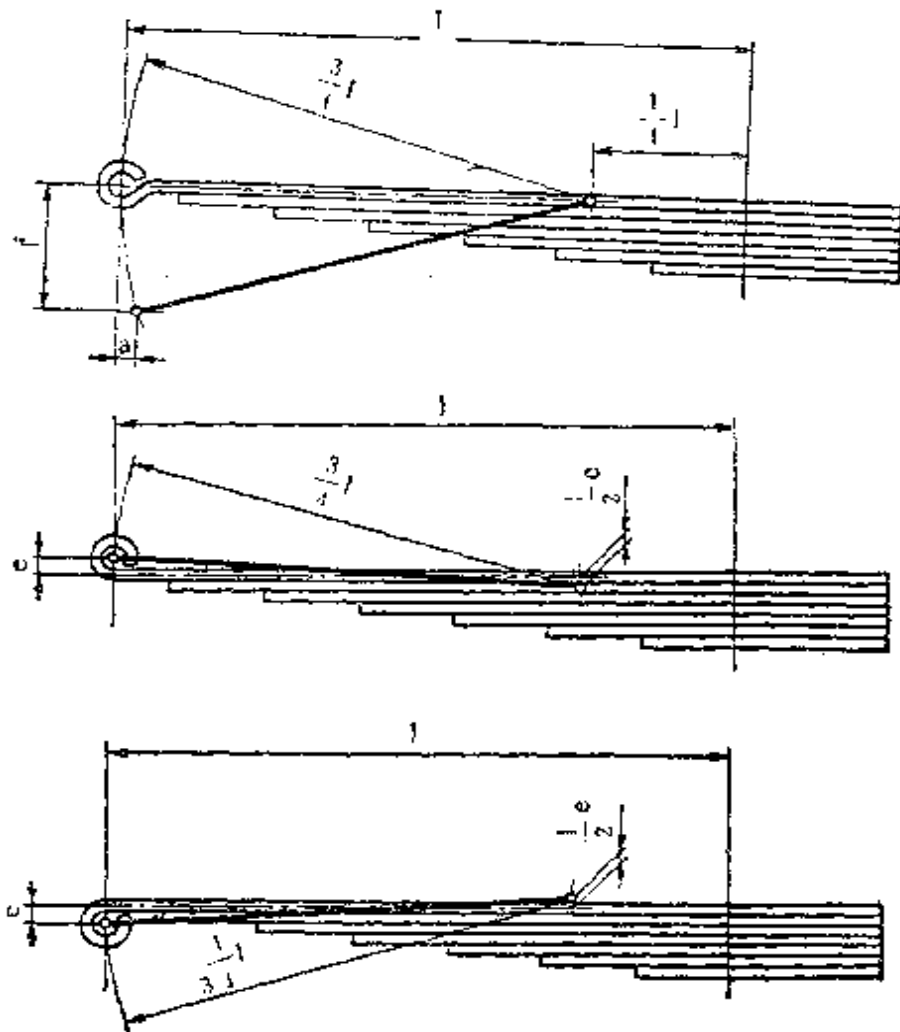


图 6-29 各种板弹簧卷耳的轨迹

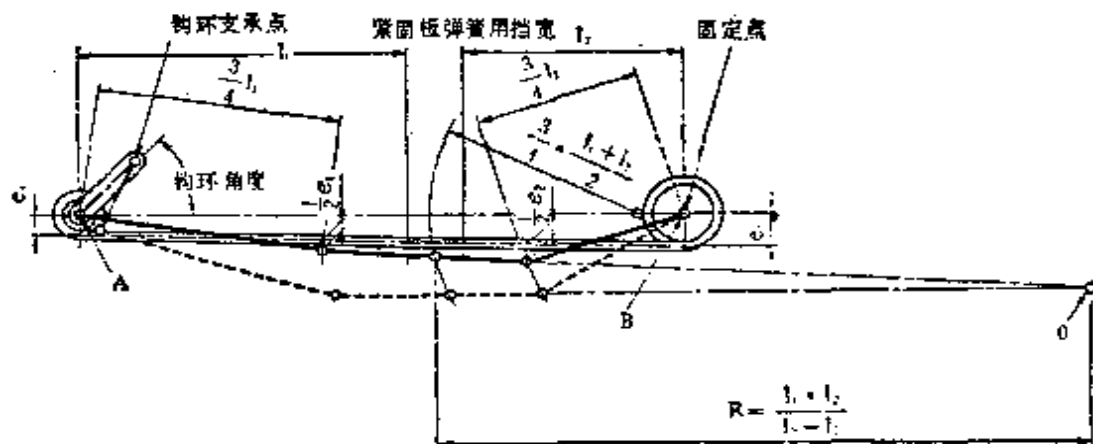


图 6-30 带有钩环板弹簧的各部分的轨迹

螺栓组装成一体。在未用中央螺栓组装前，各板片间的间隙称为密合度。在用中央螺栓组装时，各弹簧板片产生的应力称为密合应力。板片间的间隙不应过大，但也不能没有，板片间留有适当的密合度能防止主板在工作时产生过大的应力。



图 6-31 板弹簧的密合度

第  $i$  个板片的密合应力  $\sigma_{in}$  可由下式求得 [参看式 (6.5)]。

$$\sigma_{in} = \frac{Eh_i}{2} \left( \frac{1}{\rho_i} - \frac{1}{R_n} \right) \quad (6.38)$$

式中  $\rho_i$ ——组装前第  $i$  个板片的曲率半径；

$R_n$ ——组装后的曲率半径；

$h_i$ ——第  $i$  个板片的板厚。

### 6.3.3 弹簧板片间的摩擦

板弹簧变形时，在各板片间将产生相互滑动，于是在板片间就有摩擦力作用。由于使用条件不同，要求也就不一样，有的希



反复增减载荷时,板弹簧载荷和变形的过程曲线为  $ODABC$ 。这一过程曲线所包围的面积,等于一个循环所消耗的能量。对加静载荷和加动载荷两者的区别是过程曲线的大小不同,而形状则几乎不变。

图 6-32 中,直线  $ODA$ ,  $OCA$  分别用  $\bar{p}'/(1-\mu_e)$  和  $\bar{p}'/(1+\mu_e)$  表示。其中  $\bar{P}'$  是无摩擦力时的弹簧刚度,其数值大致与用板端法计算得到的弹簧刚度相等。 $\mu_e$  是等价摩擦系数(不是板间摩擦系数)。

随着弹簧振幅增大,  $CDA$  和  $ABC$  向直线  $\bar{p}'y/(1\mp\mu_e)$  渐近,过程曲线渐近于梯形  $CC_1AA_1C$ 。反之,振幅减小时,会使直线部分  $DA$  和  $BC$  消失,这一变化是因为在弹簧变形速度为零之后,各板端的滑动方向未立即同时反转,固定板端和滑动板端同时存在而产生的。如同时立即反转板端的滑动方向,则过程曲线将是梯形  $CC_1AA_1C$  的形状。

下面对等价摩擦系数和弹簧动刚度作此说明。

弹簧上承重为  $W$  时,其等价摩擦系数  $\mu_e$  近似等于  $\overline{MN}/2W$  ( $\overline{MN}$  意义见图 6-32)。如图 6-33 所示,  $\mu_e$  的数值随板弹簧振幅的增加而增加,而在超过某一振幅后,  $\mu_e$  收敛于一定值。当板间采取涂油脂等措施而润滑良好时,则  $\mu_e$  在小振幅时就收敛于一定值。相反,当很好地去除板间的油、气等,即在干燥的状态下,  $\mu_e$  将至大振幅时才会收敛于一定值。

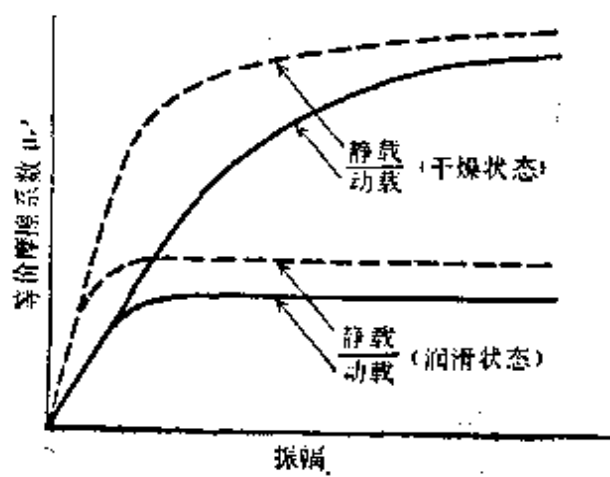


图 6-33 等价摩擦系数

弹簧动刚度定义为  $p'_d = m\omega_0^2$ , 其中  $m$  为弹簧上载荷的质量,

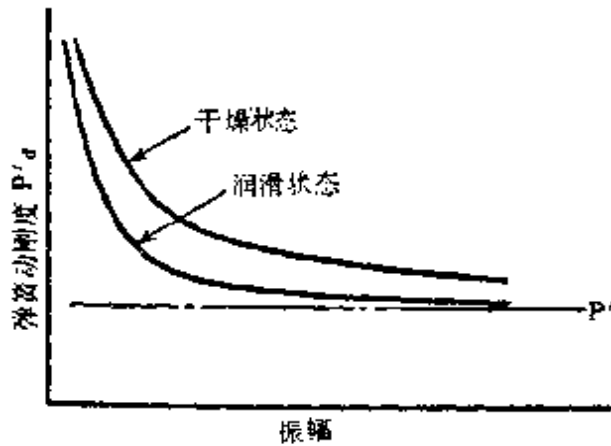


图 6-34 弹簧动刚度

$\omega_0$  为振动系统的共振角速度,  $P'_d$  的数值近似等于动载过程曲线上对角线  $AC$  的斜率数值。至于共振频率, 实际上是换用各种加振振幅求得的, 由上述公式求出的弹簧动刚度和相应板弹簧振幅的关系见图 6-34。由图可知, 振幅小时弹簧动刚度大, 振幅增大时动刚度减小, 并收敛于一定值(弹簧平均刚度  $\bar{p}'$ )。小振幅时的动刚度有的可达平均刚度的数倍。

上述弹簧动刚度和板弹簧振幅的关系, 表示该振动系统产生的是非线性系统振动, 其共振曲线是当振动振幅增大时, 共振频率将减小, 也即具有所谓“软弹簧”特性。

6.3.4 “卷紧”现象

当车辆急刹车或快速启动时, 由于轮胎和路面之间有摩擦力, 将使车轴部分受到水平力和扭矩的作用。在这种水平力和扭矩作用下, 车轴所产生的旋转运动称为“卷紧”现象。

悬架用板弹簧在多数情况下, 不仅因受垂直方向的载荷作用而上下运动, 而且还受到前后左右方向水平力和“卷紧”扭矩等的作用而变形。其中“卷紧”现象产生的变形和应力增值较大, 需要特别加以研讨。

如图 6-35 所示, 左右对称形的板弹簧, 在仅受扭矩  $T$  作用时, 由扭矩产生的转角  $\theta$ , 刚度  $p'_T$ , 应力  $\sigma_T$  可由下列各式算出。

$$\theta = \delta/l = T/p'l^2 \quad (6.39)$$

$$p'_r = T/\theta = p'l^2 \quad (6.40)$$

$$\sigma_r = \theta \cdot \frac{3Eh}{2K_1 l} = T \cdot \frac{3Eh}{2pK_1 l^3} \quad (6.41)$$

式中  $p$ ——板弹簧的弹簧刚度；

$h$ ——板的厚度；

$K_1$ ——由式(6.10)或由图 6-15 求出。

由式(6.40)可知，  
当板弹簧刚度  $p'$  一定  
时，则“卷紧”刚度将和  
跨距的平方成正比。

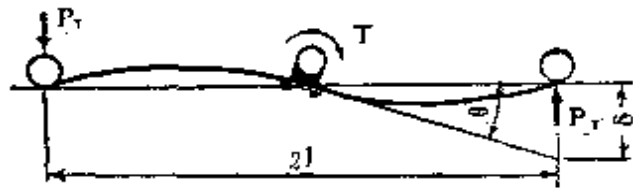


图 6-35 对称形板弹簧受扭矩  $T$  作用的情况

当非对称形板弹簧  
仅受扭矩作用时，板弹  
簧和轴连接部分不仅产生旋转，而且将在垂直方向产生变形(见  
图 6-36)。

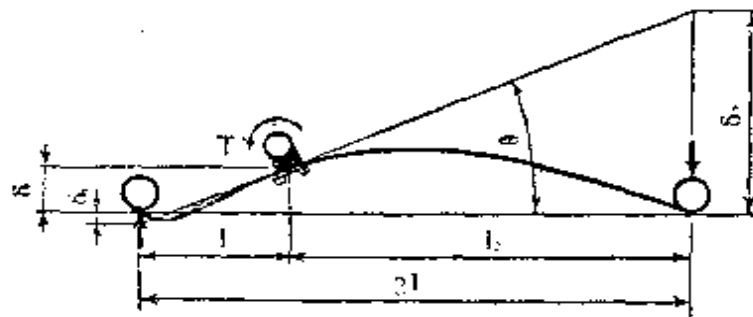


图 6-36 非对称形板弹簧受扭矩  $T$  作用的情况

此时“卷紧”刚度  $p'_r$ ，垂直方向的变形  $\delta$  可由下列公式算出。

$$p'_r = \frac{4p'_1 p'_2 l^3}{p'_1 + p'_2} = \frac{4(1+K\lambda^2)}{(1+K)(1+\lambda)^2} p'l^2 \quad (6.42)$$

$$\delta = T/Rp' \quad (6.43)$$

式中  $p'_1, p'_2$ ——以板弹簧和轴连接部分的中心线为分界线，将其两侧的板弹簧各自当作悬臂梁时，得到的弹



簧刚度:

$R$ ——是从连接部分回转中心至弹簧板上连接点的长度,由下式计算。

$$R = 2l \left( \frac{\lambda}{1+\lambda} - \frac{1}{1-K\lambda} \right) \quad (6.44)$$

在大多数情况,和对称形板弹簧相较,非对称形板弹簧的倾摇刚度大而“卷紧”刚度小。

## 6.4 选取应力的方法

### 6.4.1 对载荷的考虑

虽然板弹簧的主要载荷是上下方向的,但由于板弹簧实际上是车辆整体结构的一部分,要受到如图 6-37 所示的各种载荷的作用。板弹簧受到如此复杂载荷的作用,其应力不但很难正确计算,而且也很难得到与实测值相符的计算结果。关于这点,下

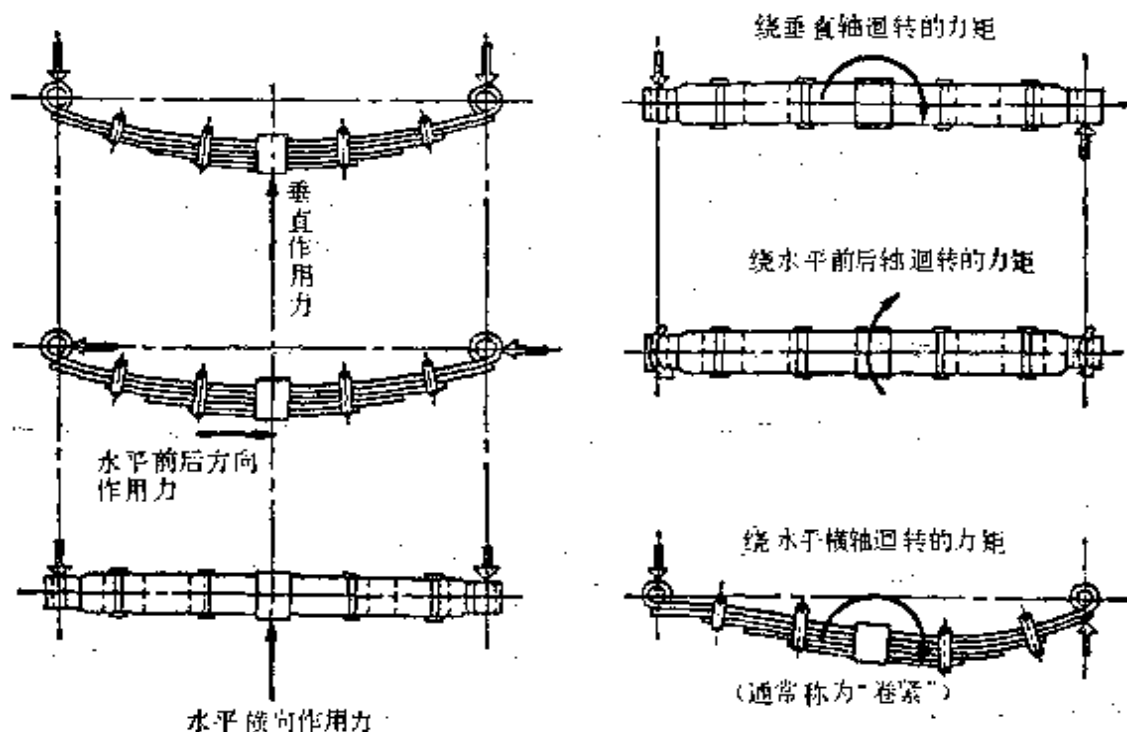


图 6-37 作用于汽车用板弹簧上的各种作用力

面将列举板弹簧在各种形式载荷作用下，应力实测值和计算值的对比情况来加以说明。

a. 上下方向的载荷(垂直作用力) 在上下方向载荷作用下,用板端法计算板弹簧的应力,可得到比较正确的结果。具体情况是:当弹簧板片数多时,如图6-38所示有相当的误差;而当

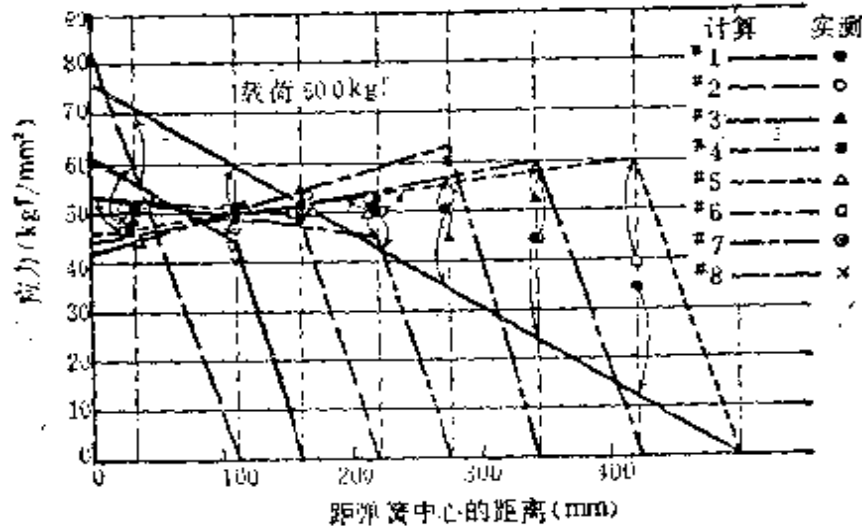


图 6-38 由垂直力产生之应力的实测例(小型卡车用板弹簧,连线为板端法计算值)

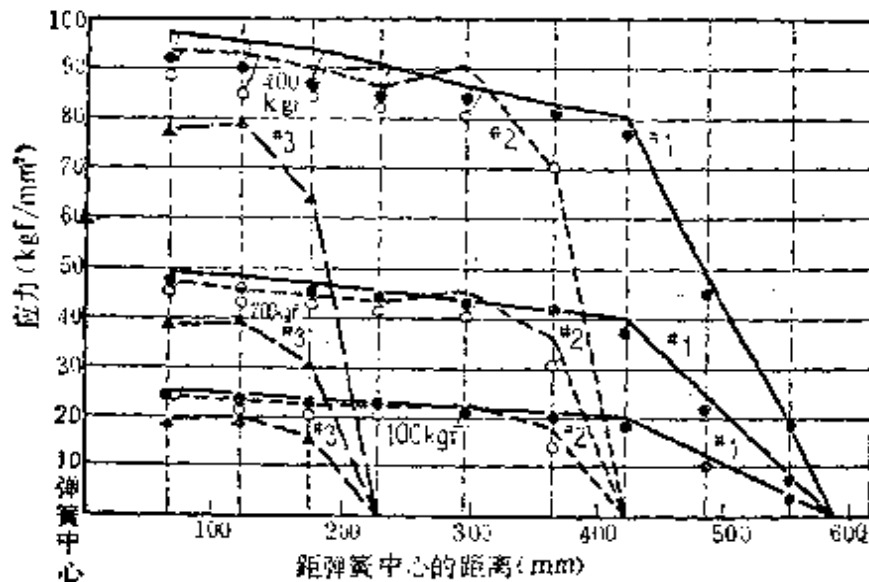


图 6-39 由垂直力产生之应力的实测值(小型轿车用三片板弹簧,连线为板端法计算值)

板片数少时,则如图 6-39 所示计算结果比较符合实测值,但在中央部分有些误差。误差产生的原因是:实际上板弹簧在承载后,不仅板端,板片其他部位也将互相接触,并传递作用力,而板端法中并未考虑这种因素,于是板片数愈多误差愈大。

b. 水平前后方向的作用力 在车辆启动或停止时会产生这种作用力。这时弹簧承受因存在弧高和卷耳中心偏心所产生的力矩,在钩环侧几乎不产生应力,而在固定侧产生应力。这一应力值和垂直载荷的大小成正比变化,最大值为  $10\text{kgf/mm}^2$  左右。

c. 水平横向作用力 当车辆转弯时会产生此作用力。这种作用力几乎全由第一片板片承受,这时弹簧由于存在弧高而产生力矩,这一力矩所产生的应力,已不能忽略。

d. 绕水平横轴回转载矩(卷紧) 当车辆启动、停止时产生这种力矩,实测其应力的例子见图 6-40。当急刹车时,这种力矩将使弹簧产生相当数值的应力。

e. 由于装配等因素的影响,使应力产生的变化 板弹簧由于存在钩环,弹簧刚度将有些变化,应力分布也将如图 6-41 所示那样有所变化。

此外,板片间的摩擦以及按装得偏心时所产生的摩擦也对应变产生影响,其具体实测例如图 6-42 所示。由该图可知,此时,载荷变化时变形不能随之协调变化。

板弹簧在使用中承受着各种方向的力和力矩的作用,它在实际使用状态下的应力状态如图 6-43,图 6-44 所示。由图可知,就是当板弹簧在该种使用条件下看来仅承受较简单的上下方向的载荷时,其实际的应力分布也和静态时的不同,在端部,特别是在固定端将产生相当大的附加应力。

图 6-45 所示为车辆实际急刹车时的应力分布情况。由该

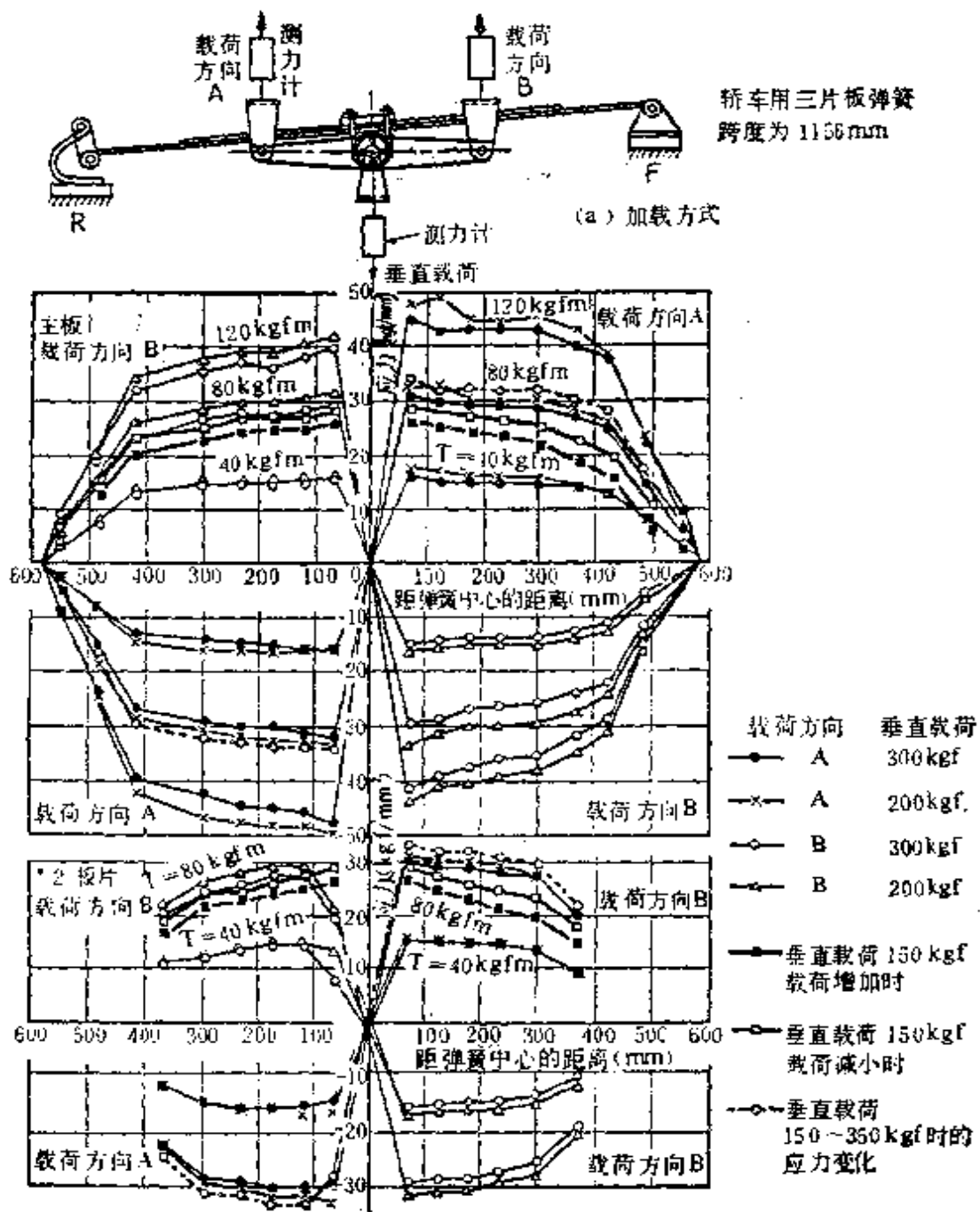


图 6-40 绕水平横轴回转的力矩(通称卷紧)所产生之应力的实测例子

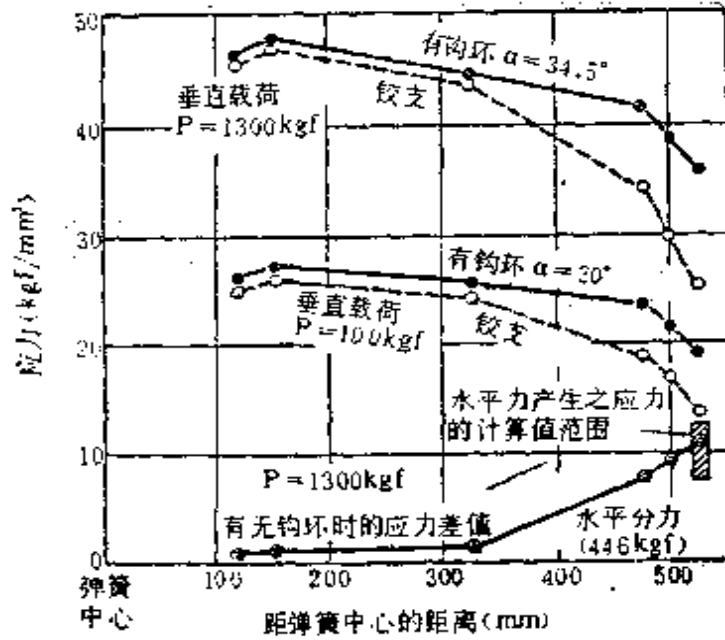


图 6-41 由于存在钩环而使弹簧应力产生变化的实测例(卡车前弹簧)

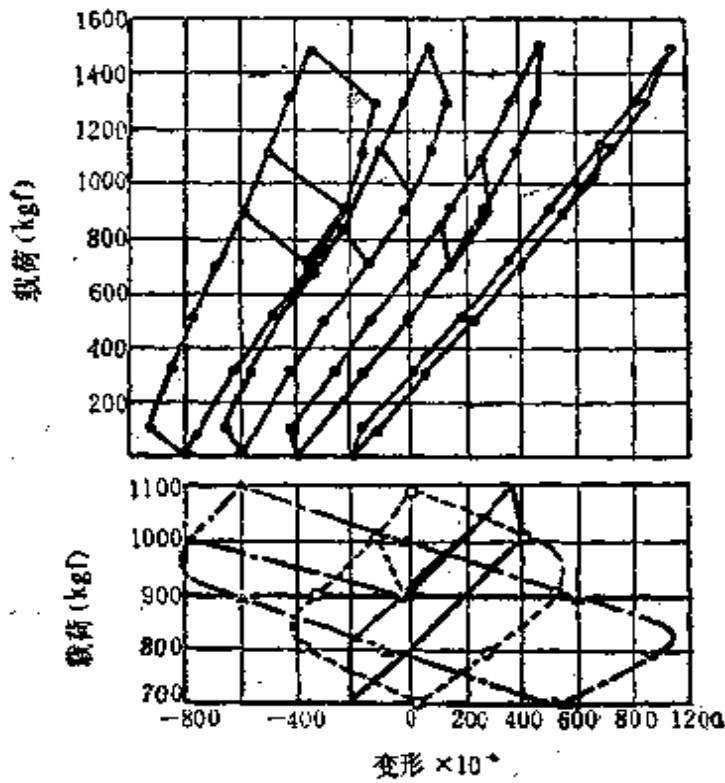


图 6-42 摩擦对载荷-变形线图的影响(卡车前弹簧)

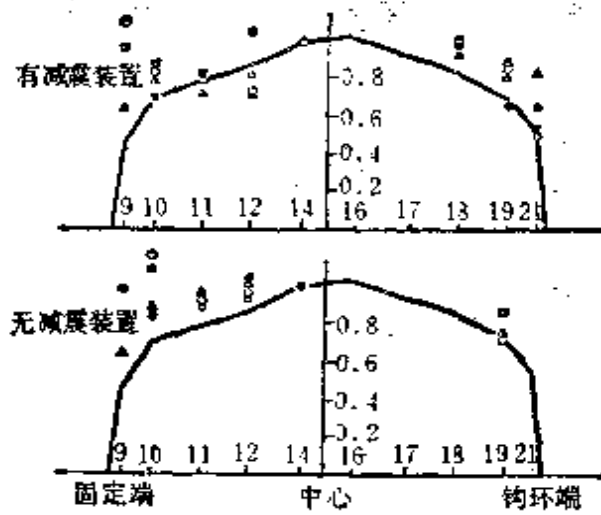


图 6-43 公共汽车行驶时其板弹簧的应力分布(越过障碍时)  
(图中连线为静态应力分布)

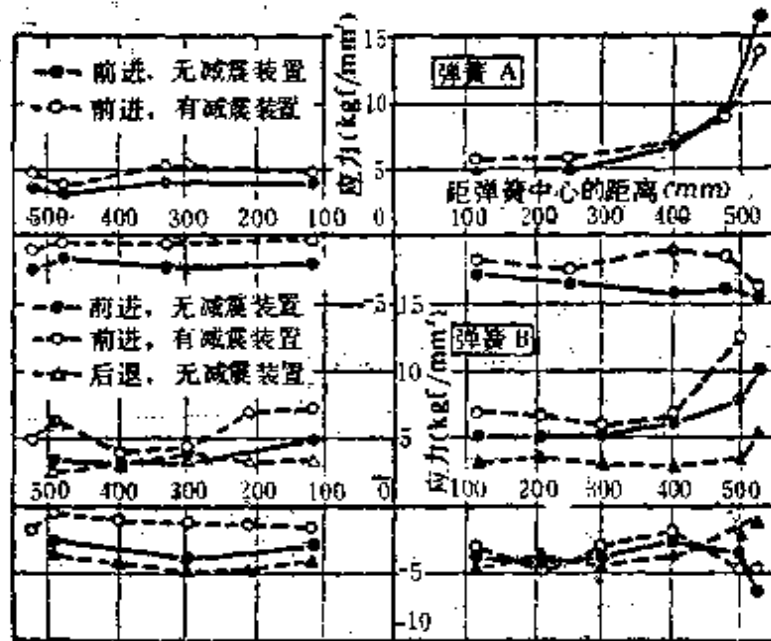


图 6-44 动态的应力分布(卡车前弹簧底架测试仪上, 一循环中  
应力最大值和最小值分布情况, 相应之行驶速度为 60 km/h)

图可知,和静载荷时的应力相比较,这时的应力分布和应力的绝对值都有相当大的变化,其具体状况取决于该车辆的整体设计

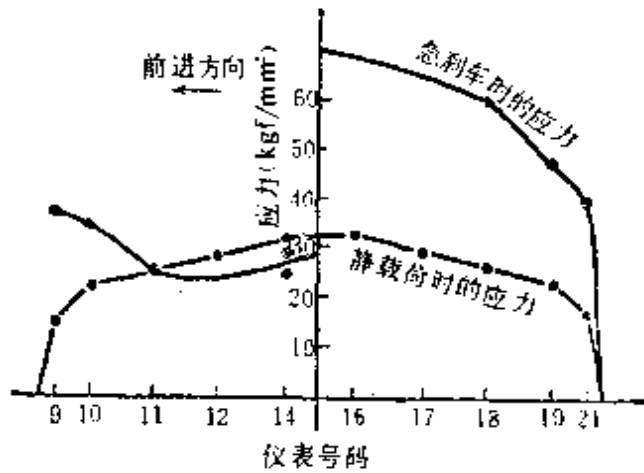


图 6-45 公共汽车急刹车时弹簧的应力分布

水平,主要影响因素有:弹簧的安装状态,摩擦的大小,有无减震装置和稳定装置等,对这些因素在设计时,必须充分进行研讨。

### 6.4.2 对疲劳的考虑

a. 弹簧钢的弯曲疲劳强度 关于弹簧钢的弯曲疲劳强度,进行过许多试验研究,将其综合起来,小型研磨试片的疲劳极限线图如图 6-46 所示。不过实际板弹簧一般是保持其原轧制表面而不再另行机械加工,经热处理后就使用,

的弯曲疲劳强度,进行过许多试验研究,将其综合起来,小型研磨试片的疲劳极限线图如图 6-46 所示。不过实际板弹簧一般是保持其原轧制表面而不再另行机械加工,经热处理后就使用,

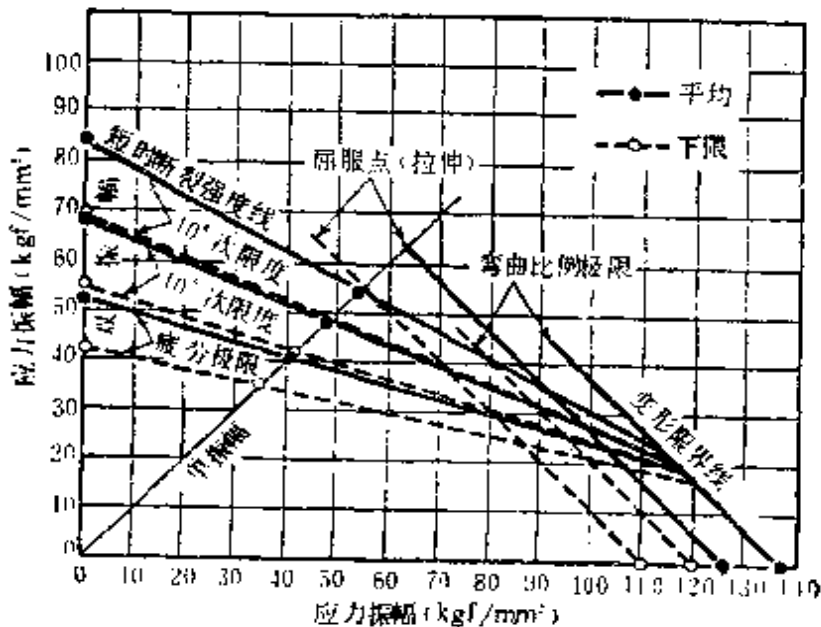


图 6-46 弹簧钢小型研磨试片的疲劳(短时断裂)极限线图

所以其弯曲疲劳强度达不到该图所示的数值。由于表面损伤、脱碳、尺寸效应等因素的影响，其疲劳强度相当低，大致相当于如图 6-47 所示的数值。

b. 弹簧板截面形状的影响 普通板弹簧所使用硬度下的

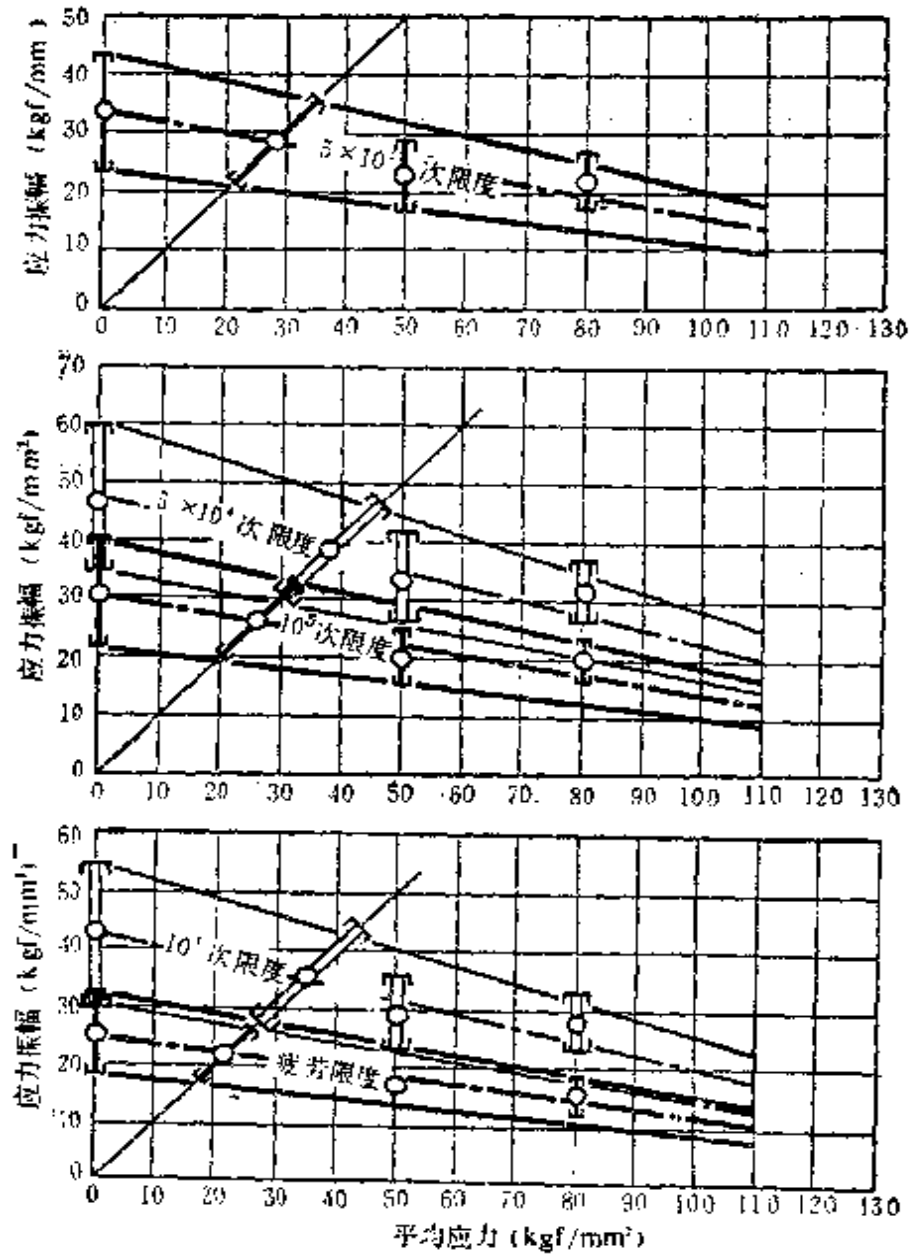


图 6-47 弹簧板(轧制表面不再加工)大形试片的疲劳(短时断裂)极限线图



矩形截面弹簧板的双振幅弯曲疲劳极限，是同一硬度圆柱体弯曲疲劳极限的 70% 左右，即矩形截面的疲劳极限较圆形截面的要低，这是因为矩形截面尖角处存在应力集中的缘故。板弹簧有时也使用带梯形槽截面，凹抛物线弧形截面等异形截面的弹簧板，它们在弯曲时的中性轴都偏移向拉伸应力侧，也即增加了压缩压力，降低了拉伸应力，疲劳强度也有所提高。

c. 喷丸处理的影响 图 6-48、6-49 所示为喷丸处理对单振幅弯曲疲劳强度的影响。

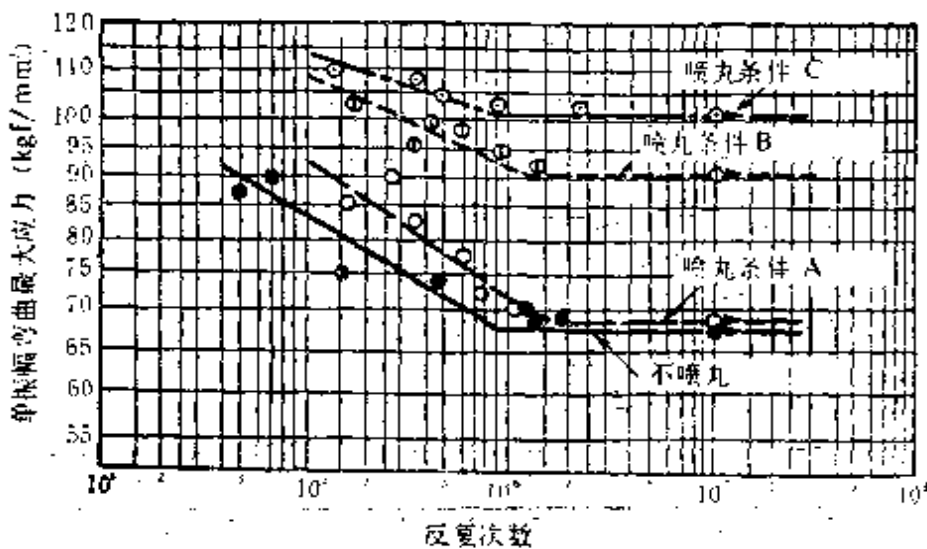


图 6-48 喷丸处理的条件对弹簧钢(轧制表面不再加工,小形试片)单振幅平面弯曲疲劳极限的影响

由图可知,喷丸处理对带有黑皮的弹簧钢板(轧制表面不再加工)有显著的效果,在板的厚度较薄时要注意喷丸处理的条件,而在板较厚时则只要充分进行喷丸,这时喷丸处理的条件已影响不大。当在有弯曲应力状态下进行喷丸处理时,称为应力喷丸。应力喷丸能得到较通常喷丸更大的残余压缩应力,还能相当程度的提高单振幅疲劳强度。但是要注意,喷丸虽然能提高疲劳强度,却并不能提高静态强度和弹性极限。

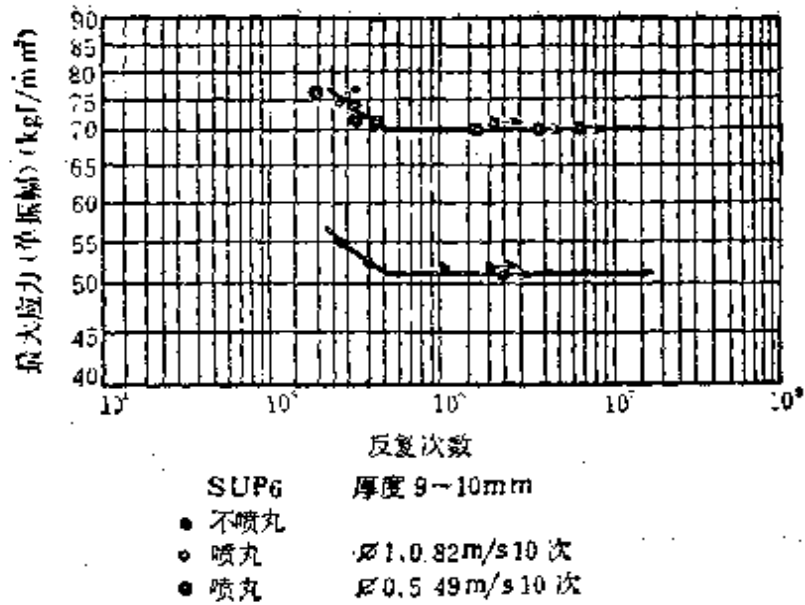


图 6-49 喷丸处理的条件对弹簧钢(轧制表面不再加工,大形试片)单振幅弯曲疲劳强度的影响

d. 其他影响 适当的强化处理,可提高单振幅疲劳强度(参看图 6-50),这是因为在经强化处理后,弹簧板表面也将有残余压缩应力的缘故。如欲使强化处理后的残余应力和喷丸处理得到的残余应力迭加,则必须注意其方向性,不得搞错。

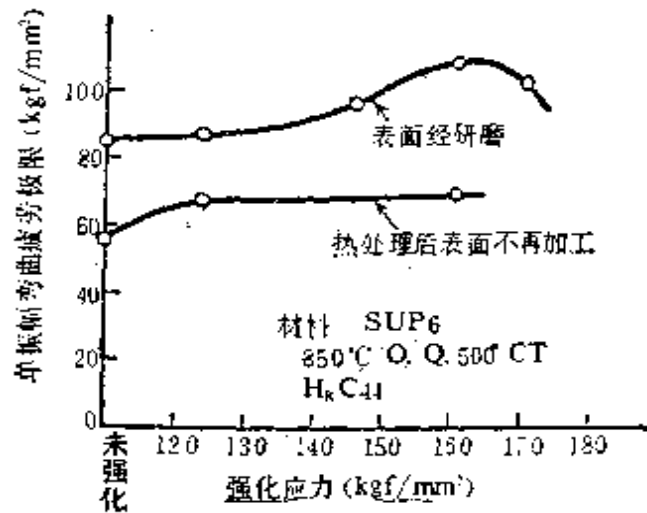


图 6-50 强化处理对疲劳强度的影响

### 6.4.3 对工作环境的考虑

板弹簧主要用于各种车辆的悬挂装置中,是经常处于风雨、土砂之中工作的,这样的工作环境能引起腐蚀疲劳。为延长板弹簧的使用寿命,防止工作介质的不良影响,在制造时要进行防

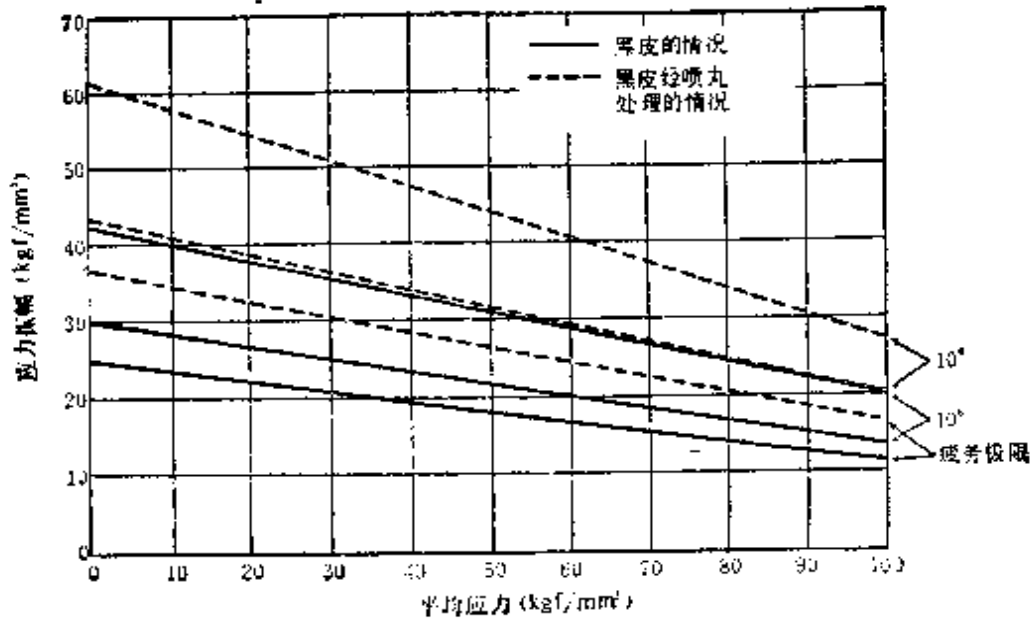


图 6-51 带有黑皮弹簧板的疲劳极限线图

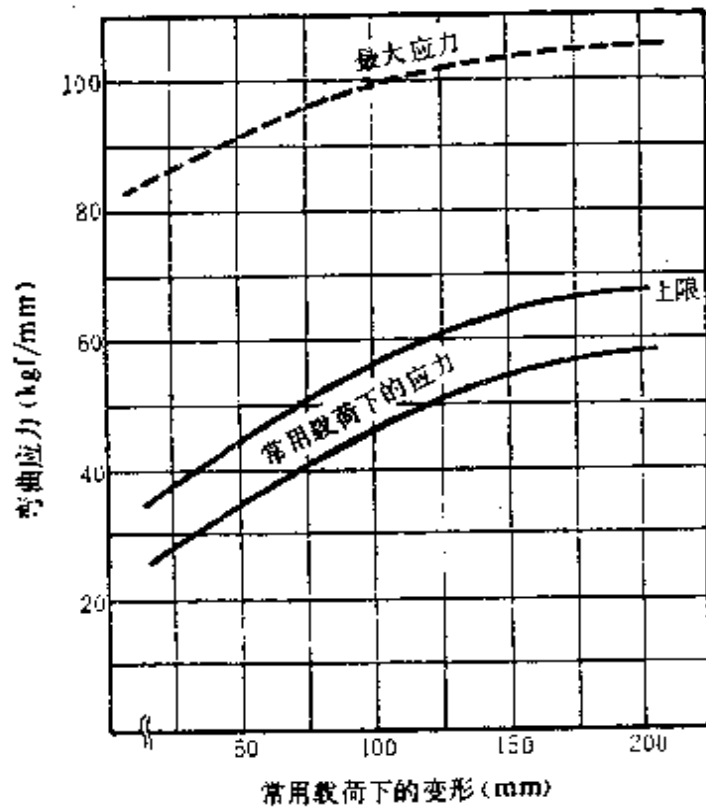


图 6-52 板弹簧的许用应力(热处理+喷丸处理+强化处理)

锈涂层处理,而且在使用中尚要进行涂油维护,否则就不能有效的防止腐蚀,将降低使用寿命。

#### 6.4.4. 许用应力

图 6-51 所示为带有黑皮(轧制表面不再加工)弹簧板的疲劳极限图。似乎利用该图,只要假定了应力的频率,就可推定出相应的许用应力,但问题并不这么简单。实际上,在板弹簧上除上下方向的作用力外还有前后、横向作用力及力矩等,而且它们各自的频率都随路面状况、行驶条件等而变化,不是定值,在设计时必须考虑这些力和力矩的作用。由于全面考虑这些条件是困难的,所以一般仍是从上下方向载荷产生的应力着手进行设计,然后通过强度试验来加以修正。图 6-52 所示为汽车用板弹簧的许用应力。日本 JIS B 2710 板弹簧设计标准中规定的汽车用板弹簧的常用应力如表 6-1 所示。

表 6-1 汽车用板弹簧常用应力范围之一例

用途	常用应力 (kgf/mm <sup>2</sup> )	弹簧材料规格
小轿车	40~55	材料: SUP6, SUP9, SUP9A, SUP11A 硬度: HB363~444
卡车	35~55	喷丸处理+强化处理

## 6.5 设计实例

### 6.5.1 材料的选择

a. 板弹簧用材料 国内目前应用最广泛的板弹簧材料是 55Si2Mn、60Si2Mn 及 55SiMnVB。当板片厚度大于 12mm 时建议用 55SiMnMoV。板片经热处理后硬度应达到 HRC 39~47,并在其凹面进行喷丸处理,以提高使用寿命。国外情况以日本为例,一般采用如下钢种。

SUP 3	C 钢	用于铁道车辆
SUP 6	Si-Mn 钢	用于汽车
SUP 7	Si-Mn 钢	用于汽车
SUP 9	Mn-Cr 钢	用于汽车
SUP 9A	Mn-Cr 钢	用于汽车
SUP 11A	Mn-Cr-B 钢	用于重型车辆

b. 弹簧板的截面形状 弹簧板片使用的是轧制钢材, 并经热处理和其他加工而成形的。其常用的截面形状有图 6-53(带凸筋的截面)、图 6-54(矩形截面)、图 6-55(带梯形槽的截面)所示的几种。带凸筋的截面能防止板片间的相对侧向滑动, 一般常用于铁道车辆的板弹簧。在汽车的悬挂装置用弹簧中, 广使用的是矩形截面。在使用带梯形槽的截面时, 是将梯形槽开在承载时产生压缩应力的一侧, 这样就减轻了拉伸应力, 提高了使用寿命, 或是在相同的强度条件下, 可减轻弹簧的重量, 这种截面的惯性矩  $I$  和截面系数  $z$ , 当槽宽  $a=1/3b$  ( $b$ ——板宽)、槽深  $c=1/2h$  ( $h$ ——板厚)、槽两侧的倾角  $\alpha=30^\circ$  时, 可按下式进

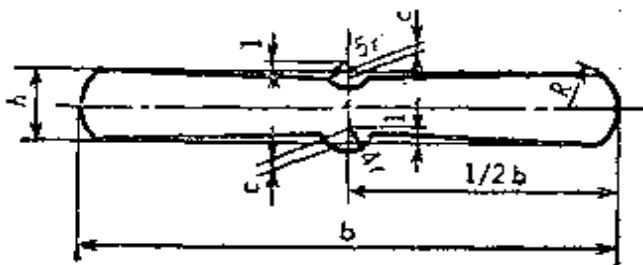


图 6-53 带凸筋的截面

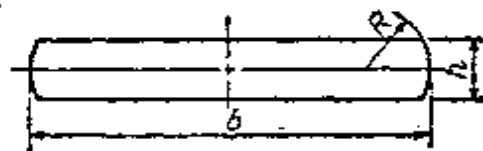


图 6-54 矩形截面

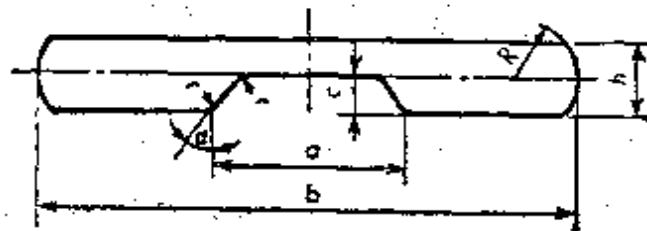


图 6-55 带梯形槽的截面

行计算。

$$\left. \begin{aligned} I &= 0.0674bh^3 \\ z &= 0.15bh^2 \end{aligned} \right\} \quad (6.45)$$

在设计时应注意, 弹簧板的截面尺寸不能任意选取, 因为截面尺寸的种类受轧制工艺装备的限制, 不能随意增加新的轧辊, 从经济管理的角度来看, 截面尺寸的品种过多, 将增加库存造成积压, 增大管理工作量, 所以应按一定的尺寸系列规范选用截面尺寸。表 6-2 就是矩形截面的尺寸系列规范。

表 6-2 矩形截面弹簧板的主要尺寸(单位: mm)

板宽	板											厚				
	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	18	20	22	25	30
45	○	○					○									
50	○	○	○	○	○	○	○	○	○							
60	○	○	○	○	○	○	○	○	○		○					
70		○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○		
80			○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○			
90					○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	
100							○	○	○	○	○	○	○	○	○	
150											○		○		○	○

c. 弹簧的重量 对于等厚度板, 由式(6.11)可导出下式。

$$w = 3 \frac{E\gamma\delta_s}{\sigma^2} P = c \frac{\delta_s}{\sigma^2} P$$

式中  $w$ ——弹簧的重量(kg);

$E$ ——材料的纵弹性模量, 为 21000 (kgf/mm<sup>2</sup>);

$\gamma$ ——单位体积材料的重量(kg/mm<sup>3</sup>);

$\delta_s$ ——常用载荷下的弹簧变形(mm);

$\sigma$ ——常用载荷下的弹簧应力(kgf/mm<sup>2</sup>);

$P$ ——常用载荷(kgf)。

$$c = 3E\gamma = 0.495 \div 0.5$$

于是

$$w = 0.5 \frac{\delta_s}{\sigma^2} P \quad (6.46)$$

以  $\delta_s/\sigma^2$  为参数, 将式(6.46)绘制成图表, 就得到图 6-56。

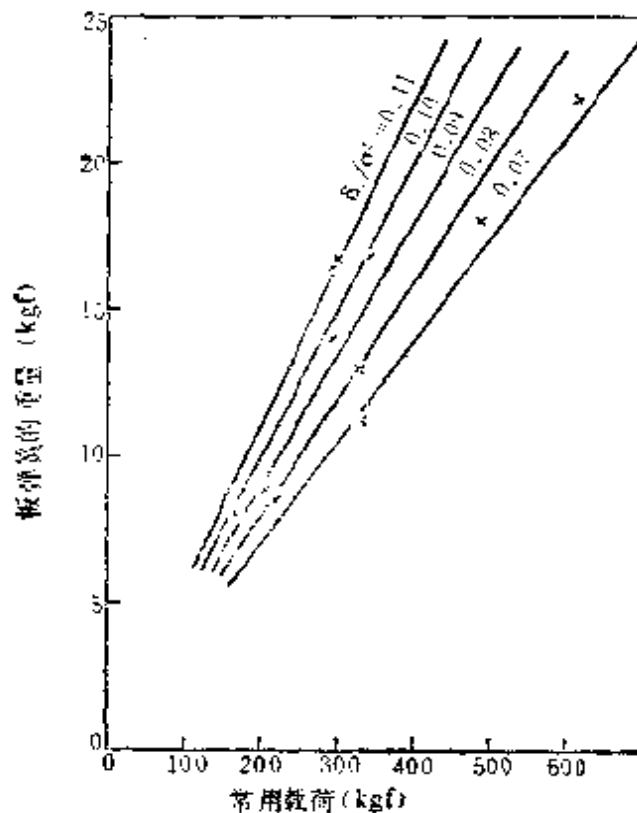


图 6-56 板弹簧的重量

### 6.5.2 实例计算

a. 对称形板弹簧 表 6-3 中给出了一对称形板弹簧的数据, 要求分别用展开法和板端法计算其弹簧刚度和载荷为  $2P = 200$  kgf 时的应力。

表 6-3 计算例数据

$i$	1	2	3	4
板长 1, 2 (mm)	182	312	506	650
板宽 (mm)	60	60	60	60
板厚 (mm)	5	5	6	6
$I$ (mm <sup>4</sup> )	625	625	1080	1080
$Z$ (mm <sup>3</sup> )	250	250	360	360
退拔部分长度 (mm)	130	130	194	144
端部板宽 (mm)	60	60	60	60
端部板厚 (mm)	2.5	2.5	3	3

用展开法进行计算, 由表 6-3 中给出的数值得

$$\begin{aligned} \varphi_1 = \varphi_2 = 625/1080 = 0.579, \quad \varphi_3 = \varphi_4 = 1, \\ \lambda_1 = 182/650 = 0.28, \quad \lambda_2 = 312/650 = 0.48, \\ \lambda_3 = 506/650 = 0.778, \quad \lambda_4 = 1, \end{aligned}$$

将上述数值代入式(6.12)可得

$$K_2 = 0.364,$$

于是就可算出弹簧刚度  $p'$ 。

$$p' = \frac{6 \times 21000 \times 1080}{0.364 \times 650^3} = 1.36 \text{ kgf/mm}$$

载荷  $2P = 200 \text{ kgf}$  时的应力, 先计算

$$\sum_{r=1}^4 I_r = 2 \times 625 + 2 \times 1080 = 3410$$

所以 
$$\sigma_1 = \sigma_2 = \frac{5 \times 650}{2 \times 3410} \times 100 = 47.7 \text{ kgf/mm}^2$$

$$\sigma_3 = \sigma_4 = \frac{6 \times 650}{2 \times 3410} \times 100 = 57.2 \text{ kgf/mm}^2$$

用板端法进行计算: 板端法是用式(6.16)、式(6.17)、式(6.18)来进行计算的, 为简化计算现引入下列符号将前述三式变形, 就得到式(6.47)、式(6.48)和式(6.49)。



$$\mu_{i-1} = \frac{l_{i-1}}{l_i}, \quad \alpha_{i-1} = \frac{P_{i-1}}{P_i}, \quad \varphi_{i-1} = \frac{I_{i-1}}{I_i},$$

$$\eta_i = \delta_i / \left( \frac{P I_i^3}{3 E I_i} \right), \quad A_{i-1} = \frac{3 - \mu_{i-1}}{2 \mu_{i-1}},$$

$$B_i = 1 + (1 - \mu_{i-1})^3 K_i, \quad C_{i-1} = \frac{(3 - \mu_{i-1}) \mu_{i-1}^3}{2}$$

$$\eta_i = B_i - \alpha_{i-1} C_{i-1} \quad (6.47)$$

$$\alpha_{i-1} = \varphi_{i-1} A_{i-1} / D_{-1} \quad (6.48)$$

$$D_{i-1} = \varphi_{i-1} + \eta_{i-1} \quad (6.49)$$

计算的步序是：由式(6.47)求出  $i=1$  (此时  $\alpha_0=0$ ) 时的  $\eta_1$ ，然后由式(6.49)求出  $i=2$  时的  $D_1$ ，再由式(6.48)算出  $\alpha_1$ 。接着再由  $\alpha_1$  用式(6.47) 求出  $\eta_2$ 。这样反复进行计算，最后求出  $\eta_n$ ，弹簧刚度按下式计算

$$P' = \frac{2P}{\delta_n} = \frac{6EI_n}{l_n^3 \eta_n} \quad (6.50)$$

表 6-4 为计算  $A_{i-1}$ ,  $B_i$ ,  $C_{i-1}$  时用的系数数值表。

表 6-5 是将表 6-3 给出的具体数据按上述方法进行计算用的计算表格，按这一表格进行计算时，要注意以下几点：

(1) 由最短副板 ( $i=1$ ) 开始进行计算，然后按  $i=2, 3, \dots$  的顺序依次计算。

(2)  $i=2$  时的行⑦的 ( $\eta_{i-1}$ ) 是将  $i=1$  时的⑬ ( $\eta_i$ ) 的数值代入。

(3) ⑬中的  $\mu_{i-1}$  是按第  $i$  个板片长度的  $1/2$  (记为  $l_i$ ) 和至端部退拔起点处长度 (记为  $l'_i$ ) 之比，即  $\mu_i = l'_i / l_i$  来计算的，也即⑬中所用的  $\mu_{i-1}$  数值并不一定和②中  $\mu_{i-1}$  的数值相同。

由载荷来求应力时，是用式(6.19)来进行计算。例题中是以该板弹簧承载  $2P=200 \text{ kgf}$  来计算应力的，计算应力的计算表格如表 6-6 所示，它是按由主板开始计算的顺序编制的。依该

表 6-4 系数数值表

$\mu$	$(1-\mu)^2$	$\frac{3-\mu}{2\mu}$	$\frac{(3-\mu)\mu^2}{2}$	$\mu$	$(1-\mu)^2$	$\frac{3-\mu}{2\mu}$	$\frac{(3-\mu)\mu^2}{2}$	$\mu$	$(1-\mu)^2$	$\frac{3-\mu}{2\mu}$	$\frac{(3-\mu)\mu^2}{2}$	$\mu$	$(1-\mu)^2$	$\frac{3-\mu}{2\mu}$	$\frac{(3-\mu)\mu^2}{2}$
0.40	0.2160	3.2500	0.2080	0.61	0.0593	1.9590	0.4447	0.82	0.0058	1.3293	0.7340				
0.41	0.2054	3.1585	0.2176	0.62	0.0549	1.9194	0.4574	0.83	0.0049	1.3072	0.7475				
0.42	0.1951	3.0714	0.2276	0.63	0.0507	1.8810	0.4703	0.84	0.0041	1.2857	0.7620				
0.43	0.1852	2.9884	0.2376	0.64	0.0467	1.8438	0.4833	0.85	0.0034	1.2647	0.7767				
0.44	0.1756	2.9061	0.2479	0.65	0.0429	1.8077	0.4954	0.86	0.0027	1.2442	0.7919				
0.45	0.1664	2.8333	0.2581	0.66	0.0393	1.7727	0.5097	0.87	0.0022	1.2241	0.8061				
0.46	0.1575	2.7609	0.2680	0.67	0.0359	1.7388	0.5230	0.88	0.0017	1.2054	0.8209				
0.47	0.1489	2.6915	0.2794	0.68	0.0328	1.7059	0.5363	0.89	0.0013	1.1854	0.8357				
0.48	0.1406	2.6250	0.2903	0.69	0.0298	1.6739	0.5499	0.90	0.0010	1.1667	0.8505				
0.49	0.1327	2.5612	0.3012	0.70	0.0270	1.6429	0.5635	0.91	0.0007	1.1484	0.8654				
0.50	0.1250	2.5000	0.3125	0.71	0.0244	1.6127	0.5772	0.92	0.0005	1.1304	0.8802				
0.51	0.1176	2.4412	0.3239	0.72	0.0220	1.5833	0.5909	0.93	0.0003	1.1129	0.8952				
0.52	0.1106	2.3846	0.3353	0.73	0.0197	1.5548	0.6048	0.94	0.0002	1.0959	0.9101				
0.53	0.1038	2.3302	0.3470	0.74	0.0176	1.5270	0.6187	0.95	0.0001	1.0789	0.9254				
0.54	0.0973	2.2778	0.3588	0.75	0.0156	1.5000	0.6329	0.96	0.0001	1.0635	0.9400				
0.55	0.0911	2.2273	0.3706	0.76	0.0138	1.4737	0.6470	0.97	0	1.0484	0.9550				
0.56	0.0852	2.1786	0.3826	0.77	0.0122	1.4481	0.6611	0.98	0	1.0306	0.7000				
0.57	0.0795	2.1316	0.3948	0.78	0.0106	1.4231	0.6754	0.99	0	1.0152	0.9850				
0.58	0.0741	2.0862	0.4070	0.79	0.0093	1.3987	0.6896	1.00	0	1	1				
0.59	0.0689	2.0424	0.4195	0.80	0.0080	1.3750	0.7040								
0.60	0.0640	2.0000	0.4320	0.81	0.0069	1.3519	0.7184								

表 6-5 计算弹簧刚度的例子

$i$	①	②	③	④	⑤	⑥	⑦	⑧	⑨	⑩	⑪	⑫	⑬	⑭	⑮	⑯
	$l_i$	$h_{i-1}$	$I_i$	$\eta_{i-1}$	$A_{i-1}$	$\frac{\rho_{i-1}}{A_{i-1}}$	$\eta_{i-1}$	$D_{i-1}$	$\alpha_{i-1}$	$C_{i-1}$	$\frac{\alpha_{i-1}}{C_{i-1}}$	$K_i$	$(1 - \frac{K_i(1 - h_{i-1})^3}{h_{i-1}^3})^3$	$B_i$	$\eta_i$	
		$l_{i-1}/l_i$		$I_{i-1}/I_i$	表	④ × ⑤	⑩	④ + ⑦	⑥ / ⑧	表	⑨ × ⑪	图	⑫ × ⑬	⑭ + ⑮	⑯ - ⑰	
1	182	---	625	---	---	---	---	---	---	---	---	0.6355	0.3594	0.2284	1.2284	1.2284
2	312	0.5833	625	1	2.0729	2.0729	1.2284	2.2284	0.9302	0.4108	0.3821	0.6355	0.0725	0.0461	1.0461	0.6640
3	506	0.6166	1080	0.5787	1.9311	1.1175	0.6640	1.2427	0.8993	0.4536	0.4079	0.6355	0.0562	0.0357	1.0357	0.6278
4	650	0.7785	1080	1	1.4255	1.4255	0.6278	1.6278	0.8758	0.6738	0.5900	0	0.0108	0	1	0.4100

$$p' = \frac{6EL_n}{l_n^3 \eta_n} = \frac{6 \times 2.1 \times 10^4 \times ⑤_n}{①_n^3 \times ④_n} = \frac{12.6 \times 10^4 \times 1080}{650^3 \times 0.41} = 1.209 \text{ kgf/mm}$$

表 6-6 由载荷计算应力的计算表格

$i$	⑰	⑱	⑲	⑳	㉑	㉒	㉓	㉔	㉕	㉖	㉗	㉘	㉙	㉚	㉛	㉜
	$\alpha_{i-1}$	$P_i/P$	$l_i$	$(\frac{P_i}{P})k_i$	$\frac{P l_i - P_{i-1} l_{i-1}}{P}$	$P/Z_i$	$\sigma_{i0}$	$l_i - l_{i-1}$	$\frac{(l_i - l_{i-1}) P_i}{P}$	$\sigma_{ic}$						
	⑨	⑩ + ⑪ × ⑬ + ⑭	①	⑬ × ⑭	⑱ - ㉒ + ①		⑳ × ㉑	㉓ - ㉔ + ①	⑮ × ㉖	㉗ × ㉘						
4	0.8757	1	650	650	207	0.2976	61.6	144	144	42.9						
3	0.8993	0.8757	506	443	197.3	0.2976	58.7	194	169.9	50.6						
2	0.9302	0.7875	312	245.7	112.4	0.4286	48.2	130	102.4	43.9						
1		0.7325	182	133.3	133.4	0.4286	57.1									

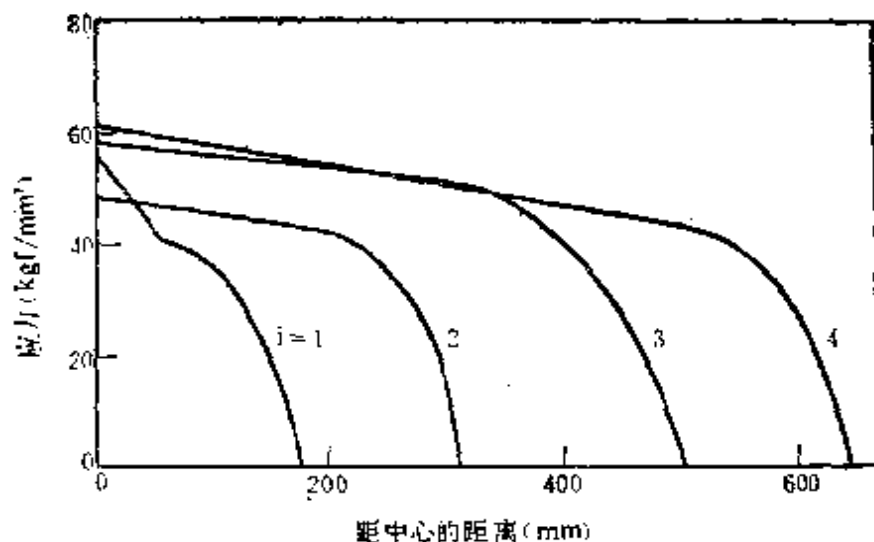


图 6-57 板弹簧的应力分布

表的计算结果绘制应力分布图, 就得到图 6-57。

b. 非对称形板弹簧 非对称形板弹簧一般是采用所谓相似形的结构, 这种板弹簧以载荷点为界, 两侧弹簧板的板片数相等, 板片厚度相等, 而且两侧板片长度的比例恰等于两侧跨距的比例。前述式 (6.22) 就是计算这种非对称形弹簧刚度的公式。这种弹簧的特点是在载荷点两侧, 离分界线距离之比等于两侧跨距之比的两点应力相等。

下面计算的例题是: 一非对称形板弹簧以中心螺栓为界, 其前侧的尺寸和表 6-3 给出的相同, 即  $l_1 = 650 \text{ mm}$ , 而后侧的尺寸  $l_2 = 750 \text{ mm}$ , 并满足上述相似条件, 求其弹簧刚度。

由式 (6.22) 得

$$\lambda = l_1/l_2 = 650/750 = 0.867,$$

$$p'_1 = 1.209/2 = 0.605 \text{ kgf/mm (参见表 6-5)}$$

于是弹簧刚度为

$$p' = p'_1 \lambda (1 + \lambda) = 0.605 \times 0.867 \times 1.867 = 0.977 \text{ kgf/mm}$$

还有种算法, 就是将从表 6-5 中求得的  $\eta_n$  数值代入下式,

即可算出弹簧刚度。

$$p' = \frac{3EI_n(l_1 + l_2)}{l_1^2 l_2^2 \eta_n} \quad (6.51)$$

对于不满足前述相似条件的非对称形板弹簧，就得将分界线两侧的板片，各自都看作悬臂梁，分别计算，然后用式(6.20)来计算其弹簧刚度。

c. 非线性特性的板弹簧 对于非线性特性板弹簧，下面介绍一个组合式弹簧的计算例子。

假设弹簧各部分的尺寸如表 6-7 所示。

表 6-7 组合式弹簧各部分的尺寸(单位: mm)

	<i>i</i>	<i>l</i>	<i>b</i> × <i>h</i>	<i>I</i>	<i>Z</i>
副弹簧	1	160			
	2	255	70 × 8	2987	747
	3	345			
主弹簧	4	415			
	5	480			
	6	545	70 × 6	1260	420
	7	600			
	8	600			

和副弹簧开始接触时的载荷  $2P_1 = 200 \text{ kgf}$

(i) 计算副弹簧和主弹簧完全接触时的载荷  $2P_2$ 。

由式(6.27)得

$$2P_2 = \frac{2P_1 l_m}{l_m - l_0} = \frac{200 \times 600}{600 - 345} = 470.6 \text{ kgf}$$

(ii) 计算和副弹簧接触前的弹簧刚度: 用式(6.29)计算。

$K_1 = 1.203$  (由式(6.10)计算或由图 6-15 中查出)

$$\xi = l_0 / l_m = 0.575$$

$$I_m = 1260 \times 5 = 6300 \text{ mm}^4$$

$$\begin{aligned} \therefore p'_m &= \frac{6EI_m}{l_m^3} \cdot \frac{1}{1+(K_1-1)(1-\xi)^3} \\ &= \frac{6 \times 2.1 \times 10^4 \times 6300}{600^3} \cdot \frac{1}{1+0.208 \times 0.425^3} \\ &= 3.62 \text{ kgf} \end{aligned}$$

和副弹簧开始接触时的变形为:

$$\delta_1 = 2P_1/p'_m = 55.2 \text{ mm}$$

(iii) 和副弹簧完全接触时的变形  $\delta_2$ , 由式(6.30)计算。

$$\eta_a = n'_a/n_a = 1/3 = 0.333$$

$$\varphi = I_a/I_m = 2987 \times 3/1260 \times 5 = 1.422$$

$$A = (1+\varphi)/\varphi(1-\eta_a) = 2.422/1.422 \times 0.667 = 2.554$$

$$\begin{aligned} p(l_a) &= \frac{\xi^3}{2} [6A - 3 - \varphi(1-\eta_a)] - \frac{3}{2} \xi^2 [2 - \varphi(1-\eta_a)] \\ &\quad + 3\xi^2 (A-1) (A\xi - 1) \ln\left(1 - \frac{1}{A}\right) = 0.2009 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \delta_2 &= \frac{P_1 l_m^3}{3EI_m} \left[ 1 + (K_1 - 1)(1 - \xi)^3 - \frac{P(l_a)}{\varphi(1 - \eta_a)} \right] \\ &= 102.9 \text{ mm} \end{aligned}$$

(iv) 和副弹簧完全接触后的弹簧刚度, 按式(6.31)进行计算。

$$\begin{aligned} K_2 &= \frac{\xi^3}{2} (1+2A) - 2\xi^2 + \xi (A\xi - 1)^2 \ln\left(1 - \frac{1}{A}\right) \\ &= -0.1434 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} p'_{a+m} &= \frac{6EI_m}{l_m^3} \cdot \frac{1}{(1-\xi^3)K_1 - \frac{3K_2}{\varphi(1-\eta_a)}} \\ &= 6.73 \text{ kgf/mm} \end{aligned}$$

将以上所得计算结果, 绘制成图表, 就得到该弹簧的特性曲线, 如图 6-58 所示。在该图中还绘出了按板端法计算所得到的

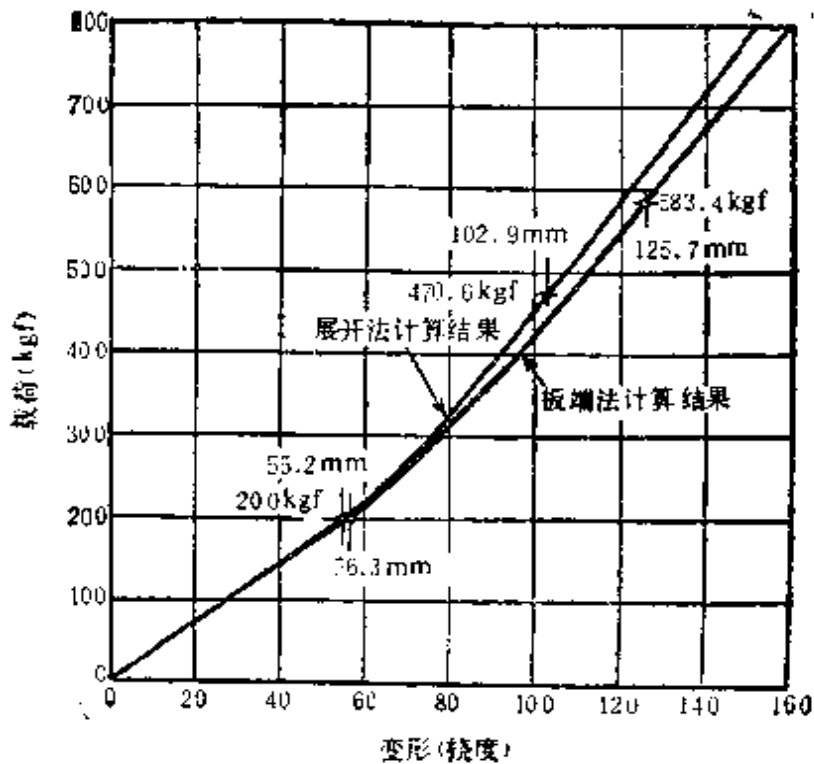


图 6-58 组合式板弹簧的计算例

结果。

d. 锥形片状弹簧 外形图见图 6-27, 现给定图中各部分尺寸:  $l=550\text{ mm}$ ,  $l_1=50\text{ mm}$ ,  $l_2=350\text{ mm}$ ,  $b=70\text{ mm}$ ,  $h_1=10\text{ mm}$ ,  $h_2=6\text{ mm}$ , 载荷为  $2P=200\text{ kgf}$ , 要求计算该弹簧的刚度应力。

首先, 要先求出计算中要用到的各有关系数。

$$I_1 = 70 \times 10^3 / 12 = 5833\text{ mm}^4, \lambda_1 = 50 / 550 = 0.091,$$

$$\lambda_2 = 350 / 550 = 0.636, \eta = 10 / 6 = 1.67,$$

$$z_1 = 70 \times 10^2 / 6 = 1167\text{ mm}^3$$

将这些系数代入式(6.34)的第 2 式, 计算  $J$  值。

$$J = 3 \times 1.67^3 \left( \frac{0.636 - 0.091}{1.67 - 1} \right)^3 \left[ \ln 1.67 \right]$$

$$\begin{aligned}
& -2\left(\frac{1-1.67-0.091+1.67 \times 0.636}{0.636-0.091}\right)\left(1-\frac{1}{1.67}\right) \\
& +\frac{1}{2}\left(\frac{1-1.67-0.091+1.67 \times 0.636}{0.636-0.091}\right)^2 \\
& \cdot\left(1-\frac{1}{1.67^2}\right)]=1.26
\end{aligned}$$

再将  $J$  代入式(6.34)的第1式中,就可算出弹簧刚度  $p'$ 。

$$\begin{aligned}
p' &= \frac{6 \times 21000 \times 5833}{550^3} \\
& \cdot \frac{1}{1-(1-0.091)^2+1.67^2(1-0.636)^2+1.26} \\
&= 2.55 \text{ kgf/mm}
\end{aligned}$$

其次,计算  $x=50 \text{ mm}$ ,  $150 \text{ mm}$ ,  $250 \text{ mm}$ ,  $350 \text{ mm}$  各点的应力以及承载点的应力。

在式(6.35)中代入  $x=50$ , 则

$$\mu = \frac{50}{550} = 0.091$$

$$\begin{aligned}
\sigma(50) &= \frac{100 \times 550}{1167} \\
& \cdot \frac{1-0.091}{[1-(1-1/1.67)(0.091-0.091)/(0.636-0.091)]^2} \\
&= 42.8 \text{ kgf/mm}^2
\end{aligned}$$

同样计算,可得:

$$\sigma(150) = 45.7 \text{ kgf/mm}^2$$

$$\sigma(250) = 47.9 \text{ kgf/mm}^2$$

$$\sigma(350) = 47.8 \text{ kgf/mm}^2$$

承载点的应力为

$$\sigma_0 = \frac{100 \times 550}{1167} = 47.1 \text{ kgf/mm}^2$$

按这些应力值绘出应力分布图,就得到了图 6-59。



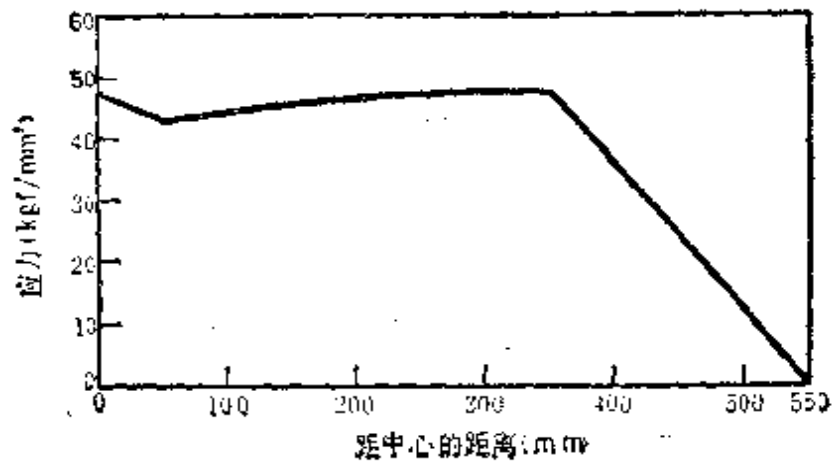


图 6-59 锥形片状弹簧的应力分布

### 6.5.3 设计图的画法

板弹簧的图纸,其表达视图的方法、尺寸标注、公差注法……等都应符合国家标准“机械制图”的规定,在图面技术要求中要注明对材质质量、弹簧刚度、安装载荷、喷丸条件、涂装方式、标记方法等的要求。图 6-60、图 6-61 是汽车和铁道车辆用板弹簧图纸的示例。

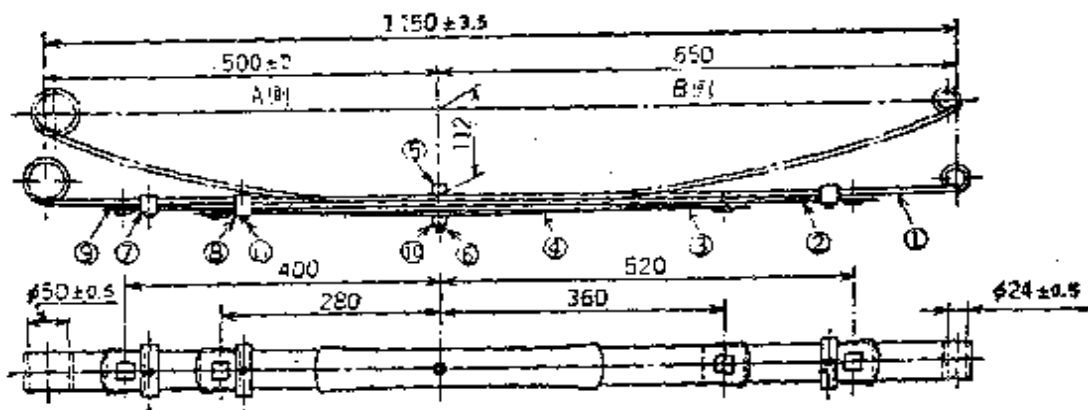


图 6-60 汽车用板弹簧的图纸示例

### 6.5.4 允许误差

板弹簧主要用于各种车辆,对汽车板弹簧的制造技术要求,国内已有规定,按 JB523-64。对铁道车辆板弹簧、拖拉机板弹

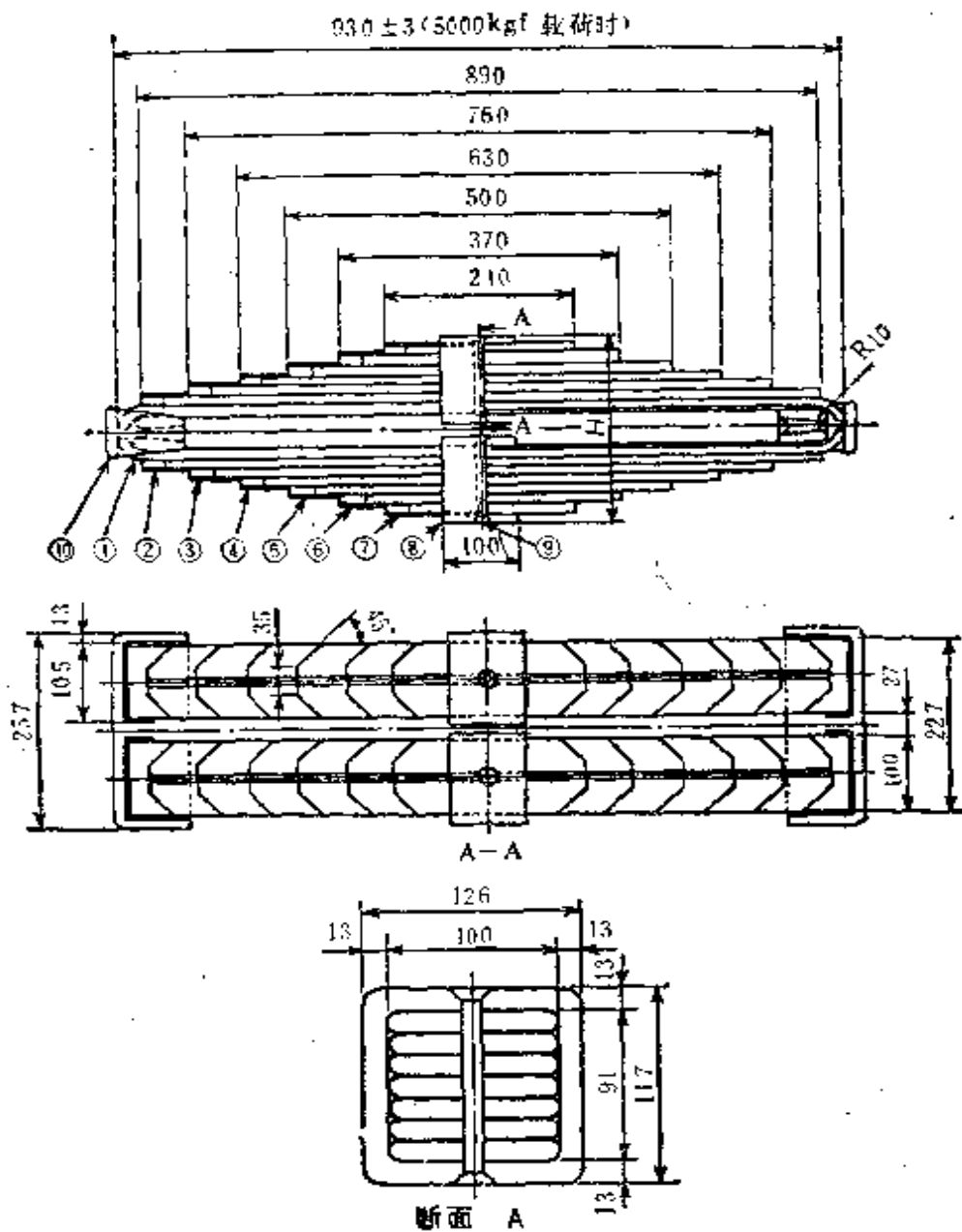


图 6-61 铁道车辆用板弹簧的图纸示例

簧等的制造技术要求可参考有关资料。作为参考资料，现将国外有关板弹簧制造技术要求的有代表性的标准，即 JIS, JASO, SAE(美国汽车工程师学会)标准中的主要内容汇总在表 6-8 中，从该表中可了解到国外对板弹簧特性和尺寸的具体要求。

表 6-8 国外对板弹簧允许误差的规定

	JIS B 2701	JASCO 601	SAE
卷	宽度(经磨加 T. 时)	-0 -0.5 mm	
		±0.15	卷耳内径为 $d_4$ 时, 限值为 $0 < d_2 \leq 25.4$ 0.25 mm $25.4 < d_2$ $d_3 \times 0.01$ mm  限值 0.13
耳	套筒内径	JIS B 0401 的 $H_{30}$	
	轴线倾斜	金属套筒: 每 200 mm 不超过 2 mm 橡胶套筒: 按合同	自由状态时, 对弹簧板片表 面的不平行度允差 $\pm 1$ , 同时 对 No. 1 板片棱边的不垂直度 允差 $\pm 1$ .
跨距		JIS B 0401 的 $H_{30}$	
		金属套筒: 每 200 mm 不超过 2 mm 橡胶套筒: 按合同	全跨距: $\pm 3.0$ mm 水平时 $\pm 3.0$ mm 指定载荷时 $\pm 3.0$ mm 半跨距: 指定载荷时 $\pm 1.5$ mm
装配件占的宽度		水平状态时的跨距 允差跨距的 $\pm 0.3\%$ (mm) 但最小值 $\pm 3$ mm 当规定固定侧的跨距时 允差固定侧跨距的 $\pm 0.3\%$ (mm) 但最小值 $\pm 2$ mm	
		指定载荷下的跨距 允差跨距的 $\pm 0.3\%$ (mm) 但最小值 $\pm 3$ mm	按板片间 $P_1$ 内板宽 $B$ $0 < B \leq 63.5$ mm $+2.5$ mm (最大) $63.5 < B \leq 101.6$ mm $+3.0$ mm (最大) $101.6 < B \leq 127.0$ mm $+3.7$ mm (最大)
	装配件用 U 形螺栓间占 应小于板宽的 2.5%	装配件用 U 形螺栓间占 宽应小于板宽的 2.5%。 利用中心凹槽装配的弹簧 按合同	

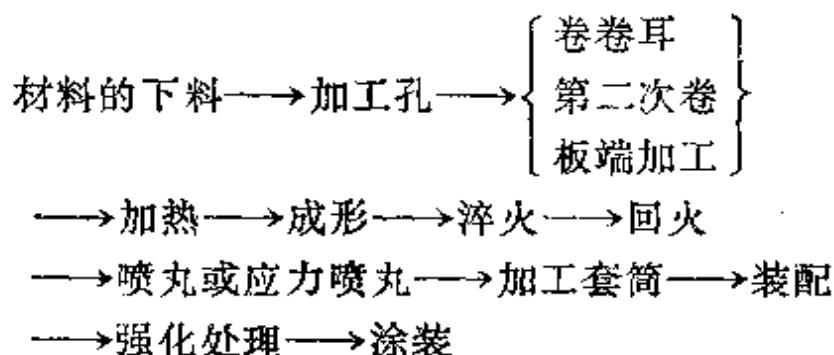
(续表)

	JIS B 2701	JASCO 601	SAL
指定载荷时的弧高	±[2.5mm+指定载荷下计算挠度(mm)的2.5%] 0.5mm 单位	±[2.5mm+指定载荷下计算挠度(mm)的2.5%] 最小值 ±5.5mm	
指定载荷时的高度	±[4mm+指定载荷下计算挠度(mm)的2.5%] 0.5mm 单位	±[4mm+指定载荷下计算挠度(mm)的2.5%] 最小值 ±5.5mm	
指定弧高时的载荷		±[2.5mm+达指定弧高时的计算挠度(mm)的2.5%] ×计算弹簧刚度 最小值 ±1mm× 计算弹簧刚度	小轿车用弹簧 ±3.2mm×计算弹簧刚度 重型载重卡车用弹簧 ±6.4mm×计算弹簧刚度
指定高度时的载荷		±[4mm+达指定高度时的计算挠度(mm)的2.5%] ×计算弹簧刚度 最小值 ±5.5mm× 计算弹簧刚度	
弹簧刚度	弹簧刚度	超过 10 kgf/mm	轻型弹簧 ±5%
	A	10 kgf/mm 以下 ±7%	重型弹簧 ±7%
	B	±5%	
硬度	碳钢 H <sub>B</sub> 331~401 合金钢 H <sub>B</sub> 341~415	H <sub>B</sub> 363~414	推荐值 H <sub>B</sub> 388~461

## 6.6 制造和检验

### 6.6.1 制造

板弹簧除用于汽车和铁道车辆的悬挂装置外，也用于其他机械，但虽然用途各异，制造方法却大同小异。以汽车用板弹簧为例，其典型的制造工艺流程如下：



### 6.6.2 检查

a. 外观检查 弹簧板表面的缺陷、伤痕、粗糙度等都用肉眼进行检查。

伤痕有线状的、有毛刺、有塌陷等这些一般不是在原材料上发现的，而是在经热处理或喷丸处理后去除了氧化皮后呈露出来的，伤痕的方向如沿板片的长度方向，则对弹簧的寿命无甚影响，而如沿板片的横向方向，则将严重影响弹簧的使用寿命。

b. 尺寸检查 一般都是根据生产图纸的具体要求来进行尺寸检查的，也即，检查的内容以及具体要求是在设计阶段按产品的用途及要达到的性能确定的。为供设计工作者较全面的恰当的考虑这一问题，下面介绍一下日本 JIS 标准中规定的有关板弹簧尺寸检查的项目以及其允许误差。

(i) 弹簧板片尺寸的允许误差

① 板片长度  $\pm 3\text{ mm}$ ，但板端有退拔部分时  $\pm 6\text{ mm}$ 。

② 从板片中心孔或中心突起至末端的距离  $\pm 3\text{ mm}$ 。

③ 中心孔径  $\begin{matrix} +0.5 \\ -0 \end{matrix}$  mm。

(ii) 弹簧板片的硬度

板片在回火后的硬度,应符合表 6-8 中的规定,测定的部位是在板片中央部分附近,产生压缩应力的一侧。

(iii) 弹簧的尺寸及允许误差

① 当指定了规定载荷下的弧高或高度时,则自由弧高或自由高度就不考核,而是参考值。

② 跨距及其他尺寸允许误差,按表 6-8、表 6-9 的规定。

表 6-9 铁道车辆用板弹簧尺寸允许误差例(单位: mm)

项 目	尺寸允许误差
弹簧悬挂孔的大小	长,短径皆为 $\begin{matrix} +2 \\ -0 \end{matrix}$
弹簧悬挂孔的偏心(横向)	1 以下
簧箍的厚度(担弹簧)	$\pm 1$
簧箍的厚度(垫弹簧)	$\begin{matrix} +0.5 \\ -1 \end{matrix}$
簧箍的宽度	$\pm 2$
簧箍的偏置(跨距大于 1 m)	3 以下
簧箍的偏置(跨距小于 1 m)	2 以下

以上所举各项目,并不是在所有情况下都要全部进行检查的,要根据具体设计目标的要求,适当的加以选择。

在测定自由弧高或自由高度时,为防止板间摩擦和自重的影响,一定要在完全去除载荷的状态下进行测定工作。

卷耳轴线倾斜度的检查,可按图 6-62 所示的方法进行测定。

e. 对弹簧特性的检查 对弹簧特性一般是指定载荷下的弧高或高度,必要时,也有指定弹簧刚度的。对于弹簧刚度随载

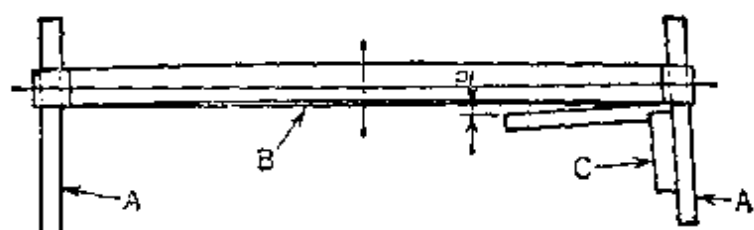


图 6-62 卷耳轴线倾斜度的简易测定法

荷而变的非线性弹簧,为显示并检验其非线性特性,也有再补充规定其他特定载荷下的弧高或高度的。

JIS 中对弹簧特性的测定方法和允许误差有如下的规定:

(i) 弹簧特性的测定

① 在加载时,要选用摩擦少的支撑工具,对于无簧箍的弹簧,可采用图 6-63 所示的工具,置于加载点,再于其上加载。

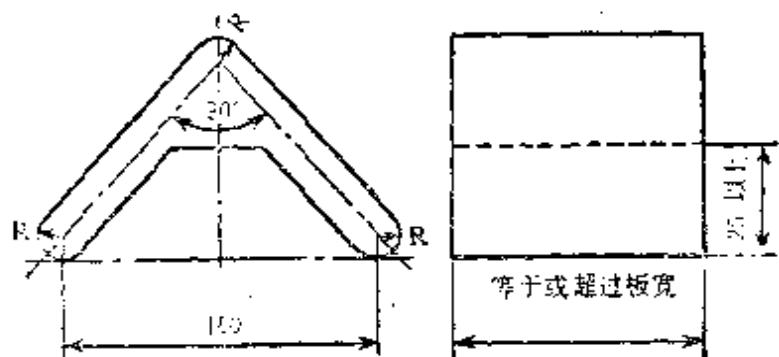


图 6-63 载荷测定工具

② 逐次增加载荷直至达指定载荷,测定各载荷下的弧高或高度。

③ 用指定载荷  $\pm 30\%$  的二载荷点的数据算出弹簧刚度。

(ii) 弹簧特性的允许误差

- |            |                    |
|------------|--------------------|
| ① 指定载荷下的弧高 | } 允许误差按表 6-8 中的规定。 |
| ② 指定载荷下的高度 |                    |
| ③ 弹簧刚度     |                    |

# 第七章 扭杆弹簧

## 7.1 特点和用途

扭杆弹簧的主体为一直杆,利用杆的扭转变形起弹簧作用。杆的端部形状如图 7-1 所示,大部分扭杆是圆截面的。图 7-1 中 (d) 是由若干板片重叠联结而成的。图 7-2 所示为一种稳压器,它是一种将柄和本体作成一体的扭杆,其装配部分多是用孔(a)和螺栓(b)来固定的。

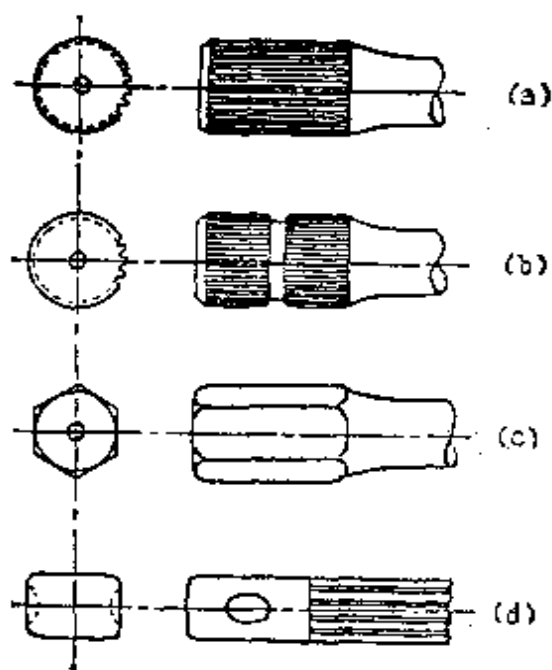


图 7-1 扭杆弹簧的端部形状

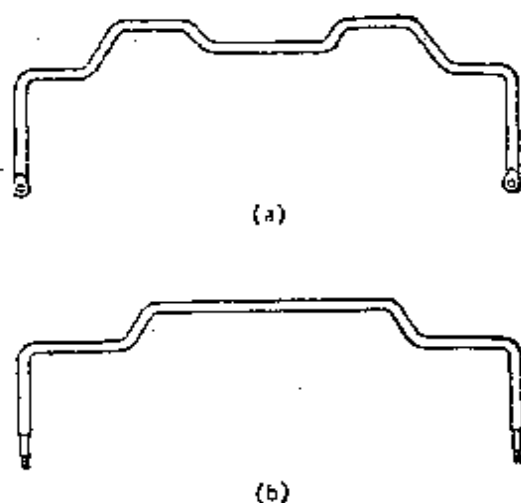


图 7-2 稳压器例

扭杆弹簧的特点是重量轻,结构简单,占空间小,其缺点是需要精选材料,端部加工麻烦。



扭杆弹簧主要用于下述场合。

- 1) 用作轿车和小形车辆的悬挂弹簧。
- 2) 也常用作军用车辆的悬挂弹簧。
- 3) 由于扭杆在承受高频振动载荷时,不会象螺旋弹簧那样产生颤振,所以在高速内燃机中可用扭杆作阀门弹簧。
- 4) 在驱动轴中插入扭杆,用以缓和扭矩的变化。
- 5) 在使用空气弹簧缓冲的铁道车辆和汽车上,采用大型扭杆弹簧作稳压器。
- 6) 小型车辆上用的稳压器,多采用柄和杆为一体的扭杆弹簧,其形状都较复杂,而且其中尚有兼作拉杆用的。

## 7.2 计算公式

### 7.2.1 单根扭杆的计算公式

将图 7-3 所示各种截面形状的扭杆,一端固定,另一端施加扭矩  $T$ , 则杆的扭转角  $\phi$  和剪切应力  $\tau$  由下列公式求出。

(a) 圆形截面

$$\phi = \frac{32TL}{\pi d^4 G} \quad (7.1)$$

$$\tau = \frac{16T}{\pi d^3} = \frac{\phi d G}{2L} \quad (7.2)$$

(b) 环形截面

$$\phi = \frac{32}{\pi(d_2^4 - d_1^4)} \cdot \frac{TL}{G} \quad (7.3)$$

$$\tau = \frac{16d_2 T}{\pi(d_2^4 - d_1^4)} = \frac{\phi d_2 G}{2L} \quad (7.4)$$

(c) 长方形截面

$$\phi = \frac{TL}{k_2 a b^3 G} \quad (7.5)$$

$$\tau = \frac{T}{k_3 ab^2} = \frac{k_2}{k_3} \cdot \frac{\phi bG}{L} \quad (7.6)$$

式中,  $k_2, k_3$  是随  $b/a$  而定的常数, 由表 7-1 或图 7-4 求出。

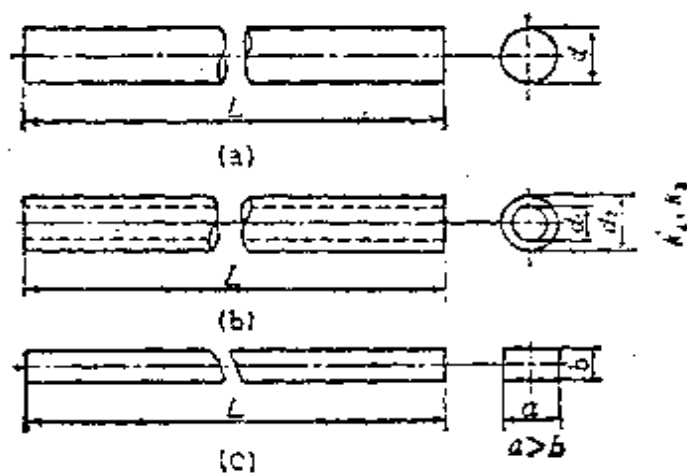


图 7-3 扭杆的截面形状

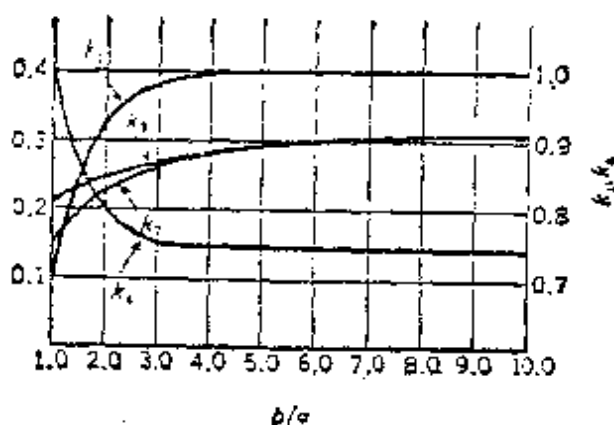


图 7-4 长方形截面的扭转系数

### 7.2.2 扭杆和柄组合时的计算公式

扭杆常和柄组合在一起使用, 在这种情况下, 柄受力点垂直方向的弹簧刚度随柄的安装角度和转角而变化。下面介绍如图 7-5 所示机构的计算公式, 在推导计算公式时未考虑柄的变形。计算公式中的符号意义如下:

表 7-1 长方形截面扭杆的扭转系数值 ( $k_1, k_2, k_3, k_4$ )

$b/a$	$k_1$	$k_2$	$k_3$	$k_4$	$b/a$	$k_1$	$k_2$	$k_3$	$k_4$
1	0.6753	0.1406	0.2082	1.0000	2.25	0.9523	0.2401	0.2520	
1.05	0.6979	0.1474	0.2112		2.5	0.9682	0.2494	0.2576	0.7663
1.1	0.7200	0.1540	0.2139		2.75	0.9787	0.2570	0.2626	
1.15	0.7400	0.1602	0.2165		3	0.9854	0.2633	0.2672	
1.2	0.7588	0.1661	0.2189		3.5	0.9935	0.2733	0.2751	
1.25	0.7762	0.1717	0.2212	0.9160	4	0.9968	0.2808	0.2817	0.7447
1.3	0.7920	0.1771	0.2236		4.5	0.9985	0.2866	0.2870	
1.35	0.8079	0.1821	0.2254		5	0.9997	0.2914	0.2915	0.7430
1.4	0.8223	0.1869	0.2273		6	0.9997	0.2983	0.2984	
1.45	0.8362	0.1914	0.2289		7	1.0000	0.3033	0.3033	
1.5	0.8476	0.1958	0.2310	0.8590	8	1.0000	0.3071	0.3071	0.7423
1.6	0.8694	0.2027	0.2343	0.8418	9	1.0000	0.3100	0.3100	
1.7	0.8880	0.2109	0.2375		10	1.0000	0.3123	0.3123	0.7427
1.75	0.8966	0.2143	0.2390	0.8207	20	1.0000	0.3228	0.3228	0.7431
1.8	0.9043	0.2174	0.2404		50	1.0000	0.3291	0.3292	
1.9	0.9182	0.2233	0.2432		100	1.0000	0.3312	0.3312	
2	0.9300	0.2287	0.2459	0.7951	$\infty$	1.0000	0.3333	0.3333	

$P$ ——加于柄端部垂直方向的载荷；

$p'$ ——柄端部垂直方向的弹簧刚度；

$R$ ——柄长；

$\delta$ ——柄端部(受力点)垂直方向的变形量；

$\alpha$ —— $P$  载荷下柄中心线和水平线的夹角；

$p'_T$ ——扭杆的扭转刚度；

$\beta$ ——无载荷时柄中心线和水平线的夹角  $\alpha$  和  $\beta$  以图 7-5 所示的方向为正。

扭杆承受的扭矩  $T = PR \cos \alpha$ , 扭转角度  $\phi$  等于  $\alpha + \beta$ ,

$$p'_T = T / \phi,$$

$P$  可由下式求出。

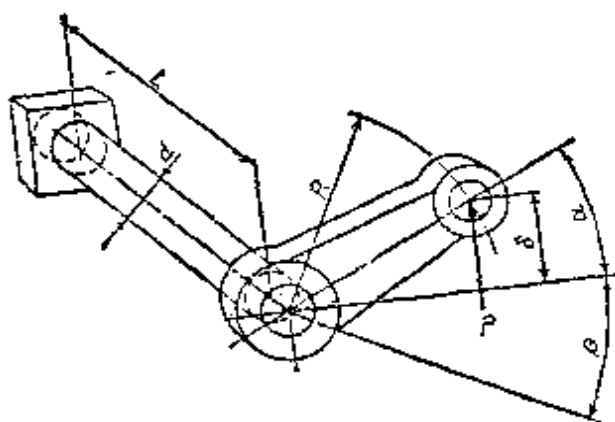


图 7-5 扭杆弹簧的承载机构

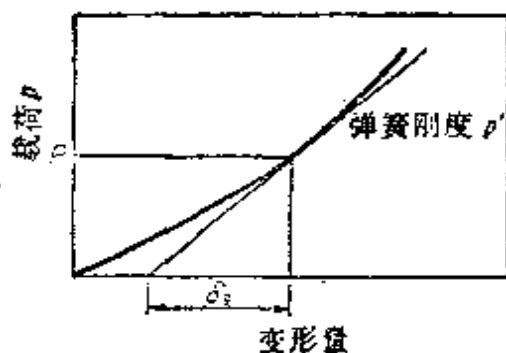


图 7-6 静变形量  $\delta_s$

$$P = \frac{p'_r(\alpha + \beta)}{R \cos \alpha} = \frac{p'_r}{R} C_1 \quad (7.7)$$

又有,  $\delta = R \cdot \sin \alpha$ , 则弹簧刚度为:

$$p' = \frac{dP}{d\delta} = p'_r [1 + (\alpha + \beta) \tan \alpha] \frac{1}{R^2 \cos^2 \alpha} = \frac{p'_r}{R^2} C_2 \quad (7.8)$$

静变形量  $\delta_s$  定义为  $P/p'$  (参看图 7-6), 则

$$\delta_s = \frac{R \cos \alpha}{\frac{1}{\alpha + \beta} + \tan \alpha} = RC_3 \quad (7.9)$$

$C_1, C_2, C_3$  是  $\alpha(\sin^{-1} \delta/R)$  和  $\beta$  的函数。

为便于设计计算, 将用  $\beta$  和  $\delta/R$  求  $C_1, C_2, C_3$  值的列线图, 分别示于图 7-7, 图 7-8, 图 7-9。

另外, 对柄端部加重物而产生变形  $\delta_s$  的系统, 其固有频率  $f$  和  $\delta_s$  的关系式为:

$$\delta_s = \frac{g}{(2\pi f)^2} \quad (7.10)$$

式中  $g$ ——重力加速度。

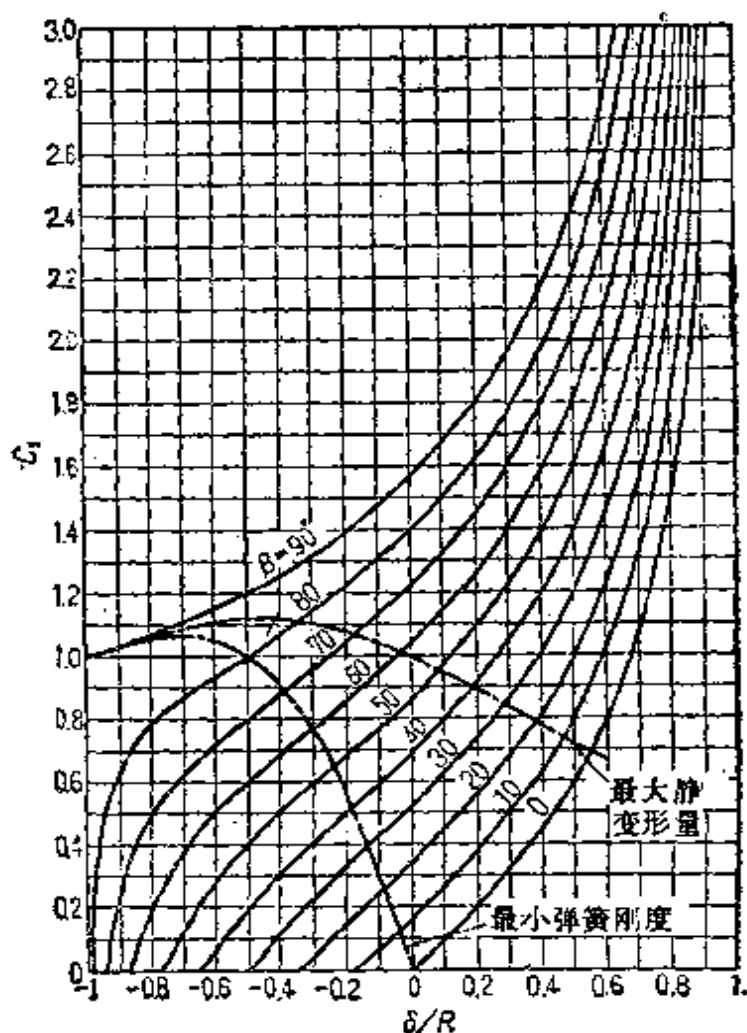


图 7-7 柄处于不同位置时特性的变化

### 7.2.3 扭杆和柄为一体时的计算公式

扭杆和柄为一体结构的典型例子是稳压器，稳压器有多种形式，下面介绍一种基本形式，其形状如图 7-10 所示。

该稳压器从力学观点来看，是一根置于纸面平面上的曲梁，支承于 C 和 C' 两点，端部 A 和 A' 受有和纸面垂直、大小相等、方向相反的力。ABC 和 A'B'C' 相当于柄部，CC' 相当于扭杆，在这种问题中要考虑柄部的变形。

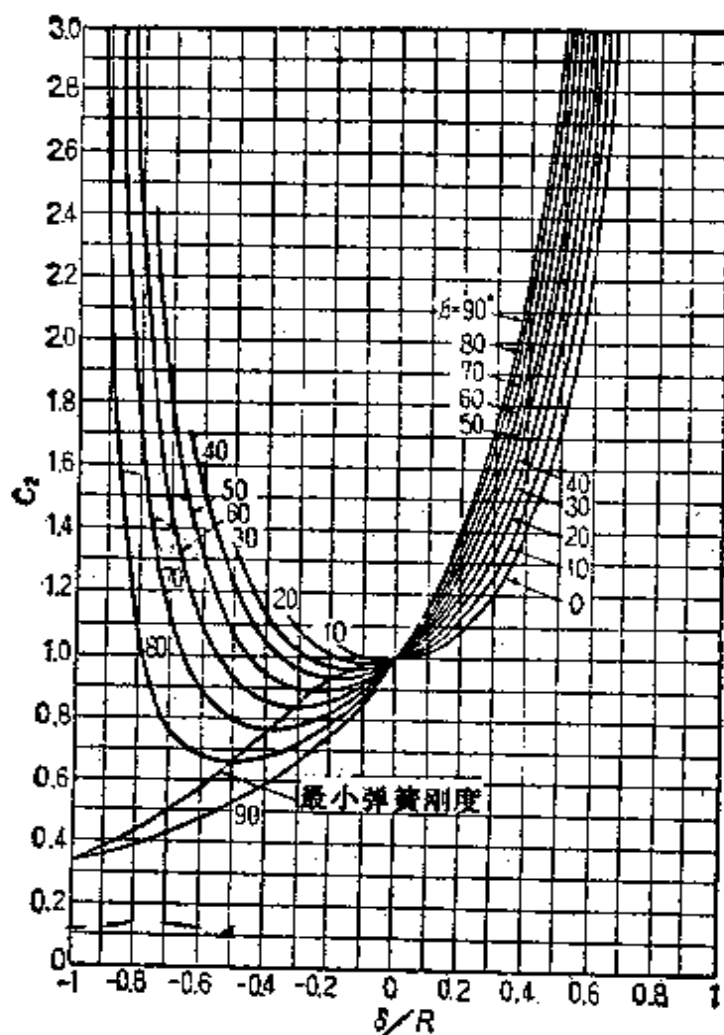


图 7-8 柄处于不同位置时弹簧刚度的变化

梁的截面为圆形，直径为  $d$ ，形状和尺寸符号如图 7-10 所示，并再引入下列关系式。

$$\left. \begin{aligned}
 l_0 &= \sqrt{l_1^2 + l_2^2} - R \left( \frac{\sqrt{l_1^2 + l_2^2} - l_1}{l_2} \right), \quad \alpha = \tan^{-1} \frac{2R}{l} \\
 \beta &= \tan^{-1} \frac{R}{l_0}, \quad \gamma = \tan^{-1} \frac{l_0 l_2 - R l_1}{l_0 l_1 + R l_2}, \quad \varphi = \tan^{-1} \frac{l_2}{l_1} \\
 Z_t &= \frac{\pi d^3}{16}, \quad I_t = \frac{\pi d^4}{32}, \quad I = \frac{\pi d^4}{64}
 \end{aligned} \right\} \quad (7.11)$$

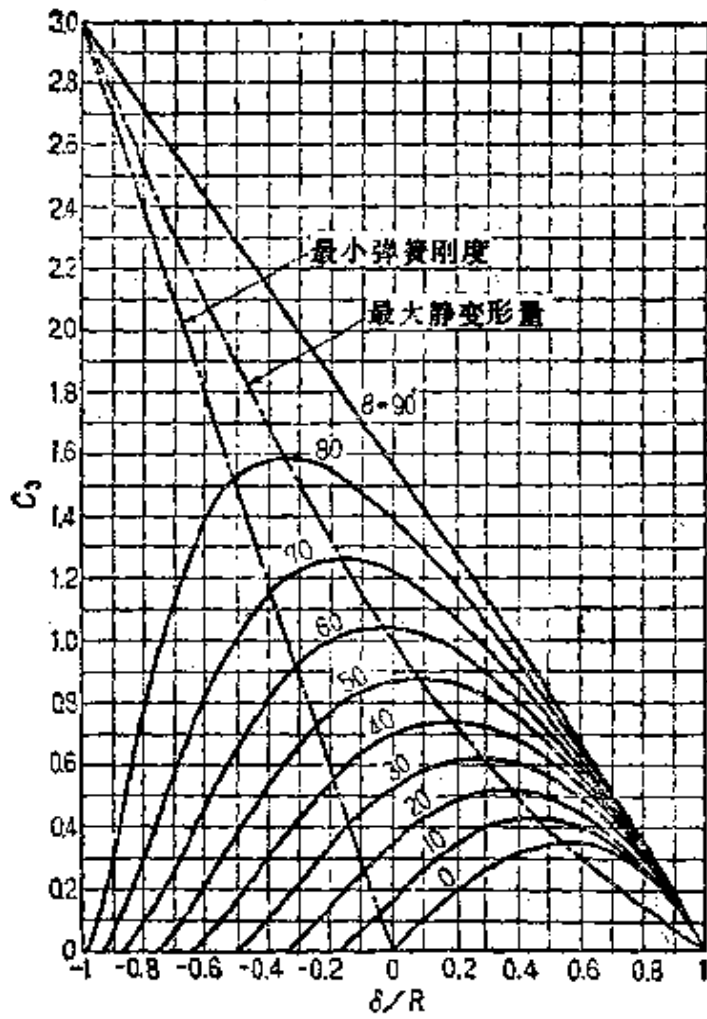


图 7-9 柄处于不同位置时静变形量的变化

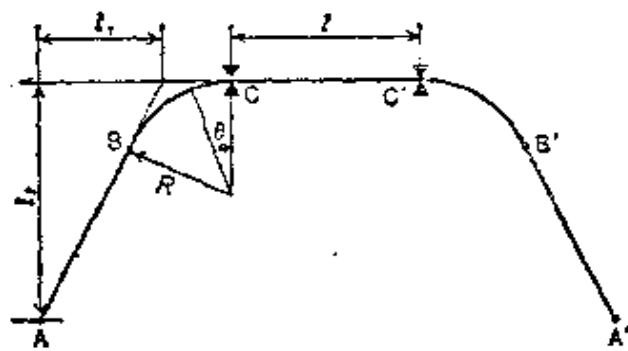


图 7-10 扭杆和柄为一体的扭杆弹簧

当 A, A' 处作用力为 P 时, 其变形量为  $\delta$ , 则受力点的弹簧刚度为:

$$\begin{aligned} \frac{1}{p'} = \frac{\delta}{P} = & \frac{l_0^3}{3EI} + \frac{l_2^2 l}{2GI_t} \\ & + \frac{R}{EI} \left[ \frac{l_0^2}{2} \left( \varphi + \frac{1}{2} \sin 2\varphi \right) + l_0 R \sin^2 \varphi \right. \\ & \left. + \frac{R^2}{2} \left( \varphi - \frac{1}{2} \sin 2\varphi \right) \right] + \frac{R}{GI_t} \left[ \frac{l_0^2}{2} \left( \varphi - \frac{1}{2} \sin 2\varphi \right) \right. \\ & \left. + l_0 R (1 - \cos \varphi)^2 + R^2 \left( \frac{3}{2} \varphi - 2 \sin \varphi + \frac{1}{4} \sin 2\varphi \right) \right] \end{aligned} \quad (7.12)$$

最大弯曲应力  $\sigma$  产生于 BC, B'C' 部分的  $\theta = \varphi - \beta$  点处, 最大剪切应力产生于 C, C' 点处, 分别由下式给出。

$$\sigma = \frac{2P}{Z_t} \sqrt{l_0^2 + R^2} \quad (7.13)$$

$$\tau = \frac{P}{Z_t} \sqrt{l_0^2 + R^2 + \frac{2R(l_0 l_2 - R l_1)}{\sqrt{l_1^2 + l_2^2}}} \quad (7.14)$$

而 BC, B'C' 部分  $\theta$  位置处的主应力  $\sigma_n$  为:

$$\begin{aligned} \sigma_n = \frac{P}{Z_t} \left[ \sqrt{l_0^2 + R^2} \cos(\theta - r) \right. \\ \left. + \sqrt{l_0^2 + 2R^2 + 2R \sqrt{l_0^2 + R^2} \sin(\theta - r)} \right] \end{aligned} \quad (7.15)$$

满足条件  $d\sigma_n/d\theta = 0$  的  $\theta = \theta_k$  点处产生最大主应力  $\sigma_{n, \max}$ , 其近似数值按公式

$$\sigma_{n, \max} \approx \frac{P}{Z_t} (R + 2\sqrt{l_0^2 + R^2}) \quad (7.16)$$

进行计算。

### 7.3 设计注意事项

设计扭杆弹簧时, 应注意下述事项。



1) 端部形状 除扭杆和柄为一体的扭杆弹簧外,一般扭杆弹簧的端部由于安装的需要,都采用细齿形或六角形的形状,并且为了避免应力集中的影响,外径都应作得比有效部分的直径大。其中六角形的加工容易,但传递扭矩的效率不高,头部的外径尺寸偏大。

2) 偏心(弯曲) 要特别注意避免扭杆弹簧在淬火时产生弯曲。虽然有些弯曲变形在制造过程中是无法完全避免的,但应认识到产生弯曲后,就不得不进行校直,而进行校直不仅花费时间,而且对质量有影响,因此,在制造过程中要注意保持其平直度。

3) 弯曲载荷 在计算扭杆时,仅考虑其承受扭矩作用,但事实上,由于扭杆安装构件的刚性不足,扭杆还会承受弯曲载荷,这也是扭杆损坏的重要原因,设计时应注意避免这种受力状态。

4) 强化方向 扭杆的强化方向应和使用时的扭转方向一致,为此,在制造过程中要采用适当的方法作好方向标记。

5) 剪切模量 扭杆计算时使用的剪切模量  $G$ ,对钢的标准数值是  $7700 \text{ kgf/mm}^2$ ,扭杆经强化处理后, $G$  值起初降至  $7400 \text{ kgf/mm}^2$ ,但在数日后又将恢复到原来的数值,所以,不管有没有强化处理工序, $G$  值都是一样的。

## 7.4 选取应力的方法

### 7.4.1 对疲劳的考虑

从以往的扭杆疲劳破坏的实例来看,裂缝多以圆角部分和细齿形部分的齿谷为起点。为提高疲劳强度,应增大圆角的半径,对齿形则应选用大的压力角。一般,压力成形的扭杆要较切削加工的扭杆疲劳强度大,另外,喷丸,强化和表面滚压等都能有效地提高疲劳强度。图 7-11 和图 7-12 所示为这些处理所显

示出的效果。在强化后再进行低温退火对提高疲劳强度和防止疲劳变形都是有效的。

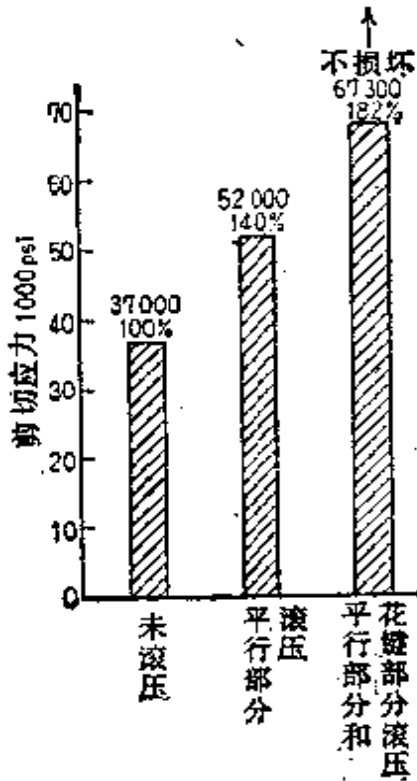


图 7-11 对扭杆进行表面滚压处理的效果

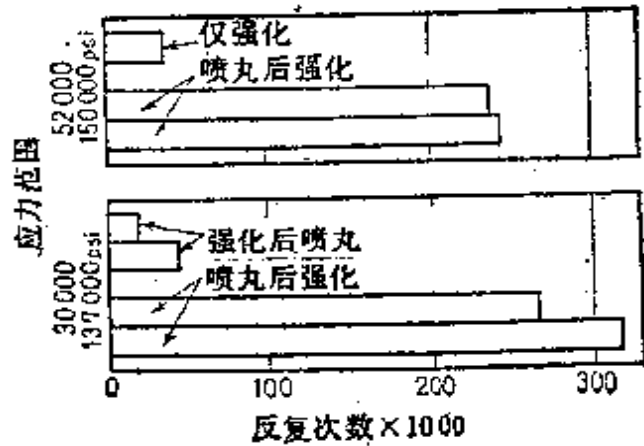


图 7-12 对扭杆进行喷丸和强化处理的效果

### 7.4.2 许用应力

扭杆弹簧的许用应力应根据其工作特点确定，其数值主要取决于相应工作条件下，材料的疲劳强度和容许的塑性变形率。对于悬挂用扭杆弹簧，其工作条件是仅承受单向载荷，从经验可知：直至最大载荷下的单振幅疲劳寿命有 60,000 次就足够了。当规定疲劳寿命为 60,000 次时，如经过喷丸处理，则扭杆弹簧可承载至应力接近材料的屈服极限，但是，最大使用应力还要取决于容许的塑性变形率，也即许用应力要按使用中容许扭转至何种程度来选取。通常扭杆材料在经热处理后，其硬度为  $HRC50$  左右，相应的扭转屈服极限为  $80.5 \sim 84 \text{ kgf/mm}^2$ 。由

扭杆是否经过喷丸或其他处理,以及容许的塑性变形率,就可决定许用应力。表7-2是其一例。对于承受对称(双振幅)载荷或平均应力比较小的扭杆(例如用作稳压器的扭杆弹簧),应根据对称疲劳强度极限确定其许用应力。

表 7-2 扭杆弹簧的许用应力例

处 理 项 目	最大使用应力 (kgf/mm <sup>2</sup> )	容许的塑性变形率 (%)
淬火回火,喷丸,强化	98	2~4
	105	8~12
淬火回火,喷丸,不强化	73.5	2~4
	80.5	8~12
表面硬化,不喷丸,轻度强化	84	2~4

## 7.5. 设计实例

### 7.5.1. 材料的选择

汽车悬架用扭杆弹簧多在高应力状态下工作,一般使用经过磨削或车削加工去除了表层缺陷的材料。直径允许误差较严,一般为:

$d=6\sim 12$  mm 时, 取  $\pm 0.06$  mm

$d=13\sim 25$  mm 时, 取  $\pm 0.08$  mm

$d=26\sim 45$  mm 时, 取  $\pm 0.10$  mm

$d=48\sim 80$  mm 时, 取  $\pm 0.15$  mm

扭杆弹簧一般采用热轧弹簧钢,要注意淬透性和加工性,热处理后硬度应能达到  $HRC50$  左右,常用的材料为硅锰和铬锰钢等。

在国外,日本常用的钢种有: SUP6 (Si-Mn 钢), SUP9 (Mn-Cr 钢,加工性好), SUP9A (Mn-Cr 钢,加工性好),

SUP11A(Mn-Cr-B 钢)。

### 7.5.2 端部的形状

端部的几何尺寸,需保证这一部分的寿命高于本体。为此,对于细齿形端部外径应为杆径 $d$ 的1.2倍以上(如有可能,最好超过1.3倍),长度需超过 $0.5d$ 。表7-3所示为细齿形端部齿形之一例。端部为六角形时,其对边距离约为杆径的1.4倍,长度约为 $0.7\sim 1.0d$ 。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。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,以免花键扭转降低寿命。如安装扭杆的构件刚性不足,会使扭杆受到弯曲载荷,因而要在两端或一端加橡胶衬垫。

表 7 3 细齿形端部齿形例

齿 形	渐 开 线
模 数 $m$	0.7 或 1.0
压 力 角	$45^\circ$
齿 顶 圆 直 径	$(Z+1)m$
齿 根 圆 直 径	$(Z-1)m$

注:  $Z$ ——齿数

### 7.5.3 过渡部分的形状和当量长度

为减轻端部与杆体联接处的应力集中,除如前述可取圆弧过渡外,还可采取圆锥形过渡,锥顶角一般取为 $30^\circ$ ,再以约为杆径1.5倍为半径的圆弧将圆锥部分和杆体联接(见图7-13)。

因为杆体两端过渡部分也起扭转变形作用,所以在计算弹簧特性时,应将两端的过渡部分换算为当量长度。按图7-13上所标注的符号,圆锥过渡部分的当量长度 $l_e$ 按下式计算。

$$l_e = \frac{1}{3} \left[ \frac{d}{d_0} + \left( \frac{d}{d_0} \right)^2 + \left( \frac{d}{d_0} \right)^3 \right] \quad (7.17)$$

算出  $l_e$  后, 则计算弹簧特性时用于扭杆的有效工作长度  $L$  为:

$$L = l + 2l_e \quad (7.18)$$

圆弧过渡部分的当量长度  $l_e$  可由图 7-14 中查得, 同图中也给出了圆锥过渡时的  $l_e$  曲线。

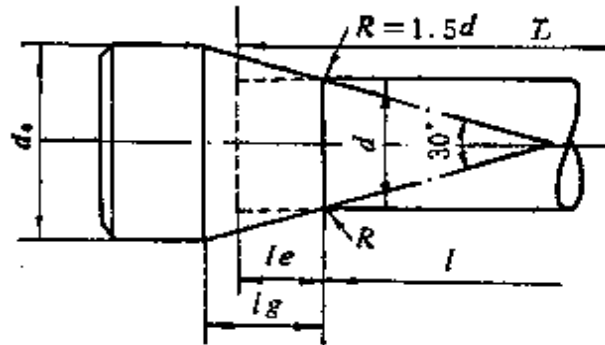


图 7-13 扭杆的端部形状(圆锥形过渡)

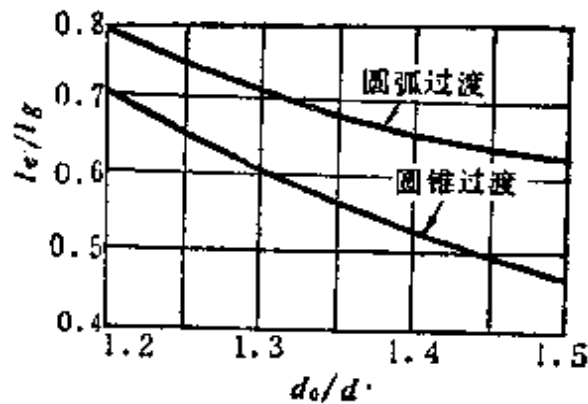


图 7-14 过渡部分的当量长度  $l_e$

#### 7.5.4 实例计算

a. 扭杆和柄组合时的计算例 按下列条件设计~扭杆弹簧。

工作载荷	$P = 200 \text{ kgf}$
工作载荷下的固有频率	$f = 1 \text{ Hz}$
柄的长度	$R = 300 \text{ mm}$

工作载荷下承载点的位置(由水平计起)  $\delta = -20 \text{ mm}$

最大变形时承载点的位置(由水平计起)  $\delta_{\max} = 80 \text{ mm}$

(i) 工作载荷下的静变形量  $\delta_s$ , 按式(7.10)计算。

$$\delta_s = \frac{9800}{(2\pi f)^2} = 248 \text{ mm}$$

(ii) 工作载荷下的弹簧刚度为:

$$p' = P/\delta_s = 0.81 \text{ kg f/mm}$$

(iii) 由式(7.9)得:

$$C_3 = \frac{\delta_s}{R} = 0.83$$

(iv) 在图 7-9 上, 由  $\delta/R = -0.066$ ,  $C_3 = 0.83$ , 求出  $\beta$ 。

$$\beta = 50^\circ$$

(v) 由图 7-8 求出  $C_2$ 。

$$C_2 = 0.95$$

(vi) 由式(7.8)得到:

$$\begin{aligned} p'_T &= p'R^2/C_2 = 0.81 \times 300^2/0.95 \\ &= 0.76 \times 10^5 \text{ kg f}\cdot\text{mm/rad} \\ &= 1.33 \times 10^3 \text{ kg f}\cdot\text{mm/deg} \end{aligned}$$

(vii) 最大变形量时柄的角度  $\alpha$  为:

$$\begin{aligned} \sin \alpha_{\max} &= \delta_{\max}/R = 0.2667 \\ \therefore \alpha_{\max} &= 15^\circ 28' 5'' \end{aligned}$$

(viii) 扭杆的最大扭转角  $\phi_{\max}$  和最大扭矩  $T_{\max}$  为:

$$\phi_{\max} = \beta + \alpha_{\max} = 65^\circ 28' 5''$$

$$T_{\max} = p'_T(\beta + \alpha_{\max}) = 8.7 \times 10^4 \text{ kgi}\cdot\text{mm}$$

(ix) 取最大应力为  $\tau_{\max} = 85 \text{ kgf/mm}^2$  时, 扭杆的直径  $d$  由式(7.2)算出。

$$d^3 = \frac{16T}{\pi\tau} = \frac{16 \times 8.7 \times 10^4}{\pi \times 85} = 5.2 \times 10^3 \text{ mm}^3$$

$$\therefore d = 17.3 \text{ mm}$$

(x) 扭杆的长度  $L$ , 由式(7.1)计算, 计算时取

$$G = 7700 \text{ kgf/mm}^2。$$

$$L = \frac{\pi d^3 G}{32 p_r} = \frac{\pi \times 17.3^3 \times 7700}{32 \times 0.76 \times 10^3} = 891 \text{ mm}$$

b. 扭杆和柄为一体时的计算例

已知  $l/2 = 300 \text{ mm}$ ,  $l_1 = 50 \text{ mm}$ ,  $l_2 = 200 \text{ mm}$ ,

$R = 160 \text{ mm}$ ,  $d = 20 \text{ mm}$ , 载荷  $P = 200 \text{ kgf}$ ,

$E = 21,000 \text{ kgf/mm}^2$ ,  $G = 7700 \text{ kgf/mm}^2$ 。

要求计算弹簧刚度和应力。

先计算式(7.11)中各关系式。

$$l_0 = \sqrt{50^2 + 200^2} - 160 \left( \frac{\sqrt{50^2 + 200^2} - 50}{200} \right) = 81 \text{ mm}$$

$$\alpha = \tan^{-1}(160/130) = 51^\circ = 0.89 \text{ rad}$$

$$\beta = \tan^{-1}(160/81) = 63^\circ = 1.1 \text{ rad}$$

$$\gamma = \tan^{-1}[(81 \times 200 - 160 \times 50)/(81 \times 50 + 160 \times 200)] \\ = 13^\circ = 0.23 \text{ rad}$$

$$\varphi = \tan^{-1}(200/50) = 76^\circ = 1.33 \text{ rad}$$

$$Z_t = 1.57 \times 10^3 \text{ mm}^3, I_t = 1.57 \times 10^4 \text{ mm}^4$$

$$I = 7.85 \times 10^3 \text{ mm}^4$$

将上列各值代入式(7.12)中, 得

$$\frac{1}{p_r} = \frac{81^3}{3 \times 21000 \times 7.85 \times 10^3} + \frac{200^2 \times 300}{7700 \times 1.57 \times 10^4} \\ + \frac{160}{21000 \times 7.85 \times 10^3} \left\{ \frac{81^2}{2} \left[ 1.33 + \frac{1}{2} \sin(2 \times 1.33) \right] \right. \\ \left. + 81 \times 160 \times \sin^2 1.33 + \frac{160^2}{2} \left[ 1.33 - \frac{\sin(2 \times 1.33)}{2} \right] \right\} \\ + \frac{160}{7700 \times 1.57 \times 10^4} \left\{ \frac{81^2}{2} \left[ 1.33 - \frac{1}{2} \sin(2 \times 1.33) \right] \right\}$$

$$\begin{aligned}
 &+ 81 \times 160 (1 - \cos 1.33)^2 \\
 &+ 160^2 \left[ \frac{3}{2} \times 1.33 - 2 \sin 1.33 \right. \\
 &\left. + \frac{1}{4} \sin (2 \times 1.33) \right] \} = 0.164 \text{ mm/kgf}
 \end{aligned}$$

$$\therefore p' = 6.1 \text{ kgf/mm}$$

最大弯曲应力，最大剪切应力，最大主应力，分别由式(7.13)，式(7.14)和式(7.16)计算。

$$\sigma = \frac{2 \times 200}{1.57 \times 10^3} \sqrt{81^2 + 160^2} = 45.7 \text{ kgf/mm}^2$$

$$\begin{aligned}
 \tau &= \frac{200}{1.57 \times 10^3} \sqrt{81^2 + 160^2 + \frac{2 \times 81 (81 \times 200 - 160 \times 50)}{\sqrt{50^2 + 200^2}}} \\
 &= 25 \text{ kgf/mm}^2
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \sigma_{n, \max} &\approx \frac{200}{1.57 \times 10^3} (160 + 2 \sqrt{81^2 + 160^2}) \\
 &= 66.1 \text{ kgf/mm}^2
 \end{aligned}$$

由式(7.15)可求出  $\sigma_{n, \max}$  的精确值，满足  $d\sigma_n/d\theta = 0$  条件的  $\theta$  值为  $29^\circ$ ，将其代入式(7.15)得到  $\sigma_{n, \max} = 57 \text{ kgf/mm}^2$ 。

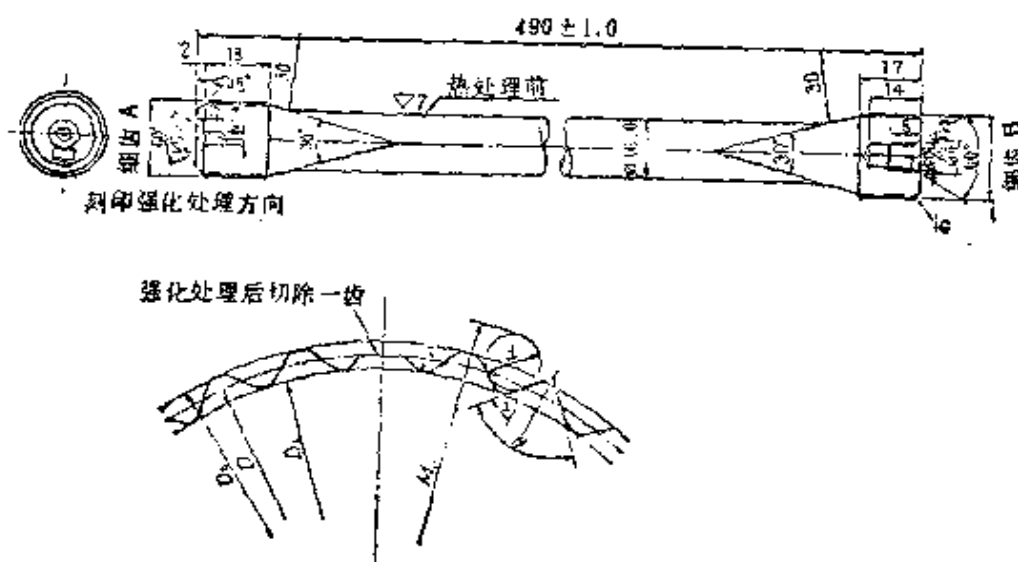


图 7-15 扭杆弹簧的设计图示例



### 7.5.5 设计图示例

图 7-15 所示是端部装配部分加工成细齿形的扭杆设计图的示例。由于扭杆弹簧特性的偏差较小，所以在图纸上也可不规定弹簧特性的允许偏差，但在图面上应记入是否要进行强化处理以及强化处理的方向，对喷丸处理、硬度及涂装、标记等的要求。

## 7.6 制造和检验

### 7.6.1 制造

扭杆弹簧的工作应力一般都较高，所以对制造工艺要求较严。扭杆弹簧随用途和结构的不同，其制造工序也不同。对于应用较广的汽车悬架用扭杆弹簧其典型工艺流程为：

切料 → 两端锻压出固定的端部 → 缓冷或退火 → 机械加工 → 淬火 → 回火 → 喷丸 → 强化 → 防锈涂装。

在切料时要注意使断口和轴线垂直。在锻压机上锻压端部时，加热温度为  $1000\sim 1100^{\circ}\text{C}$ 。对于六角形或四角形端部在锻压后就可进行热处理，而花键形和细齿形的端部在锻压后，为便于以后的机械加工，要进行缓冷。在淬火时，除了防止表面氧化和脱碳外，还应将扭杆垂直淬入油中，以防变形。回火温度要控制准确，时间要足够长。对扭杆进行滚压，喷丸和强扭等机械强化处理都可以提高疲劳寿命。杆体滚压强化，尤其是两端的花键部分滚压强化，对提高寿命显著。喷丸和强扭处理一般同时采用，但应先喷丸后强扭，如只采用强扭，则强化效果较差（参看图 7-12）。喷丸所用钢丸直径一般为  $0.80\sim 1.0\text{ mm}$ ，但为了使细齿端部也能喷到，钢丸直径应小于细齿圆角半径的二分之一。进行强扭强化处理时载荷和变形的列线图如 7-16 所示。图中 OAB 为强扭加载过程线，BC 为减载过程线。OA，CB 的斜率

等于弹簧刚度。一般 CB 的斜率较 OA 的斜率略小。经过强化处理后,扭杆可使用至 D 点,也即经强化后增大了承载能力,这是由于通过强化处理消除了从表面至某一定深度内残余应力的缘故。由图 7-17 中各分图的情况可说明这一问题。图 7-17(a) 为原无载荷残余应力的分布情况, (b) 为原一般工作载荷下的应力分布情况, (c) 为经强化后无载荷时的残余应力分布情况, (d) 为经强化后一般工作载荷下的应力分布情况。由图可知,经强化后表面应力下降,可提高疲劳强度。

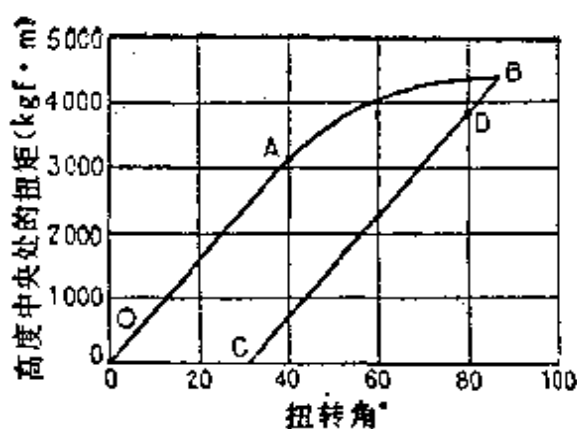


图 7-16 强扭强化处理时的载荷特性

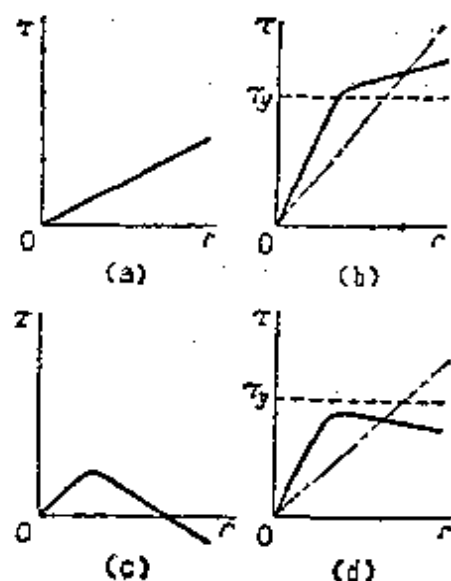


图 7-17 强化处理对应力分布的影响

强扭强化处理的程度可简单确定为: 在  $HRC50$  左右时, 推荐预加载荷使其产生切应变  $\gamma = 0.02 \text{ rad}$  左右, 这样可以使扭杆产生  $0.005 \sim 0.009 \text{ rad}$  的塑性切应变。强扭强化处理时切应变和扭转角之间有如下关系:

$$\phi = 114.6 \frac{\gamma L}{d} \quad (7.19)$$

式中  $\phi$ ——扭转角;  $\gamma$ ——切应变[rad];  
 $L$ ——扭杆的有效工作长度[mm];  
 $d$ ——扭杆的直径[mm]。

前面已经说过, 剪切模量  $G$  在经强化处理后将略有下降, 但数日后仍将恢复到原数值, 这也就相当于图 7-16 中 CB 的斜率在数日后将恢复到 OA 的数值。

对稳压器来说, 由于它是处于两振幅应力状态下工作的, 所以不进行强扭强化处理。

### 7.6.2 检验

a. 外观检查 完工后的扭杆弹簧, 表面应光滑, 不应有伤痕、氧化和脱碳等缺陷。全部成品都应进行磁粉探伤检查。

b. 尺寸检查 扭杆弹簧各部分的尺寸, 扭杆的直径、长度, 长度方向的弯度, 两端安装部分的角度等都是检验的对象, 都应符合图纸要求。表 7-4 中给出了日本 JISB 2075 中对扭杆弹簧、杆中央偏心量规定的允许值, 供设计者参考。

表 7-4 杆中央偏心量的允许值

杆长度 $L$ 的允许偏差		±0.15% (但最小值 ±1.5 mm)
杆中央偏心量的允许值	杆的长度小于 1000 mm	1.5 mm 以下
	杆的长度 1000 mm 以上但小于 1500 mm	2.0 mm 以下
	杆的长度 1500 mm 以上	2.5 mm 以下

c. 检验弹簧特性 由于扭杆弹簧的特性基本上取决于扭杆直径的实际尺寸, 所以, 当已严格进行了尺寸检验后, 一般就没有必要再进行弹簧特性的检验。如要进行弹簧特性检验, 则要注意到, 在刚进行了强化处理之后, 其剪切模量是略有下

降的。

d. 硬度检验 合金钢扭杆弹簧的硬度应为  $HRC\ 47\sim 51$ ，碳素钢应为  $HRC\ 48\sim 55$ 。日本 JISB2705 中规定合金钢时硬度应为  $HB\ 401\sim 477$  (洼坑直径  $2.80\sim 3.05\text{mm}$ )。

## 第八章 平面蜗卷弹簧

### 8.1 特点和用途

平面蜗卷弹簧是一种将等截面的细长材料，在一平面上卷成蜗旋状的弹簧。其工作状态是在弹簧的一端施加扭矩，在承载后，线材各截面承受弯矩作用，产生弯曲弹性变形，对应于施加的扭矩，蜗卷产生一定的角位移，利用扭矩-角位移之间的对应关系，来实现弹簧的作用。这种弹簧能在有限的容积内贮存较多的能量，有较大的使用价值。此外，它成形较简单也是一大优点。

制造蜗卷弹簧的材料，有长方形截面的带料和圆形截面的线料。当要求每单位体积材料贮存的能量要大，并易于装入限定的空间时，宜采用带料，也即钢带。

蜗卷弹簧的各卷面有互相不接触的，也有互相接触的。非接触形蜗卷弹簧用作钟表的游丝、汽车的窗刷轴芯弹簧等，接触形的回转角较非接触形的要大，用作钟表的发条等。

### 8.2 计算公式

非接触形蜗卷弹簧和接触形蜗卷弹簧，都是将扭矩施加于弹簧上，使线材各截面都产生相同的弯矩在这一前提下进行计算的。但是弹簧末端的支承条件不同时，这一部分的回反力就不同，需要在计算中考虑这一影响。此外，对接触形蜗卷弹簧还必须考虑接触部分相互摩擦的影响。

### 8.2.1 非接触形蜗卷弹簧

a. 外端固定时 如图 8-1 所示, 非接触形蜗卷弹簧的外端 B, 相对于中心 O, 固定于  $OB = R$  (定值) 的位置, 内端是和卷芯或是如图示那样, 和  $OA = r$  的柄连接, 当对 OA 以 O 为中心施加扭矩  $M$  时, 这一扭矩将使弹簧各截面承受相等的弯矩, 在弯矩的作用下, OA 以 O 为中心产生角位移。

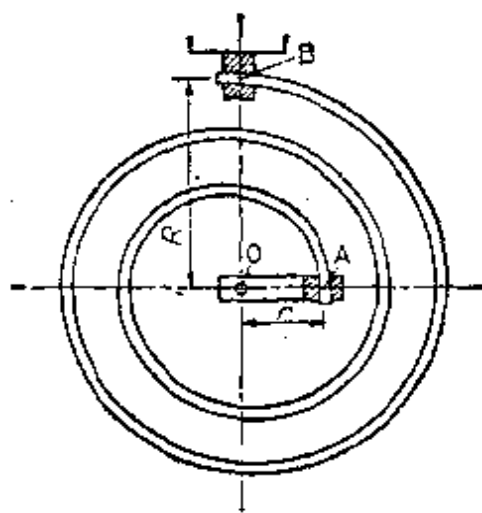


图 8-1 外端固定的非接触形蜗卷弹簧

扭矩  $M$  和弹簧应力  $\sigma$  的关系以及角位移  $\phi$  [rad] 和扭矩  $M$  的关系为:

$$\sigma = M/Z \quad (8.1)$$

$$\phi = Ml/EI \quad (8.2)$$

$$\phi = \sigma l Z/EI \quad (8.3)$$

式中  $E$ ——材料的弹性模量;  
 $I$ ——截面惯性矩;  
 $Z$ ——截面系数;  
 $l$ ——弹簧长度。

式(8.1)给出的应力是计算上的公称应力, 实际上, 因为该蜗卷弹簧两末端将产生应力集中, 所以尚要考虑疲劳问题, 需要按末端的支承状态考虑附加应力。

当使用长方形截面的材料时(宽为  $b$ , 厚度为  $h$ ),  $Z = bh^2/6$ ,  $I = bh^3/12$

对圆形截面(直径为  $d$ )则

$$Z = \pi d^3/32, \quad I = \pi d^4/64$$

以卷数  $n$  来代替角位移时

$$n = \phi / 2\pi = Ml / 2\pi EI \quad (8.4)$$

或

$$n = l\sigma Z / 2\pi EI \quad (8.5)$$

b. 外端可自由旋转时 为便于制造, 将上述固定的外端改用销接头, 成为端部可自由旋转的支承方式, 如图 8-2 所示。

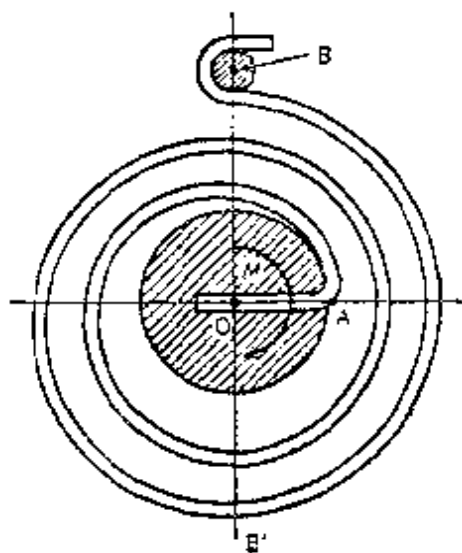


图 8-2 外端自由旋转的  
蜗卷弹簧

在这种情况下, 当支承点的摩擦小时, B 点可看成是无力矩作用。这时, 不是象外端固定时那样, 沿弹簧全长各截面都具有相同的应力, 而是在扭矩  $M$  的作用下, 线材各截面所承受的弯矩  $M$ , 依位置不同而改变, 其最大弯矩作用于 B 点相对侧的 B' 点, 其数值约是外部作用扭矩  $M$  的 2 倍, 其应力为:

$$\sigma = 2M/Z \quad (8.6)$$

但是 B' 点位于销接头的相对一侧, 因而无应力集中, 而在内端固定支承部位, 虽然计算应力为  $\sigma = M/Z$ , 但由于该处产生较大的应力集中, 所以往往在该处破损。

外端自由支承时的角位移  $\phi$  [rad] 和扭矩的关系式如下:

$$\phi = 1.25Ml/EI \quad (8.7)$$

也即, 在相同扭矩的作用下, 它的角位移要较外端固定支承时的角位移大 25%。

### 8.2.2 接触形蜗卷弹簧(发条弹簧)

这种弹簧都使用长方形截面的材料, 如图 8-3 所示, 其外端

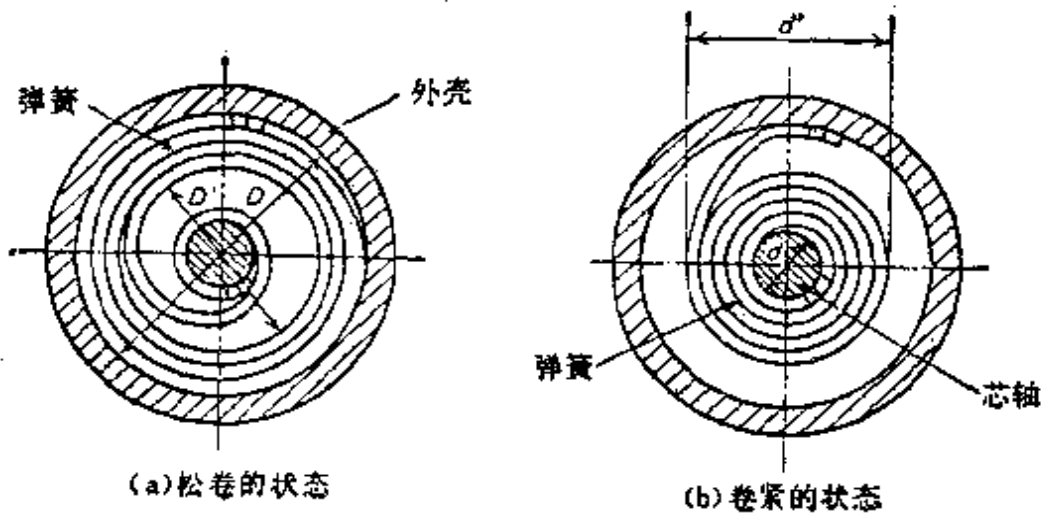


图 8-3 接触形蜗卷弹簧

支承于外壳上,内端支承于可旋转的卷芯。在这种情况下,由于有摩擦,外端虽是自由支承的,也可看成是固定支承的。

这种弹簧的扭矩特性,是由卷芯的外径、外壳的内径、弹簧的长度和截面尺寸,弹簧接触面的摩擦情况决定的。由于有摩擦的影响,接触形蜗卷弹簧的计算是非常困难的,要得到精确的计算结果,也即要使计算值和实验值相一致,是较难的。有一种计算方法是先求出不受外壳约束,处于自由状态时弹簧各部分的曲率,然后再由弹簧在外壳内松卷和卷紧对各部分的曲率来求出扭矩特性或弹簧尺寸。这种计算方法可得到较精确的近似结果,但是计算很麻烦。下面只介绍由给定的扭矩来计算弹簧尺寸的计算步序和概算法。

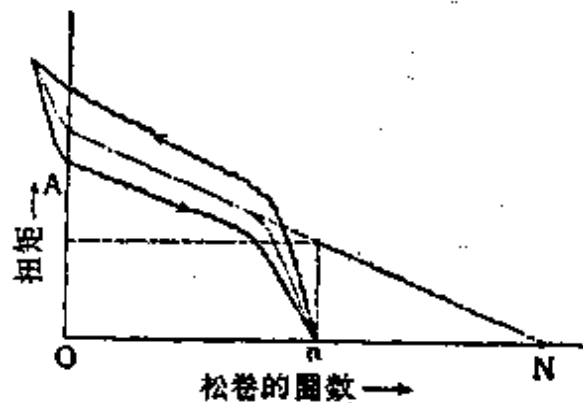


图 8-4 扭矩特性线图



将蜗卷弹簧在卷芯上卷紧,然后松开,可得到如图 8-4 所示的扭矩特性线图。在图 8-4 上,在特性曲线内用点划线所画的直线部分和按式(8.4)计算出的结果一致。

由于发条弹簧一般是卷紧时贮存能量,而松开时释放能量,要利用的就是以主动扭矩形式释放的能量,所以松开时的扭矩特性是很重要的。因为受安装结构的影响,如图 8-4 所示,当蜗卷弹簧过分卷紧时,扭矩曲线将急剧上升,所以实用中是以略放松点的扭矩取为设计的最大扭矩。

(1) 由最大扭矩  $M_{\max}$  来决定截面尺寸;将式(8.1)变形为下式来加以利用。

$$M_{\max} = \sigma_{\max} b h^2 / 6 \quad (8.8)$$

发条弹簧是冷卷成形制成的,然后再向卷制方向卷紧而使用的,其最大扭矩下的应力容许用到接近于材料的抗拉强度。

一般常用的经热处理的钢带,板厚  $h$  越小则抗拉强度越高,板厚  $h$  和最大许用应力间大致有如图 8-5 曲线 A 所示的关系。以  $b$  表示板宽,将每单位板宽的最大扭矩  $M_{\max}/b$  和板厚  $h$  间的关系,由曲线 A 和式(8.8)求出,就得到了图 8-5 上的曲线 B。有了曲线 B,当给定板宽  $b$  时,就可由  $M_{\max}, b$  算出  $M_{\max}/b$ ,然后由曲线 B,求出板厚  $h$ 。当设计中所用的  $\sigma_{\max}$  超出图 8-5 上曲线

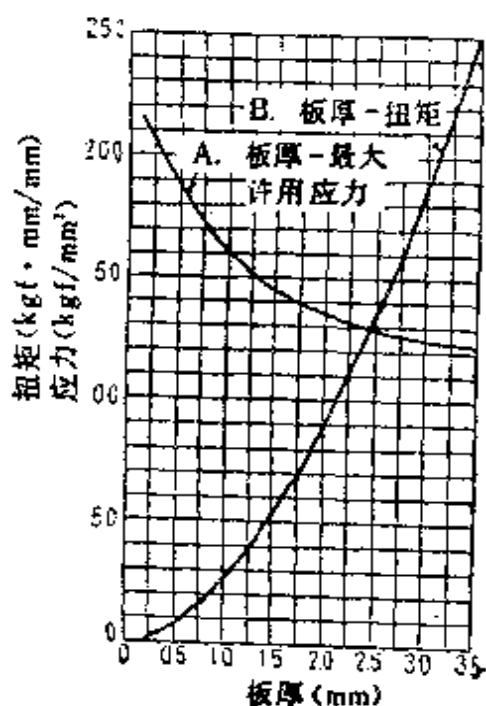


图 8-5 板厚和最大应力以及单位板宽对板厚和扭矩的关系

线的范围时,应收集数据,扩展曲线 A ( $\sigma_{\max}-h$  关系曲线),然

后再用式(8.8)扩展曲线B( $M_{\max}/b-h$ 关系曲线)。

(2) 选取卷芯的直径  $d$ ；一般取  $d \approx 20h$  (选取范围为  $15 \sim 25h$ )。  $d$  定得过小, 将使  $\sigma_{\max}$  过大,  $d$  选得过大, 则扭矩和圈数将过小。

(3) 弹簧的长度  $l$  和每松一圈时扭矩的减小 (图 8-4 上扭矩特性曲线的直线部分的斜率) 也即弹簧刚度  $p'$  之间有如下的关系。

$$p' = \frac{\pi E b h^3}{6l} \quad (8.9)$$

由式(8.9)可求出  $l$ , 但当外壳的内径已定时, 如(4)所述, 要用式(8.12)计算  $l$ 。一般  $l/h \approx 3000 \sim 7000$ 。随  $l/h$  数值增大,  $\sigma_{\max}$  将减小。

(4) 外壳内径  $D$  是由外壳内有效面积和弹簧所占面积之比  $m$  来决定的。

$$m = \frac{\pi(D^2 - d^2)/4}{lh} \quad (8.10)$$

一般取  $m = 2 \sim 3$ 。当  $m = 2$  时, 也即, 弹簧所占的面积是外壳内有效面积的  $1/2$  时, 圈数最大, 此时

$$D = \sqrt{2.55lh + d^2} \quad (8.11)$$

当外壳的内径和卷芯的直径已定时, 由式(8.11)得:

$$l = \frac{D^2 - d^2}{2.55h} \quad (8.12)$$

可由式(8.12)求出  $l$ 。

(5) 松卷圈数  $n$  是图 8-3(a), (b) 的圈数之差。

$$n = \frac{d' - d}{2h} - \frac{D - D'}{2h}$$

将上式中的  $d'$ 、 $D'$  用  $d$ 、 $D$  置换得:

$$n = K \frac{\sqrt{4lh/\pi + d^2} + \sqrt{D^2 - 4lh/\pi} - (D + d)}{2h} \quad (8.13)$$

修正系数  $K$  的理论值为 1, 实际上, 由于联结部分的影响, 其数值如下表所示。

$m$	5	4	3	2	1.5
$K$	0.672	0.702	0.739	0.796	0.850

## 8.3 设计注意事项

### 8.3.1 非接触形蜗卷弹簧

非接触形蜗卷弹簧的计算精度较接触形蜗卷弹簧的计算精度高, 但计算值仍不能和实测值完全相符, 这是因为实际的支承条件和计算时假设的支承条件不完全一致造成的。

在相同扭矩作用下, 外端自由支承时的角位移要较固定支承时的大 25%, 而应力要达固定支承时的 2 倍, 也即, 如在同一应力水平下, 则固定支承的贮存能量大。但象图 8-1 所示那样的牢固的固定方式, 并不利于弹簧的动作, 而且成本也高。

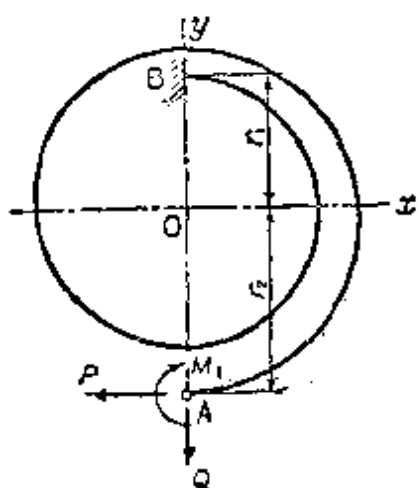


图 8-6 圈数少的蜗卷弹簧

前面介绍的非接触形蜗卷弹簧的计算公式, 是以圈数足够多为前提条件的。如图 8-6 所示的蜗卷弹簧, 其内端 B 为固定支承, 外端 A 在扭矩  $M_1$  的作用下, 沿以 O 为中心半径为 OA 的弧上移动。当其圈数小于 3 时, 圈数少的影响就已能显露出来, 而当圈数小于 2 时, 则蜗卷各部位所承受的力矩就不一样, 应力分布的不均匀程度也较大, 同时

角位移变小, 弹簧变硬, 这种影响还随着弹簧蜗卷间距的增大而

增大。对那种只有一圈的蜗卷弹簧，其实际角位移和计算值的偏离，甚至可达15%。

### 8.3.2 接触形蜗卷弹簧

接触形蜗卷弹簧的使用要求和其他弹簧相比，有显著的不同。其他弹簧一般都是在该弹簧总的可能变形的某一中间范围内使用，而接触形蜗卷弹簧则多是要求从最大扭矩附近起，直到放松至所规定的圈数，都能保持一定的扭矩，也就是以其变形的极限位置附近为工作起点，并在尽可能长的范围内使用。

对这种弹簧的寿命当然也是有要求的，一般是在小于短时断裂强度(有限交变作用下的断裂应力)的应力范围内使用，当特别要求长的寿命时，是将扭矩选定于安全的中间范围，这时所使用的转角多是较小的。

摩擦对接触形蜗卷弹簧的影响很大，使得计算值很难和实测值相符。为了尽量减少摩擦的影响，常使用润滑剂，如选用得当，则将能显著改善扭矩特性。

当接触形蜗卷弹簧在近外端的范围内动作时，将出现前后层并紧现象，为避免这种情况和得到较好的扭矩特性，可将自由圈的蜗卷形状改成具有拐点的S形。一般卷芯的直径是和卷曲成形时的加工芯杆直径相同的，但也有将加工芯杆作得小些，以进行强化。有时，为得到好的扭矩特性，特意作成具有曲率的截面，但这种弹簧的详细计算，应按沿弹簧全长曲率变化的基础上，另行考虑。

## 8.4 选取应力的方法

蜗卷弹簧的应力应按弹簧种类、用途选用。一般作为动力用的接触形发条弹簧，是一直用到材料的最大许用应力，工作时的应力也取得较其他弹簧高，其疲劳强度是按短时断裂强度(有

限交变作用下的断裂应力)来考虑的。动力用的弹簧,例如钟表、计时器软线轴等所用的弹簧一般都是保证一定工作次数的寿命,大多数情况下,对使用寿命的要求都不超过一万次。

由于动力用蜗卷弹簧大多不是辅助零件,而是直接决定该机械性能的部件,所以应慎重地按使用材料及其热处理状态来选定合适的应力,并加强弹簧制造过程的质量管理。对作为重要零件使用的蜗卷弹簧应按应力限值来进行计算,考核强度。这一应力限值随材料厚度不同而异,一般接近于材料的屈服极限。

非接触形蜗卷弹簧的转角,多在360度以下,和一般的螺旋形扭转弹簧一样,应按使用目的来选用应力,并要注意扭矩的作用方向应是顺着弹簧的卷紧方向。

在计算中还应注意要按支承条件考虑端部的应力集中问题。

## 8.5 设计实例

### 8.5.1 非接触形蜗卷弹簧

图8-7所示为电动机,发电机电刷夹用的蜗卷弹簧。已知板宽 $b=6\text{ mm}$ ,最大载荷 $0.6\text{ kg f}$ 时的应力 $\sigma=60\text{ kg f/mm}^2$ ,载荷为 $0.4\text{ kg f}$ 时的角位移 $\phi=80^\circ$ ,载荷作用点距弹簧中心距离为 $16\text{ mm}$ ,试设计该弹簧。

由式(8.1)得:

$$\sigma = \frac{6M}{bh^2}, \quad h^2 = \frac{6M}{b\sigma} = \frac{6 \times 16 \times 0.6}{6 \times 60} = 0.16$$

$$\therefore h = \sqrt{0.16} = 0.4\text{ mm}$$

$\therefore 0.4\text{ kg f}$ 时,  $\phi=80^\circ \therefore 0.6\text{ kg f}$ 时

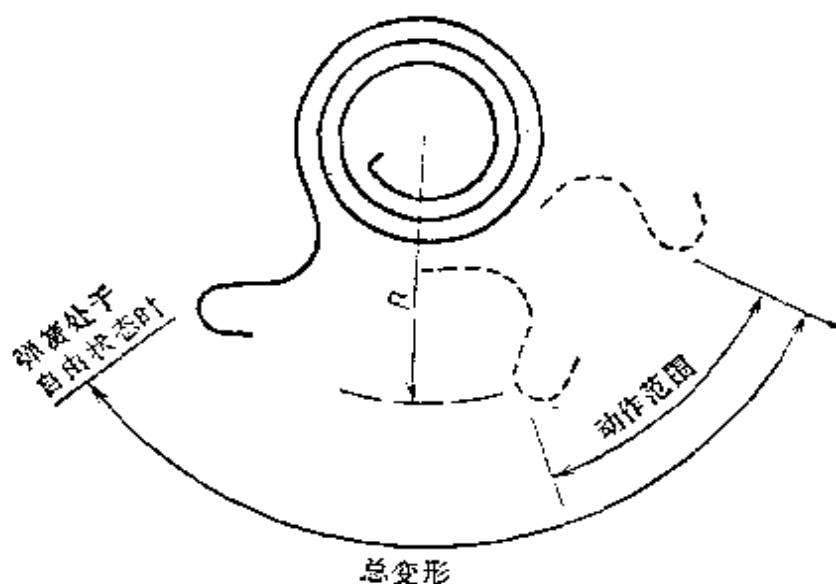


图 8-7 电剃用的弹簧

$$\phi = \frac{80^\circ \times 0.6}{0.4} = 120^\circ = \frac{2}{3} \pi \text{ rad}$$

由式(8.2)

$$\phi = \frac{12Ml}{Ebh^3}$$

$$\therefore l = \frac{\phi Ebh^3}{12M} = \frac{2\pi \times 21000 \times 6 \times 0.4^3}{3 \times 12 \times 16 \times 0.6} = 146.5 \text{ mm}$$

计算结果:

$$h = 0.4 \text{ mm}, l = 146.5 \text{ mm}。$$

算出的  $l$  是弹簧有效工作部分的长度, 相当于蜗卷部分的长度, 弹簧的全长还要加上两端加工部分的长度。如柄的长度较长, 则应按悬臂梁考虑, 在计算中还要考虑这一部分的变形情况。

### 8.5.2 接触形蜗卷弹簧

要求设计一发条弹簧并求出其松卷圈数, 已知板宽 20 mm, 外壳内径 90 mm, 最大扭矩 300 kgf·mm。

每单位板宽 (1 mm) 承受的最大扭矩为  $300/20 = 15 \text{ kgf} \cdot \text{mm}$ 。

mm/mm, 按此数值在图 8-5 的曲线 B 上查得板厚应为  $h=0.72\text{mm}$ 。

卷芯的直径定为  $15\text{mm}$  (约为  $h$  的 20 倍)。弹簧的长度  $l$  按式(8.12)计算。

$$l = \frac{D^2 - d^2}{2.55h} = \frac{90^2 - 15^2}{2.55 \times 0.72} \approx 4290\text{mm}$$

松卷圈数  $n$  按式(8.13)计算。

$$n = K \frac{\sqrt{4lh/\pi + d^2} + \sqrt{D^2 - 4lh/\pi} - (D + d)}{2h}$$

$$= 0.8 \frac{\sqrt{4 \times 4290 \times 0.72 / \pi + 15^2} + \sqrt{90^2 - 4 \times 4290 \times 0.72 / \pi} - 105}{2 \times 0.72}$$

$$\approx 13.3$$

按式(8.9)来计算弹簧刚度(扭矩曲线的直线部分)。

$$p' = \frac{\pi E b h^3}{6l} = \frac{3.14 \times 21000 \times 20 \times 0.72^3}{6 \times 4290}$$

$$\approx 19.1 \text{ (每圈 } \text{kgf} \cdot \text{mm)}$$

## 8.6 制造和检验

### 8.6.1 制造

蜗卷弹簧一般用经研磨的特殊带钢材料制造, 例如日本采用 S50C~S70C, SK-4~5M, SUP10M 等材料。对耐腐蚀性要求高时, 则采用不锈钢钢带。当要求能承受特大扭矩时, 则采用析出硬化形材料(在日本采用 SUS631OSP)。作小型钟表动力用的蜗卷弹簧常采用 Co 基的耐腐蚀高弹性合金, 对要求等时性的游丝弹簧, 采用 Fe-Ni 系列的恒弹性合金。

蜗卷弹簧的制造方法, 大致可分为两类:

a. 弹簧材料先经过热处理或强化处理, 提高其性能, 然后再用卷曲成形的办法。当采用碳钢钢带时, 这种制造方法的典型

工艺流程如下:

加工宽度 → 修边 → 淬火 → 回火 → 表面研磨 → 发蓝 → 切断 → 加工端部 → 卷曲成形 → 检验

接触形蜗卷弹簧在卷曲成形时所用的加工芯棒可用和卷芯同一直径的,也可用较卷芯略小的。用前者大多是想利用对使用有益的卷曲加工残余应力;用后者则是希望能达到加工强化的目的。对平直截面的钢带,在热处理时为防止畸形和弯曲,则在淬火时将钢带通过两块冷却平板进行加压淬火,对于截面具具有曲率的钢带,在淬火时是将其通过具有所要求曲面的两块冷却板进行加压淬火,然后将形成的凸面作为内侧卷制弹簧。

非接触形蜗卷弹簧如采用已热处理的钢带卷制并进行强化时,为了给蜗卷定型,可在卷制后进行低温退火。

弹簧的两端部应根据安装方法的不同要求,加工成不同的形状。图8-8所示为发条弹簧的端部形状。

如果为加工端部,而不得不将端部局部退火时,应特别注意要将退火区域限止在所需的最小范围内,因为过长的局部退火,不仅使该部分的硬度下降,而且将影响整个弹簧的扭矩特性,使弹簧释放的扭矩值下降,持续的时间也将减少。

b. 对弹簧材料先不进行热处理,就在较易加工的原始状态

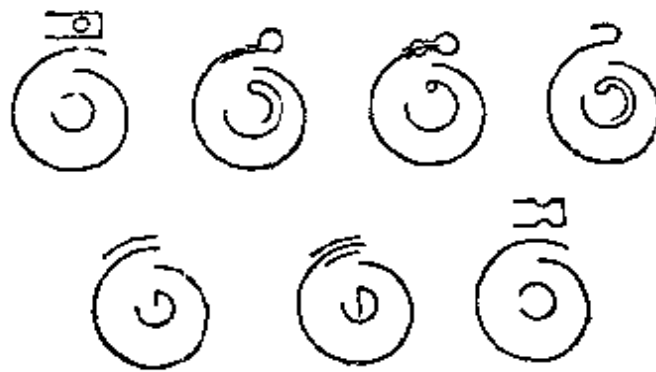


图8-8 蜗卷弹簧内外端的形状



下卷制成形，然后再进行热处理以提高其性能。非接触形蜗卷弹簧在厚度较厚时，可采用这种制造方法，先将研磨的钢带按所需的宽度下料，修边后进行卷制，然后再进行淬火、回火处理。为了保持各圈之间有准确的间距，在制造时可将已调整好厚度的合成树脂板衬入其间卷制。当无法进行冷卷时，也可进行热卷。卷制成形后进行热处理时，为防止畸形，多采用模具，使弹簧在限制变形的情况下进行淬火和回火处理。

### 8.6.2 检验

蜗卷弹簧一般要对外观、尺寸、硬度和弹簧特性进行检验。接触形发条弹簧有时还要对使用寿命进行考核。

对弹簧特性的检验是利用扭矩试验机，要测定从任意一扭矩开始至另一扭矩下的角位移或圈数。

接触形弹簧是先将其卷紧某些圈数，然后在松卷方向测定其扭矩。非接触形的弹簧，如标度盘复位弹簧，是测定其在卷紧3圈至卷紧3.9圈时扭矩范围内的弹簧刚度，有些弹簧是要测定先卷至某一定角度，然后松卷至另一角度时的扭矩。

为判定作动力用发条弹簧的使用寿命，应在实际使用状态下进行试验，要反复进行卷紧、松卷，以测定其产生损坏时的循环次数。对挂钟用的发条弹簧，一般要求其疲劳循环次数为3000~5000次，对使用频度非常高的，如定时自动开关等用的发条弹簧，要求其疲劳循环次数应为前者的2~3倍。

# 第九章 薄板弹簧

## 9.1 特点和用途

薄板弹簧一般多用于小形机械。它多是利用薄板的弯曲变形起弹簧作用和达到所要求的弹簧特性。这类弹簧的种类和形状是多种多样的，是利用冲床或成形机等将薄板材料加工成各种各样的形状。薄板弹簧的优点是占用空间小，形状简单，但它也可加工成较复杂的形状。在大变形的工作条件下，使用薄板弹簧可降低应力，在相同的弯曲变形下，薄板的应力要较厚板的小，但板厚的微小变化和不同的固定方法都会使薄板弹簧的弹簧特性产生很大的变化，而下料断口、加工伤痕和应力集中等又都会加速疲劳损坏，因此在薄板弹簧的设计和加工制造阶段都应对这些问题予以充分的考虑和注意。

## 9.2 计算公式

薄板弹簧设计中要解决的问题是选定合适的形状，使其在有限的空间中能够达到预期的变形和能承受预定的载荷，并要确定弹簧产生最大应力的位置和数值。对于形状较简单的薄板弹簧，可利用一般材料力学书中的基本公式进行计算。

### 9.2.1 直线形悬臂薄板弹簧

如图 9-1 所示，长方形的薄板弹簧一端固定，在图示的位置上作用着载荷  $P$ ，则任意位置  $x$  处的变形  $\delta_x$  可用下式计算。

$l_1 > x > 0$  时

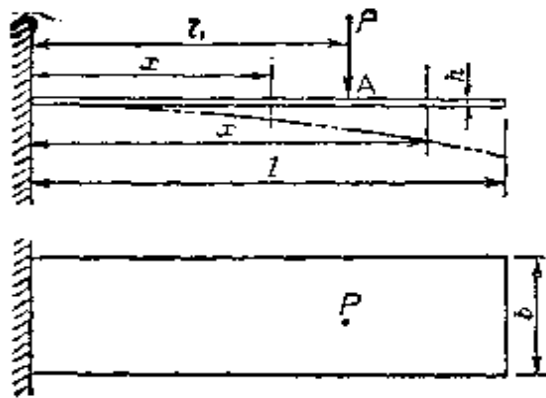


图 9-1 悬臂薄板弹簧

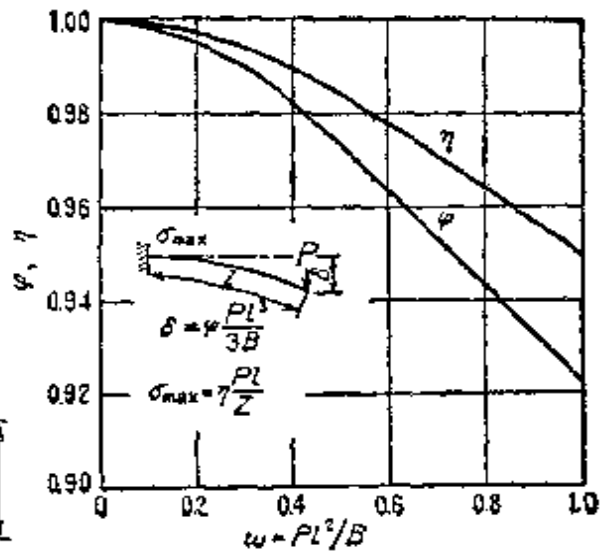


图 9-2 悬臂薄板弹簧的大挠度系数

$$\delta_x = \frac{Pl_1 x^2}{6B} \left( 3 - \frac{x}{l} \right) = \frac{\sigma_{\max} x^2}{3Eh} \left( 3 - \frac{x}{l} \right) \quad (9.1)$$

$l > x > l_1$  时

$$\delta_x = \frac{Pl_1^3}{6B} \left( 3 \frac{x}{l_1} - 1 \right) = \frac{\sigma_{\max} l_1^2}{3Eh} \left( 3 \frac{x}{l_1} - 1 \right) \quad (9.2)$$

式中,  $l_1$  为固定端至载荷作用点的距离;  $l$  为全长;  $B$  为板的弯曲刚度。当板足够厚时,

$$B = bh^3 E / 12 \quad (9.3)$$

当板足够薄时,

$$B = bh^3 E / 12 (1 - \nu^2) \quad (9.4)$$

$E$  为材料的弹性模量;  $\nu$  为泊松比;  $b$  为板宽  $h$  为板厚;  $\sigma_{\max}$  为固定端处的应力即最大弯曲应力。

当载荷作用点恰为自由端时,  $x = l_1 = l$ , 自由端的变形  $\delta$  可以下式计算

$$\delta = Pl^3 / (3B) = 2\sigma_{\max} l^3 / (3hE) \quad (9.5)$$

当  $\delta$  的数值大至  $\delta > 0.2l$  时, 就要看成是“大挠度”问题, 这时变形和应力的表达式如下:

$$\delta = \varphi Pl^3 / (3B), \quad \sigma_{\max} = \eta 6Pl / (bh^2) \quad (9.6)$$

式中  $\varphi$  和  $\eta$  的数值示于图 9-2。

象图 9-3 所示那样, 薄板弹簧的板厚为定值, 而板宽按直线规律变化时, 其自由端的变形为:

$$\delta = \alpha Pl^3 / (3B) \quad (9.7)$$

式中  $\alpha$  的数值依  $\beta = b_1/b$  而变化, 可在图 9-4 上查出。对于“大挠度”情况, 计算公式用式 (9.6), 式中  $\varphi$  和  $\eta$  的数值, 由图 9-5 和图 9-6 查出。

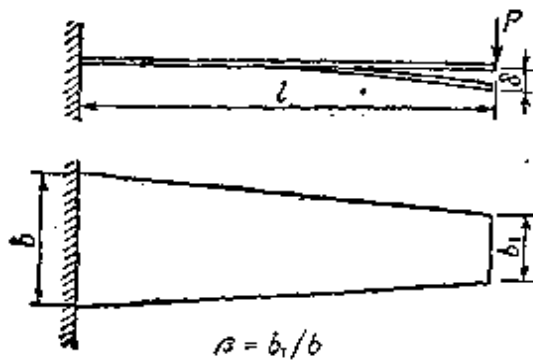


图 9-3 梯形薄板弹簧

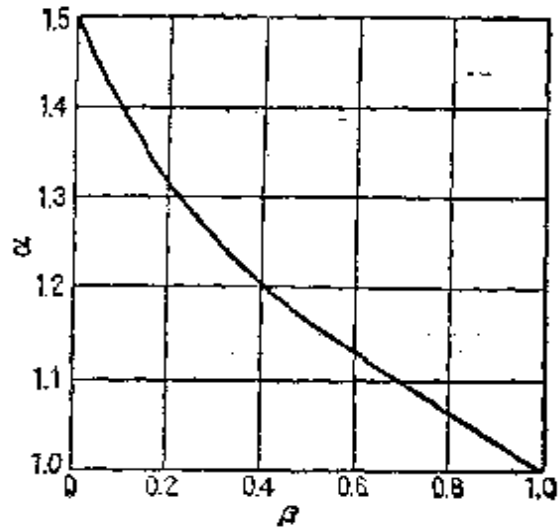


图 9-4 梯形悬臂梁系数

电器触点等使用的如图 9-7 所示形状的弹簧, 如其支承点弹簧刚度为  $p'$ , 载荷为  $W$ , 弹簧和支承点接触时的载荷为  $W_c$ , 则支承点 C 处的支反力  $P$  为:

对图 9-7(a) 所示情况

$$P = \frac{l_2^3 (3l_1/l_2 - 1)}{6B/p' + 2l_2^3} (W - W_c) \quad (9.8)$$

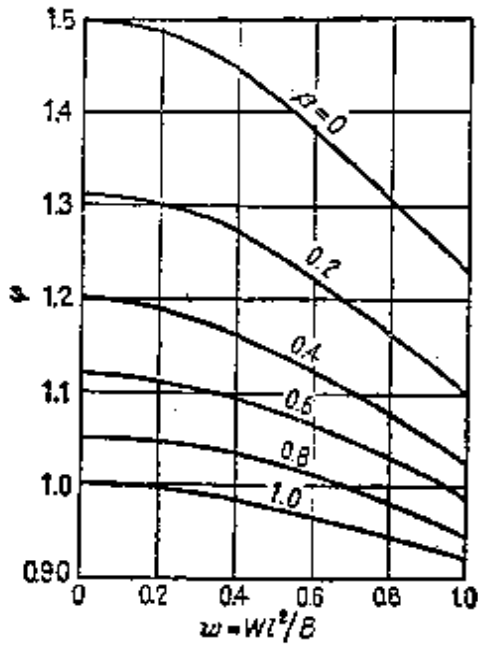


图 9-5 梯形悬臂薄板弹簧的大挠度系数

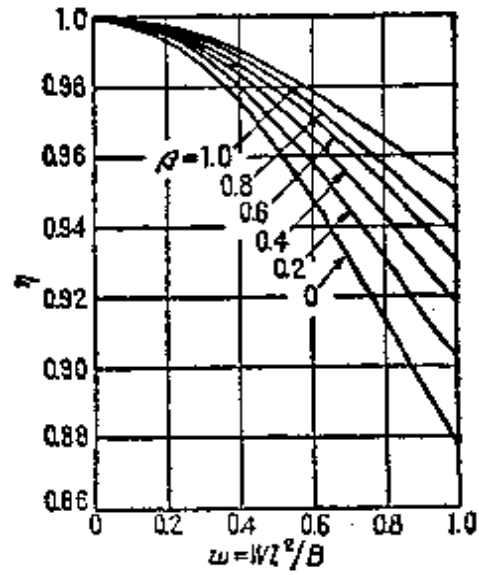


图 9-6 梯形悬臂薄板弹簧大挠度时的应力系数

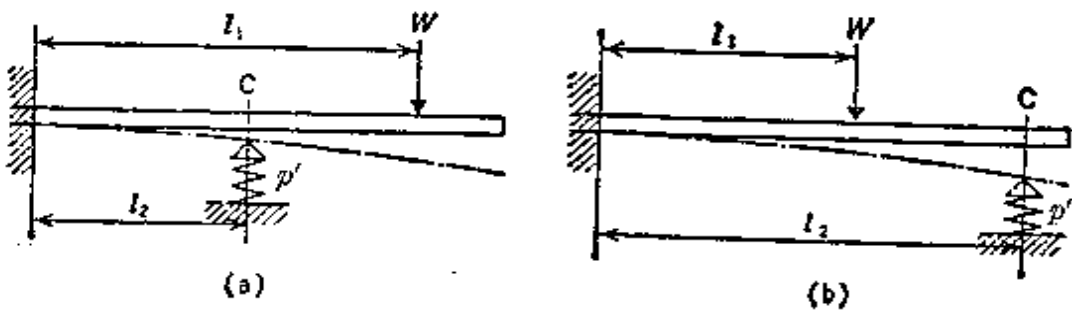


图 9-7 触点弹簧

对图 9-7(b)所示情况

$$P = \frac{l_1^3 (3l_2/l_1 - 1)}{6B/p' + 2l_2^3} (W - W_0) \quad (9.9)$$

象图 9-8 所示那样板厚为定值, 板宽为阶段形的弹簧, 其自由端的变形为:

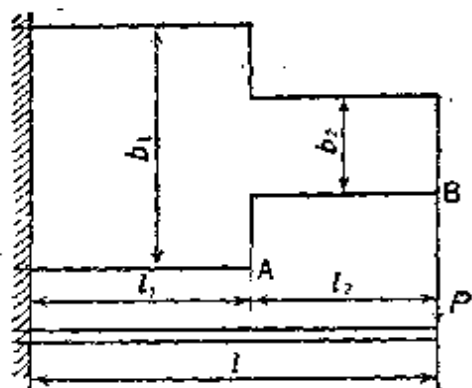


图 9-8 阶段形悬臂  
薄板弹簧

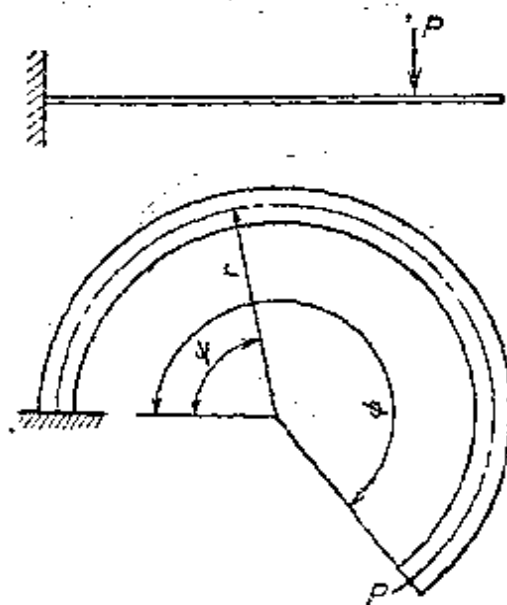


图 9-9 圆环形悬  
臂薄板弹簧

$$\delta = \delta_A + i_A l_2 + \delta_B = \frac{Pl_1^2}{6B_1} \left( 3 - \frac{l_1}{l} \right) + \frac{Pl_1 l_2}{2B_1} \left( 2 - \frac{l_1}{l} \right) + \frac{Pl_2^3}{3B_2} \quad (9.10)$$

式中  $\delta_A$  和  $i_A$  是因载荷  $P$  作用于自由端而在阶段  $A$  处产生的变形和转角,  $\delta_B$  是长度为  $l_2$ , 板宽为  $b_2$  的悬臂梁自由端的变形。

象图 9-9 所示那样, 板厚的中心线是直线, 而板宽的中心线是圆弧形的薄板弹簧, 在自由端作用有垂直载荷  $P$  时, 其任意位置  $\psi$  的变形  $\delta_\psi$  为:

$$\delta_\psi = \frac{PR^3}{B} \left\{ \frac{B+C}{2C} [\psi \cos(\phi - \psi) - \cos \psi \sin \psi] + \frac{B}{C} [\psi - \sin \psi - \sin \phi (1 - \cos \psi)] \right\} \quad (9.11)$$

式中,  $C$  为板的扭转刚度。

### 9.2.2 圆弧形悬臂薄板弹簧

板厚中心线是圆弧形的悬臂薄板弹簧承载后的变形计算,

一般要用卡斯蒂里安诺角变形定理（角形变等于外力对形变能偏导定理）。下面仅给出利用这一定理推导出的结果。

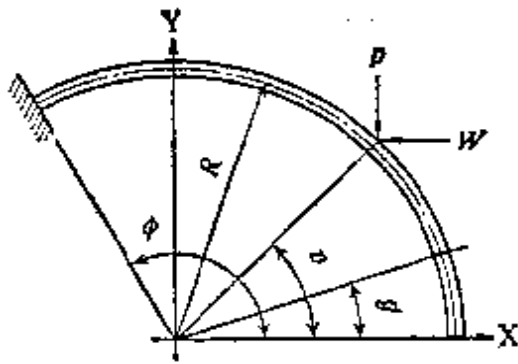


图 9-10 圆弧薄板弹簧

如图 9-10 所示形状的圆弧薄板弹簧上，在中心角为  $\alpha$  的位置，分别独立作用着垂直载荷  $P$  和水平载荷  $W$ ，则在中心角为  $\beta$  位置所产生的  $y$  方向的变形  $\delta_y$  和  $x$

方向的变形  $\delta_x$ ，可按下列公式计算。

由载荷  $P$  产生的变形  $\delta_y$ ：

当  $\beta < \alpha$  时

$$\begin{aligned} \delta_y = (PR^3/B) [ & (\phi - \alpha) \cos \alpha \cos \beta \\ & - (\cos \alpha + \cos \beta) (\sin \phi - \sin \alpha) \\ & + 0.5(\phi - \alpha) + 0.25(\sin 2\phi - \sin 2\alpha) ] \end{aligned} \quad (9.12)$$

当  $\beta > \alpha$  时

$$\begin{aligned} \delta_y = (PR^3/B) [ & (\phi - \beta) \cos \alpha \cos \beta \\ & - (\cos \alpha + \cos \beta) (\sin \phi - \sin \beta) \\ & + 0.25(2\phi + \sin 2\phi - 2\beta - \sin 2\beta) ] \end{aligned} \quad (9.13)$$

由载荷  $W$  产生的变形  $\delta_x$ ：

当  $\beta < \alpha$  时

$$\begin{aligned} \delta_x = (WR^3/B) [ & 0.5(\phi - \alpha) + 0.25(\sin 2\alpha - \sin 2\phi) \\ & - (\cos \alpha - \cos \phi) (\sin \alpha + \sin \beta) \\ & + (\phi - \alpha) \sin \alpha \cdot \sin \beta ] \end{aligned} \quad (9.14)$$

当  $\beta > \alpha$  时

$$\begin{aligned} \delta_x = & (WR^3/B) [0.5(\phi - \beta) + 0.25(\sin 2\beta - \sin 2\phi) \\ & + (\phi - \beta) \sin \alpha \sin \beta \\ & - (\cos \beta - \cos \phi) (\sin \alpha + \sin \beta)] \end{aligned} \quad (9.15)$$

对于如图 9-11 所示的情况, 其  $\delta_y$ ,  $\delta_x$  分别为:

$$\delta_y = (PR^3/4B) (6\phi + \sin 2\phi - 8 \sin \phi) \quad (9.16)$$

$$\delta_x = (WR^3/4B) (2\phi - \sin 2\phi) \quad (9.17)$$

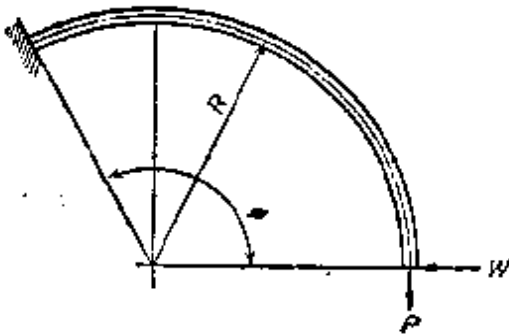


图 9-11 圆弧薄板弹簧

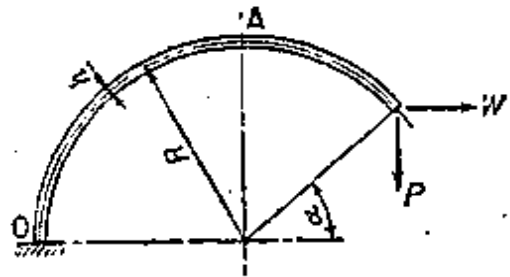


图 9-12 圆弧薄板弹簧

对于图 9-12 所示的情况

$$\delta_y = (PR^3/B) [(\pi - \alpha) (0.5 + \cos^2 \alpha) + 0.75 \sin 2\alpha] \quad (9.18)$$

$$\begin{aligned} \delta_x = & (WR^3/B) [(\pi - \alpha) (0.5 + \sin^2 \alpha) \\ & - 0.75 \sin 2\alpha - 2 \sin \alpha] \end{aligned} \quad (9.19)$$

由  $P$  产生的最大应力  $\sigma_{\max}$ , 一般在固定端。

$$\sigma_{\max} = 6PR(1 + \cos \alpha) / (bh^2) \quad (9.20)$$

由  $W$  产生的最大应力, 当  $\alpha < 30^\circ$  时, 位于图 9-12 上的 A 点。当  $\alpha > 30^\circ$  时, 位于固定端。其数值为:

$$\sigma_{\max} = 6WR(1 - \sin \alpha) / (bh^2) \quad (9.21)$$

如图 9-13 所示的圆弧状薄板弹簧, 由于是上下对称的, 其变形是图 9-12 所示弹簧变形的两倍, 其总变形为

$$\delta = (PR^3/B) [(\pi - \alpha) (1 + 2 \cos^2 \alpha) + 1.5 \sin 2\alpha] \quad (9.22)$$



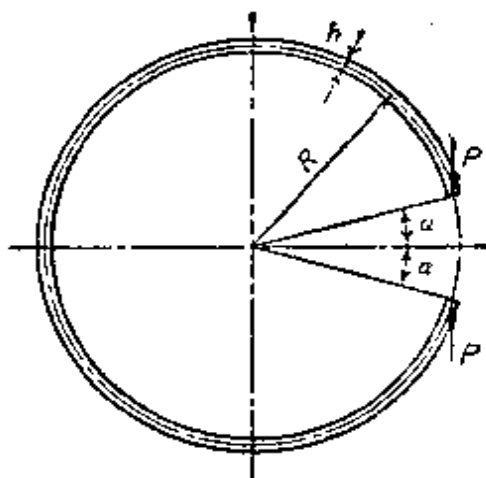


图 9-13 圆弧薄板弹簧

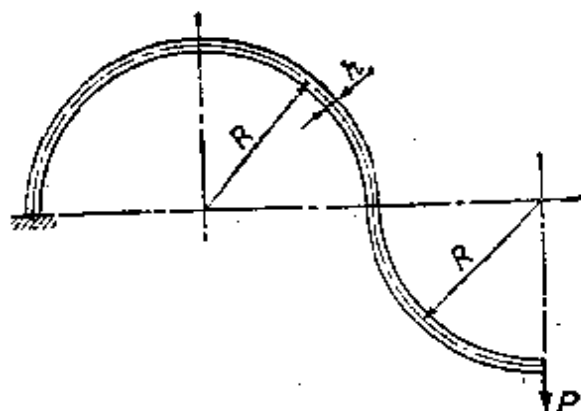


图 9-14 圆弧薄板弹簧

如图 9-14 所示的圆弧薄板弹簧, 是由半圆和 1/4 圆组合而成的。其自由端的变形为:

$$\delta = 19\pi PR^3 / (4B) \quad (9.23)$$

其最大应力产生于固定端。

$$\sigma_{\max} = 18PR / (bh^2) \quad (9.24)$$

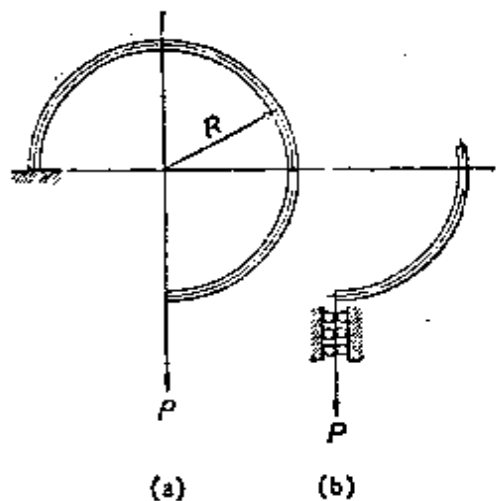


图 9-15 圆弧薄板弹簧

如图 9-15(a) 所示形状的圆弧薄板弹簧, 其自由端的变形为:

$$\delta = 3\pi PR^3 / (4B) \quad (9.25)$$

如图 9-15(b) 所示那样, 在垂直方向是自由的, 而在水平方向有约束时, 其变形为:

$$\delta = \left( \frac{PR^3}{B} \right) \left( \frac{9\pi^2 - 8}{12\pi} \right) \quad (9.26)$$

图 9-15(a) 和图 9-15(b) 两种情况下的最大应力相同, 都是:

$$\sigma_{\max} = 6PR / (bh^2) \quad (9.27)$$

### 9.2.3 同时具有圆弧段和直线部分的薄板弹簧

如图 9-16 所示形状的薄板弹簧, 是由直线部分 AB 和圆

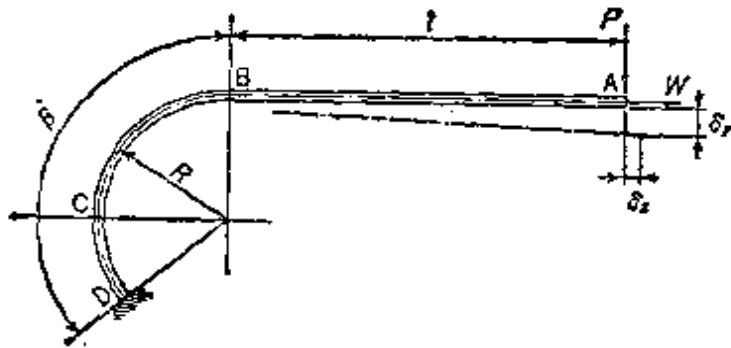


图 9-16 圆弧和直线组合的薄板弹簧

弧段 BD 组合而成, D 端固定, 另一端 A 作用有垂直载荷  $P$  或水平载荷  $W$ , 其  $\delta_y$ 、 $\delta_x$  分别为:

载荷为  $P$  时

$$\delta_y = (PR^3/B) [0.333\lambda^3 + \beta\lambda^2 + 2\lambda(1 - \cos\beta) + 0.5\beta - 0.25 \sin 2\beta] \quad (9.28)$$

$$\delta_x = (PR^3/B) (\beta\lambda - \lambda \sin\beta - \cos\beta + 0.25 \cos\beta + 0.75) \quad (9.29)$$

当  $\beta = \pi/2$  时

$$\delta_y = (PR^3/B) (0.333\lambda^3 + 0.5\pi\lambda^2 + 2\lambda + 0.25\pi) \quad (9.30)$$

载荷为  $W$  时

$$\delta_y = (WR^3/B) [\lambda(\beta - \sin\beta) - \cos\beta + 0.25 \cos 2\beta + 0.75] \quad (9.31)$$

$$\delta_x = [WR^3/(4B)] (6\beta - 8 \sin\beta + \sin 2\beta) \quad (9.32)$$

式中  $\lambda = l/R$ 。

最大应力, 当  $\beta \leq \pi/2$  时, 产生于固定端, 当  $\beta > \pi/2$  时, 产生于 O 点。

$$\sigma_{\max} = 6PR(\lambda + \sin\beta)/(bh^2) \quad (9.33)$$

图 9-17 所示弹簧是由两个图 9-16 所示弹簧组合而成的, 它在载荷作用方向的变形  $\delta$  是由式 (9.28) 所得变形数值的  $2 \times \sin^2 \beta$  倍。

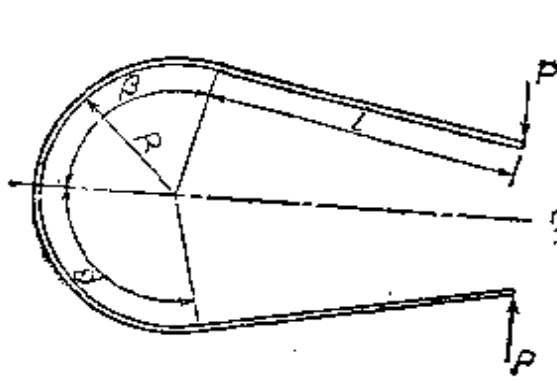


图 9-17 圆弧和直线组合的薄板弹簧

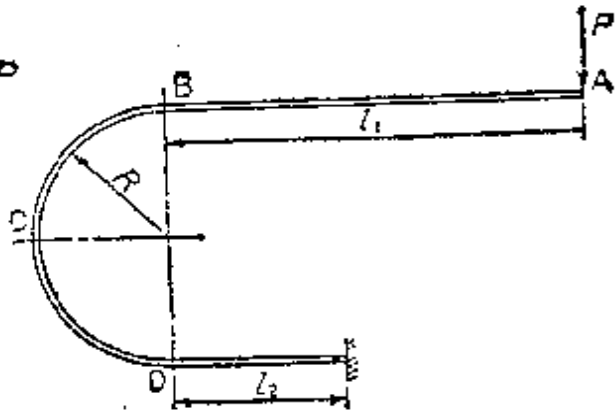


图 9-18 圆弧和直线组合的薄板弹簧

$$\delta = (2PR^3/B) [0.333\lambda^3 + \beta\lambda^2 + 2\lambda(1 - \cos\beta) + 0.5\beta - 0.25 \sin 2\beta] \sin^2 \beta \quad (9.34)$$

如图 9-18 所示那样既有直线部分也有圆弧部分的薄板弹簧, 其 A 端的变形为:

$$\delta = (PR^3/B) [0.333(\lambda^3 + \mu^3) + \lambda^2(\pi + \mu) + \lambda(4 - \mu^2) + 0.5\pi] \quad (9.35)$$

式中  $\lambda = l_1/R$ ,  $\mu = l_2/R$ 。

最大弯曲应产生于 C 点

$$\sigma_{\max} = 6PR(1 + \lambda)/(bt^2) \quad (9.36)$$

特殊情况下, 即当  $l_1 < l_2$ , 且  $(l_2 - l_1) > (l_1 + R)$  时, 最大应力产生于固定端。当  $l_1$  虽然小于  $l_2$ , 而  $(l_2 - l_1) < (l_1 + R)$  时, 最大应力仍产生于 C 点, 也用式(9.36)进行计算。

$\lambda = \mu$  时,

$$\delta = (PR^3/B) (0.667\lambda^3 + \pi\lambda^2 + 4\lambda + 0.5\pi) \quad (9.37)$$

如图 9-19 所示形状的薄板弹簧, 在计算时可将其分割成 AC 和 CD 两部分。将由式(9.30)算出的变形乘 2, 再加上由式(9.5)算出的变形就可得到 A 点的变形。

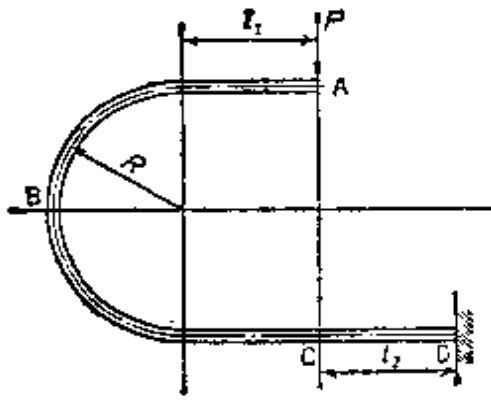


图 9-19 圆弧和直线组合的薄板弹簧

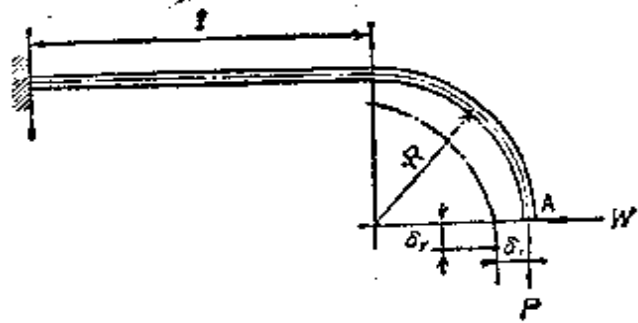


图 9-20 圆弧和直线组合的薄板弹簧

如图 9-20 所示那样将直线部分固定，而在圆弧部分的 A 端作用有载荷  $P$  时，则 A 端的垂直变形  $\delta_v$  和水平变形  $\delta_x$  分别为：

$$\delta_v = (PR^3/B) (0.333\lambda^3 + \lambda^2 + \lambda + 0.3562) \quad (9.38)$$

$$\delta_x = (PR^3/B) (0.5\lambda^3 + \lambda + 0.5) \quad (9.39)$$

式中  $\lambda = l/R$

当 A 端作用有载荷  $W$  时：

$$\delta_v = (WR^3/B) (0.5\lambda^2 + \lambda + 0.5) \quad (9.40)$$

$$\delta_x = (WR^3/B) (\lambda + 0.7854) \quad (9.41)$$

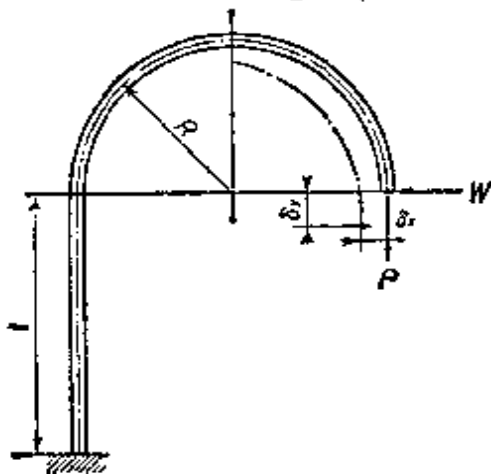


图 9-21 圆弧和直线组合的薄板弹簧

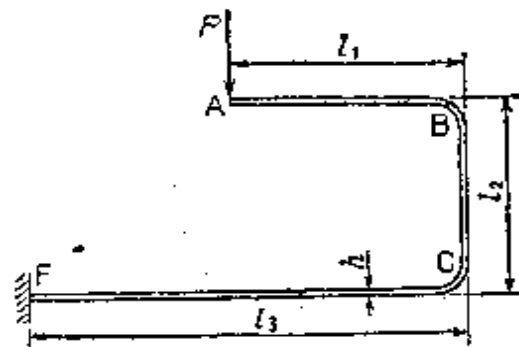


图 9-22 直线和直线组合的薄板弹簧

如图 9-21 所示形状的弹簧, 作用有载荷  $P$  时;

$$\delta_y = (PR^3/B)(4\lambda + 4.7124) \quad (9.42)$$

$$\delta_x = (PR^3/B)(2 - \lambda^2) \quad (9.43)$$

作用有载荷  $W$  时:

$$\delta_y = (WR^3/B)(2 - \lambda^2) \quad (9.44)$$

$$\delta_x = (WR^3/B)(0.333\lambda^3 + 1.5708) \quad (9.45)$$

式中  $\lambda = l/R$ 。

对由曲率半径小的圆弧和直线组合而成的如图 9-22 所示形状的薄板弹簧, 忽略其圆弧部分的半径, 看成是直线和直线组合, 求其变形的公式为:

$$\delta = (P/3B)(l_1^3 + 3l_1^2l_2 + 3l_1l_2^2 - 3l_1l_3^2 + l_3^3) \quad (9.46)$$

最大应力当  $l_1 > (l_3/2)$  时, 产生于 BC 段。

$$\sigma_{\max} = 6Pl_1/(bh^2) \quad (9.47)$$

当  $l_1 < (l_3/2)$  时, 产生于固定端。

$$\sigma_{\max} = 6P(l_3 - l_1)/(bh^2) \quad (9.48)$$

#### 9.2.4 波形垫圈

如图 9-23 所示形状的弹簧称为波形垫圈, 这种垫圈在汽车制造业中得到了广泛的应用, 在国外, 如日本已制订了汽车用波形垫圈标准 (JASOF302-77)。

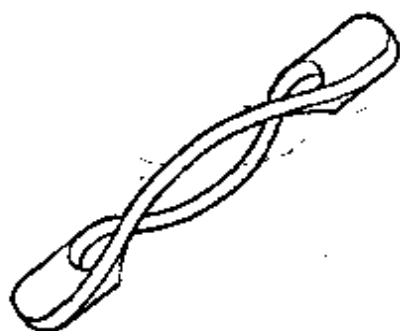


图 9-23 波形垫圈

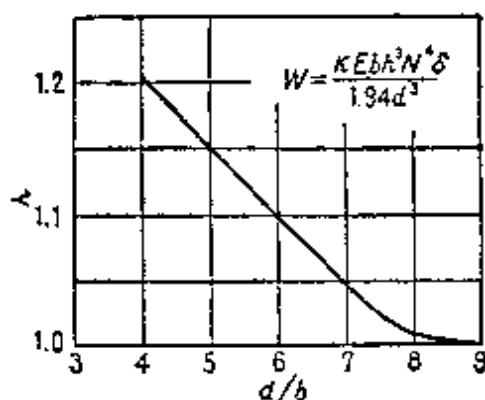


图 9-24 变形修正曲线

对波形多的波形垫圈，其载荷  $P$  和变形  $\delta$  之间的关系如下：

$$P = Ebb^3N^4\delta / (1.94D_m^3) \quad (9.49)$$

应力为：

$$\sigma = 12EhN^2\delta / (\pi^2D_m^2) = 3\pi PD_m / (4bh^2N^2) \quad (9.50)$$

式中  $N$ ——波数； $D_m$ ——平均直径； $b$ ——圆环宽度。

当  $D_m$  和  $b$  的比值小时，尚需考虑载荷修正系数  $k$ ， $k$  值示于图 9-24。式(9.49)和式(9.50)是在将其弹簧刚度看作是定值的基础上进行计算的，但实际上波形垫圈的有效部分是随载荷的增大而减小的，也即，具有弹簧刚度是逐渐增大的非线性特性。

### 9.3 设计注意事项

#### 9.3.1 弯曲加工部分的半径

薄板弹簧在成形时，大多要进行弯曲加工，弯曲部分的曲率半径相对较小，在使用中这些弯曲半径部分要产生很大的应力。例如，象图 9-22 所示的薄板弹簧，BC 部分产生的应力集中，要较按小曲率半径计算出的应力还大，其数值随板厚  $h$  和弯曲半径  $R$  的比值而变化，其应力修正系数示于表 9-1。

表 9-1 应力修正系数数值

弯曲内侧曲率半径 $r$	应力修正系数 $k$
0.5×板厚	2.0
0.75×板厚	1.665
1.0×板厚	1.50
1.25×板厚	1.40
1.5×板厚	1.325
2×板厚	1.250
3×板厚	1.165
4×板厚	1.125

由表 9-1 可知, 如弯曲半径和板厚相等, 则应力增加 50%。因此设计时要注意, 如欲避免弯曲部分产生较大的应力集中, 则弯曲半径至少应是板厚的 5 倍, 同时也要注意, 在设计薄板弹簧时, 要避免在产生最大应力的部位进行弯曲加工。

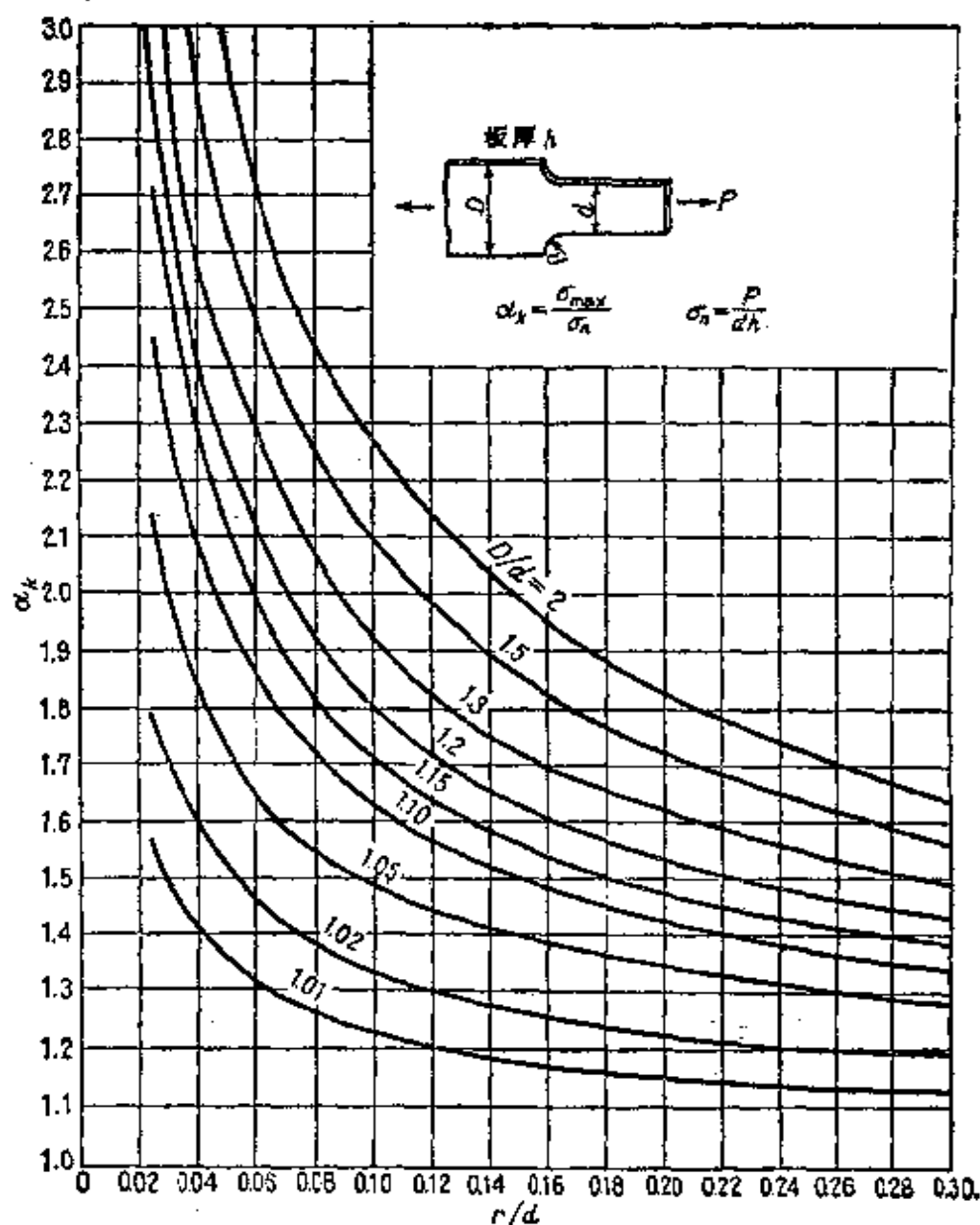


图 9-25 阶梯形板的拉伸形状系数

### 9.3.2 缺口处或孔部位的应力集中

薄板弹簧常会有阶梯部分以及开孔。在尺寸急剧变化的阶梯处，将产生应力集中。阶梯部分的形状系数（应力集中系数） $\alpha_k$  的数值和材料几乎无关，只要形状相似， $\alpha_k$  值就相同。薄板在拉伸状态下的  $\alpha_k$  数值示于图 9-25。 $\alpha_k$  的定义如下：

$$\alpha_k = \frac{\text{缺口部分产生的最大应力}}{\text{公称应力}}$$

当在板上开圆孔时，在孔的周边部分也产生应力集中。孔的直径愈小，板宽愈大则这一应力集中系数愈大。其形状系数  $\alpha_k$  的数值示于图 9-26。该图中板的公称弯曲应力是按扣除孔后的有效截面积计算的。

当安装薄板弹簧时，常是在安装部分开孔用螺栓固定，而安装部分大多是产生最大应力处，这样一来，就是在最大应力处再叠加上开孔产生的应力集中，从而使该处成为最易产生损坏的薄弱部位，特别是当螺栓未紧固牢时，因又承受往复载荷而更易产生损坏，因此为了使计算值和实际弹簧的载荷与变形间的关系相一致，应要求将固定部位紧固牢。

### 9.3.3 弹簧形状和尺寸公差

薄板弹簧多是用冲压加工，在设计时要考虑选择适于冲压加工的形状和尺寸，并应注意追求经济效果，尽量减少加工工

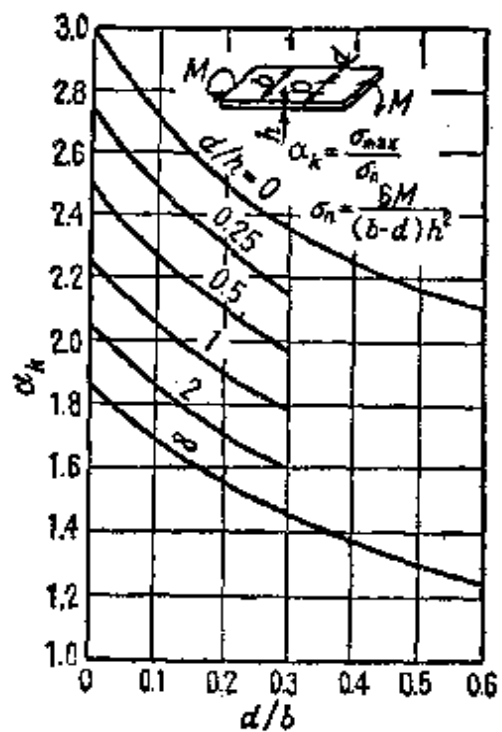


图 9-26 有孔板的弯曲形状系数



时。弹簧设计者应与冲模设计者协调，同时还要充分考虑弹簧在弯曲加工时的回弹及热处理时产生的变形等尺寸误差，不应提出过高的精度要求，以免提高成本和增加制造难度。板厚的公差按相应国家标准或行业标准的规定。从设计角度看，还应尽量避免冲切和弯曲加工。

## 9.4 选取应力的方法

薄板弹簧的许用应力随使用条件、制品表面光洁度、硬度等的不同以及有无缺口和加工缺陷等，而有很大的差异。此外，一些特殊的工艺要求也会影响选取许用应力，例如，电镀将减小薄板弹簧的疲劳强度，从而只能选用较低的许用应力。

当薄板弹簧各方面的状态良好时，其静止的最大应力可取略低于抗拉强度的75%。当弹簧承受往复载荷时，可按下述方

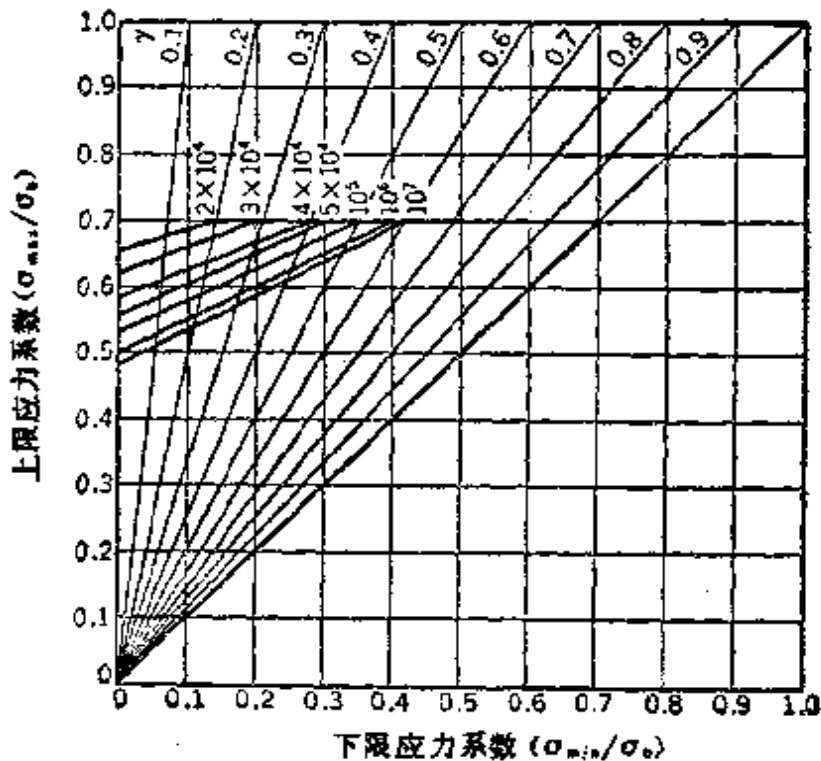


图 9-27 疲劳强度线图

法推定弹簧的使用寿命。

利用图 9-27, 当最大应力、最小应力和抗拉强度已知时, 算出  $\gamma = \sigma_{\min} / \sigma_{\max}$  和上限应力系数 ( $\sigma_{\max} / \sigma_b$ ) 或下限应力系数 ( $\sigma_{\min} / \sigma_B$ ), 然后在图上由  $\gamma$  和应力系数 (上限或下限) 线的交点, 就可查出弹簧的使用寿命。

## 9.5 设计实例

如前所述, 薄板弹簧的种类是多种多样的, 9.2 节中介绍了各种简单情况下的计算公式, 实际问题要更为复杂, 一般都是由圆弧段和直线段组合而成, 在这种情况下, 可通过将其分解成简单情况的方法, 仍利用前述公式进行计算。

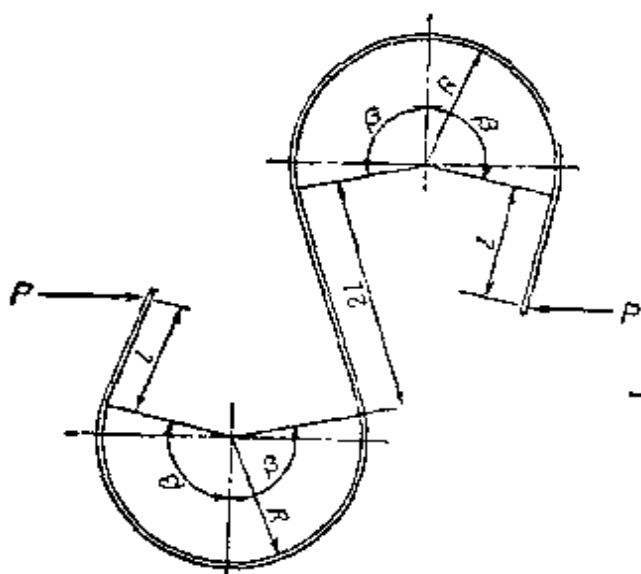


图 9-28

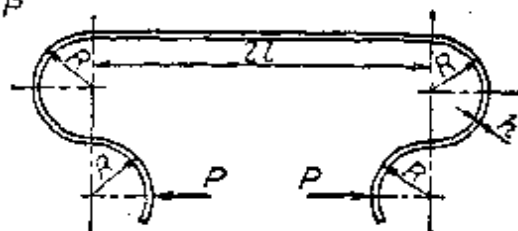


图 9-29

如图 9-28 所示的形状, 可看成是两个图 9-17 所示形状的组合, 可用式 (9.34) 计算, 然后将其结果乘 2。如图 9-29 所示的形状, 其两端部分和图 9-14 所示形状相同, 其应力可由式 (9.24) 算出, 对称轴单侧的变形是式 (9.23) 的结果再加上  $l$  部

分的变形,即单侧变形为:

$$\delta = \frac{PR^3}{B} \left( \frac{9l}{R} + \frac{19\pi}{4} \right) \quad (9.51)$$

以数值为例,如图9-29中,  $b=15$  mm,  $R=10$  mm,  $2l=40$  mm,  $h=1$  mm, 要求当两侧的变形  $2\delta=5$  mm 时的应力。材料为碳钢  $E=2 \times 10^4$  kgf/mm<sup>2</sup>。

弯曲刚度  $B$  由式(9.3)为:  $B=bh^3E/(12)$ , 又由式(9.24)  $P=bh^2\sigma/(18R)$ , 将上述两式代入式(9.51)得:

$$\delta = 2\sigma R^2(9l/R + 19\pi/4)/(3hE)$$

于是 
$$\sigma = 3hE\delta/[2R^2(9l/R + 19\pi/4)]$$
$$= 3 \times 1 \times 2 \times 10^4 \times 2.5/[2 \times 10^2(9 \times 20/10 + 19\pi/4)]$$
$$= 22.8 \text{ kgf/mm}^2$$

## 9.6 制造和检验

薄板弹簧一般用冲压机进行加工,其制造工艺主要取决于产品数量。数量少时,是分工序在各种机器上进行生产;制造精度不高,而当产量很多时,则采用高效率的生产线,自动进行切边、打孔、弯曲等工序,制造精度也高。目前已有这种专用的高效率、高精度机床。

薄板弹簧的原材料有板材和带材两种,一般多使用带材。当弹簧形状复杂,弯曲加工较剧烈时,应采用退火材料,经成形后再进行淬火、回火。当弹簧形状简单时,可使用已淬火回火的钢带,在加工后再进行低温退火。除一般钢材外,也有采用不锈钢带及磷青铜等非铁金属材料的。

对于弯曲加工必须注意弯曲成形后的回弹现象,在设计弯形模具时要预作考虑,这一回弹量和材质、硬度、形状及施加的压力等有关,要使回弹后的形状恰为所需形状,就需要在模具方

面不断摸索,总结规律,以便设计出最合适的模具。

在热处理的淬火加热阶段,要注意防止脱碳氧化,回火后的最佳硬度应在  $HRC35\sim 53$  的范围内。为防止淬火时产生变形,也可采用等温淬火处理。

表面防锈处理可选择涂层、电镀、磷酸盐薄膜、四氧化三铁薄膜等方法。

薄板弹簧的检验除要测定其形状尺寸外,还要进行载荷测定,为此需要制备相应的检验工具。

如对弹簧的使用寿命有要求时,就要对加工伤痕,弯曲  $R$  部分可能产生的裂纹,表面粗糙度等进行检查。材料上的飞边不仅会损伤其他零件,而且也是弯曲  $R$  部分产生裂纹和损坏的起因,因此也应检查和处理。由于前述检查项目在表面处理后都难于进行,所以应安排在表面处理前进行。对进行电镀的弹簧,还要进行脆性检验,主要是检验其氢脆性是否已充分去除。

# 第十章 碟形弹簧

## 10.1 特点和用途

碟形弹簧是用钢板冲压制成的一种圆锥形截面(碟形)垫圈式弹簧,如图 10-1 所示。在其上、下方向加载,即承受轴向载荷后,碟片锥角减小,弹簧产生轴向变形。

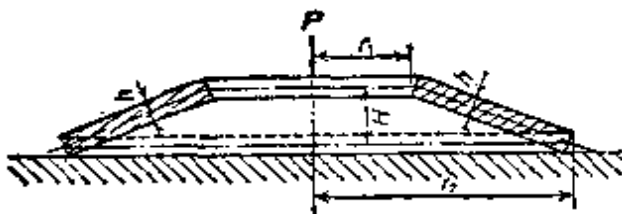


图 10-1 碟形弹簧的形状

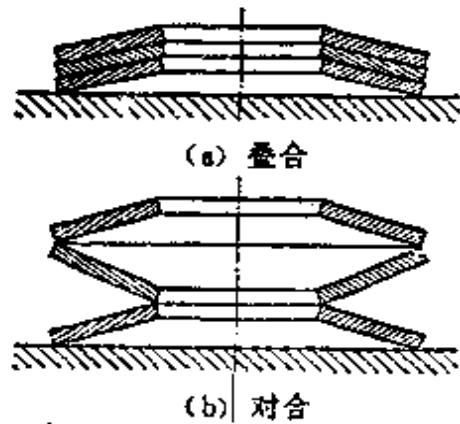


图 10-2 碟形弹簧的组合方式示例

碟形弹簧的主要特点是:

1) 在小空间内有较大的载荷容量,也即在相同的空间内,相对说来这种弹簧的刚度较大,缓冲吸振能力强,单位体积材料的变形能也较大。

2) 具有变刚度特性,可通过适当选择自由高度  $H$  和板厚  $h$  之比,得到不同的特性曲线,其特性曲线可以呈直线型、渐增型、渐减型或是它们的组合。如图 10-5 所示,这种弹簧具有很广范围的非线性特性。

但是，这种弹簧的高度和板厚在制造中如有即使不大的误差，碟形弹簧的特性也会有较大的偏差。因此这种弹簧需要由高的制造精度来保证载荷偏差在允许范围内，和其它弹簧相比，这是它的缺点。

3) 用同样的碟形弹簧采用不同的组合方式，能使弹簧特性在很大范围内变化。如图 10-2 所示，可采用对合、叠合的组合方式，也可采用复合，不同厚度、不同片数等形式的组合方式。

当叠合时，相对于同一变形，弹簧数越多则载荷越大。当对合时，对于同一载荷，弹簧数越多则变形越大。

在碟形弹簧众多的非线性特性中，得到广泛应用的是一种弹簧刚度近似为零的特性，按此制成的即是定载荷弹簧，其主要用途是制造产生一定轴向载荷或支垫压力的垫圈，对摩擦片施加一定载荷的离合器弹簧、压力机的缓冲弹簧、在小容积内利用定载荷或高载荷反力的机械元件等。

碟形弹簧常用于重型机械和大炮、飞机等武器中作为强力缓冲和减振弹簧，用作汽车和拖拉机离合器及安全阀或减压阀等的压紧弹簧，也常在螺栓联接中当作弹簧垫圈用。

## 10.2 计算公式

### 10.2.1 实用计算公式

参看图 10-1，图中所用符号意义如下： $r_1$ ——内径的 1/2， $r_2$ ——外径的 1/2， $H$ ——自由高度， $h$ ——板厚， $E$ ——材料的弹性模量（钢为  $21000 \text{ kg f/mm}^2$ ）， $P$ ——内外圆周上的载荷， $\delta$ ——在内外圆周上加载时的变形。

碟形弹簧的精确计算是非常复杂的，一般实用计算采用下述的近似公式其精度已足够，如同时使用计算图表，则计算将更为简便。按该近似公式计算出的载荷及变形数值和实测值相

较偏差在 5% 以下，而且计算出的应力值较实测值高，所以采用该公式进行计算，是偏于安全的。

变形为  $\delta$  时的载荷  $P$ ，按下式计算

$$P = \frac{C_1 C E h^4}{r_2^3} \quad (10.1)$$

式中  $C$ ——依内外径之比  $\alpha = r_2/r_1$  而定的系数，其数值为：

$$C = \left( \frac{\alpha+1}{\alpha-1} - \frac{\alpha}{\ln \alpha} \right) \pi \left( \frac{\alpha}{\alpha-1} \right)^2 \quad (10.2)$$

$C_1$ ——是  $\delta/h$ ， $H/h$  的函数，其数值按下式计算，

$$C_1 = \frac{\delta}{(1-\nu^2)h} \left[ \left( \frac{H}{h} - \frac{\delta}{h} \right) \left( \frac{H}{h} - \frac{\delta}{2h} \right) + 1 \right] \quad (10.3)$$

式中， $\nu$  为泊松比（钢的  $\nu = 0.3$ ）。

弹簧刚度  $p'$  按下式进行计算（由式 (10.1)，式 (10.3) 导出）。

$$p' = \frac{E h C}{(1-\nu^2)r_2^3} \left( H^2 - 3H\delta + h^2 + \frac{3}{2}\delta^2 \right) \quad (10.4)$$

在式 (10.4) 中，如右边括号内数值为零，则弹簧刚度为零，也即，成为在载荷不变化时，变形增加的定载荷弹簧，其条件为：

$$\delta = H \pm \sqrt{\frac{H^2}{3} - \frac{2h^2}{3}}$$

当  $H/h > \sqrt{2}$  时， $P$  有最大、最小两个极值，在两极值之间的范围内，弹簧刚度为负值，当  $H/h = \sqrt{2}$  时， $\delta = H$ ，弹簧刚度为零，当  $H/h < \sqrt{2}$  时，弹簧刚度为正值。

如图 10-3 所示那样，载荷作用位置和支承位置不在内、外圆周上时，按前述公式算出的载荷及变形应按下式进行修正。

$$P_e = \frac{r_2 - r_1}{a} P \quad (10.5)$$

$$\delta_e = \frac{a}{r_2 - r_1} \delta \quad (10.6)$$

式中  $P_e$ ——任意圆周上的载荷;

$\delta_e$ ——载荷作用位置的变形;

$\alpha$ ——载荷作用位置和支承位置间的距离。

应力和变形间的关系,

由下式给出。内周上缘产生的切向应力 (通常为压缩应力):

$$\sigma_{c_1} = -K_{c_1} \frac{Eh^2}{r_2^2} \quad (10.7)$$

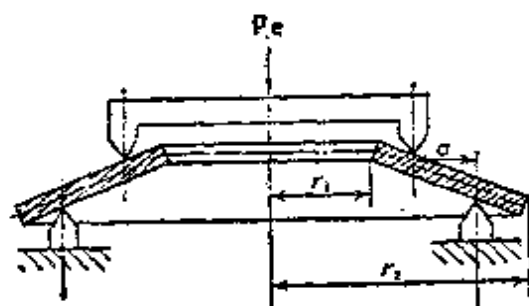


图 10-3 载荷作用位置和支承位置不在内、外圆周上

外周上缘产生的切向应力 (通常为压缩应力):

$$\sigma_{c_2} = -K_{c_2} \frac{Eh^2}{r_2^2} \quad (10.8)$$

内周下缘产生的切向应力 (通常为拉伸应力):

$$\sigma_{t_1} = K_{t_1} \frac{Eh^2}{r_2^2} \quad (10.9)$$

外周下缘产生的切向应力 (通常为拉伸应力):

$$\sigma_{t_2} = K_{t_2} \frac{Eh^2}{r_2^2} \quad (10.10)$$

式中 
$$K_{c_1} = \frac{C\delta}{(1-\nu^2)h} \left[ C_2 \left( \frac{H}{h} - \frac{\delta}{2h} \right) + C_3 \right],$$

$$K_{c_2} = \frac{C\delta}{(1-\nu^2)h} \left[ C_4 \left( \frac{H}{h} - \frac{\delta}{2h} \right) + C_5 \right],$$

$$K_{t_1} = -\frac{C\delta}{(1-\nu^2)h} \left[ C_2 \left( \frac{H}{h} - \frac{\delta}{2h} \right) - C_3 \right],$$

$$K_{t_2} = -\frac{C\delta}{(1-\nu^2)h} \left[ C_4 \left( \frac{H}{h} - \frac{\delta}{2h} \right) - C_5 \right],$$

$$C_2 = \left( \frac{\alpha-1}{\ln \alpha} - 1 \right) \frac{6}{\pi \ln \alpha},$$



$$C_3 = \frac{3(\alpha - 1)}{\pi \ln \alpha},$$

$$C_4 = \left( \frac{\alpha - 1}{\ln \alpha} - 1 \right) \frac{6}{\alpha \pi \ln \alpha},$$

$$C_5 = \frac{3(\alpha - 1)}{\alpha \pi \ln \alpha}$$

### 10.2.2 计算图表

计算碟形弹簧，当然可以利用式(10.1)~式(10.10)，依照条件逐步进行计算，但为简化计算，可使用计算图表。图10-4是求式(10.2)中系数 $C$ 的图表，其横坐标为内外径之比 $\alpha$ 。图10-5是求式(10.3)中系数 $C_1$ 的图表，其横坐标为 $\delta/h$ ，并以 $H/h$ 为参变量。

在式(10.1)中，系数 $C$ 是由内外径之比决定的常数，于是载荷 $P$ 将依 $C_1$ 成比例变化，所以可以认为图10-5事实上是表达碟形弹簧特性的图表。

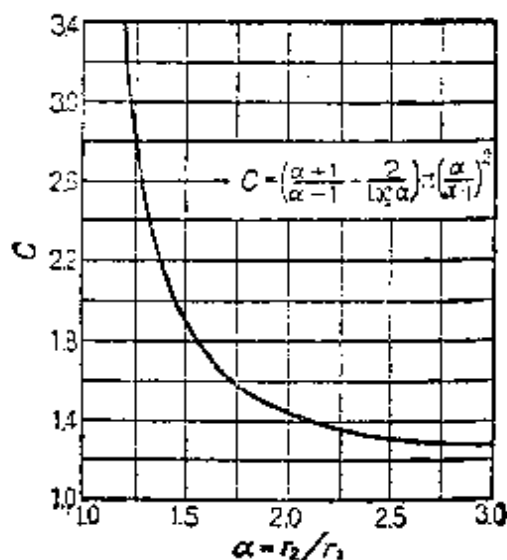


图10-4 求 $C$ 的图表

图10-6~图10-11是求 $K_{c1}$ 、 $K_{c2}$ 、 $K_{t1}$ 、 $K_{t2}$ 的图表，是对常用的 $\alpha$ （内外径之比）=1.5, 2.0, 2.5三种情况，分别以 $\delta/h$ 为横坐标， $H/h$ 为参变量绘制成的。

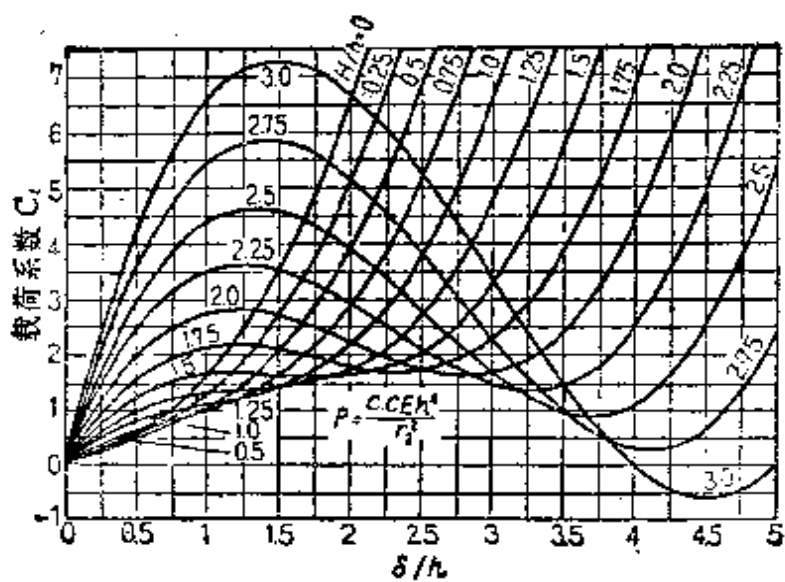


图 10-5 求  $C_1$  的图表

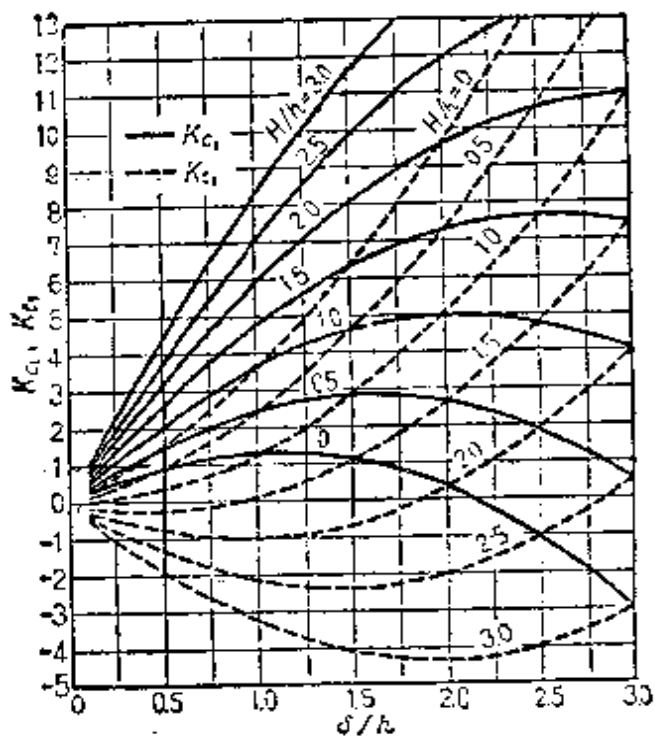


图 10-6  $\alpha=1.5$  时, 求  $K_{c_1}$ 、 $K_{t_1}$  的图表

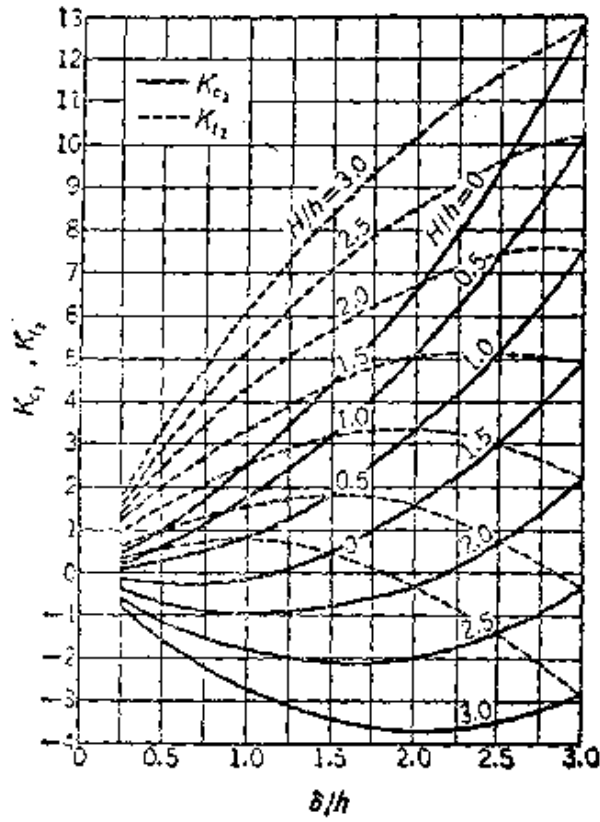


图 10-7  $\alpha=1.5$  时, 求  $K_{c_1}, K_{c_2}$  的图表

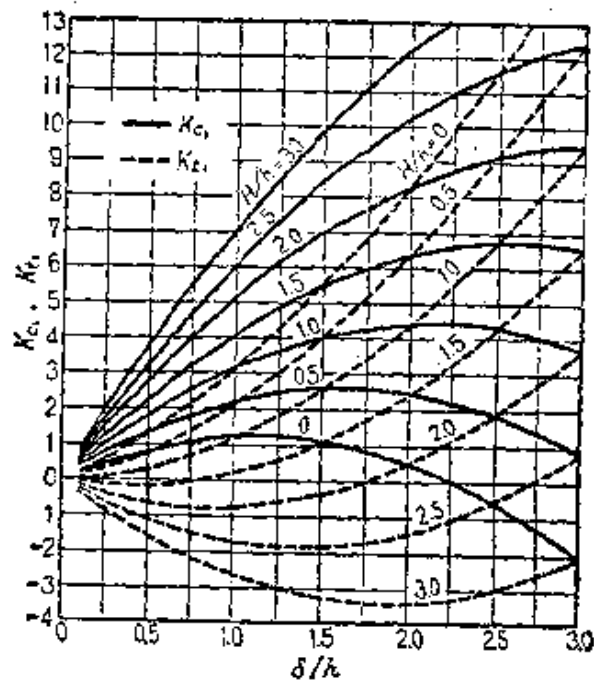


图 10-8  $\alpha=2.0$  时, 求  $K_{c_1}, K_{c_2}$  的图表

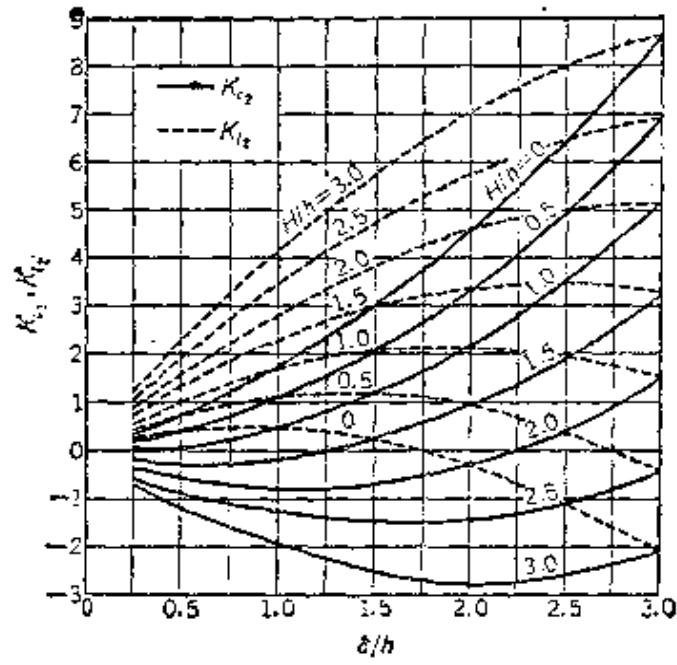


图 10-9  $\alpha=2.0$  时, 求  $K_{\sigma_2}$ 、 $K_{t_2}$  的图表

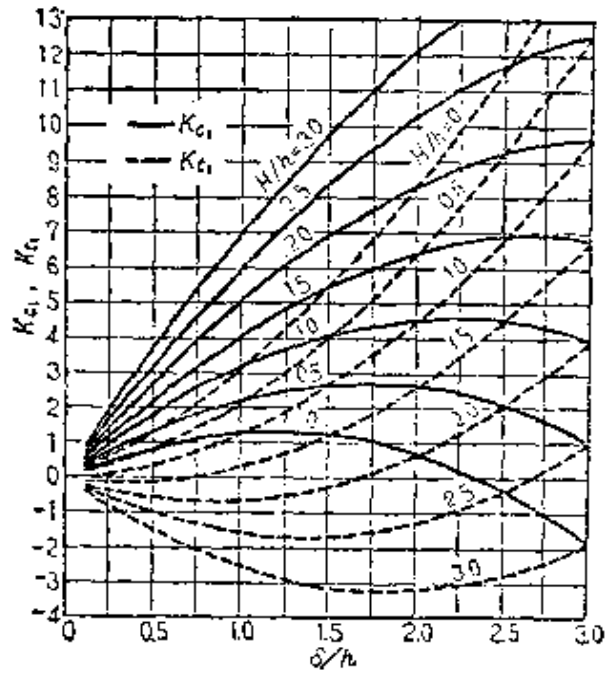


图 10-10  $\alpha=2.5$  时, 求  $K_{\sigma_1}$ 、 $K_{t_1}$  的图表

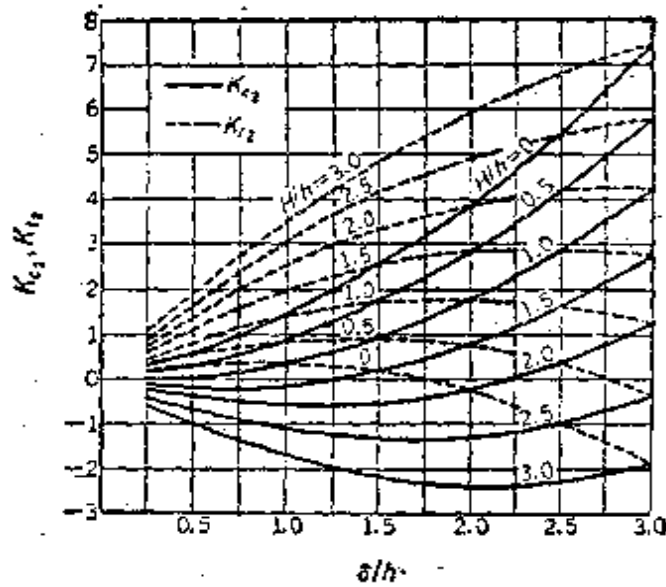


图 10-11  $\alpha=2.5$  时, 求  $K_{c_2}$ 、 $K_{t_2}$  的图表

### 10.3 设计注意事项

#### 10.3.1 形状、尺寸

碟形弹簧的外径尺寸应在安装空间所允许的限度内尽量选取较大值, 至于内外径之比  $\alpha$  的取值范围, 如仅考虑弹簧的效率问题, 应选取  $\alpha=1.8\sim 2.2$ , 但由于受规定空间的限制, 常使  $\alpha$  取值于上述范围之外。 $\alpha$  的数值如过小, 将难于制造, 一般应使其大于 1.25, 而上限值实用上取小于 3.5。内外径的尺寸, 一般是指定压平时的尺寸, 其公差可参看有关标准。

#### 10.3.2 弹簧特性

碟形弹簧可借助于改变  $H/h$  而得到各种各样的特性。当将其用作垫片和缓冲弹簧时,  $H/h=0.5\sim 1.25$ , 当用作离合器弹簧时,  $H/h=1.25\sim 2.25$ , 当用作安全阀弹簧时, 可取  $H/h>3.0$ 。

由于板厚对于碟形弹簧特性的影响是 4 次方的关系, 而  $H/h$  对弹簧特性也有很大的影响, 所以严格说来应对变形的全

域都规定载荷的允许偏差,但这样的要求将增加制造难度,所以当对变形的全域都规定载荷允许偏差时,至少要允许 20% 的偏差。一般是对指定高度下的载荷或指定载荷下的高度规定公差,但也可按需要同时指定这两方面的制造上允许的偏差范围。当指定考核一点的载荷,且使用的是市场商品材料时,最小公差值可取为  $\pm 7\%$ 。

## 10.4 选取应力的方法

### 10.4.1 静载荷时

通常使用的碟形弹簧,在各缘周所产生的应力中,最大应力是内周上缘所产生的压缩应力  $\sigma_{c1}$ ,所以一般以  $\sigma_{c1}$  为考核目标,取其计算值为  $\sigma_{c1} < 250 \text{ kgf/mm}^2$ 。产生断裂时的  $\sigma_{c1}$  的计算值约为  $500 \text{ kgf/mm}^2$  左右。

### 10.4.2 动载荷时

当考虑疲劳时,不容许取用上述那样高的应力。碟形弹簧

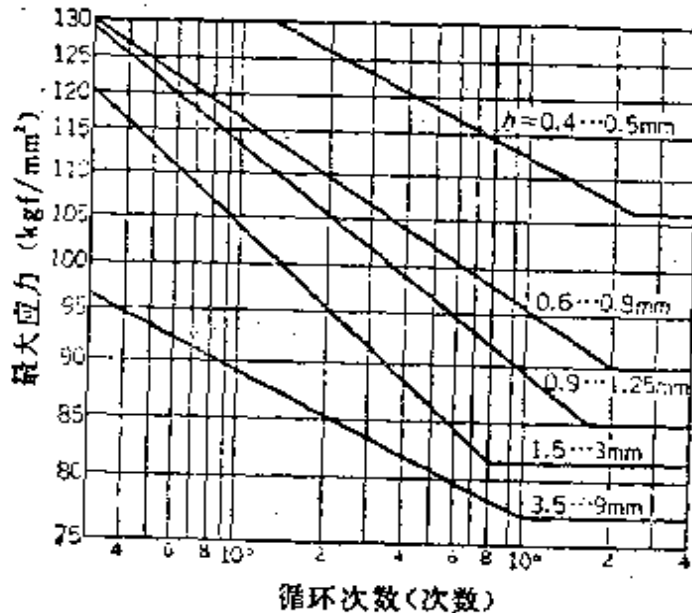


图 10-12 碟形弹簧的单振幅 S-N 曲线  
(50CrV₄, 非破坏率 90%)

产生的应力因不和变形成比例关系，从而其寿命在变形的变动范围内有很大的差异，但是其达到损坏时的循环次数，当然仍是取决于最大应力和应力振幅。在设计时，实际上是要参照已经积累的数据来决定动载荷时的许用应力，特别是在要考虑寿命问题时，还要进行实际寿命试验。

图 10-12 所示是一疲劳试验结果的例子。该图是板厚为 0.4~9 mm，材质为 Cr-V 钢(类似 SUP10)碟形弹簧的单振幅  $S-N$  曲线。当材质为碳素钢时，最大应力可取为图示应力值的 70%。

## 10.5 设计实例

### 10.5.1 当给定碟形弹簧的各几何参数时

首先由给定的内外径之比（一般是用图纸上给出的最小内径尺寸和最大外径尺寸之比，而当板厚和直径相比特别厚时，可用图纸上给出的板厚中心线的内外径之比），从图 10-4 上求出  $C$  值。其次从图 10-5 上，按和给定之  $\delta/h$  对应的  $H/h$  求出  $C_1$  值，代入式(10.1)中计算出变形为  $\delta$  时的载荷  $P$ 。应力值也按相同方法求出。计算中用到的弹性模量  $E$ ，对钢来说  $E=2100 \text{ kg f/mm}^2$ 。

当支承直径象图 10-3 所示那样偏离内外径时，如前所述，需将前面求得的载荷  $P$ ，变形  $\delta$  数值用式(10.5)、式(10.6)加以修正。

需要注意的是，当用平板或在平板上加载时，从  $\delta/H=0.8\sim 0.85$  开始将偏离计算值，其载荷将增加。

### 10.5.2 当给定碟形弹簧的特性而求各几何参数时

先参照图 10-3 中所述原则，决定外径  $r_2$ 、内径  $r_1$ ，然后按给定的特性，由图 10-5 找出  $H/h$  之数值。在决定了  $r_2/r_1$  和

$H/h$  之值后, 由图 10-4 求出式(10.1)中要用到的系数  $C$ , 由给定的弹簧特性和无因次量可在图 10-5 上查得对应的  $C_1$  的概值, 将这些数值代入公式进行试算, 可求得板厚  $h$  的数值。至此,  $r_2/r_1$ ,  $H/h$ ,  $\delta/h$  之数值都已求出, 所以已能进行应力计算, 先将式(10.7)至式(10.10)中要用到的系数  $K_{c_1}$ 、 $K_{c_2}$ 、 $K_{h_1}$ 、 $K_{h_2}$  的数值, 由相应图表查出, 然后进行应力计算, 计算出的结果如有问题, 就要适当修正板厚  $h$  和外半径  $r_2$  等, 再按同样的顺序进行计算, 如仍有问题, 就要反复计算, 直至满意为止。

[计算例] 要求设计一碟形弹簧, 给定外半径为 100 mm, 内半径为 50 mm, 要求在变形量变化 1.5 mm 的范围内载荷保持为约 1 tf, 而且无大变化, 要求应力小于  $150 \text{ kg f/mm}^2$ 。

[解] 变形量变化 1.5 mm, 载荷保持约 1 tf, 而且无大变化的条件, 实际上是要求设计定载荷碟形弹簧, 取  $H/h=1.5$ 。当碟形弹簧压缩至接近成一平面时, 载荷将急剧增加, 为避免出现这种情况, 取  $\delta_{\max}/h=1.3$  ( $\delta_{\max}/h=1.5$  时, 就是压缩至成一平面)。和  $\alpha=2$ ,  $H/h=1.5$ ,  $\delta/h=1.3$  相对应的  $K_{c_1}$  数值, 由图 10-8 上查得为  $\div 5.0$ , 代入式(10.7)中求解  $h$ , 则:

$$h = r_2 \sqrt{-\sigma_c / (K_{c_1} E)} = 100 \sqrt{150 / (5 \times 21000)} \\ \approx 3.8 \text{ mm}$$

从而  $H = 1.5h = 5.7 \text{ mm}$

其次, 和  $H/h=1.5$ ,  $\delta/h=1.3$  相对应的  $C_1$  数值由图 10-5 上查得为 1.7, 而和  $\alpha=2$  相对应的  $C$  数值, 由图 10.4 上查得为 1.44, 代入式(10.1)中得:

$$P = C_1 C E h^4 / r_2^3 = 1.7 \times 1.44 \times 21000 \times 3.8^4 / 100^3 \\ \approx 1072 \text{ kg f}$$

由图 10-5 可知, 在本例题的条件下, 在  $\delta/h$  约为 0.8~1.3 的范围内, 也即, 当  $\delta$  在 3.04~4.94 mm 的范围内,  $C_1$  大致保



持定值,也就是说当变形量变化  $4.94-3.04=1.9\text{ mm}$  的范围内,载荷都大致保持为定值(1 tf)。

通过上述选取数据和进行计算设计出的碟形弹簧,完全满足了题目的各项要求。

## 10.6 制造和检验

### 10.6.1 制造

碟形弹簧可用碳素工具钢、合金钢、不锈钢制造,很少采用非铁金属材料。国内一般采用 60Si2MnA 或机械性能与其接近的弹簧钢,在承受较高的变载荷时,可采用 50CrVA 钢,对有防锈,防腐蚀或耐热要求时,可采用不锈钢或耐热钢。

制造碟形弹簧的工艺流程一般为:

下料 → 冲切内径 → 冲切外径 → 成形 → 热处理。

实际上,厚度不同时,碟形弹簧的制造方法和技术要求也有所不同。当厚度  $h < 1\text{ mm}$  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;当  $h = 1 \sim 6\text{ mm}$  时,则在冷冲压成形后,内外径需经切削加工,内孔边缘应倒角或倒圆;当  $h > 6\text{ mm}$  时,可以采用热轧带钢或锻压后经机械加工的钢板,在加热后冲压成形,各表面均经切削(或磨削)加工,内外径边缘均倒角或加工成圆边,并磨加工支承面。所有碟形弹簧均不允许直接由毛坯经机械加工出截锥形,而要冲压成形。成形后,经淬火和回火处理,表面硬度一般应为  $HRC 42 \sim 50$ ,以保证弹簧具有良好的弹性和疲劳强度(对于碟形弹簧垫圈,要求其表面硬度应为  $HRC 40 \sim 48$ )。

热处理时产生的变形将对碟形弹簧的特性产生很大的影响,要采取措施(例如用夹具加压淬火、加压回火等)防止热处理时产生畸变。

碟形弹簧一般在内周上缘有压缩应力的应力集中,在内周下缘有拉伸应力的应力集中,这些应力集中系数都很大,因此需要很好的去除各边缘的锐角以及毛刺,一般采用倒角或倒圆的方法来降低应力集中系数。

承受动载荷的碟形弹簧,最好进行表面强化处理(例如喷丸处理)。具有特殊要求的碟形弹簧还要进行防锈、防腐蚀处理。

所有碟形弹簧都应进行完全压平的强压处理,经强压处理后的结构高度  $H$  应在尺寸公差范围内。

### 10.6.2 检验

碟形弹簧一般要进行外观、尺寸、硬度、弹簧特性检验。碟片外表面不得有斑痕、裂纹或锈斑等缺陷。碟形弹簧的尺寸公差、形状位置公差和载荷、变形量偏差以及其他技术要求、典型工作图等,可参看有关标准规定。

当检验弹簧特性时,如属于图 10-3 所示的情况,则载荷支点的直径如稍有变化,承载情况就有较大差异,所以要经常注意测定工具的磨损情况,要定期检查,以保证检验精度。

# 第十一章 弹簧垫圈

## 11.1 特点和用途

通常称作弹簧垫圈的是指如图 11-1 所示形状的垫圈,它是

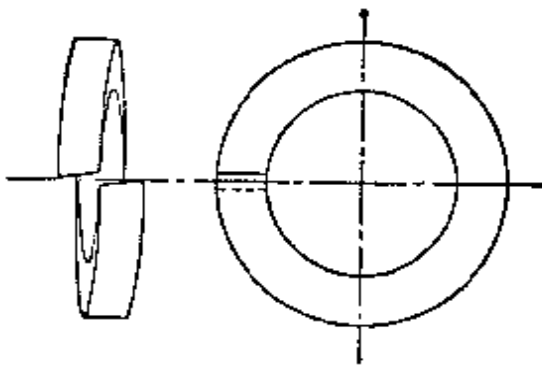


图 11-1 弹簧垫圈的形状

将梯形截面的钢线材卷成螺旋形,然后每圈切断制成的。

如将弹簧垫圈广义解释为是指起弹簧作用的垫圈,则尚应包括齿形垫圈、波形弹簧垫圈、碟形弹簧垫圈以及其他薄板制造的

弹簧垫圈。弹簧垫圈和一般常用的平垫圈一样,也可用于调整螺栓和其安装平面间的凹凸不平,以及覆盖螺栓孔,但它同时还有另一作用,就是在螺栓装配后,它使得内螺纹和外螺纹间产生适当的压力,以防螺栓松动。弹簧垫圈应具备的性能是不妨碍螺栓螺纹部分的装配,垫圈在使用中不损坏,而且不失去弹簧性能。

在螺栓联结中,加入弹簧垫圈是要在内、外螺纹间施加附加的适当压力,以增加摩擦力,达到防松的效果,在这种情况下就要求弹簧垫圈具有大的弹簧刚度。

为达到螺栓的螺纹联结部分在经受振动时也不松动,就需要保证在经受振动时,螺栓和螺母都不逆转,为此,内、外螺纹间就需有足够大的附加压力,而装配紧力的变化要尽量小,在这种

情况下，也可采用齿形垫圈，利用齿形垫圈表面凹凸的阻尼作用，来防止螺栓和螺母的逆转。

产生螺栓松动的原因，是个有许多因素交互影响的复杂问题。近年来进行了许多研究工作，现时的解释是：先是由于座面下沉，螺纹间压力松弛产生初期松动，而后则是螺栓产生逆转，致使螺栓松动。如今已有防止螺栓松动效果的试验方法，它是对螺栓加以某一方向的振动，使螺栓产生瞬时松动。有了这种试验结果，就使得能够选择在某一振动方向防止松动效果好的弹簧垫圈种类。

下面介绍一下各种弹簧垫圈的特点。图 11-1 所示的弹簧垫圈是最常用的，它是在将其切口部分压成一平面的状态下使用的。这种弹簧垫圈结构简单，价格便宜得到了广泛的应用，早已制定有相应的国家标准，将其规范化了。

齿形垫圈有数种形式，图 11-2 所示的是内齿弹性垫圈，图

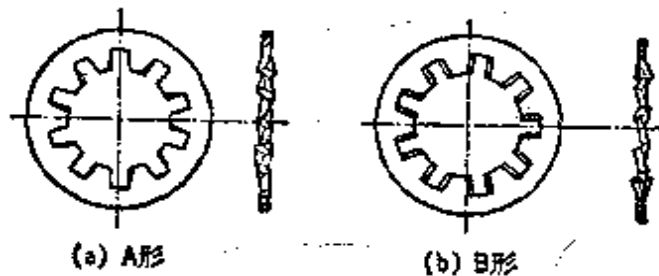


图 11-2 内齿弹性垫圈

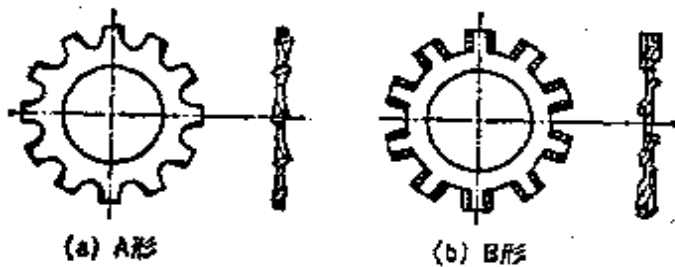


图 11-3 外齿弹性垫圈

11-3 所示的是外齿弹性垫圈, 图 11-4 所示为内外齿弹性垫圈, 图 11-5 所示为碟形具齿弹性垫圈。

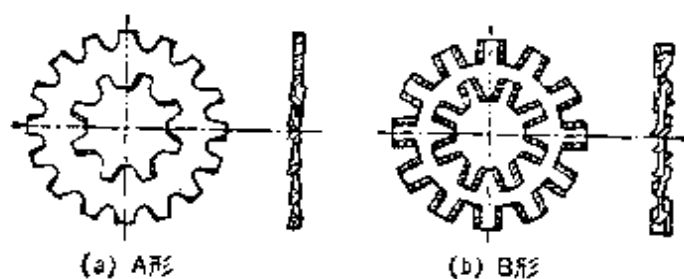


图 11-4 内外齿弹性垫圈

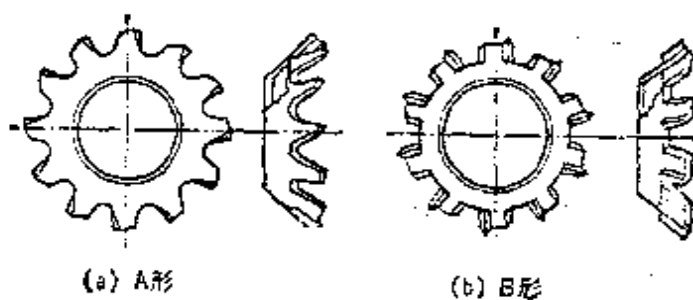


图 11-5 碟形具齿弹性垫圈

齿形垫圈的特点是当螺栓或螺母拧紧约  $40^\circ$  时, 各齿就都

起弹簧作用, 同时各齿嵌入接触面防止螺栓逆转。内齿弹性垫圈用于小螺钉、小型六角头螺栓。外齿弹性垫圈用于双头螺栓。内外齿弹性垫圈外径较大, 用于大螺栓孔特别是长腰孔。碟形具齿弹性垫圈用于碟形头螺钉。

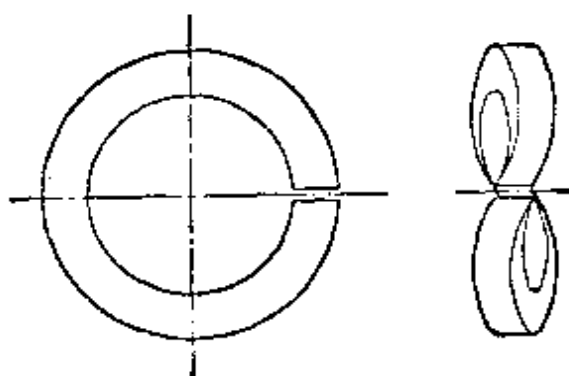


图 11-6 波形弹簧垫圈

波形弹簧垫圈如图 11-6 所示, 其外观为扭成 8 字形的波形

垫圈。它和图 11-1 所示的弹簧垫圈相比，其截面较小，而弹簧刚度较大。

图 11-7 所示为碟形弹簧垫圈，它是在轴向承压，直至压成一平面。这种垫圈的弹簧刚度很大，目前已制订了这种垫圈的标准规范，在标准中规定其外径和平垫圈的外径相同，所以它可和平垫圈组合起来使用，也可用这种垫圈的组合来解决螺栓螺纹长度不足的问题。

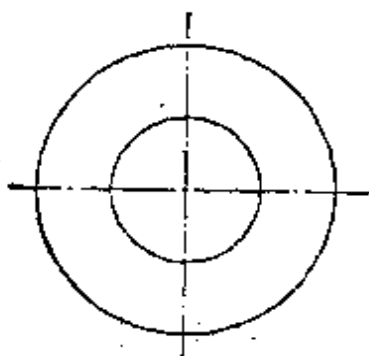


图 11-7 碟形弹簧垫圈

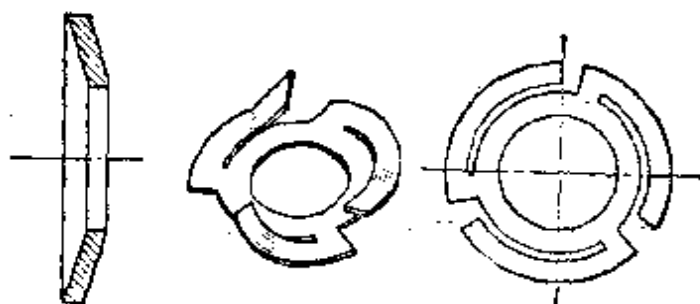


图 11-8 钩爪形垫圈

此外，尚有如图 11-8 所示的钩爪形垫圈，以及具有 2~3 个波的波形垫圈等，它们主要都用作调整垫圈，属于薄板弹簧这一类，弹簧刚度都较小。

## 11.2 计算公式

对弹簧垫圈主要是计算其在轴向承压时的变形，也即弹簧垫圈的弹簧刚度和加压时垫圈中的应力。对螺旋状的普通弹簧垫圈，由于其接触点不是固定的，从而其载荷作用点是移动的，很难进行精确的计算。一般用近似计算法，它假设只有切口部分的末端承受载荷。在图 9-9 上，取  $\phi = \pi$ ，将  $\phi = \pi$  时的变形乘上 2 就可得到弹簧垫圈切口两端的变形，也即在式 (9.11) 中取  $\phi = \psi = \pi$  则

$$\delta = \frac{P r^3}{B} \left\{ (3B + C) \frac{\pi}{2C} \right\}$$

于是, 弹簧垫圈的弹簧刚度为:

$$p' = P/\delta = 4BC/\pi r^3 (3B + C) \quad (11.1)$$

式中,  $B$  和  $C$  是截面的弯曲刚度和扭转刚度。对于通常使用的长方形截面, 当截面尺寸为  $b \times t$  时,

$$B = 12E/bt^3,$$

$$C = Gbt^3 \{1/3 - 0.21t(1 - t^4/126^4)/b\}$$

取  $E/G = 2.6$ , 则式(11.1)可改写为:

$$p' = Gbt^3/1.812d^3 \left\{ \frac{11.8 - 2.52(t/b) + 0.21(t/b)^5}{4 - 2.52(t/b) + 0.021(t/b)^5} \right\} \quad (11.2)$$

式中,  $d$  为垫圈的平均直径。

弹簧垫圈的最大扭转应力  $\tau_{\max}$  产生于切口的相对侧, 其数值为:

$$\tau_{\max} = \left(1.5 + 0.9 \frac{t}{b}\right) \frac{PD}{bt^2} \quad (11.3)$$

为说明式(11.2)所表达的载荷和变形关系的精度, 特介绍一下图 11-9, 该图中的实线是按式(11.2)计算出的结果, 而各点迹则是实验值。可看出二者是相当一致的。

对于图 11-2 至图 11-5 所示的齿形垫圈, 按前述公式计算出的载荷和变形的关系, 和实验值不尽相符。对于这些齿形垫圈, 计算值的误差较大, 在对齿部分扭转加压的情况下, 实际结果是, 当计算出的变形量只有总变形量的 60% 时, 该垫圈已被压紧, 也即, 此时实际上已达总变形量。

对于图 11-6 所示的波形垫圈, 当轴向加压时, 将垫圈压成一平面时的载荷  $P$  可用下式计算, 按这一公式计算出的结果和实验值较接近。

$$P = \frac{Ebt^3}{D^3} \cdot \delta \quad (11.4)$$

和上式中  $P$  和  $\delta$  相对应的应力  $\sigma_{\max}$  可按下列式计算。

$$\begin{aligned} \sigma_{\max} &= 1.175 \frac{PD}{bt^2} \\ &= 2.44 \frac{Et}{D^2} \cdot \delta \end{aligned} \quad (11.5)$$

式中  $E$ ——弹性模量；  
 $b$ ——垫圈的截面宽度；  
 $t$ ——垫圈的截面厚度；  
 $d$ ——垫圈的平均直径。

在垫圈的切口部分末和底面接触期间的弹簧刚度按下式计算出的结果要较按式(11.5)算出的更接近于实验值。

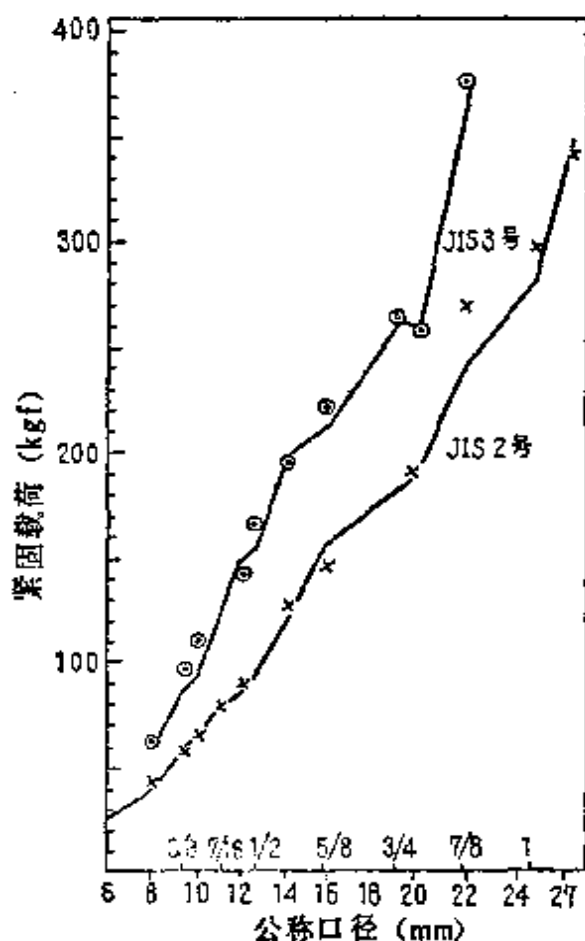


图 11-9 弹簧垫圈的紧固载荷

$$P/\delta = 2.07 \frac{Ebt^3}{D^3} \quad (11.6)$$

碟形弹簧垫圈弹簧刚度的计算公式,已在(10.2节)中介绍过,碟形弹簧当用作垫圈时,是按要压成一平面的条件来设计的,这时的轴向最大载荷是依螺栓的强度条件来决定的。

螺栓的强度条件为  $P_0 = 0.8 \sigma_s A$

式中  $\sigma_s$ ——螺栓材料的屈服强度；

$A$ ——螺栓的有效截面积。

碟形弹簧垫圈压平时的轴向最大载荷  $P_1$  规定为：



一般螺栓用(轻载标准)  $P_1 = (0.58 \sim 0.62) P_0$

内六角螺栓用(轻载标准)  $P_1 = (0.26 \sim 0.31) P_0$

上两种螺栓的重载标准  $P_1 = (0.95 \sim 1.08) P_0$

碟形弹簧垫圈的内径和外径按平垫圈的标准系列尺寸取用,板厚按弹簧用钢带规格选取,然后按这些数值以及前述条件来计算碟形弹簧垫圈的高度尺寸。

### 11.3 设计注意事项

一般的弹簧垫圈,齿形垫圈及碟形弹簧垫圈都有相应的国家标准,波形弹簧垫圈也有行业标准,这些垫圈在使用时都只需选用适宜的规格,而不需要特别进行设计,对于特殊需要超出标准的尺寸则应按 11.2 节中介绍的公式进行计算。

将由线材卷成螺旋状的弹簧垫圈展开后,成为如图 11-10 中实线所示的具有倾角  $\alpha$  的直线。

当如前述假定弹簧垫圈是在切口部分也即两末端承受载荷作用时,变形后的变形曲线将如图中点划线所示,而不是直线。实际上,弹簧垫圈的载荷作用位置是顺次变化的,变形曲线并不按图示的点划线变化,而仅是具有近似该点划线的变化规律,但有一点是共同的,就是在使用中如把弹簧垫圈压至接近压平阶段,则载荷增加较快,这就意味着在压平时垫圈的应力很大,从而有可能使垫圈上产生局部塑性变形,甚至失去弹簧作用和发生破损,所以在进行弹簧垫圈的设计时,要注意考核其紧固状态下的应力,而在使用标准规格的弹簧垫圈时,不要将其过度紧固。

齿形垫圈的形状在图 11-2~图 11-5 上有 A 形、B 形两种型式。它们齿的扭转方式不同如图 11-11(a)、(b) 所示。图中  $H$  称为自由高度,一般  $H$  约为板厚的 2 倍,这时 A 型齿的扭转

角度约为  $40^\circ$ ，当把具有这样扭转角的齿压至  $0^\circ$  时，它将承受很高的应力，甚至产生塑性变形，减弱弹簧性能，所以在使用中也应避免过度紧固。

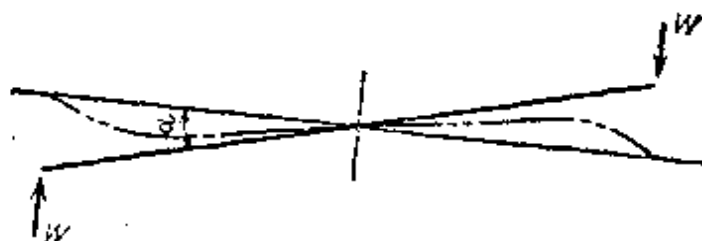


图 11-10 弹簧垫圈变形前、后的展开曲线

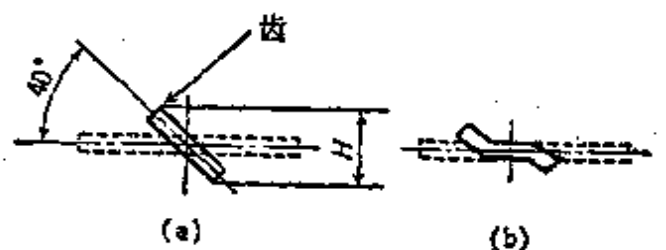


图 11-11 齿形垫圈的 A、B 型齿

碟形弹簧垫圈和其他弹簧垫圈相较，强度余量较大，和相应的螺栓强度相比，尚有 50% 的裕量，紧固使用本没有问题，但是对螺孔孔的大小却有要求，因为当螺孔孔径过大时，紧固后将使碟形弹簧垫圈产生逆弯变形，这将极度地丧失弹簧性能。ANSI B18.13 规定中指出，当使用的螺孔过大时，如碟形弹簧垫圈和底平面的接触面积达不到垫圈自身具有的平面面积的 70%，就有产生逆弯变形的危险。在这种情况下，推荐采用更大一档外径的碟形弹簧垫圈，或是和平垫圈组合使用。

其余种类的弹簧垫圈，紧固状态下的应力都较大，为不减弱其弹簧作用，使用时也都应注意，不宜过度紧固。

## 11.4 选取应力的方法

### 11.4.1 弹簧垫圈的材料

用方形截面线材卷制成的弹簧垫圈,对材料机械性能的要求不但要有高的屈服强度,而且要有好的韧性。国内一般用65 Mn,日本用SWRH57(A, B)~77(A, B),不锈钢SUS301~304,及磷青铜线材。波形弹簧垫圈也采用上述材料制造。

齿形垫圈的材料,国内一般用65 Mn,国外则用特殊带钢,象日本是用S50CM~S70CM,及磷青铜板材。

碟形弹簧垫圈的材料和齿形垫圈相同。

### 11.4.2 弹簧垫圈的许用应力

一般弹簧垫圈的应力如式(11.3)所示是扭转应力最大,这一扭转应力的最大值产生于和切口沿直径相对的一侧。而在与切口处成 $90^\circ$ 角的二侧产生弯曲应力,这一弯曲应力 $\sigma_b$ 按下式进行计算。

$$\sigma_b = 3PD/bt^2 \quad (11.7)$$

和这一 $\sigma_b$ 相较,还是最大扭转应力危险,在设计时,一般用到 $200 \text{ kg f/mm}^2$ 左右。如前所述,由于计算时没有考虑载荷作用点移动的影响,因此计算值偏高,使用时的实际应力虽要较计算取用值为小,但应力水平还是很高的,在使用时仍应注意不要过分紧固。

### 11.4.3 其他种类弹簧垫圈的许用应力

其它种类的弹簧垫圈,除齿形垫圈外,都是以弯曲应力为主要工作应力的弹簧。它们的设计应力一般约为 $500 \text{ kg f/mm}^2$ ,在这样高的设计应力下,如沿轴向将垫圈压平时,通常压缩后的有效变形量将降至约为原有的 $1/3$ 。如欲限定不产生实质性的永久变形,则应力许用界限是随弹簧的硬度而异的,按国外文献

的介绍一般许用值应取为  $\sigma_{\max} = 140 \text{ kg f/mm}^2$ 。象碟形弹簧垫圈，如对压缩试验后的高度有要求时， $\sigma$  也应按  $140 \text{ kg f/mm}^2$  计算，其结果与实验值较符合。

## 11.5 设计实例

弹簧垫圈都已标准化，一般不必特别设计，只要合理的加以使用就可以了，但有时在选择使用何种垫圈时，尚需作些简单的计算，加以比较进行取舍。以碟形弹簧垫圈为例，一轻载荷型标准碟形弹簧垫圈的具体尺寸为： $d=8.4$ ， $D=17$ ， $h=1.4$ ， $H=0.45$ ，如将这一垫圈用于  $\phi=13$  的螺孔时，将产生逆弯，所以不能使用，而应按不产生逆弯的条件，从外径尺寸系列中另选取合适的外径尺寸。

碟形弹簧垫圈自身具有的平面面积为  $\pi(D^2 - d^2)/4$ ，设螺孔孔径为  $D_s$ ，不接触面积为  $\pi(D_s^2 - d^2)/4$ ，如前所述，碟形弹簧垫圈不产生逆弯变形的条件是其接触面积应大于垫圈所具有平面的 70%，也即不接触面积需小于 30%，界限值为：

$$(D_s^2 - d^2)/(D^2 - d^2) = 0.3$$

由此求得

$$\begin{aligned} D &= \sqrt{(D_s^2 + 0.7d^2)/0.3} = \sqrt{(13^2 + 0.7 \times 8.4^2)/0.3} \\ &= 26.98 \approx 27。 \end{aligned}$$

按外径尺寸标准系列可选取外径  $D=28$ 。

其次，上例中该标准尺寸的碟形弹簧垫圈，其全压缩时的载荷为  $563 \text{ kgf}$ ，如前 10.2 节所述，通过适当改变板厚  $h$  的方法可将增大外径后的垫圈改变成具有和该标准垫圈相同的弹簧刚度，也即可使全压缩时的载荷仍保持为  $563 \text{ kgf}$ ，以保证不改变螺栓的承载情况。

## 11.6 制造和检验

### 11.6.1 弹簧垫圈的制造

弹簧垫圈的制造工艺流程为：(1)冷拉；(2)成形；(3)热处理；(4)表面处理。

(1)冷拉是将圆形截面的线材冷拉成梯形截面的线材。其方法是先将原材去除氧化皮，然后使其通过涂有润滑剂的具有适当梯形截面的拉模或辊轮冷拉模，经过1~2次冷拉工序后达到预定的梯形截面。冷拉后进行650~700°C低温退火以消除应力。目前的趋势是改用尺寸较小的经韧化处理的线材，经加工达到所要求的梯形截面，在这种情况下可不需要进行低温退火处理。

(2)成形工序都是连续进行卷制，将已经冷拉成的梯形截面，卷制成螺旋状后就变形为矩形截面，然后再按每一螺圈切断，就制成了弹簧垫圈。

(3)热处理工序是用淬火和回火（经韧化处理的线材可省去淬火而仅用低温退火）的热处理方法，使垫圈达到所要求的硬度。经过淬火和回火处理后，应保证硬度达到HRC 42~50。那些经韧化处理线材在低温退火后的最低硬度也应达到HRC 40。

(4)一般弹簧垫圈大多是在热处理后使用，特殊情况下也有进行电镀等表面处理的。一般在电镀后为防止垫圈产生氢脆，还需要在200°C左右的低温下匀热4小时以上，以去除可能含有的氢气。

### 11.6.2 波形弹簧垫圈的制造

波形弹簧垫圈的制造和一般弹簧垫圈基本相同，只是在成形时是使用专用机械一边卷制一边将一螺圈切断，被切断的螺

圈自动连续的输送至压模中压制成波形弹簧垫圈，而且垫片的切口还需保证恰在波形的中央。其它工序都和一般的弹簧垫圈相同。

### 11.6.3 齿形弹簧垫圈的制造

齿形垫圈的制造工艺流程为：(1)冲裁弯齿；(2)热处理；(3)表面处理。

(1) 冲裁都是使用冲床。大量生产时都是连续的顺次经过各冲模，进行冲裁内、外径以及弯齿成形。冲裁加工中最重要的是模具的精度，因为它将左右产品的质量。通常冲裁齿形垫圈的模具要用特殊工具钢或模具钢制造，要特别注意它们的热处理工艺。

(2) 齿形垫圈实际上是一种薄板弹簧，所以在热处理时要注意炉内的温度分布和炉内气氛。热处理炉的形式可用连续淬火回火式。

(3) 进行电镀等表面处理时，也要注意氢脆问题，特别由于齿形垫圈是种弯曲应力较高的薄板弹簧，所以更要注意充分进行低温处理。

### 11.6.4 碟形弹簧垫圈的制造

碟形弹簧垫圈的制造工艺流程为：(1)冲裁，冲出碟形；(2)热处理；(3)表面处理。

(1) 大量生产时是使用自动冲床，使坯料顺次送入各冲模，依次进行冲裁内、外径，倒角，冲出碟形等工序。碟形弹簧垫圈的各棱边应力最高，特别是下部棱边的拉伸应力很高，为降低棱边的应力就要制成具有适当的圆角  $R$ ，而  $R$  的方向往往会影响到模具的结构，在设计模具时要注意到这一点，此外碟形弹簧垫圈和齿形垫圈同样也是种薄板弹簧，因此应注意提高模具的精度，以保证产品的质量。

(2) 热处理炉也是采用连续淬火回火式。热处理后硬度应为  $HRC\ 40\sim 46$ 。

(3) 由于碟形弹簧垫圈应力较高，如需要表面处理时必须经充分的去氢处理，以免因氢脆而失去弹簧垫圈应具备的性能。

### 11.6.5 弹簧垫圈的检验

弹簧垫圈要检验：(1) 硬度，(2) 弹簧作用，(3) 韧性，以及形状尺寸和外观检查。

(1) 一般钢制垫圈硬度应为  $HRC\ 42\sim 50$ ，用经韧化处理的线材制成的硬度最低值为  $HRC\ 40$ ，磷青铜制品硬度为大于  $HB\ 90$ 。对脱碳层也有特别的规定，例如 *SAE* 标准中对弹簧垫圈的脱碳层有如表 11-1 所示内容的规定。

表 11-1 弹簧垫圈脱碳层的容许值(最大值)(单位: mm)

垫圈编号	铁素体脱碳层深度	全脱碳层深度
2号 2~2号 10	0.051	0.152
3号 10~2号 18	0.076	0.203
3号 18~2号 39	0.102	0.254

(2) 弹簧作用的检验是检验在规定试验载荷下，连续压缩三次后的自由高度，压缩试验后的自由高度应不小于规定值。

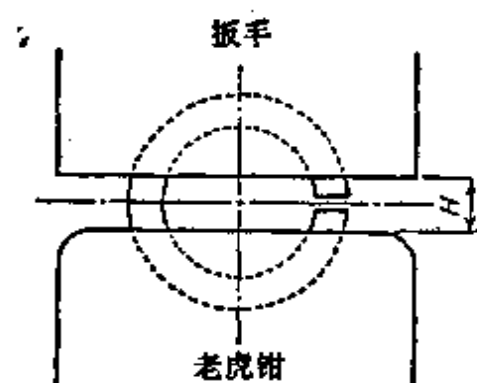


图 11-12 韧性检验法

(3) 检验韧性的方法如图 11-12 所示。用老虎钳将弹簧垫圈的下部夹持牢，上部用扳手将其向垫圈厚度增加的方向扭转，在扳手转角未满足  $90^\circ$  时，垫圈不应损坏也不应产生裂纹。在试验

时,老虎钳和扳手间距离  $H$  的尺寸,规定为垫圈外径尺寸的  $1/3 \sim 1/4$ 。除这种检验方法外,尚可用耐久压缩试验的方法来检验韧性。

#### 11.6.6 波形弹簧垫圈的检验

波形弹簧垫圈的检验和一般弹簧垫圈基本相同,只是压缩试验后的自由高度,规定要大于板厚的 1.2 倍。

#### 11.6.7 齿形垫圈的检验

齿形垫圈要检验:(1)硬度,(2)弹簧作用,(3)韧性,以及形状、尺寸和外观检查。

(1) 钢制品硬度应为  $HRC40 \sim 50$ ,磷青铜制品硬度应为  $HB85$  以上。

(2) 弹簧作用的检查是要求在压缩试验后的自由高度应大于压缩前自由高度的  $5/6$ 。在作齿形垫圈的压缩试验时,是用螺钉从与其刚刚开始接触起紧固  $1/3$  圈,然后退出螺钉测量自由高度。

(3) 韧性的检验方法是:将垫圈的一处切断,将一端固定,另一端向轴向拉伸,垫圈就呈螺旋状伸展,当切断部位两端距离拉远至等于垫圈内径尺寸时,垫圈不应产生裂纹或损坏。

#### 11.6.8 碟形弹簧垫圈的检验

碟形弹簧垫圈要检验:(1)硬度,(2)弹簧作用,(3)韧性,以及形状、尺寸和外观检查。

(1) 钢制品硬度应为  $HRC40 \sim 48$ 。

(2) 弹簧作用的检验是在规定试验载荷下,连续压缩三次后检验其自由高度,应不小于规定值。

(3) 关于韧性的检验有不同的方法,例如 *JIS* 标准中规定要在规定试验载荷下连续承载 24 小时,垫圈应不产生裂纹和损坏。而 *SAE* 标准则是规定要和齿形垫圈一样,将垫圈一处切



断,然后将一端固定,另一端沿轴向拉伸,当切口部位两端拉至相距等于垫圈内径尺寸时,垫圈不应出现裂纹和损坏,用这种方法检验碟形弹簧垫圈的韧性对大号的垫圈来说较为困难。

## 第十二章 细线弹簧

### 12.1 特点和用途

将细线材经弯曲加工制成适当的形状，用来起弹簧作用的零件统称为细线弹簧，其形状和用途是多种多样的。一般在设计细线弹簧时，和设计螺旋弹簧相同，力求其起弹簧作用的有效部分（这一部分占使用材料的大部分）产生相同的应力，以最大限度的利用材料的弹簧性能。常用的细线弹簧有：夹簧，卡簧，卡销等，它们除按使用要求制成一定的形状外，同时在机能上都要求具有一定的弹簧性能。一般对细线弹簧的弹簧性能很少有严格的要求，弹簧性能仅是体现于要求其能夹持物件，能恢复原有位置或是易于装拆。但是也有用于如照像机、打字机、开关等部件的细线弹簧，不仅安装空间受限制，而且对弹簧性能以及疲劳强度都有严格的要求。

细线弹簧在工作时产生的应力多是弯曲应力，也有扭转应力或是弯曲和扭转的复合应力。图 12-1 所示为细线弹簧的用途示例。

图 12-1(a)所示细线弹簧叫作定位环或开口环。它可和  $O$  形同心弹簧挡圈同样使用。设计时稍微变化一下就可成为洗衣夹的弹簧。(b)是承受弯曲应力作用的细线弹簧。(c)是承受扭转应力作用的细线弹簧。(d)是带脚夹簧，国外已将其标准化，在 JASO 中编号是 F 204。(e)是汽车用卡簧，装于轴的外端槽中，它是利用其在轴的径向的弹簧作用而嵌入槽中，用来给装于轴上的零件轴向定位。当结构上没有必要用挡圈来严格定位，

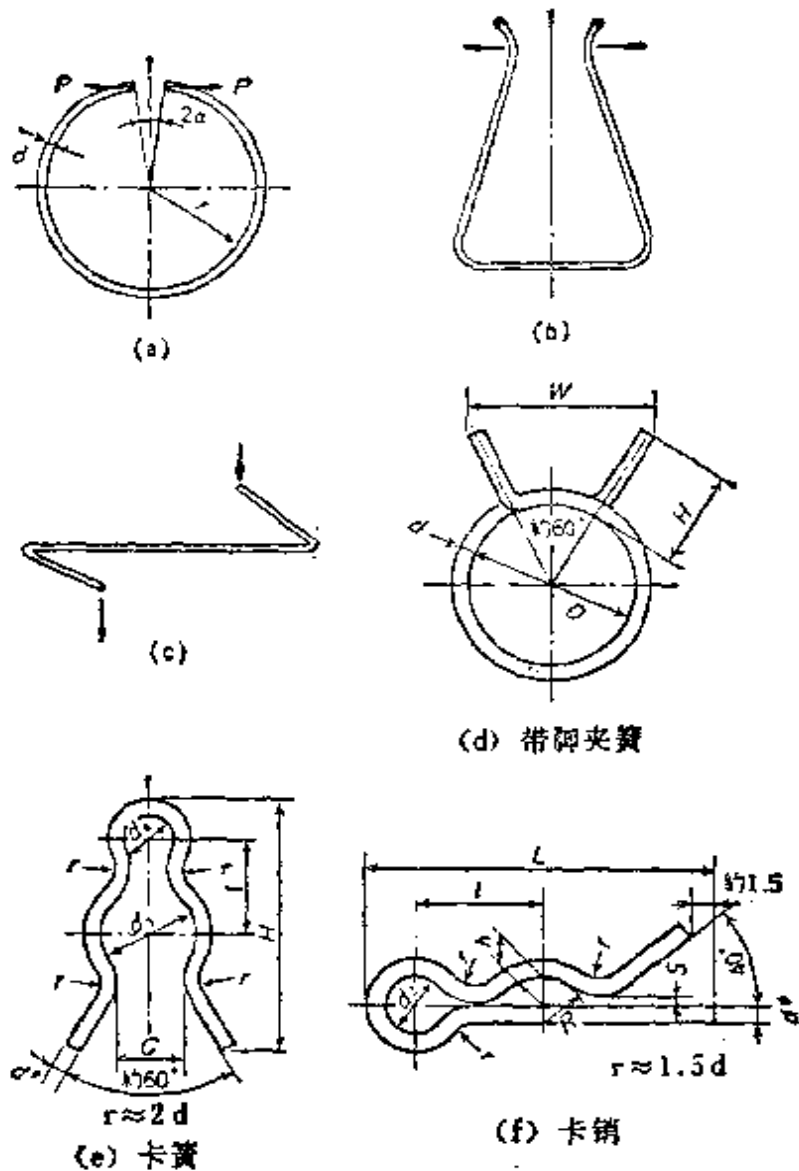


图 12-1 细线弹簧用途示例

而又欲易于装拆的情况下，常采用之。在 JASO 中它的编号是 F202。(f) 是卡销。在轴的径向钻有通孔，将卡销的直线段部分插入孔中，再敲弯露出的尾部就可以了。它和两半圆构成的定位销是一样使用的。它在 JASO 中的编号是 F203。

在设计细线弹簧时，应注意取用能用成形机等大量生产的形状，以降低成本。

## 12.2 计算公式

细线弹簧有各式各样的形状,无法介绍所有的计算公式,但有许多细线弹簧的外形可看成是将薄板弹簧带状材料换成线材变化而成的,所以9.2节所介绍的薄板弹簧的计算公式,对这些细线弹簧都能适用,不过这时9.2节所用的弯曲刚度 $B$ 要按相应的截面形状计算,当其为直径为 $d$ 的圆形截面时,按式(12.1)计算,而当其为边长为 $a$ 的四边形截面时,按式(12.2)计算。

$$B = \pi d^4 E / 64 \quad (12.1)$$

$$B = a^4 E / 12 \quad (12.2)$$

按照弹簧的形状和承载状态,对照图9-10~图9-16取用相应的计算公式。在计算应力时只要按截面形状改变抗弯截面系数 $Z$ 的数值,例如圆形截面时,取 $Z = \pi d^3 / 32$ ,就可使用薄板弹簧计算应力的各公式。

对具体的计算,特举以下数例予以说明。对图12-1(a)所示的圆环状弹簧进行计算。参照式(9.11)和式(9.18),弹簧刚度 $p'$ 由下式表达。

$$p' = \frac{P}{\delta} = \frac{E \pi d^4}{64 r^3 [(\pi - \alpha)(1 + 2 \cos^2 \alpha) + (3 \sin 2\alpha / 2)]} \quad (12.3)$$

式中,  $r$ ——是圆环的平均半径;

$2\alpha$ ——圆环缺口部分的中心角。

当圆环缺口部分的中心角 $2\alpha = 0$ 时,上式成为:

$$p' = \frac{P}{\delta} = E d^4 / 192 r^3 \quad (12.4)$$

最大弯曲应力 $\sigma_{\max}$ 产生于和缺口沿直径相对的一侧。

$$\sigma_{\max} = \frac{P r (\cos \alpha + 1)}{Z} = \frac{32 P r (\cos \alpha + 1)}{\pi d^3} \quad (12.5)$$

当圆环缺口部分的中心角  $2\alpha=0$  时, 式(12.5)成为:

$$\sigma_{\max} = 64Pr/\pi d^3 \quad (12.6)$$

图 12-2 所示称为锯齿形弹簧, 它在使用时两端是固定的, 弹簧整体弯曲, 承受载荷, 这相当于弹簧如图示那样受拉伸载荷  $P$  的作用, 此时其弹簧刚度  $p'$  按下式计算。

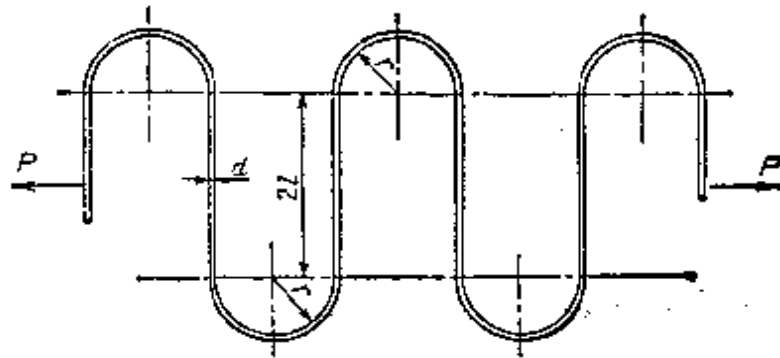


图 12-2 锯齿形弹簧

$$p' = \frac{P}{\delta} = \frac{E\pi d^4}{128n \left[ \frac{l^3}{3} + r \left( \frac{\pi}{2} l^2 + \frac{\pi}{4} r^2 + 2lr \right) \right]} \quad (12.7)$$

式中,  $n$ ——波峰数;  $l$  和  $r$  是如图所示的长度和半径;  $d$ ——线材的直径。

最大应力产生于各峰顶, 其数值如下式所示。

$$\sigma_{\max} = 32(l+r)P/\pi d^3 \quad (12.8)$$

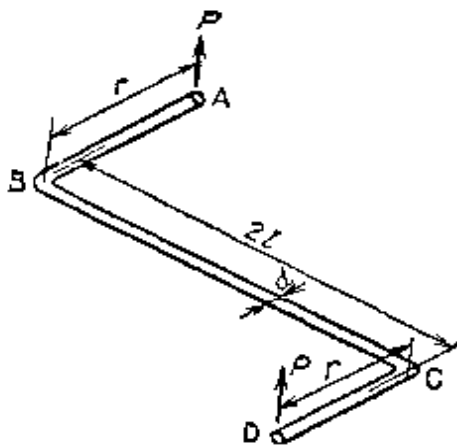


图 12-3 Z形弹簧

图 12-3 所示为 Z 形弹簧, 如在 A 端和 D 端作用有和弹簧平面垂直的载荷  $P$ , 则在 BC 部分作用着扭矩, 而在 AB 和 CD 两部分作用着弯矩。因为整个图形是以 BC 的中点为对称点, 若取 A 端和 D 端的相对变位为

形是以 BC 的中点为对称点, 若取 A 端和 D 端的相对变位为

2 $\delta$ , 则:

$$\delta = \frac{32Pr^2}{\pi d^4} \left( \frac{2r}{3E} + \frac{l}{G} \right) \quad (12.9)$$

式中,  $E$ ——材料的弹性模量,  $G$ ——材料的切变模量。

扭转应力  $\tau$  和弯曲应力  $\sigma$  按下式计算。

$$\left. \begin{aligned} \sigma &= 32Pr/\pi d^3 \\ \tau &= 16Pr/\pi d^3 \end{aligned} \right\} \quad (12.10)$$

这种弹簧经弯曲加工的 B 处和 C 处, 产生扭转和弯曲的复合应力, 其最大剪切应力  $\tau_{\max}$  按下式计算。

$$\tau_{\max} = \sqrt{\sigma^2/4 + \tau^2} = 1.414\tau = 22.6Pr/\pi d^3 \quad (12.11)$$

### 12.3 设计注意事项

如前所述, 在计算细线弹簧时, 只要将薄板弹簧计算公式中的弯曲刚度变换后, 就可使用这些公式, 但是细线弹簧和薄板弹簧还是有区别的, 在设计工作中必须充分予以考虑。首先, 薄板弹簧在一个方向的弯曲刚度和与其成直角方向的弯曲刚度之比是很大的, 而细线弹簧则是各方向的弯曲刚度是相等的。其次, 薄板弹簧有较大的扭转刚度, 而细线弹簧的扭转刚度则较小。由于这些材料截面特性的显著不同, 在设计细线弹簧时要充分注意载荷方向的影响。此外, 虽然是细线弹簧, 弯曲半径小时, 弯曲部分的应力也要增大, 设计时应予以考虑。

### 12.4 选取应力的方法

#### 12.4.1 细线弹簧的材料

细线弹簧所使用的材料是各种冷拉钢丝和各种非铁金属线材, 如使用环境和对疲劳强度无特别的要求, 一般多使用硬钢丝, 如 JIS G3521。

在 JASO 的夹簧、卡簧、卡销标准规格中，都是用硬钢丝 SWC 或是当线径大时用硬钢线材 (JIS G3506) 拉丝后经退火成形的，再经热处理，处理后规定硬度应为  $HRC40\sim50$ 。

细线弹簧除用圆线外，也有使用方形截面的线材的，这时，多是用硬钢丝经冷拉加工成方形线材。

#### 12.4.2 许用应力

细线弹簧的许用应力，如是承受弯曲应力可参考扭转螺旋弹簧的许用应力选取，如是承受扭转应力可参考压缩螺旋弹簧的许用应力来选取。

一些仅是在装拆时起弹簧作用的细线弹簧以及如夹簧等虽承受往复载荷，但往复次数较少的细线弹簧，其弯曲应力的计算值也有取至高到达抗拉强度极限的。例如，图 12-1(e) 所示的卡簧，JASO 标准规格卡簧装配时，在弯曲端部产生的最大应力值  $\sigma_{\max} \approx 200 \text{ kg f/mm}^2$ ，也即在第一次装拆后就产生若干永久变形，但是此后产生的永久变形却相当小，实用上没有什么问题，也即，在设计入口尺寸  $\sigma$  值时是已考虑了这个问题的。

### 12.5 设计实例

细线弹簧的设计应注意考虑选用加工工时少的形状，弯曲加工部分的曲率半径要尽可能大。

细线弹簧中因变位而产生应力的型式要较因承载而产生应力的型式为多。是设计细线弹簧时，如要求该弹簧在某特定位置要有一定的变形，而此时所产生的最大应力偏高，则要注意选用线径小的弹簧，以减轻应力。例如，对于承受弯矩的细线弹簧，弯曲应力  $\sigma_{\max}$  和线径  $d$  以及变形  $\delta$  间的关系为：

$$\sigma_{\max} \propto d \times \delta \quad (12.12)$$

可见，如  $d$  减小而  $\delta$  不变， $\sigma_{\max}$  就可减小。承受扭矩的细线弹

簧也有同样的关系。但是,在选用线径小的弹簧时要注意,此时载荷是要和线径减小比值的4次方成比例减小的。此外,细线弹簧当载荷点的变形大时,其形状将多偏离原计算时所依据的基本原始形状,此时弹簧特性将是非线性的,并不符合计算值。在这种情况下是先进行计算求出概算值,然后由实测来验证其必要的特性值。

[例题] 如图12-1(a)所示的圆环形弹簧,已知 $d=1\text{ mm}$ , $r=10\text{ mm}$ , $2\alpha=0^\circ$ ,由硬钢丝SWB制成。试求当将切口处扩至间距为 $5\text{ mm}$ 时,应力是否超过许用值,并求此时的载荷。

[解] 由式(12.4)和式(12.6)得:

$$\sigma_{\max} = \frac{64Pr}{\pi d^3} = \frac{Ed\delta}{3r^2\pi} = \frac{21000 \times 1 \times 5}{3 \times 10^2 \times \pi} = 111 \text{ kg f/mm}^2$$

SWB材料,线径 $1\text{ mm}$ 时的拉伸强度极限为 $175 \sim 200 \text{ kg f/mm}^2$

$$\sigma_{\max}/\sigma_B = 111/175 = 0.63$$

所以应力值是安全的,又从式(12.4)得:

$$P = \frac{Ed^4\delta}{192r^3} = \frac{21000 \times 1^4 \times 5}{192 \times 10^3} = 0.547 \text{ kg f}$$

## 12.6 制造和检验

细线弹簧因用途不同而有各式各样的形状,其制造方法也是多种多样的,成品的检验项目及要求也是根据使用目的相应制订的并无统一的规范。在大量生产中多是用专门的线成形机来进行成形加工,其制品的示例如图12-4及图12-5所示。细线弹簧在成形之后和其它弹簧一样,也要进行低温退火和防锈处理。细线弹簧的形状直接决定着制造的难易程度,所以除非性能上有特殊的要求,一般不应选用过于复杂的难于制造的形状,否则将无谓的提高成本。



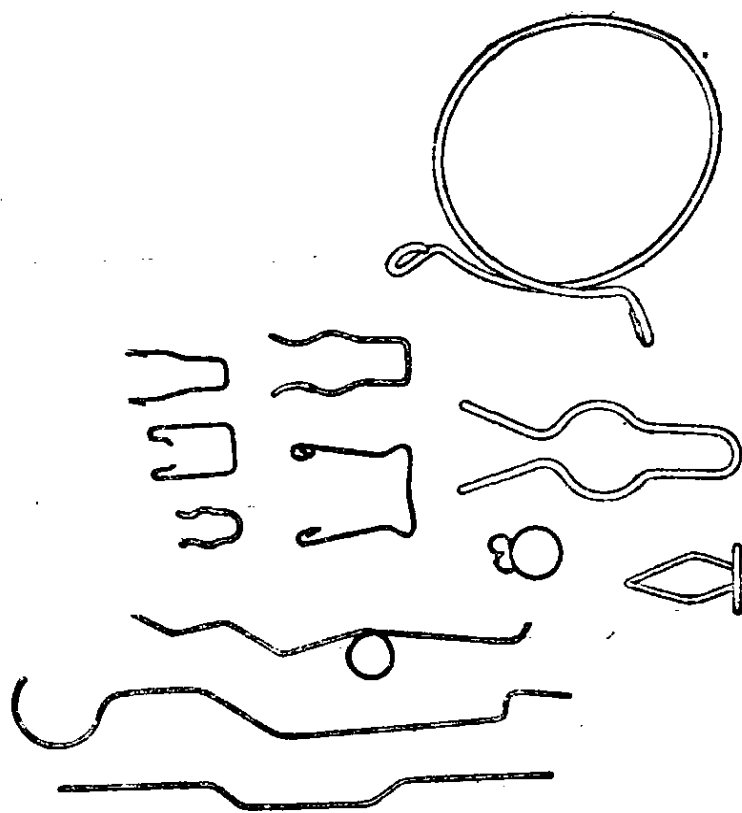


图 12-4 线成形机制品示例(1)

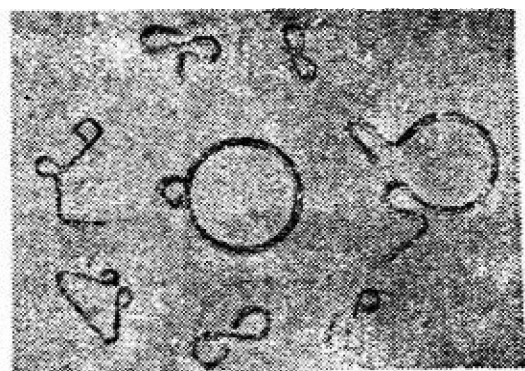


图 12-5 线成形机制品示例(2)

# 第十三章 弹簧挡圈

## 13.1 特点和用途

弹簧挡圈又称作开口圈、定位圈或扣圈。它的种类很多,按形状分类如表 13-1 所示。

按使用方法分类,则可分为沿轴向装入嵌进槽内的和沿径向装入槽内的两种,大部分弹簧挡圈属于前者,表 13-1 中附图所示图 D, 图 E 和图 F 属于后者。

弹簧挡圈的用途如图 13-1 所示。应用弹簧挡圈可将设计 (A) 简化为设计 (B)。

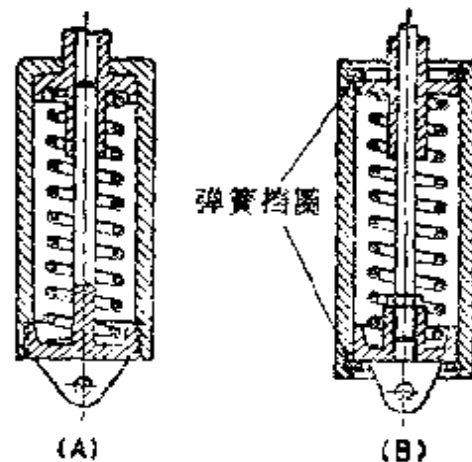


图 13-1 弹簧挡圈的应用例

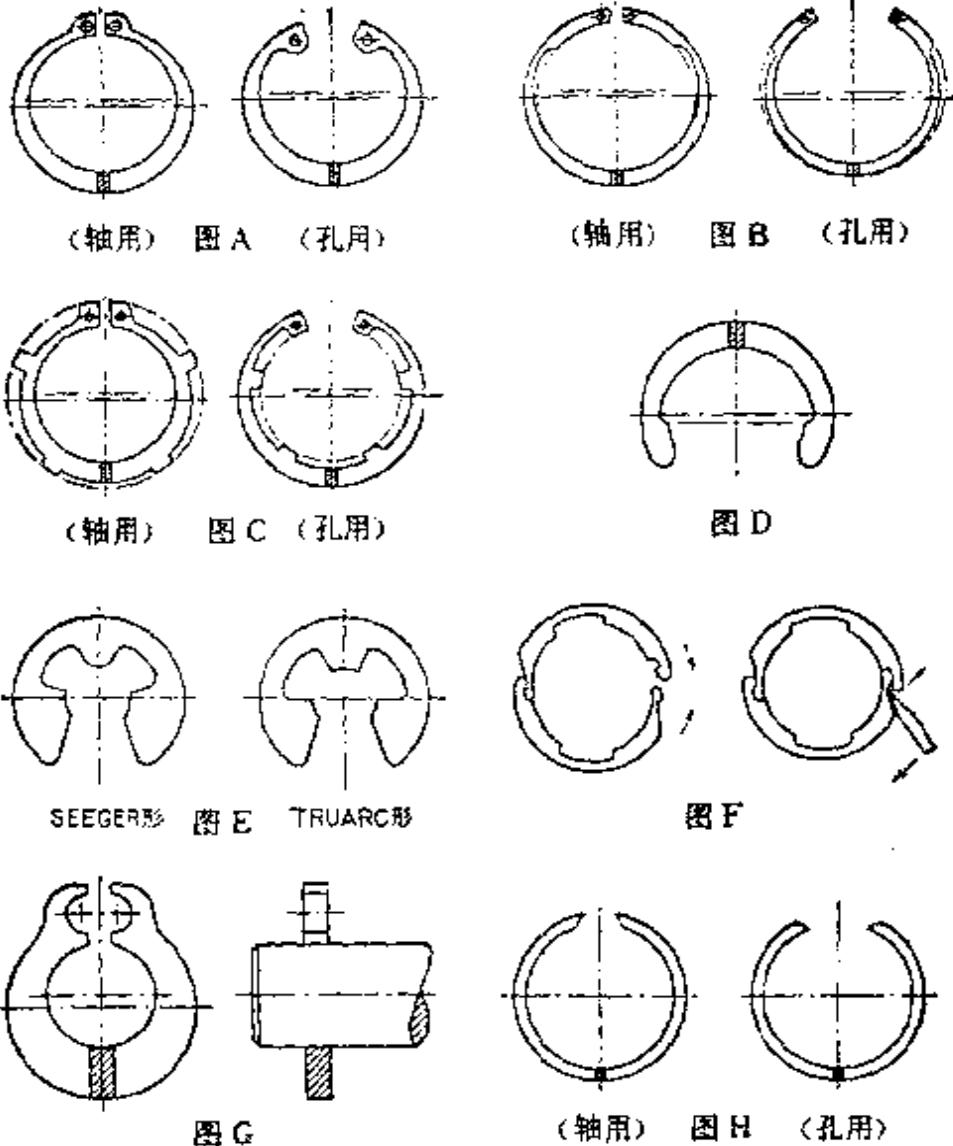
弹簧挡圈是装于轴上或孔内所设置的槽内,用来阻止轴向的移动,因此它将承受轴向推力而应有充分的强度,否则将失去挡圈的作用。

弹簧挡圈有轴用的和孔用的两种,C形卡圈,E形弹簧挡

(单位 mm)

表 13-1 弹簧挡圈的种类和尺寸范围

名 称	形 状	JIS	DIN	TRUARC	SEIBER
C 形弹簧挡圈	图 A	B2804 轴(10~125) 孔(10~125)	471 (4~300) 轴 472 (10~300) 孔	5100 (3.2~253.8) 轴 5000 (6.4~253.8) 孔	轴 (4~1090) 孔 (9.5~1090)
逆向 C 形弹簧挡圈	图 B			5108 (2.4~25.4) 轴 5008 (19~105.6) 孔	轴 (12~100) 孔 (10~100)
具护爪 C 形弹簧挡圈	图 C				轴 (16~170) 孔 (17~140)
C 形卡圈	图 D			5103 (3.2~51) 轴用	轴用 (5~55)
E 形弹簧挡圈	图 E	D2805 轴(0.8~24)	6799 (0.8~24) 轴	5133 (1~35) 轴用	轴用 (0.8~15)
联锁弹簧挡圈	图 F			5107 (11.9~85.7) 轴	轴用 (10~100)
夹式弹簧挡圈	图 G	B2807 轴(2~10)		5555 (2~19) 轴	轴用 (1.5~25)
C 形同心弹簧挡圈	图 H	B2806 轴(20~300) 孔(20~300)			轴 (4~390) 孔 (8~440)



圈和联锁弹簧挡圈等都仅有轴用一种。

由于弹簧挡圈是互换性零件，任意选择尺寸和形状都是不妥当的。

表 13-1 所示的图 B、图 C 两种形状的弹簧挡圈是国外专利品，其制造、使用都受限制。

### 13.2 计算公式

O形、E形等弹簧挡圈，其形状都已标准化，不需特别进行

设计计算，下面介绍的是如何计算 C 形弹簧挡圈装配时的最大应力和使用时许用的推力载荷。

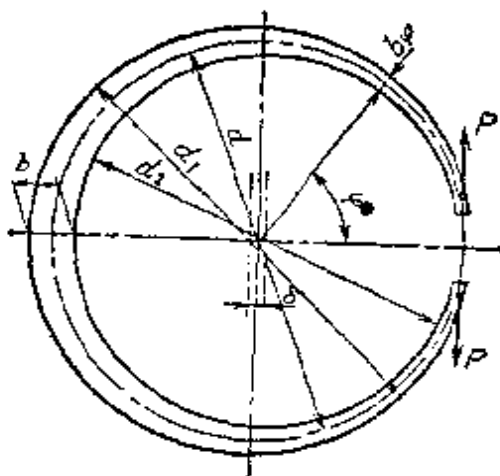


图 13-2 偏心 C 形弹簧挡圈各部分的标记

### 13.2.1 C 形弹簧挡圈的最大应力计算

为将图 13-2 所示的由偏心圆构成的弹簧挡圈放入轴上或孔内的槽内，需将其扩大或压小至某种程度。如象图示的方向扩大时，由于载荷  $P$  而产生的弯矩，使得

原有的平均曲率半径  $r = d/2$  变化了  $\rho$ ，则：

$$\frac{1}{r} - \frac{1}{\rho} = \frac{M}{EI} \quad (13.1)$$

式中， $I$ ——最大宽度截面的惯性矩， $I = bt^3/12$ 。在式 (13.1) 中，引入表达式  $\rho = r(1 + \xi)$ ， $M = \sigma_{\max} \cdot Z$ 。其中  $\sigma_{\max}$  是最大弯曲应力， $Z$  是抗弯截面系数。将这两表达式代入式 (13.1) 中，得下式：

$$\sigma_{\max} = \frac{\xi}{1 + \xi} \cdot \frac{Eb}{d} \quad (13.2)$$

由上式可知，当已知弹簧挡圈的平均直径  $d$  和最大宽度  $b$  时，因半径增加而产生的应力变化就可知道了。

对于孔用弹簧挡圈，要用下式来进行计算：

$$\sigma_{\max} = \frac{\xi}{1 - \xi} \cdot \frac{Eb}{d} \quad (13.3)$$

下面介绍一下由两偏心圆构成的弹簧挡圈各截面的应力变化情况。如图 13-2 所示两偏心圆的直径分别为  $d_1$ ， $d_2$ ，偏心量

为  $\delta$ , 任意中心角  $\varphi$  下的截面宽度为  $b_\varphi$ , 它们之间有如下关系式。

$$\delta = b - \frac{1}{2}(d_1 - d_2) \quad (13.4)$$

$$b_\varphi = \frac{d_1}{2} - \delta \cos \varphi - \sqrt{(d_2/2)^2 - \delta^2 \sin^2 \varphi} \quad (13.5)$$

中心角为  $\varphi$  处, 作用的弯矩  $M_\varphi$  为:

$$M_\varphi = Pd(1 - \cos \varphi)/2 \quad (13.6)$$

由式(13.5)和式(13.6)来求这一位置的应力  $\sigma_\varphi$ ,  $\sigma_\varphi$  和  $\sigma_{\max}$  的比值如下式所示。

$$\frac{\sigma_\varphi}{\sigma_{\max}} = \frac{(1 - \cos \varphi)}{2 \left[ 1 - \left( \frac{\delta}{b} \right) (1 + \cos \varphi) \right]^2} \quad (13.7)$$

将式(13.7)所表达的  $\varphi$  和  $\sigma_\varphi/\sigma_{\max}$  之间的关系绘成曲线, 就可得到图 13-3。

由图 13-3 可知, 当  $(\delta/b)$  的数值在 0.26~0.3 之间, 而  $\varphi$  的

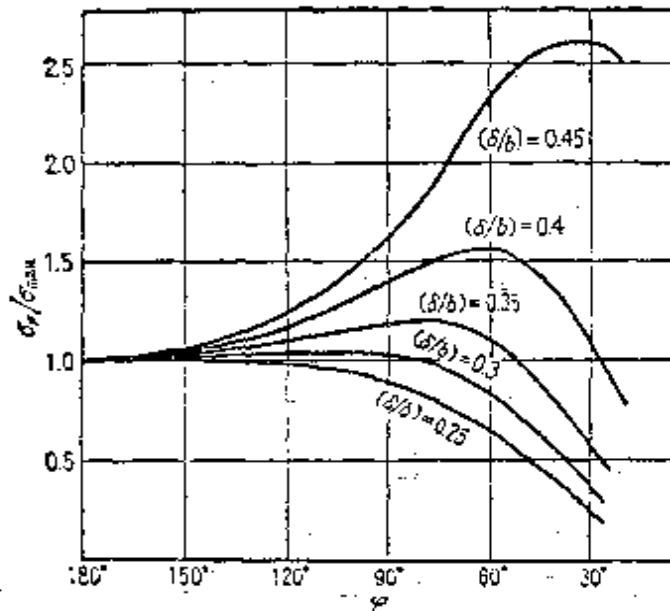


图 13-3 弹簧挡圈的应力分布

数值在  $180^\circ > \varphi > 90^\circ$  的范围内,  $(\sigma_\varphi/\sigma_{\max})$  之值都近似等于 1。

日本 JIS 标准弹簧挡圈就是按  $\delta/b=0.26\sim 0.3$  的规范确定尺寸的。

JIS 标准弹簧挡圈在装配时, 当其变形到等于轴外径或孔内径时的最大应力, 如图 13-4 所示。

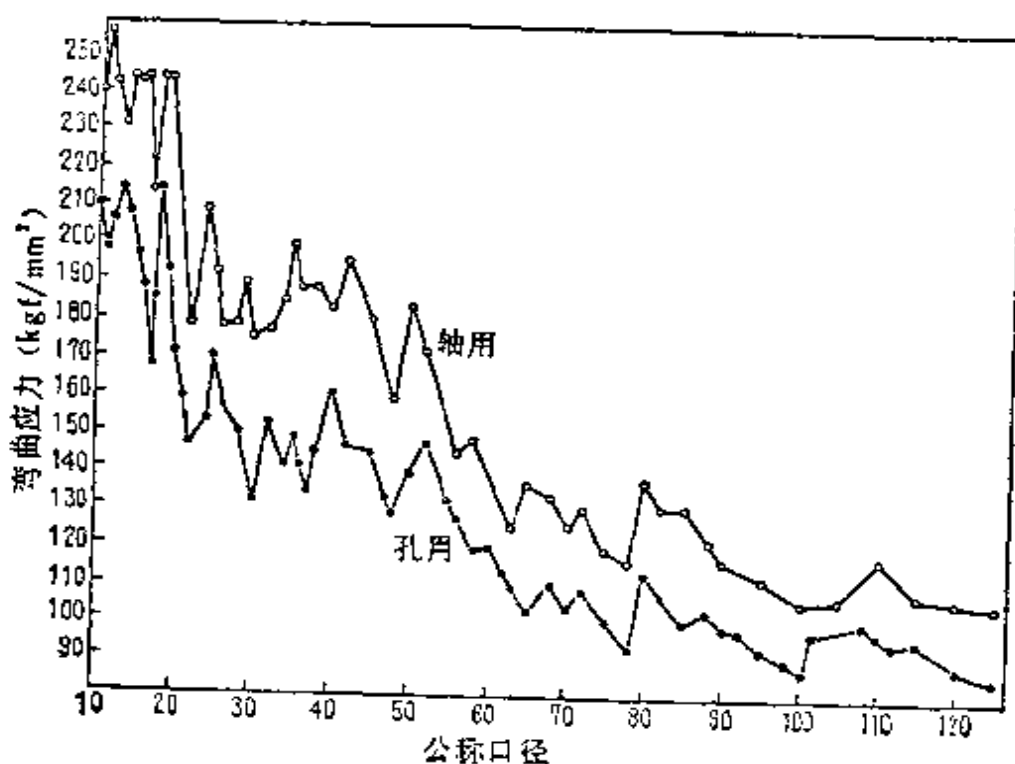


图 13-4 JIS 弹簧挡圈的应力

事实上, 在实际装配过程中, 变形量还要大一些, 最大应力要超过图示数值, 特别是公称口径小于 50 mm 的挡圈其弯曲应力要超过  $140 \text{ kg f/mm}^2$ , 所以在装入时应使用带限程的装置钳, 以尽量减小其塑性变形量。

### 13.2.2 C 形同心弹簧挡圈的最大应力计算

由两同心圆构成的弹簧挡圈, 轴用的和孔用的最大应力  $\sigma_{\max}$  都用下式计算。

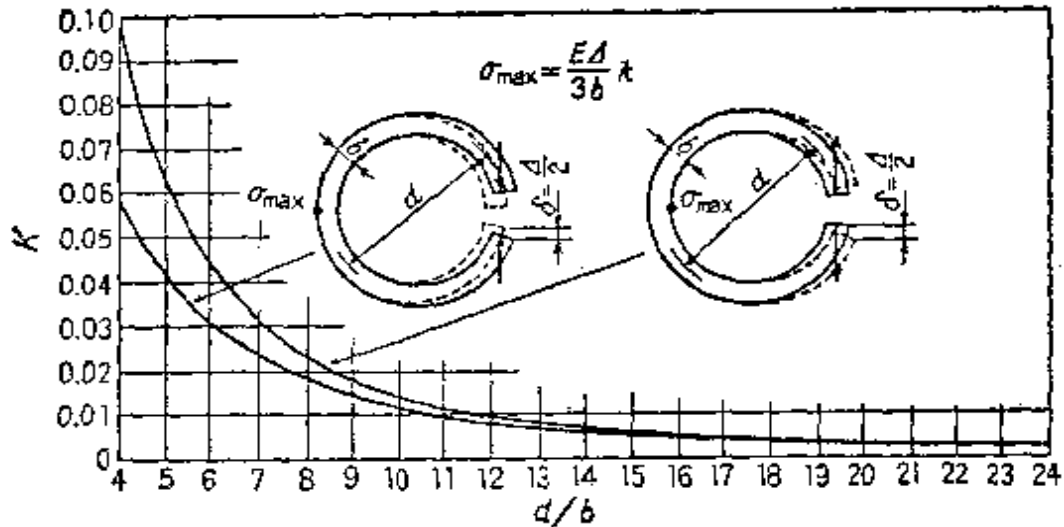


图 13-5 同心弹簧挡圈的应力修正系数

$$\sigma_{\max} = \frac{E\Delta K}{3b} \quad (13.8)$$

式中， $\Delta$ 的意义如图 13-5 所示，是单侧切口变形  $\delta$  的 2 倍； $K$  是依曲率半径变化而变的应力修正系数，如图 13-5 所示，它是按  $(d/b)$  查得的。

### 13.2.3 弹簧挡圈的许用推力载荷

轴用弹簧挡圈会在过大推力载荷的作用下剪损或破坏，这时是由于剪切作用而在圆周破坏

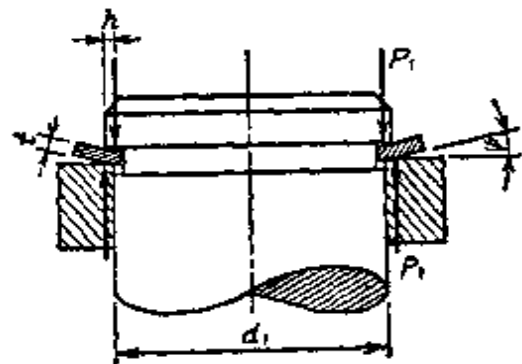


图 13-6 弹簧挡圈作用的推力

的，或是会象图 13-6 所示那样变形而被拔出。不过和挡圈自体相比还是轴的端部先产生破坏的为多，特别是当轴的材料未经过充分的热处理时，更是轴端易于出现问题，所以先要保证轴端具有足够的强度，才能保证挡圈能正常的工作。轴的端部应采用多大的长度，在 JIS 和 DIN 等标准中都给出了参考值。按轴端的强度计算许用推力载荷  $P_1$  时，可按式。



$$P_1 = \sigma_s \cdot A_p / k_1 S_1 \quad (13.9)$$

式中,  $\sigma_s$ ——所用材料的屈服强度;  $A_p$ ——轴外径和槽底径间的环状有效截面积。

当如图 13-7 所示那样, 轴端部长度  $n$  与槽深  $T$  相比是足够大时(图示为  $\frac{n}{T} > 3$ ), 分母的系数  $k_1$  取 1.2, 而  $S_1$  是安全倍率。

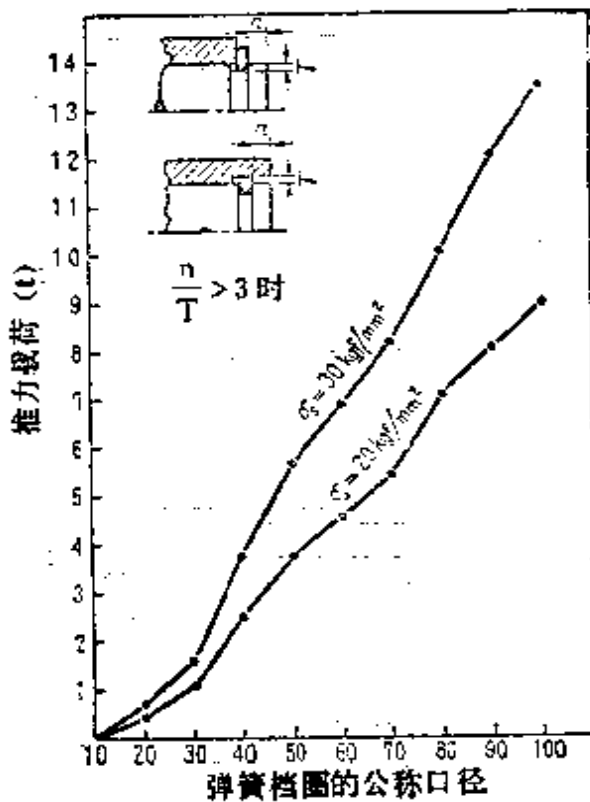


图 13-7 轴端的许用推力载荷

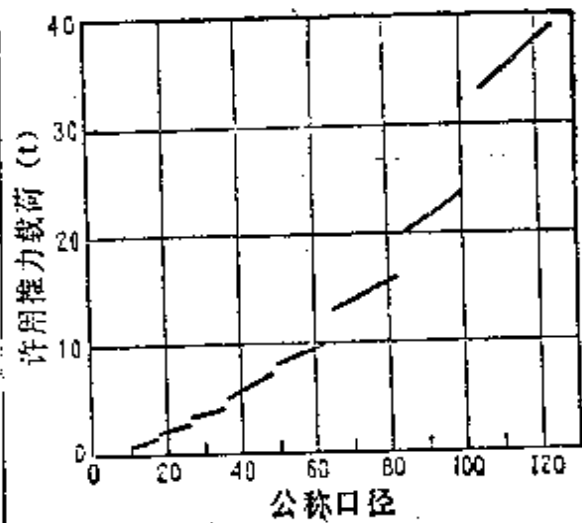


图 13-8 弹簧挡圈的许用推力载荷

在式 (13.9) 中取  $S_1 = 1$ , 按 JIS 的标准尺寸计算轴端的许用推力载荷, 其结果如图 13-7 所示。

按弹簧挡圈自体剪切强度计算许用推力载荷  $P_2$ , 可用下式。

$$P_2 = \pi d_0 t \tau_s / S_2 \quad (13.10)$$

式中,  $d_0$ ——轴的外径或孔的内径;  $S_2$ ——相对于挡圈剪切强度  $\tau_s$  的安全倍率;  $t$ ——挡圈厚度。

取  $S_2=4$ , 按 JIS 标准尺寸弹簧挡圈计算出的挡圈的许用推力载荷  $P_2$ , 示于图 13-8。

将图 13-7 和图 13-8 加以比较可知, 在前述条件下, 薄弱环节是轴端, 弹簧挡圈要较轴端能承受更高的推力载荷。

当承受的是振动和冲击推力载荷时, 其许用的推力载荷为前述数值的一半。

### 13.3 设计注意事项

在设计时要注意轴上或孔内被支挡零件的相应部位不能加工成大的圆角  $R$  或倒角  $C$ , 否则弹簧挡圈自身会象图 13-6 所示那样变形而跳出。表 13-1 中图  $C$  所示的具护爪  $C$  形弹簧挡圈, 很受用户欢迎, 因为它具有刚性很好的保护爪, 在装入时能防止挡圈的变形。

关于槽的尺寸精度, 需要保证在弹簧挡圈装入后具有一定程度的过盈, 国外一些标准中 (如 JIS) 给出了轴上和孔内装挡圈槽的参考尺寸, 事实上不必严格遵守这些尺寸, 而只需考虑要具有某种程度的过盈就可以了。

当将弹簧挡圈用于旋转轴时, 如转速过高, 由于离心力的作用挡圈有损坏的危险, 所以对其圆周速度有限制, 如 DIN 标准规定直径小于 100 mm 的弹簧挡圈, 许用圆周速度为 18 m/s, 超过 100 mm 的许用圆周速度为 15 m/s。

### 13.4 选取应力的方法

弹簧挡圈一般使用特殊带钢制造, 挡圈的应力如图 13-4 所示是相当高的, 为防止损坏和永久变形要进行适当的热处理, 使

其硬度保持为  $HRC=44\sim 53$ 。相应于这样硬度的材料强度要承受那么高的应力,其变形肯定要超出弹性范围,但实际上一般制品仍是这样在应用着。以 JIS 标准为例,它规定作挡圈永久变形试验时所用试验棒的直径要较实际使用时轴的外径稍大一些,挡圈通过试验棒后如能弹缩回至槽底径尺寸就算合格,这实际上是允许不恢复到原自由内径尺寸,也即允许产生一点永久变形(参看后面图 13-9)。

由图 13-4 可知,公称口径大的挡圈弯曲应力不太大,一般在设计特殊尺寸的弹簧挡圈时,应力可取为  $150\sim 180 \text{ kgf/mm}^2$ 。

### 13.5 设计实例

一般弹簧挡圈都是标准件,不必特殊设计。下面举一个计算挡圈和轴(或孔)的最大推力载荷的例子。

[例] 公称口径为 35 mm 的轴用弹簧挡圈,厚度  $t=1.6 \text{ mm}$ ,轴材料的  $\sigma_s=30 \text{ kgf/mm}^2$ ,在挡圈和轴端同等强度的条件下,试求轴端部长度  $n$  的数值。

[解] 由式(13.10)求挡圈的许用推力载荷  $P_2$  (标准挡圈材料的  $\tau_s=100 \text{ kgf/mm}^2$ )。

$$P_2 = \pi \cdot d_0 \cdot t \cdot \tau_s \quad (13.11)$$

而轴端部的许用推力载荷  $P_1$  为:

$$P_1 = \pi \cdot d_0 \cdot n \cdot \sigma_s \quad (13.12)$$

设计条件为  $P_1 = P_2$ , 即式(13.11)等于式(13.12)得:

$$n \cdot \sigma_s = t \cdot \tau_s, \quad n = t \cdot \tau_s / \sigma_s$$

代入数值得:  $n = 1.6 \times 100 / 30 \approx 5.3$

这时如轴上被支挡零件的相应部位加工成有圆角或倒角,则需要在其间加上垫圈。

## 13.6 制造和检验

### 13.6.1 制造

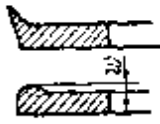
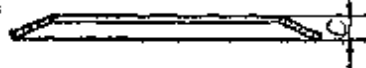
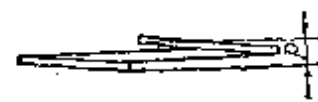
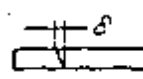
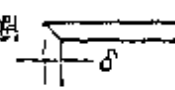
除使用线材制造的同心弹簧挡圈和大尺寸的  $O$  形弹簧挡圈外,一般弹簧挡圈都是用带钢并经冲压制成的。在进行冲压加工时,除了要注意提高冲模的精度外,还要注意消除毛刺以及截面的各种变形。冲压后的热处理应使硬度达到下列要求。

公称口径小于等于 25 mm 的  $HRC48 \sim 52$

公称口径大于 25 mm 的  $HRC45 \sim 50$

### 13.6.2 检验

表 13-2

项 目	许 允 值
毛刺	 $W \leq \text{板厚 } t \text{ 公差的 } \frac{1}{2}$
碟状变形	 公称口径为 82mm 以下时 $C \leq (t + 0.15 \text{ mm})$ 公称口径为 85mm 以上时 $C \leq (t + 0.25 \text{ mm})$ $t$ 为板厚
切口对不准	 $p \leq \frac{t}{2}$ $t$ —板厚
截面变形	轴用的挡圈  孔用的挡圈  $\delta \leq \text{板厚 } t \text{ 的公差}$

对于冲压制成的弹簧挡圈，一般要经外观检验是否存在毛刺，截面形状是否符合要求。表 13-2 中列出了 JIS 对这些缺陷规定的容许范围，可作参考。

关于 O 形弹簧挡圈性能的检验，也即装配时是否会产生破损或过度永久变形的检验，JIS 规定需按图 13-9 所示，用专用检验工具进行。在用该种工具检验后，不许产生破损和间隙。具体检验方法及工具的尺寸，在图 13-9 上都有说明。

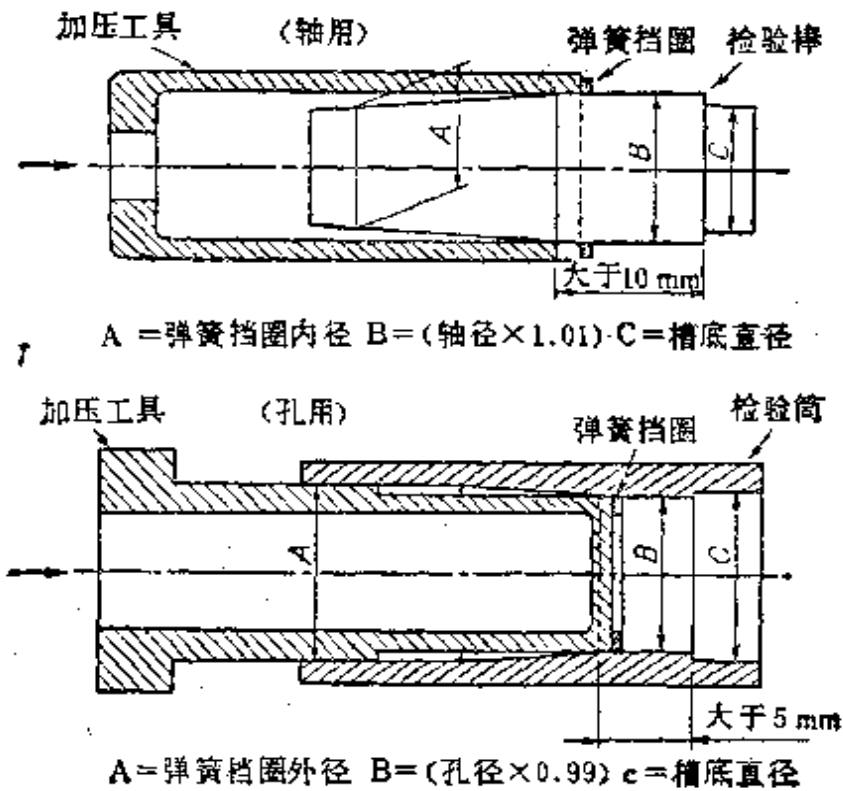


图 13-9 弹簧挡圈的检验工具

# 第十四章 环形弹簧、蜗卷螺旋 弹簧、定载荷弹簧

## 14.1 环形弹簧

### 14.1.1. 环形弹簧的特点和用途

环形弹簧是由两个或多个具有配合圆锥面的内环和外环，象图 14-1 所示那样交互组合叠积构成的。当弹簧承受轴向压缩载荷  $P$  后，各圆环沿圆锥面相对滑动产生轴向变形而起弹簧作用，在这时，内环受压缩，外环扩张，内、外环大致产生均等的圆周方向应力，不过内环为压缩应力而外环为拉伸应力。

前述各种弹簧几乎都是产生弯曲和扭转应力，而环形弹簧

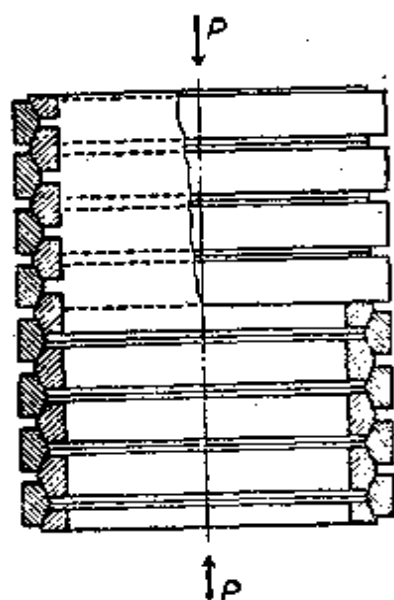


图 14-1 环形弹簧的  
截面形状

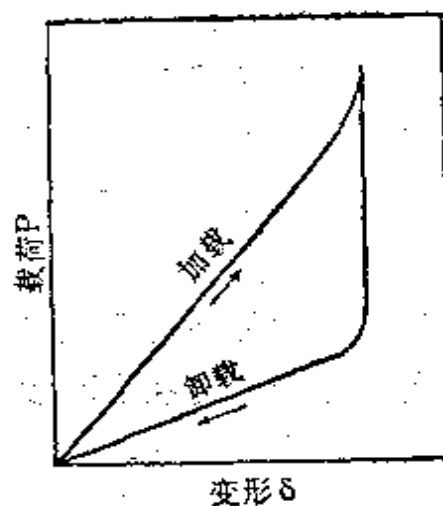


图 14-2 环形弹簧的  
载荷-变形曲线

却几乎只产生纯压缩和拉伸应力，从而其单位体积材料内能蓄积的变形能要较其他弹簧大的多，在所有弹簧中是单位重量效率最高的。

环形弹簧在工作时，是内、外环圆锥的接触面产生滑动，使内、外环产生相反方向的径向变形，其接触面的摩擦对弹簧特性的影响很大，具体情况如图 14-2 所示。

由图 14-2 可知，由于摩擦力很大，使加载和卸载时的特性线不同，产生很大的滞后现象。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，其大小即为加载和卸载特性线所包围的面积，它几乎可达加载过程所作功的 60~70%。由于这种滞后现象使得环形弹簧具有很大的衰减作用和很高的缓冲减振能力。滞后的程度是随接触面的摩擦系数而变化的，为了防止圆锥面的磨损、擦伤和粘着，降低温升和噪音，一般都在接触面上涂布石墨润滑脂。

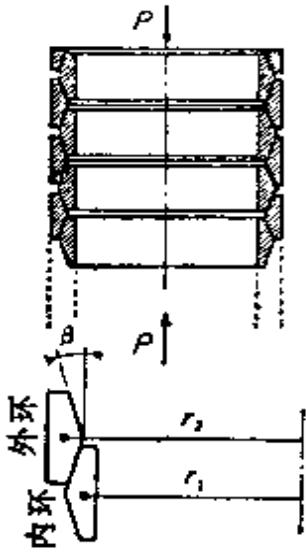
为防止横向失稳，环形弹簧一般安装在导向圆筒或导向心轴上，弹簧和导向装置间应留有一定间隙，其数值可取为内环孔径的 2% 左右。

环形弹簧用于空间尺寸受限制而又须吸收大量的能量以及需要相当衰减力即要求强力缓冲的场合，其轴向载荷大多在 2t 以上至 100 t。例如用于铁道车辆的联结部分，受强大冲击的机械缓冲装置，大型管道的吊架，大容量电流遮断器的固定端支撑等。在承受特别巨大冲击载荷的地方，还可采用由两套不同直径同心安装的组合环形弹簧，或是由环形弹簧与圆柱螺旋弹簧组成的组合弹簧。

#### 14.1.2 环形弹簧的计算公式

环形弹簧的计算内容包括应力和变形计算，以及变形能计算。下面将各计算公式汇总列入表 14-1 中，在使用这些公式

表 14-1 环形弹簧的计算公式

弹簧的形狀	应力 $\sigma$	变形 $\delta$ 和 $P$	单位体积的变形能 $u$
	$\sigma_o = \frac{P}{\pi A_o \tan(\beta \pm \rho)}$	$\frac{P}{\delta} = \frac{\pi E \tan \beta \tan(\beta \pm \rho)}{n \left( \frac{r_o}{A_o} + \frac{r_i}{A_i} \right)}$	$u = \frac{U_1}{\text{内、外环的总体积}}$
	$\sigma_i = \frac{P}{\pi A_i \tan(\beta \pm \rho)}$		$= k \frac{\sigma \alpha^2}{E}$

说明：各公式中，当载荷增加时取（+），载荷减小时取（-）。 $A_o$ ——外环截面积， $A_i$ ——内环截面积。最上面和最下面两半环之面积为内（或外）环面积的1/2。 $r_o$ ——外环截面重心的半径， $r_i$ ——内环截面重心的半径， $\beta$ ——摩擦面的倾斜角， $\sigma_o$ ——外环的拉伸应力， $\sigma_i$ ——内环的压缩应力， $n$ ——摩擦面数， $\mu = \text{tg} \rho$ ——摩擦系数， $U_1$ ——加载时外界对弹簧所作功， $U_2$ ——卸载时弹簧对外所作功。

$$U_1/U_2 = \text{tg}(\beta + \rho) / \text{tg}(\beta - \rho)$$

时，请注意表后的说明。

### 14.1.3 环形弹簧设计注意事项

在设计环形弹簧时，需注意以下各点。

(1) 接触面的倾斜度以1:4为宜，也即：

$$\text{tg} \beta = 1/4 = 0.25, \quad \beta = 14^\circ 3'$$

经精加工的表面可小至  $\beta = 12^\circ$  ( $\text{tg} \beta = 0.21$ )。即使在接触面的润滑不良，摩擦系数大的情况下，摩擦角  $\rho$  也不能大于  $\beta$ ，因为如  $\rho > \beta$ ，则卸载时将产生自锁，即不能回弹。

(2) 摩擦角  $\beta$  或摩擦系数  $\mu$ ，可采用下列数值。



接触面未经精加工, 重载荷时,  $\rho \approx 9^\circ$   $\mu \approx 0.16$

接触面经精加工, 重载荷时,  $\rho \approx 8^\circ 30'$ ,  $\mu \approx 0.15$

接触面经精加工, 轻载荷时,  $\rho \approx 7^\circ$ ,  $\mu = 0.12$

不过, 以上各数值都是适用于润滑良好的条件下。

当因热处理等原因圆环有变形时,  $\mu$  的数值将更小。

(3) 圆环的高度应取为外环外径的 16~20%。其数值若取得过小, 则接触面的导向不足, 若取得过大, 则环的厚度相对较薄, 制造困难。

(4) 环的直径增大, 易于产生要求的变形, 在安装空间允许的范围内, 直径宜取大值。

(5) 环形弹簧的总高度大时,  $n$  增多, 易于产生要求的变形。

(6) 内环之间或外环之间在自由状态下的间隙可为环高度的 25%, 也即环形弹簧在全压缩时的高度至少为变形量的 4 倍以上。

(7) 由于材料的拉伸疲劳强度较压缩疲劳强度低, 所以将外环的厚度设计得较内环的厚度大些是合理的, 厚的程度也即内、外环应力数值的差别请参看下一节。

#### 14.1.4 环形弹簧选取应力的方法

环形弹簧对于拉伸应力  $\sigma_t$  和压缩应力  $\sigma_c$  的平均应力  $\sigma_m$  的最大许用应力, 一般取为  $90 \text{ kg f/mm}^2$  左右, 对于承受较少次数往复载荷的, 如是未经精加工的表面取  $115 \text{ kg f/mm}^2$ , 如是已精加工的表面取  $135 \text{ kgf/mm}^2$ 。

对于产生压缩应力的内环, 应力水平可取得比外环的高一些, 内、外环的最大应力可取下列数值。

$$\text{对于一般的寿命要求} \quad \begin{cases} \text{内环} & \sigma_t = 120 \text{ kgf/mm}^2 \\ \text{外环} & \sigma_c = 80 \text{ kgf/mm}^2 \end{cases}$$

对于短的使用寿命要求 (未经精加工的表面)	$\left\{ \begin{array}{l} \text{内环} \\ \text{外环} \end{array} \right.$	$\sigma_t = 130 \text{ kgf/mm}^2$
		$\sigma_o = 100 \text{ kgf/mm}^2$
对于短的使用寿命要求 (经精加工的表面)	$\left\{ \begin{array}{l} \text{内环} \\ \text{外环} \end{array} \right.$	$\sigma_t = 150 \text{ kgf/mm}^2$
		$\sigma_o = 120 \text{ kgf/mm}^2$

#### 14.1.5 环形弹簧的实际设计

环形弹簧的载荷一般多在2t以上,有时甚至要超过50t,达到近100t。它除了在14.1.1.节中所述的各种应用外,近来还发展将它用来作轴衬,以代替原来轴上装的键、销及花键等。

图14-3为弹簧轴衬的设计示例,采用这种弹簧轴衬的优点是:轴上无应力集中部位,不需要高精度的公差配合尺寸。

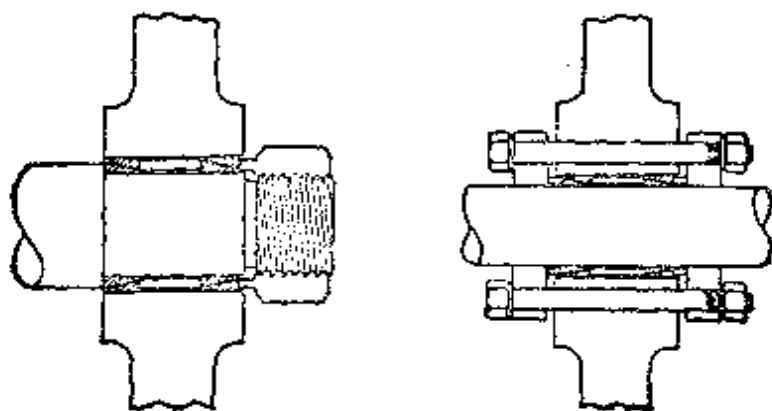


图14-3 弹簧轴衬

#### 14.1.6 环形弹簧的制造

环形弹簧常用材料为60Si2MnA或50CrMn等弹簧钢。

大量生产的环形弹簧,其内、外环的毛坯可以用钢管下料,再用专用套圈轧机轧至成品形状和尺寸,经检验合格后再进行热处理。

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,在热处理后再磨削接触表面。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。

一般圆环接触表面的加工光洁度为  $\nabla 6 \sim \nabla 8$ ，热处理后表面硬度  $HRC = 40 \sim 46$ 。

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。

日本采用 SUP6 或 SUP9 钢材制造环形弹簧，要求热处理后的硬度达到  $HB363 \sim 444$ 。

## 14.2 蜗卷螺旋弹簧

### 14.2.1 蜗卷螺旋弹簧的特点和用途

将具有长方形截面的板材，象图 14-4 所示那样卷制成圆锥形的螺旋弹簧，称为蜗卷螺旋弹簧，俗称宝塔弹簧或竹笋弹簧。

蜗卷螺旋弹簧的弹簧特性，和圆形截面的圆锥螺旋弹簧同样是非线性的，如图 14-5 所示，由原点至 A 点是直线段，当载荷再增加时，由于此后其有效的螺旋部分和底座的支承面开始

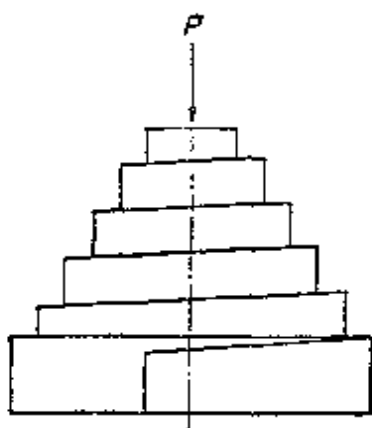


图 14-4 蜗卷螺旋弹簧

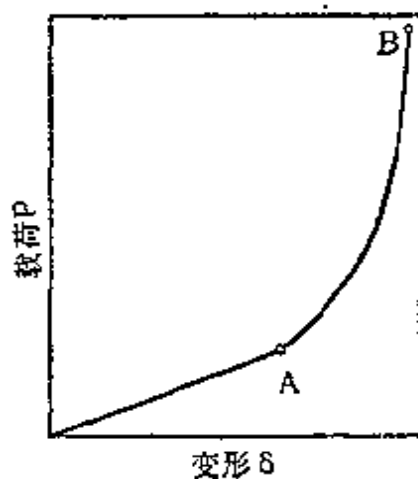


图 14-5 蜗卷螺旋弹簧的载荷-变形曲线

顺次接触,从而使弹簧刚度逐渐增加,于是 AB 间也成为逐渐变陡的曲线。

蜗卷螺旋弹簧的优点是:和其他弹簧相较它在相同的空间容积内,可以吸收较大的能量,而且其板间存在的摩擦可利用来衰减振动。常用于需要吸收热胀变形而又需阻尼振动的管道系统或与管道系统相联的部件中,例如用于火力发电厂汽、水管道系统中或是和汽、水管道相联结的汽轮发电机组主、辅机部套中,也常用于易受相联管道影响的阀门类部件的支持装置中。

其缺点是:板间间隙小,淬火困难,也不能进行喷丸处理。此外制造的精度也不够高。

#### 14.2.2 蜗卷螺旋弹簧的计算公式

蜗卷螺旋弹簧如从其最大径螺圈数起至第  $n'$  螺圈的平均半径取为  $R$ ,则无论是等螺旋角  $\alpha$  的还是等节距  $t$  规律的,都用下式表达。

$$R = R_2 - (R_2 - R_1) \frac{n'}{n} \quad (14.1)$$

式中,  $R_1$ ——最小有效螺圈半径;  $R_2$ ——最大有效螺圈半径。

需要说明的是:前述两种中只有等节距的蜗卷螺旋弹簧才是圆锥形的,等螺旋角的蜗卷螺旋弹簧严格说来并不是正规的圆锥形。

用式(14.1)表达任意螺圈的半径,则有效螺旋部分开始和底面接触时的变形  $\delta$  和最大剪切应力  $\tau$ ,可按下列式计算。

$$\delta = \frac{\pi n}{2Gbh^3\xi_1} (R_2^2 + R_1^2) (R_2 + R_1) P \quad (14.2)$$

$$\tau = k' \frac{P_2}{bh^2\xi_2} P \quad (14.3)$$

式中,  $b$ ——板宽;  $h$ ——板厚;  $\xi_1$  和  $\xi_2$ ——依截面长宽比而定的系数,其数值示于图 14-6,当板较薄  $b/h > 5$  时,近似的可由

下式算出。

$$\xi_1 = \xi_2 = \frac{1}{3} \left( 1 - 0.63 \frac{h}{b} \right) \quad (14.4)$$

$k'$ ——应力修正系数, 由图 14-7 中曲线查出, 或由下式算出。

$$k' = 1 + \frac{h}{2R} \quad (14.5)$$

由于这时蜗卷螺旋弹簧的最大应力产生于最大半径的螺圈上, 所以在按式(14.3)计算最大应力时, 在式(14.5)中可取  $R = R_2$ 。

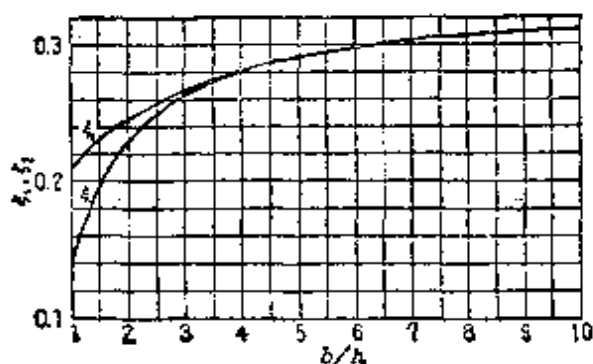


图 14-6 系数  $\xi_1$  和  $\xi_2$

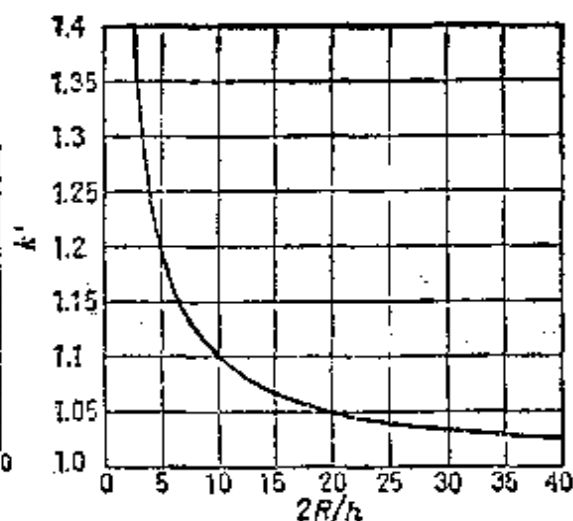


图 14-7 应力修正系数  $k'$

蜗卷螺旋弹簧有效螺旋部分开始和底面接触以后的弹簧特性, 是依弹簧的形状而异的。以下按形状分类分别介绍其计算公式。

#### (1) 等螺旋角 $\alpha$ 的蜗卷螺旋弹簧

等螺旋角蜗卷螺旋弹簧有效螺旋部分开始和底面接触以后, 和底面接触部位的螺圈半径  $R$  和该时的载荷  $P$  之间有下列关系。

$$P = \frac{Gbh^3\xi_1\alpha}{R^3} \quad (14.6)$$

相应的变形为:

$$\delta = \frac{n\pi}{R_2 - R_1} \left[ \frac{R_2^4 - R_1^4}{2Gbh^3\xi_1} P + \alpha(R_2^2 - R_1^2) \right]$$

$$= \frac{n\pi(R_2^4 - R_1^4)}{2Gbh^3\xi_1(R_2 - R_1)} P + H \quad (14.7)$$

式中,  $H$  的数值按式(14.10)进行计算。

特别将蜗卷螺旋弹簧有效螺旋部分刚刚和底面开始接触时的载荷  $P_A$  称为“触底载荷”(Bottoming load), 其数值为:

$$P_A = \frac{Gbh^3\xi_1\alpha}{R_2^2} \quad (14.8)$$

最大应力  $\tau$  由下式进行计算。

$$\tau = k' \frac{R}{bh^2\xi_2} P \quad (14.9)$$

式中,  $k'$  由图 14-7 查出或式(14.5)算出, 但此时所用的  $R$  是和底面接触部位螺圈的半径。

由于第  $n'$  圈的螺圈半径  $R$  为:

$$R = R_2 - (R_2 - R_1) \frac{n'}{n} \quad (14.1)$$

所以无载荷时, 第  $n'$  圈螺圈的从最大半径螺圈起算的高度  $H$ , 由下式进行计算。

$$H = 2\pi\alpha n' \left[ R_2 - (R_2 - R_1) \frac{n'}{2n} \right] \quad (14.10)$$

## (2) 等节距 $t$ 的蜗卷螺旋弹簧

等节距蜗卷螺旋弹簧的非线性特性部分要较等螺旋角蜗卷螺旋弹簧的非线性特性部分宽, 这是因为等节距的蜗卷螺旋弹簧, 随着螺圈径的减小, 其螺旋角要增大的缘故。

其载荷和变形的关系有下列两个公式:

$$P = \frac{Gbh^3\xi_1}{2\pi R^3} t \quad (14.11)$$

$$\delta = \frac{n}{R_2 - R_1} \left[ \frac{\pi(R_2^4 - R_1^4)}{2Gbh^3\xi_1} P + t(R_2 - R) \right] \quad (14.12)$$

其应力可按式(14.9)进行计算。

### 14.2.3 蜗卷螺旋弹簧设计注意事项

由下面两个设计例题可以看出等节距的蜗卷螺旋弹簧和等螺旋角的蜗卷螺旋弹簧相比较,在相同的自由高度下,其非线性部分较宽,有效螺旋部分开始和底面相接触的载荷低。不过,等节距蜗卷螺旋弹簧的压并载荷(有效螺旋部分全部和底面接触时的载荷)常是很大的,所以在应力方面要注意保证该弹簧在整个弹簧特性区域内都可以使用,也即在设计时要注意在压并载荷下,应力不超过许用值。

### 14.2.4 蜗卷螺旋弹簧的设计例

[例1] 已知:板宽  $b=28$  mm,板厚  $h=4$  mm,最大有效螺圈半径  $R_2=43$  mm,最小有效螺圈半径  $R_1=14$  mm。要求设计一等螺旋角的蜗卷螺旋弹簧,其特性应满足:在有效螺旋部分和底面接触前的弹簧刚度为  $p'=4.8$  kg f/mm,开始和底面接触的“触底载荷”  $P_A=126$  kgf,两端之末圈皆为  $3/4$  圈。

[解] 因为  $b/h=7>5$  所以按式(14.4)进行计算,

$$\xi_1 = \xi_2 = \frac{1}{3} \left( 1 - 0.63 \times \frac{4}{28} \right) = 0.3033$$

代入式(14.2)得:

$$\begin{aligned} n &= \frac{2Gbh^3\xi_1}{\pi p'(R_2^2 + R_1^2)(R_2 + R_1)} \\ &= \frac{2 \times 8 \times 10^3 \times 28 \times 4^3 \times 0.3033}{\pi \times 4.8 \times (1849 + 196)(43 + 14)} = 4.947 \end{aligned}$$

取  $n=5$ 。

螺旋角  $\alpha$  按式(14.8)进行计算,

$$\alpha = \frac{P_A R_2^2}{G b h^3 \xi_1} = \frac{126 \times 43^2}{8 \times 10^3 \times 28 \times 4^3 \times 0.3033} \\ = 0.05358 \text{ rad} = 3^\circ 04'$$

由式(14.1)得:

$$R = 43 - 5.8n'$$

由式(14.10)得:

$$H = 0.3367n'(43 - 2.9n')$$

从最大有效螺圈半径起至螺圈半径为  $R$  时的螺旋长度  $l$  为:

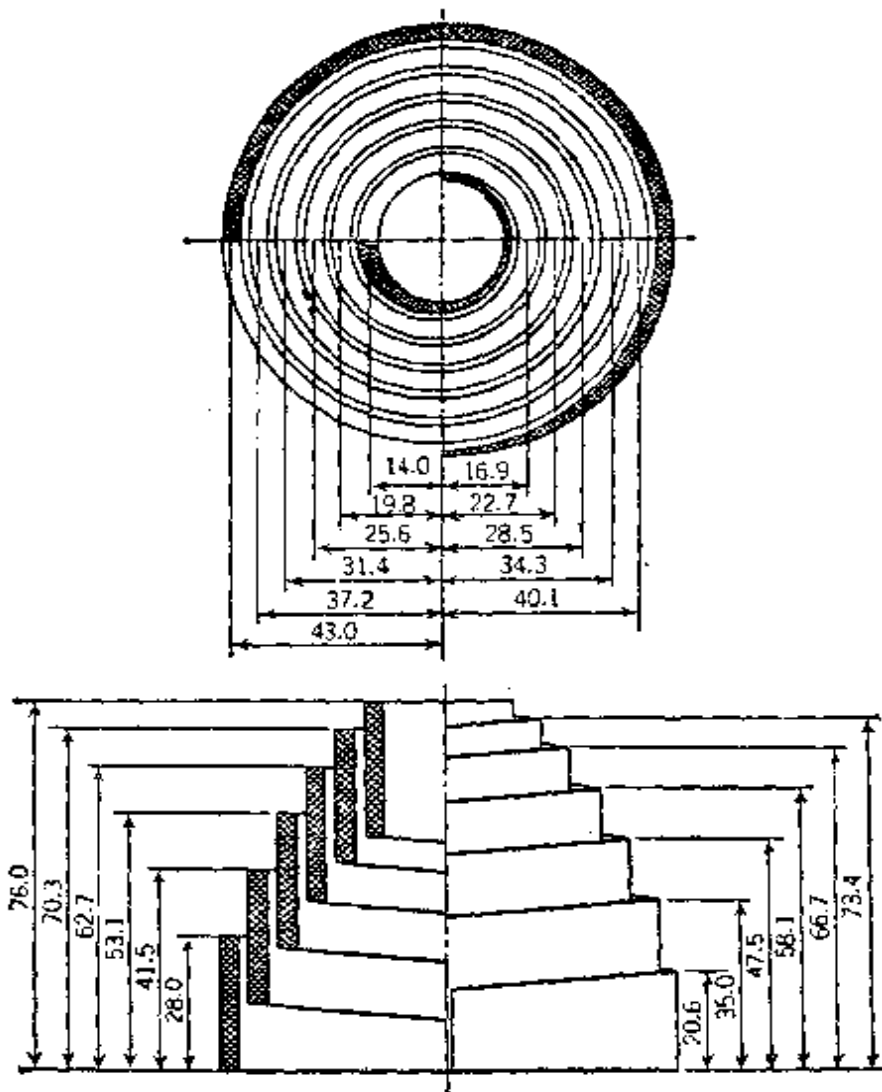


图 14.8 等螺旋角蜗卷螺旋弹簧示例



$$l = \frac{n\pi}{R_2 - R_1} (R_2^2 - R_1^2) = 0.5417(1849 - R^2)$$

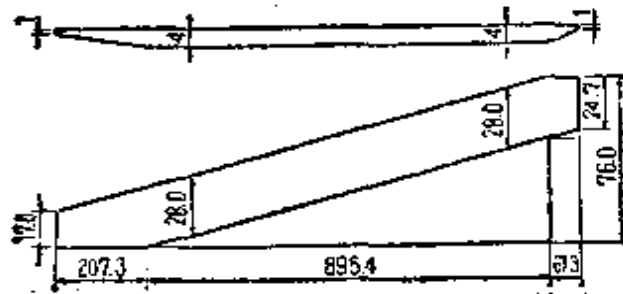


图 14-9 等螺旋角蜗卷螺旋弹簧示例

最大径底圈的螺圈长度以  $l_0$  表示, 底圈数  $n_{d,2} = 3/4$ , 取底圈的螺圈半径为  $R_0 = 45$ , 最小径顶圈的螺圈长度以  $l_1$  表示, 顶圈数  $n_{d,1} = 3/4$ , 取顶圈的螺圈半径为  $R_1 = 12.0$ , 则有:

$$l_0 = \pi n_{d,2} (R_0 + R_2) = \pi \times 0.75 \times (45 + 43) = 207.3$$

$$l_1 = \pi n_{d,1} (R_1 + R_1) = \pi \times 0.75 \times (12 + 14) = 61.3$$

据以上数据及计算结果绘出的等螺旋角蜗卷螺旋弹簧如图 14-8, 图 14-9 所示。

其弹簧特性为: 由式(14.6)得:

$$P = \frac{2.330 \times 10^5}{R^3}$$

由式(14.7)得:

$$\delta = 6.229 \times 10^{-3} (R^4 - 38416) P + H$$

由式(14.9)得:

$$\tau = 7.360 \times 10^{-3} E R P$$

据上列三关系式, 代入数据进行计算, 可绘出图 14-10。

[例 2] 已知:  $b = 28 \text{ mm}$ ,  $h = 4 \text{ mm}$ ,  $R_2 = 43 \text{ mm}$ ,  $R_1 = 14 \text{ mm}$ ,  $p' = 4.8 \text{ kg f/mm}$ , 要求设计一等节距蜗卷螺旋弹簧, 满足  $t = 9.6 \text{ mm}$ , 两端末圈皆为  $3/4$  圈。

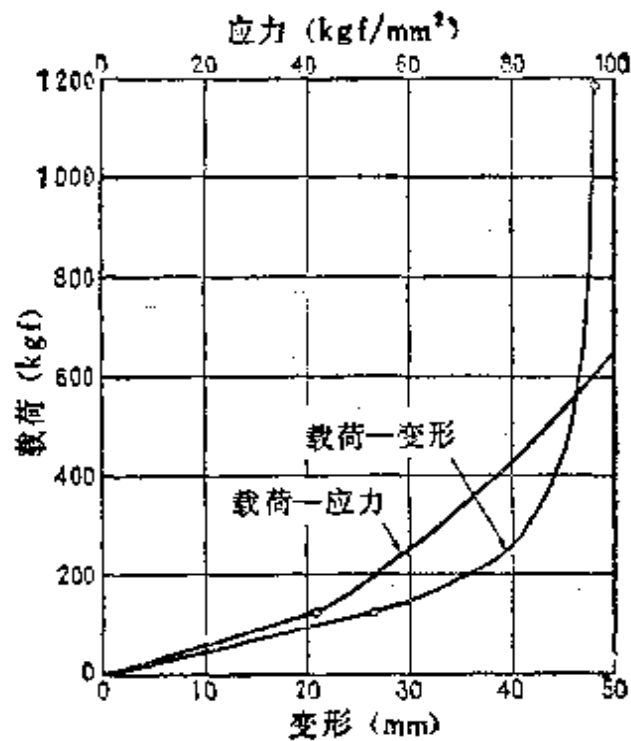


图 14-10 等螺旋角蜗卷螺旋弹簧的弹簧特性示例

[解]  $\xi_1, \xi_2, n, R, R_0, R_t, l, l_0, l_t$  的计算和例题 1 完全相同。根据计算结果及给定的条件节距  $t=9.6 \text{ mm}$ ，绘出的等节距蜗卷螺旋弹簧如图 14-11 和图 14-12 所示。

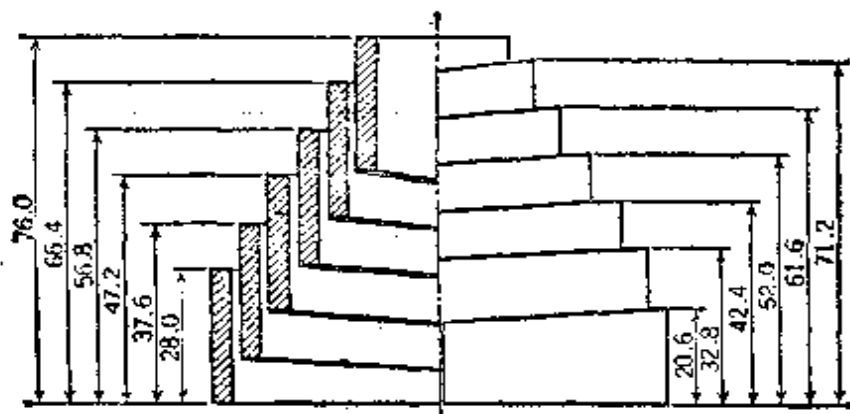


图 14-11 等节距蜗卷螺旋弹簧形状尺寸示例

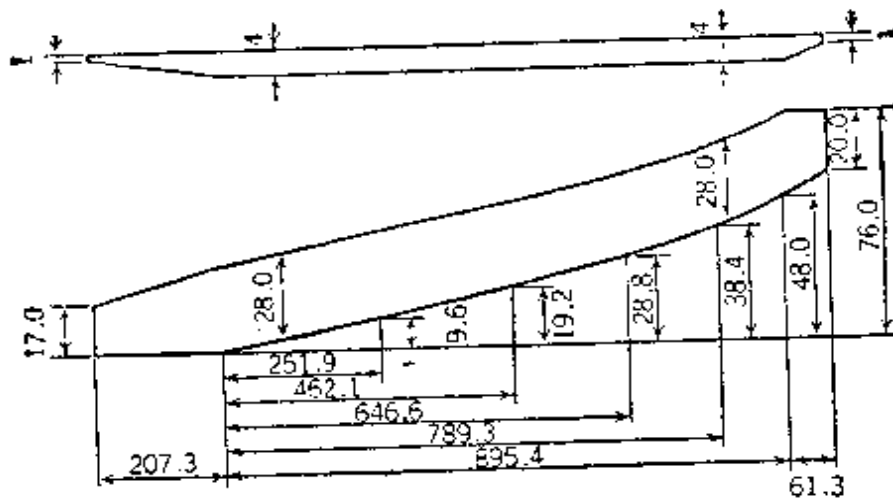


图 14-12 等节距蜗卷螺旋弹簧形状尺寸示例

其弹簧特性为: 由式(14.11)得:

$$P = \frac{6.643 \times 10^6}{R^3}$$

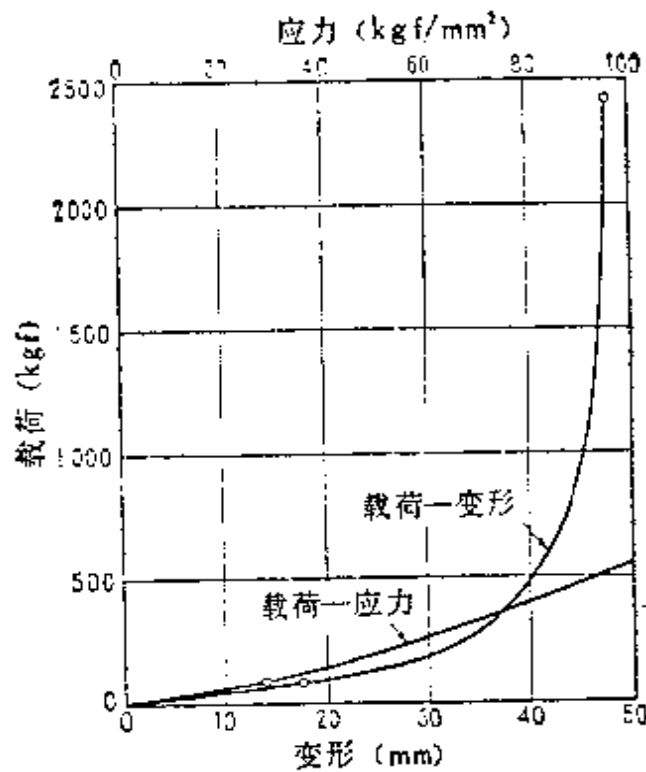


图 14-13 等节距蜗卷螺旋弹簧的弹簧特性示例

由式(14.12)得:

$$\delta = 6.229 \times 10^{-8} \times (R^4 - 38416)P - 1.655R + 71.17$$

由式(14.9)得:

$$\tau = 7.360 \times 10^{-3} k' RP$$

据上列三关系式, 代入数据进行计算, 可绘出图 14-13。

本例题设计之等节距蜗卷螺旋弹簧其压并时的变形量为 48 mm, 压并载荷为 550 kgf, 相应的应力将达 100 kgf/mm<sup>2</sup>, 实际上, 考虑到应力问题, 该弹簧的变形只能用到 40 mm 左右。

### 14.3 定载荷弹簧

前述各种弹簧都是当载荷增大时, 其相应的变形也将随着线性地或是非线性地增大。但是在某些机械中, 具有这种一般特性的弹簧不能满足要求, 而需要一种当变形有变化时, 其载荷却并无大变化的弹簧, 也即在某些机械中需要装置一种定载荷的弹簧。

下面就介绍这种载荷大致不变的定载荷弹簧。

#### 14.3.1 定载荷盘簧

定载荷盘簧是美国 Hunter Spring Co. 最先开发的称为 Negator 的制品, 以后又有称为 Tensator 的制品问世, 现在已普及应用于世界各国, 许多国家都在制造。

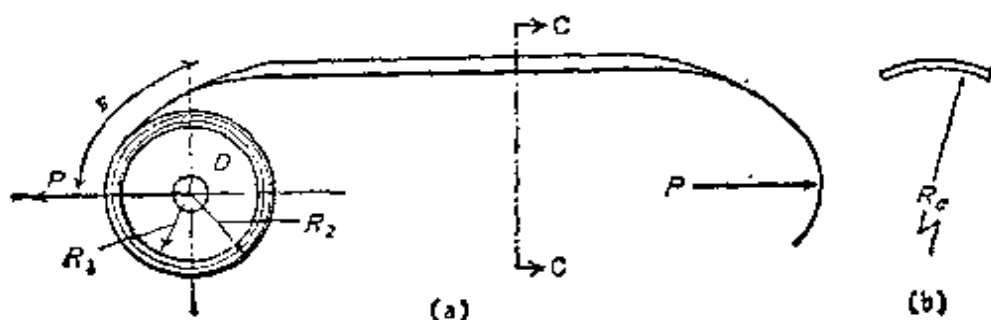


图 14-14 定载荷盘簧

定载荷盘簧是将加工好的,在自由状态具有一定曲率的(曲率半径为  $R$ ),横截面为细长长方形  $b \times h$  ( $b$  为宽度,  $h$  为厚度,且  $b \gg h$ ) 的材料,如图 14-14 所示那样,卷在滚筒  $D$  上,在密卷的状态下用来承受张力  $P$  的拉伸作用。

(1) 定载荷盘簧的近似设计公式

定载荷盘簧的工作状态是载荷即张力  $P$  大致保持一定值,而变形  $\delta$  却不断增加,这时相对于变形的增量  $d\delta$ ,外部作功和内能的增加是相等的,即

$$P d\delta = \int_0^{\delta} \frac{M^2}{2EI} dx$$

而  $M = EI/R_n$ , 所以

$$P d\delta = \int_0^{\delta} \frac{M^2}{2EI} dx = \frac{EI}{2R_n^2} d\delta$$

于是: 
$$P = EI \times \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{R_n^2}$$

代入  $I = \frac{bh^3}{12} \times (1 - \nu^2)$ , 及  $\nu = 0.3$  ( $\nu$ ——波松比)

则得:

$$P = E \times \frac{bh^3}{12} \times 0.91 \times \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{R_n^2} = \frac{Ebh^3}{26.4} \times \frac{1}{R_n^2} \quad (14.13)$$

推导式 (14.13) 所依据的变形条件是弹簧由自由状态下具有曲率  $1/R_n$ , 变形至平直状态,但实际上,定载荷盘簧是如图 14-14 所示那样卷在滚筒  $D$  上,所以尚应进行修正。

应代入关系式:

$$\frac{M^2}{2EI} = \frac{EI}{2} \left( \frac{1}{R_n} - \frac{1}{R_2} \right)^2$$

外部作功是施加于图示的外径部分,于是载荷  $P$  并不是如式 (14.13) 所给出的定值,而是等于:

$$P = \frac{Ebh^3}{26.4} \left[ \frac{1}{R_n^2} - \left( \frac{1}{R_n} - \frac{1}{R_0} \right)^2 \right] \quad (14.14)$$

在式 (14.14) 中等号右边的  $R_0$ , 当盘簧松卷时是逐渐减小的, 所以严格说来  $P$  并不是定值。

(2) 定载荷盘簧的拱凸特性

在图 14-14(a) 上, 取截面 C-C, 则其形状将如图 14-14(b) 所示, 这是因为定载荷盘簧的横截面中宽度  $b$  远大于厚度  $h$ , 从而在卷上滚筒后其松卷部分, 在横向将产生和钢制卷尺等松卷部分同样出现的拱凸现象, 这种拱凸现象是“C 形槽状材料”在卷制时所共有的特性。由于定载荷盘簧具有这种拱凸特性, 从而当其承受张力时, 在纵向长度方向可拉至近似乎直, 但在同时在其横向横截面上却产生  $1/R_0$  的曲率。

图 14-14(a) 上  $\leftarrow s \rightarrow$  所示部分是长度方向曲率  $1/R$  变化的部分。

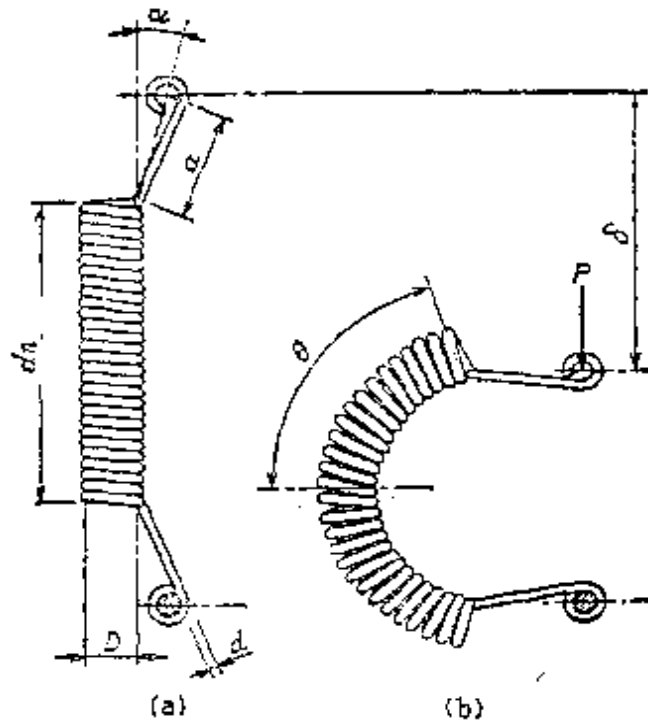


图 14-15 定载荷密卷螺旋弹簧的结构

由以上说明可知，定载荷盘簧就其本质来说是个巧妙利用拱凸特性的实例。

### 14.3.2 定载荷密卷螺旋弹簧

下面简单介绍一下利用并圈密卷螺旋弹簧初张力特性而制成的定载荷弹簧。

图 14-15 所示为其结构形式。图 14-15(a) 为其无载荷时的形状，图 14-15(b) 为其承载时的形状。载荷  $P$  作用于和无载荷时弹簧轴线相平行的方向，臂的顶端选取可以自由旋转的支承方式。在这种结构状态下，承载后其载荷和变形的关系如图 14-16 所示。由图 14-16 可知，载荷-变形曲线存在斜率为零的部分，也即存在一段变形增加而载荷不变化的范围。图中横坐标是变形量，纵坐标分别是载荷、力矩和臂长。力矩是和变形一道增加的，同时力矩的作用臂长也增加，而载荷在画剖面线的范围内是不变的。

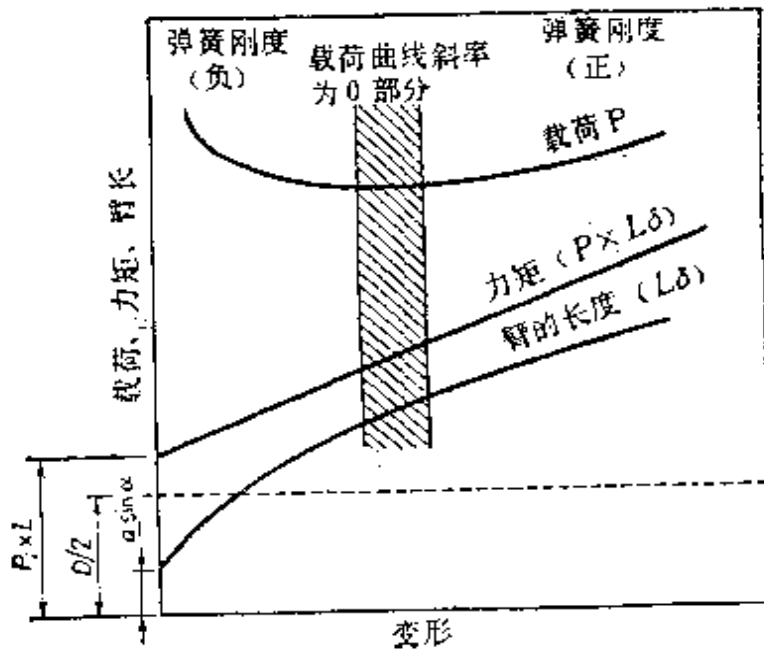


图 14-16 定载荷密卷螺旋弹簧的弹簧特性

ナニヨシ

这种弹簧的载荷和变形由下列公式进行计算:

$$P = \frac{\left( \frac{\theta_r G d^4}{8 D_n} + \frac{P_0 D}{2} \right)}{\left[ a \sin(\alpha + \theta_0) + \frac{dn}{2\theta_r} \left( \cos \frac{\theta_0}{2} \cdot \cos \theta_0 \right) \right]} \quad (14.15)$$

$$\delta = 2a [\cos \alpha - \cos(\alpha + \theta_0)] + dn \left( 1 - \frac{\sin \theta_0}{\theta_r} \right) \quad (14.16)$$

式中,  $P$ ——载荷;  $P_0$ ——初张力;  $\delta$ ——变形;  $\alpha$ ——臂的角度( $^\circ$ );  $a$ ——臂的长度;  $\theta_r$ ——弹簧的变形角(rad);  $\theta_0$ ——弹簧的变形角( $^\circ$ )。

这种弹簧保持载荷不变是在两臂达到相互平行位置之前, 所以选择臂的工作角度是很重要的。关于这种弹簧的详细介绍, 请参阅文献[40]。



## 第十五章 弹簧的热处理

弹簧和其它机械零件一样,可以通过各种不同的热处理来达到所需要的各种性能:包括硬度、强度、韧性、延性、加工性能、组织均匀性,弹性和反复载荷下的疲劳寿命等,以满足设计要求。由于弹簧的要求较高,而热处理操作的正确与否,对弹簧的性能和形状都有很大的影响,有时即使是微小的疏忽也会导致今后弹簧在使用时过早地失效,因此必须根据所选用的材料和弹簧使用目的,严格按照热处理工艺规程进行操作。

### 15.1 弹簧的一般热处理

热卷成形的弹簧,无论是热轧或冷拉(拔)的材料,在进行卷绕前都曾进行过锻压等热加工、切断、穿孔、推拔加工等工序后再加热卷绕,因此除了那些在热卷绕后还需要加工的弹簧只进行退火或回火处理外,其它都是在卷绕后进行淬火回火处理以保证达到所需要的性能。

冷卷成形的弹簧,应根据弹簧的种类和使用的材料进行各种不同的热处理,一般有淬火回火、等温淬火、低温去应力回火或沉淀析出硬化等几种方法。表 15-1 是日本根据弹簧材料而推荐的各种热处理方法。

### 15.2 弹簧热处理时的一般规律和需要注意事项

1. 对压缩螺旋弹簧应在卷绕后进行低温回火以降低残余应力。



3. 扭转弹簧在卷绕时所产生的残余应力,在理论上是有利的,因此有人主张不进行消除应力的低温回火,但是在实际上由于残余应力不稳定,从而会影响在正常使用时作用力和变形之间的关系,不能保证完全符合设计的要求。这种残余应力在以后的运输或受到振动后还会自动释放出来,改变了端部的位置,因此还是应该进行低温去应力回火

4. 如果弹簧是用琴钢丝、预先回火的 MB 钢丝、碳钢或合金钢丝制成时,则在低温去应力回火时,弹簧的外径往往会收缩,虽然这种收缩量很小,但是也应在卷绕前考虑到这种变化,使它能在卷绕时得到补偿;低温去应力回火还会使弹簧的自由长度稍有伸长,这二者叠加的结果,使弹簧的变形和单位变形所需要的力略有增加。

5. 如果弹簧是用不锈钢 AISI304 制成的,则在低温去应力回火时,弹簧的外径将会涨大,自由长度略有缩短,这样改变的结果导致弹簧的变形或单位变形所需的力减少。

6. 用 Inconel 或 Monel 或镍合金制成的弹簧,在低温去应力回火时外形将没有很大的改变。

7. 用铍青铜制成的弹簧在加热时往往会发生直径收缩和变形。因此这种弹簧在低温去应力回火时必须在特制的夹具或套在芯棒外加热。

8. 用黄铜或磷青铜制成的弹簧在低温去应力回火时不应在盐浴炉内加热,回火温度也不宜过高,如温度超过  $232^{\circ}\text{C}$  将会使材料软化。

9. 在低温去应力回火时,拉伸弹簧的钩环位置将会改变,有时甚至会使原来平行的上下两个钩的位置相差达  $45^{\circ}$  之多。扭转弹簧的臂也有可能改变其位置,因此应考虑到这些变化而在开始成形或弯钩时就给以适当补偿。

10. 那些将弹簧在卷绕后通过一高温盐浴炉或者经过一高温火焰以达到快速加热的方法都是不可取的, 正确的方法是用一自动控温炉来作试验和小批量生产。

11. 凡要有镀层的弹簧, 应该在镀前进行低温回火, 以消除内应力。镀后再进行低温回火, 以消除可能产生的氢脆。

12. 发黑的弹簧是将弹簧在  $204^{\circ}\text{C}$  的发黑溶液中保温 30 分, 这样不但有消除应力的作用, 而且在弹簧外的一层薄薄的氧化膜, 还兼有抗腐蚀的能力。

13. 低温去应力回火的温度愈高, 弹簧的硬度愈低, 但是用琴钢丝、冷拉硬钢丝或不锈钢丝制成的弹簧, 却常常会在低温去应力回火时升高 HRC2~3 度。

14. 拉伸弹簧的钩或扭转弹簧的臂在成形时很易造成应力集中, 因此应在成形后尽快低温去应力回火。

15. 用黄铜丝或磷青铜丝制成的弹簧, 如不是承受高应力或重载荷, 只需在沸水中煮 1 小时, 就能达到消除应力的目的。

### 15.3 弹簧热处理的工艺参数

#### 15.3.1 低温去应力回火

凡由琴钢丝、硬钢丝、油回火钢丝、奥氏体钢或磷青铜等非铁金属的丝、带或板等冷轧(拉)材料制成的弹簧, 由于材料在冷轧(拉)时和弹簧在卷绕成形时都有一定的残余应力, 特别是某些螺旋弹簧在卷绕时, 局部地区可能会超过材料的弹性极限, 这类弹簧的性能和外形都是不稳定的。例如其自由长度就会在储存期间自然伸长, 从而影响其性能; 拉伸弹簧有初应力; 扭转弹簧为了能使在以后使同时, 受力和变形的关系稳定, 都需要在弹簧制成以后, 进行低温去应力回火, 以消除应力和改善弹簧性能。其加热温度和在此温度的保温时间随材料而异。例如图 15-1

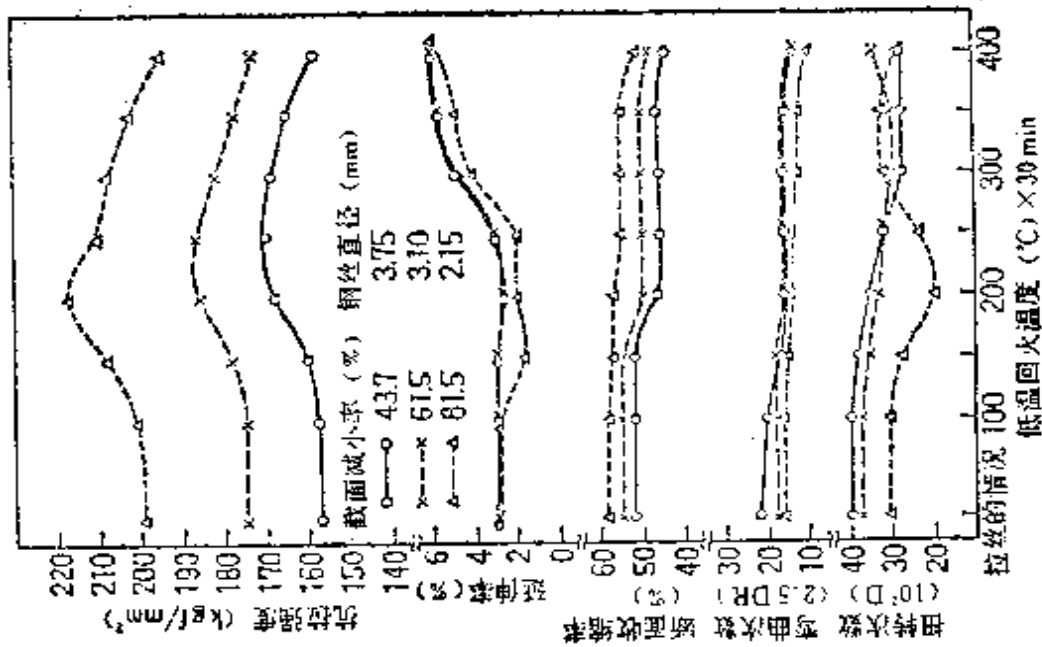


图 15-1 琴钢丝在冷拉时截面减小率与回火温度和机械性能的关系(材料成分: C0.82%, Si0.22%, Mn0.53%)

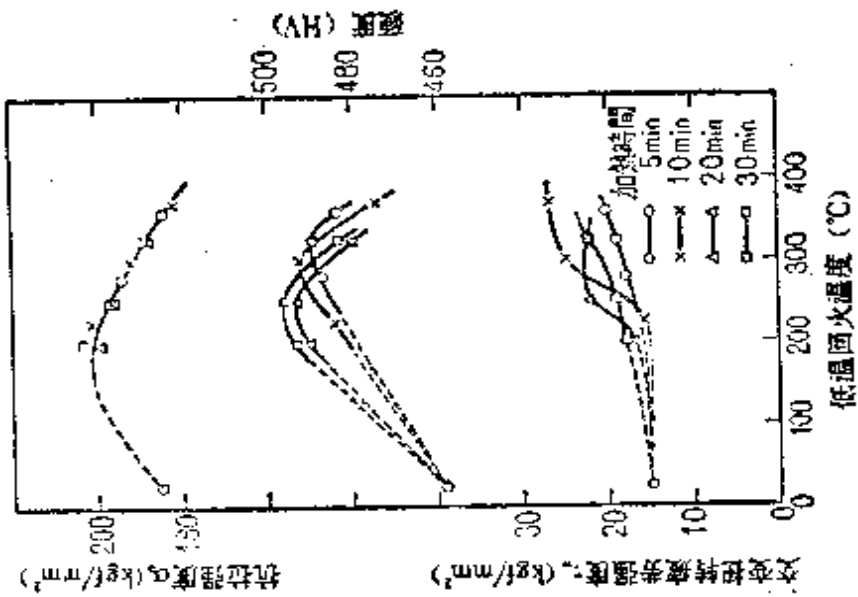


图 15-2 琴钢丝的回火温度与保温时间和其机械性能的关系

是琴钢丝材料冷拉时截面减小率与回火温度和机械性能的关系。图 15-2 是琴钢丝低温去应力回火时温度和时间对机械性能的影响。从图可知,选择合适的温度和时间,可以最大限度地提高其强度、硬度、延性和弹性极限;增加其弯曲和扭转次数;改善其疲劳强度等。表 15-2 和 15-3 分别是美国推荐的由各种材料制成的弹簧低温去应力回火温度和保温时间表。表 15-4 是日本推荐的弹簧低温去应力回火温度和保温时间表。从表中可以看出美国和日本所推荐的温度和时间基本上相似,但是也有例外,特别是非铁金属,美国推荐的数据一般都要低一些,请读者在参考时注意。

表 15-2 美国推荐的弹簧材料低温去应力回火温度

热处理编号	弹 簧 材 料	ASTM 号	回 火 温 度 (°C)		
			一般载荷	重载荷	高温区 工 作
HD-1	冷拉钢丝	A 227	220°C	260°C	不用
ME-1	油回火 MB 钢丝	A 229	230	290	345
HB-1	油回火 HB 或 XHB 钢丝	—	230	290	345
CV-1	铬钒钢	A 231	260	315	370
SM-1	硅锰钢	—	260	315	370
CS-1	硅铬钢	A 401	260	315	370
MW-1	琴钢丝*	A 228	215	260	不用
MO-1	Monel 400	B 164	260	315	370
Pb-1	磷青铜	B 159	120	190	不用
SB-1	弹簧用黄铜	B 134	120	190	不用
IN-1	Inconel 600	B 166	400	455	480
IX-1	Inconel X-750	—	675	730	730
SS-1	18-8 和 16-2 不锈钢	A 313	230	315	370
PH-1	17-7PH 不锈钢	—	430	430	430
NC-1	Ni-Spanc 902	—	400°C 保温 2h 后 650°C 再保温 2h		

\* 对于截面小于 0.65 mm<sup>2</sup> 琴钢丝制成的弹簧其温度可降低到 176~204°C

表 15-3 美国推荐的弹簧材料低温去应力回火保温时间

弹 簧 材 料	钢丝直径 (mm)	低温回火保温时间(min)*		
		一般载荷	重 载 荷	高温区工作
琴钢丝、不锈钢丝和其 它弹簧钢丝	≤0.38	10~15	15~20	20~30
	0.39~1.25	15~20	20~30	30~45
	1.26~3.00	20~25	30~40	45~60
	3.01~9.50	25~30	40~50	60~80
	9.51~12.70	30~45	50~60	60~90
磷青铜和其它弹簧用黄 铜	≤0.65	20~30	30~45	不用
	0.66~9.50	20~40	45~60	不用
Inconel X-750	所有尺寸	Ch	8h	16h
Monel 和 Inconel	≤0.65	30~45	50~60	1~2h
	0.66~9.50	45~60	60~80	2~3h
17-7PH 不锈钢	所有尺寸	1h	4h	8h
Ni-Spanc 902	所有尺寸	400°C 保温 2h 后在 650°C 保温 2h 后空冷		

\* 所有时间都指在有空气循环装置的电炉中的保温时间,如采用盐浴炉保温时间可降低 25~33%

表 15-4 日本推荐的弹簧材料的低温去应力回火温度和保温时间

材 料	为改善弹簧特性的最佳低 温回火温度和保温时间	备 注
琴钢丝、铄钢丝	200~250°C 15~30 min	要求防止弹簧的弹力衰减时
	300~350°C 15~30 min	要求疲劳强度较高时
油回火合金钢丝	300~400°C 20~30 min	
18-8 型不锈钢	350~450°C 20~40 min	
黄铜	200~250°C ~1h	不得超过 250°C
磷青铜	220~250°C ~1h	不得超过 275°C
铄白铜	300~350°C ~1h	不得超过 400°C

### 15.3.2 淬火和回火

凡是用热成形(卷绕或压形)或退火材料制成的弹簧在成形以后都必须经过淬火回火处理。对于一般的热卷螺旋弹簧、热弯成形弹簧和热冲压的碟形弹簧通常总是利用其热成形的余热进行淬火,这样既可省去一次加热,节约了能源,又能减少弹簧的氧化脱碳程度,提高弹簧的表面质量。由于成形加热的温度过高,会造成弹簧材料的晶粒粗大、脱碳和表面粗糙等缺陷,因此必须仔细估计弹簧在成形时温度可能下降的程度,以便决定成形时最高的加热温度。在日本的JIS中就规定了无论是重型板弹簧(JIS B2701)或热卷螺旋弹簧(JIS B2702)的成形加热温度不得超过 $950^{\circ}\text{C}$ 。在我国目前大型弹簧的成形或淬火大多是在火焰炉或电炉中加热,这样就不可避免地会有一定程度的氧化和脱碳,从而降低了材料的表面硬度和弹簧的疲劳性能,因此应尽可能降低加热温度,缩短在高温保温时间,如可能的话,应尽量在可控气氛或在略带还原性的炉中加热。对中小型弹簧则可在脱氧良好的盐浴炉中进行淬火加热。

弹簧的淬火温度应根据弹簧材料的临界温度而定(具体可参阅第二章弹簧材料)。除了等温淬火外,弹簧淬火一般都在油中冷却,以减少变形和开裂。为了减少淬火时的变形,除了采用正确的加热和冷却方法外,有时还必须采用专用的淬火夹具,例如板弹簧在弯板机上同时进行成形淬火;螺旋弹簧装在芯轴上进行加热和冷却等。无论是大型或中小型弹簧在淬火后应尽可能快地进行回火,以免由于内应力过大而产生裂纹。回火前对大型弹簧不宜重叠堆放。

弹簧淬火后除了等温淬火外,大多是采用中温回火,以便得到稳定的组织(索氏体或屈氏体)、较高的弹性极限、强度和疲劳性能,并保持适当的韧性。应特别注意不能单纯地从材料的表



面硬度来推论其强度或弹性极限，因为有时回火温度高，时间短，也能得到原来规定的硬度，可是由于回火时间不够，材料整个截面的温度不够均匀或者组织转变不够充分，这样的弹簧在以后的使用过程中就会出现断裂或弹力不足等失效现象，所以在选定回火工艺时，首先应考虑回火温度，然后根据弹簧材料的截面尺寸确定回火时间，由于回火温度一般较低，因此热的辐射和传导能力都较差，其均热时间至少应是淬火加热时间的 2 倍以上。图 15-3 是日本 SUP7 钢在淬火回火后组织均匀的金相照片。如果弹簧在淬火时略有变形，可利用材料的相变超塑性理论（即由一种组织转变成另一种组织时，具有一定的塑性变形能力），在回火时，装上成形夹具，使已产生的变形在回火过程中得到矫正。除了某些采用具有回火脆性的钢材，例如硅铬钢或硅锰钢制成的弹簧应在回火后水冷外，其它钢材制成的弹簧在回火后一般都是在空气中冷却。

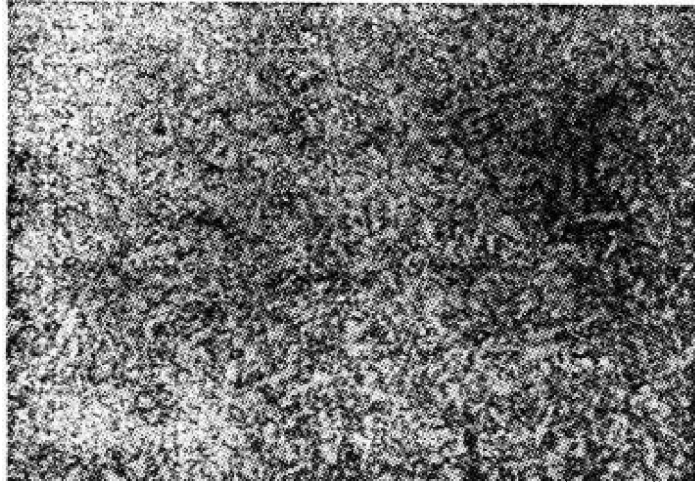


图 15-3 日本 SUP7 钢的淬火回火后的金相组织( $\times 400$ )  
( $870^{\circ}\text{C}$  油淬  $450^{\circ}\text{C}$  回火)

表 15-5 是日本推荐各种弹簧在热处理后的硬度；表 15-6 是美国推荐各种弹簧材料的淬火回火温度和处理后的硬度；表 15-7 是美国推荐各种弹簧材料的淬火回火保温时间。

表 15-5 日本对各种弹簧热处理后硬度的规定

弹 簧 的 种 类		钢 种	处 理 后 硬 度
名 称	规 格		
重 型 板 弹 簧	JIS B 2701	SUP3,4 SUP6, 7, 9, 9A, 10, 11A	碳素钢 HB331~401 合金钢 HB341~415
汽 车 用 重 型 板 弹 簧	JASO C 601	SUP6, 9, 9A, 10, 11A	HB388~461
热 卷 成 形 螺 旋 弹 簧	JIS B 2702	SUP3, 4	碳素钢 HB352~415 合金钢 HB388~461
汽 车 用 热 卷 螺 旋 弹 簧	JASO C 605	SUP6, 7, 9, 9A SWO8M-B, C SAE9254	HB415~495
扭 杆 弹 簧	JIS B 2705	SUP6, 7, 9, 9A, 10, 11A	HB401~477
碟 形 弹 簧	JIS B 2706	S60CM~S70CM, SK5M	HRC42~50
弹 簧 垫 卷	JIS B 1251	SWRH57A, B~SWRH77A, B	HRC42~50
碟 形 弹 簧 垫 卷	JIS B 1252	S50CM~S70CM	HRC40~48
齿 形 垫 卷	JIS B 1255	S50CM~S70CM	HRC40~50
汽 车 用 波 形 垫 卷	JASO F 302	S60CM~S70CM, SK5M	HRC42~50
C 形 弹 性 定 位 卷	JIS B 2804	S60CM~S70CM, SK5M, SWRH62A, B~SWRH82A, B	HRC44~53
E 形 弹 性 定 位 卷	JIS B 2805	S60CM~S70CM, SK5M	HRC44~53
C 形 同 心 弹 性 定 位 卷	JIS B 2806	SWRH57A, B~SWRH82A, B	HRC40~50
弹 簧 套 筒	JIS B 2808	S60CM~S70CM, SK5M	HRC45~50

注: JASO=Japanese Automobile Standard Organization 日本汽车标准

表 15-6 美国对各种弹簧材料淬火、回火  
温度和处理后硬度的规定

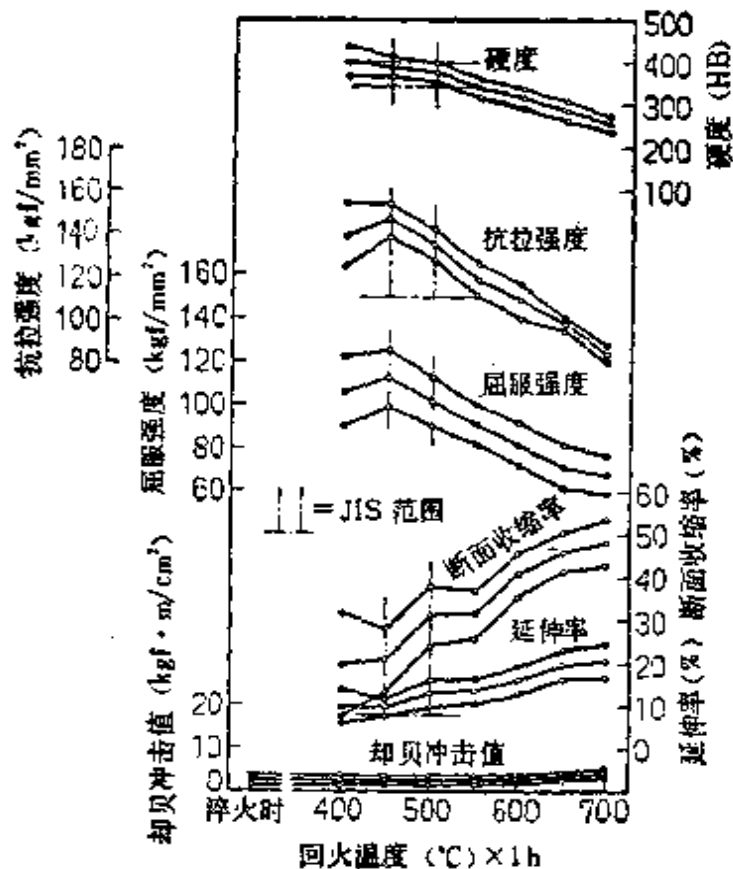
热处理 编 号	弹簧材料	S.A.E. 规格号	含碳量 (%)	淬火温度 (°C)	回火温度 (°C)	淬火、回火 后硬度 HRC
HD-2	冷拉	1055	0.50~0.60	815~845	260~330	41~45
MB-2	MB级	1065	0.60~0.75	800~830	260~330	42~46
HB-2	HB级	1080	0.75~0.90	815~845	300~355	43~47
XH-2	XHB级	1095	0.90~1.05	815~845	315~370	44~48
CV-2	铬钒钢	6150	0.45~0.55	870~900	400~480	45~49
SM-2	硅锰钢	9260	0.55~0.65	850~885	315~370	43~47
CS-2	铬硅钢	—	0.51~0.60	800~830	370~425	46~51
SS-2	420不锈钢	51335	0.25~0.40	995~1010	400~455	46~51

表 15-7 美国对弹簧钢丝在淬火和回火时保温时间的规定

钢 丝 直 径 (mm)	淬火保温时间 (min)	回火保温时间 (min)
<1.58	2~3	10~15
>1.58~3.17	3~5	10~20
>3.17~4.76	5~8	15~25
>4.76~9.52	8~12	20~30
>9.52	10~15	30~45

注：合金钢和不锈钢的保温时间应较碳钢的长

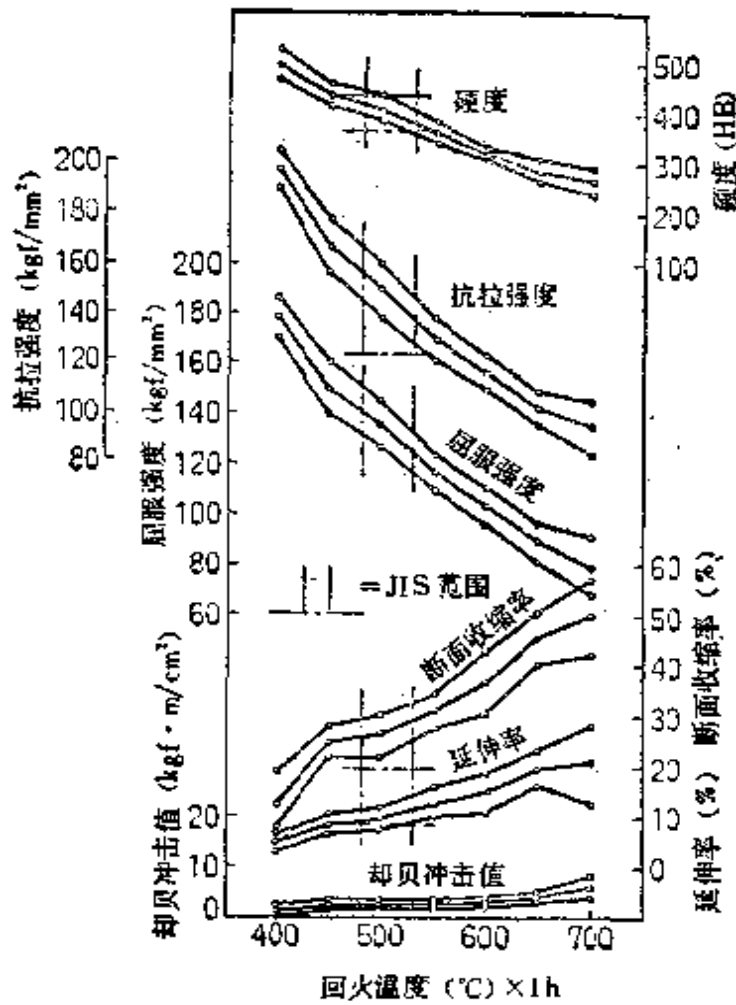
图 15-4, 15-5, 15-6, 15-7, 15-8, 15-9 分别是日本弹簧钢 SUP3, SUP6, SUP7, SUP9, SUP10, Si-Cr 钢在淬火后的回火性能曲线。



成分 (%)							
C	Si	Mn	P	S	Cu	Ni	Cr
0.85	0.27	0.41	0.020	0.013	0.21	0.07	0.11

热处理: 1. 退火 745°C 2h 炉冷  
2. 淬火 845°C 30 min 油冷

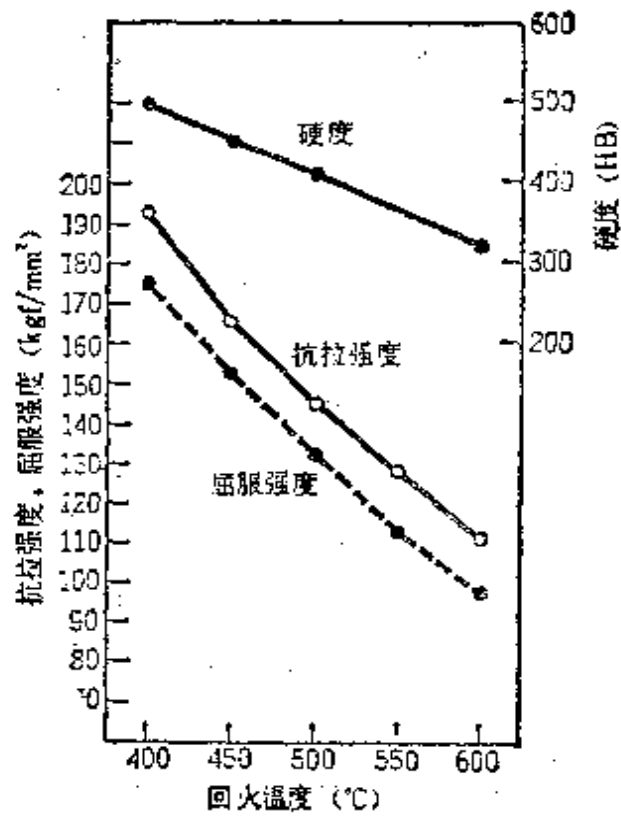
图·15-4 碳素钢(SUP3)的回火性能曲线



成 分 ( % )							
C	Si	Mn	P	S	Cu	Ni	Cr
0.58	1.61	0.83	0.020	0.012	0.18	0.11	0.11

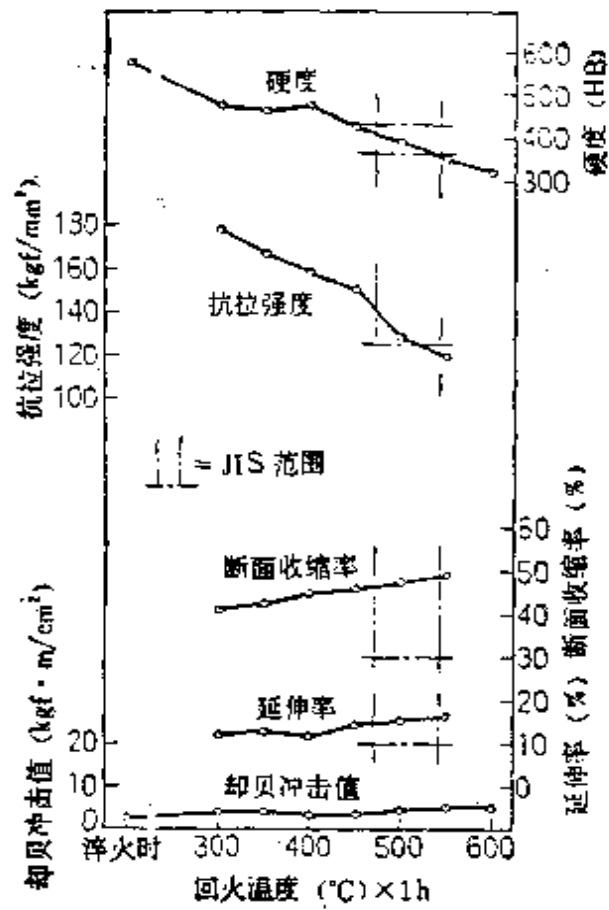
热处理: 1. 退火 750°C 2h 炉冷  
 2. 淬火 850°C 30 min 油冷

图 15-5 SUP6(Si-Mn 钢)的回火性能曲线



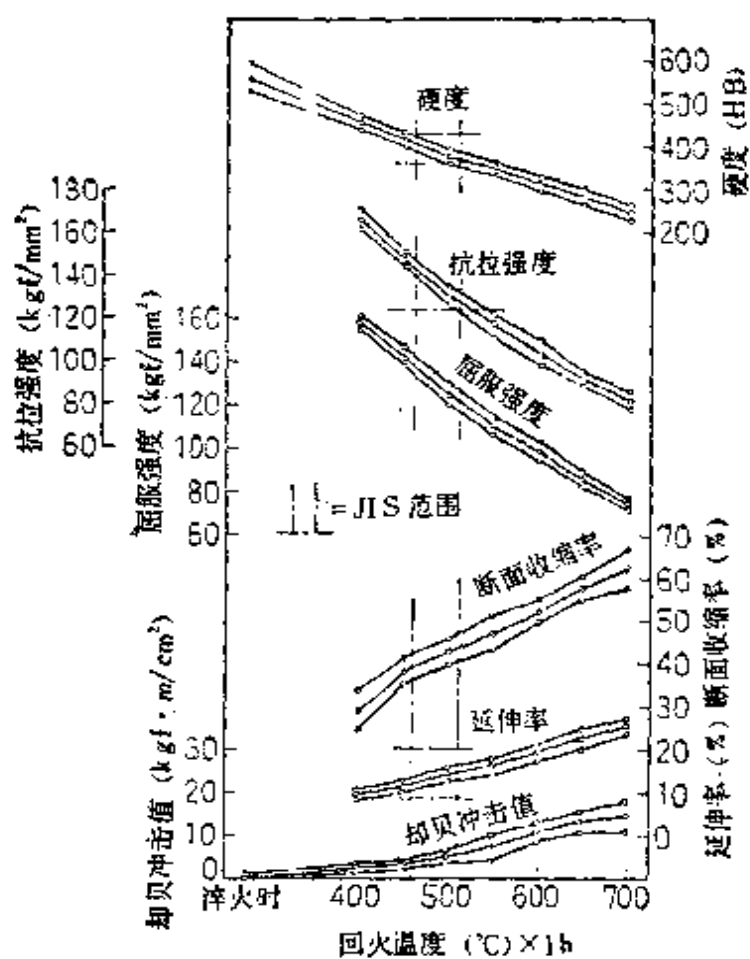
成 分 (%)						热 处 理
C	Si	Mn	P	S	Cu	
0.58	1.85	0.86	0.016	0.008	0.16	850°C 30 min 油冷 回火温度保温 1h 空冷

图 15-6 SUP 7(Si-Mn 钢)的回火性能曲线



成分 (%)					热处理
C	Si	Mn	Cr	V	
0.48	0.21	0.74	1.10	0.22	850°C 油冷

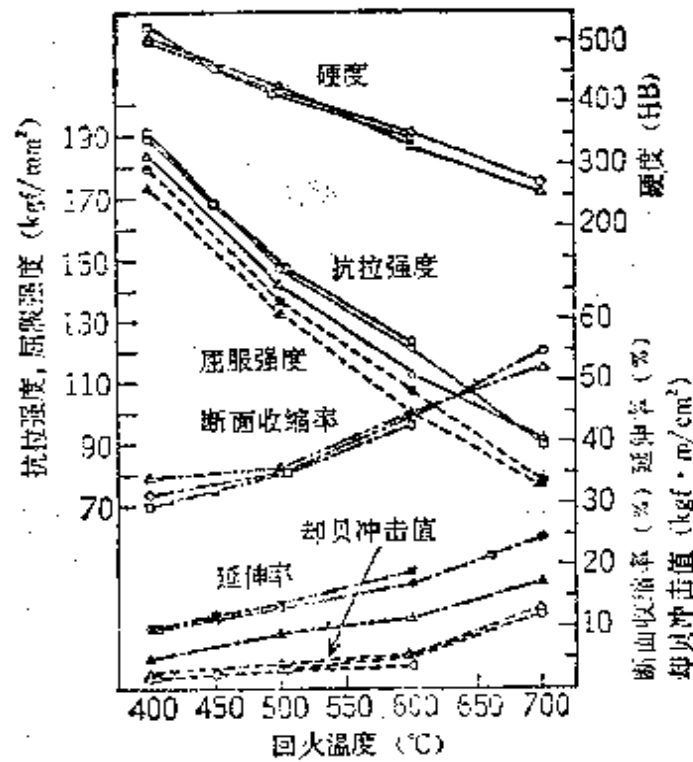
图 15-7 SUP10(Cr-V 钢)的回火性能曲线



成 分 (%)								热 处 理
C	Si	Mn	P	S	Cu	Ni	Cr	
0.56	0.28	0.78	0.017	0.10	0.19	0.09	0.77	退火: 780°C 2h 炉冷
								淬火: 850°C 50 min 油淬

图 15-8 SUP9(Mn-Cr 钢)的回火性能曲线





符 号		(1) ○●	(2) △▲	(3) □■
钢 种		旧 JIS SUP 8	SAE9254	SAE 9254 类似
成 分 (%)	C	0.57	0.51	0.55
	Si	1.08	1.43	1.64
	Mn	0.46	0.66	0.86
	P	0.015	0.014	0.031
	S	0.011	0.016	0.009
	Cu	0.14	0.14	0.17
	Cr	0.92	0.67	0.75
热 处 理	淬火	850°C × 30 min 油冷		
	回火	各温度 × 60 min 空冷		
试 片 范	规 范	φ 25 mm (标点距离 = 不详)	JIS2 号 (标点距离 = 8 D)	JIS4 号 (标点距离 = 50 mm)

图 15-9 Si-Cr 钢的回火性能曲线

### 15.3.8 等温淬火

把加热到淬火温度并保温一定时间后已获得均匀奥氏体组织的弹簧，淬入到材料的  $M_s$  点以上一定温度的热浴或熔盐中急冷，并在此热浴或熔盐中等温一段时间，使过冷的奥氏体完全转变结束，然后再取出弹簧在空气中冷却的操作称为等温淬火。这样处理的结果不但比普通淬火回火处理的弹簧具有更好的延性、韧性和弹性，而且具有内应力低和变形小的优点，特别是它还可以在抗拉强度相同的情况下，提高材料弹性极限的比值（即提高弹性极限相对于抗拉强度的百分比）。但是并不是所有尺寸的弹簧都能作等温处理的，它只限于那些弹簧的截面尺寸在热浴中急冷时，到相变结束为止，材料已能冷却到热浴温度，因此它只适用于薄板弹簧、弹簧垫圈和各种小型弹簧。

表 15-8 日本推荐的热浴或熔盐使用温度范围

热浴剂的种类	配合比(%)	熔融温度(°C)	使用温度范围(°C)
盐 类	硝酸钾 56 亚硝酸钠 44	145	150~400
	硝酸钠 50 亚硝酸钠 50	221	230~500
金 属	铋 48 铅 26 锡 13 镉 13	70	80~750
	铋 50 铅 28 锡 22	100	110~800
	铋 56.5 铅 43.5	125	140~800

弹簧的等温淬火工艺规范，即等温的温度和在此温度下的保温时间，应该按照材料的等温转变曲线图、弹簧的尺寸和所要求的硬度来确定，在美国常用的等温温度为 $200\sim 425^{\circ}\text{C}$ ；在联邦德国则为 $300\sim 450^{\circ}\text{C}$ ；日本推荐的热浴或熔盐的使用温度如表 15-8 所示。

#### 15.3.4 析出硬化

析出硬化处理是将已过饱和溶解在固溶体中的溶质元素以细小的碳化物、氮化物或金属间化合物的形式均匀地析出，以此来强化材料的一种热处理操作，因此凡是用固溶处理和冷拉强化过的奥氏体不锈钢丝或钢带、沉淀硬化不锈钢丝或钢带和铍青铜或镍基合金材料制成的弹簧，在成形后都需要进行析出硬化处理，这样处理后的弹簧变形要比普通淬火的小，而且在高温下使用，其弹力减弱的现象也较小，但是如果使用的温度接近于析出硬化处理的温度，则弹簧的弹力将急剧下降，因此一般限制在比析出硬化处理的温度低 $100^{\circ}\text{C}$ 以下的条件下使用。

析出硬化处理的温度和时间因弹簧所用的材料而异。典型的析出硬化型弹簧材料的热处理如表 15-9 所示。图 15-10 是铍-铜合金的析出硬化条件(温度和时间)对抗拉强度的影响。

#### 15.3.5 渗氮和低温氮碳共渗

过去为了提高弹簧的疲劳寿命，曾对弹簧进行 $570^{\circ}\text{C}$ 左右的渗氮处理，但是由于这温度已经超过了一般弹簧钢在淬火回火处理时的回火温度，致使材料的温度下降，因此它只能适用于那些回火温度超过 $570^{\circ}\text{C}$ 的特殊钢种制成的弹簧。对于由一般弹簧钢或析出硬化型钢制成的弹簧目前大多采用低温氮碳共渗处理，即将弹簧在氮碳共渗的气氛或盐浴中加热到 $450\sim 550^{\circ}\text{C}$ ，使碳和氮原子同时从表面向内扩散，由于这温度接近于钢的回火温度或析出硬化处理温度，因此能在材料强度不下降的情况

表 15-9 典型的析出硬化型弹簧材料的热处理

材 料	热 处 理
SUS331(17-7PH)	A 处理 { <ul style="list-style-type: none"> <li>TH1050 处理: 固溶处理(<math>1038 \pm 10^\circ\text{C}</math> 急冷)</li> <li>→ 成形加工 → <math>760^\circ\text{C}</math> 90min 空冷</li> <li>→ (<math>&lt;15^\circ\text{C}</math>) 30 min → <math>565^\circ\text{C} \times 90</math> min 空冷</li> </ul> RH950 处理: 固溶处理( $1038 \pm 10^\circ\text{C}$ 急冷) → 成形加工 → $950^\circ\text{C}$ 15min 空冷 → ( $-73^\circ\text{C}$ ) 8h → $510 \pm 5^\circ\text{C}$ 30~60 min 空冷
	C 处理 CH 900 处理: 固溶处理( $1038 \pm 10^\circ\text{C}$ 急冷) → 冷成形 → $480 \pm 5^\circ\text{C}$ 30 min 空冷
铍-铜合金	固溶处理( $788^\circ\text{C} \times 1\text{h}$ 水冷) → $315^\circ\text{C} \times 2\text{h}$ 空冷
NCF750(Inconel X-750)	固溶处理( $1150^\circ\text{C} \times 2\text{h}$ 空冷) → $815^\circ\text{C} \times 24\text{h}$ 空冷 → $705^\circ\text{C} \times 20\text{h}$ 空冷
Elgiloy	固溶处理( $1100^\circ\text{C} \times 2\text{h}$ 水冷) → $550^\circ\text{C} \times 3\text{h}$ 空冷

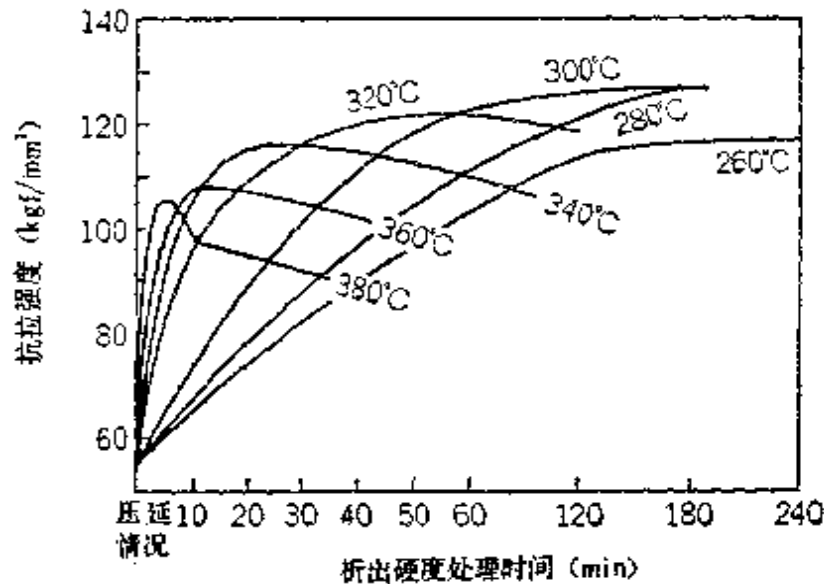


图 15-10 铍-铜合金的析出硬化条件对抗拉强度的影响

下提高弹簧的疲劳寿命。这种方法特别适用于由含抗回火性能较好的合金元素的油回火低合金钢和析出硬化型合金钢制成的弹簧。

### 15.3.6 复碳

弹簧用的碳钢中含碳量都比较高,一旦发生脱碳就极易在使用过程中发生早期断裂或变形等失效。为了弥补这种缺陷可进行复碳处理,即将弹簧在已调节好碳势的气氛中加热,使它表面的碳浓度恢复到它原来的含碳量,从而也回复到它原来应有的各种性能。这种复碳处理也可以和淬火加热同时进行,例如小型弹簧在控制气氛炉中加热,既可以复碳,又可以达到光亮淬火。

## 15.4 弹簧热处理的变形

### 15.4.1 低温去应力回火的弹簧在热处理时的变形

用不同材料冷卷成形的螺旋弹簧,不但在卷绕后有不同程度的回弹,而且在回弹后即使尺寸相同,但在低温去应力回火时也会有不同的永久变形。一般碳素钢如果事先经过拉伸加工,在低温回火后会伸长;反之如事先经过压缩加工,则在低温回火后会收缩。但不锈钢却完全相反,即事先经过拉伸加工的,低温回火后反而会收缩。表 15-10 和 15-11 分别是用琴钢丝和不锈钢丝在卷绕成螺旋弹簧,经过低温回火后,弹簧外径的变化情况。

从表中可以看出,各种弹簧在卷绕后有各种不同的回弹;而同样直径的钢丝( $d=4.0\text{ mm}$ ),在同样外径的芯轴( $D_1=26\text{ mm}$ )上卷绕成弹簧,卸去芯轴回弹后的外径尺寸也相同( $D'_0=37.5\text{ mm}$ ),但在经过低温去应力回火后,高碳的琴钢丝制成的弹簧外径收缩( $D''_0=36.8\text{ mm}$ );而不锈钢丝制成的弹簧外径却涨大( $D''_0=38\text{ mm}$ )因此在实际生产中必须估计到不同材料在制造过程中有不同的外径涨缩现象,特别是成批生产中,更应经过试验,摸索出变形规律,而在卷绕时采用合适的芯轴来补

**表 15-10 用琴钢丝卷绕制成的弹簧经低温回火后的变形**  
 (用各种不同直径的琴钢丝在不同外径的芯轴上卷绕成弹簧,  
 再经 350°C, 10 min 加热后, 弹簧外径的变化)

钢丝直径 $d$ (mm)	芯轴外径 $D_1$ (mm)	弹 簧 外 径		
		在芯轴上卷绕时的外径	从芯轴上卸下的弹簧经回弹后的弹簧外径	经 350°C, 10min 加热后的弹簧外径
		$D_0$ (mm)	$D_0'$ (mm)	$D_0''$ (mm)
3.2	35	41.4	49.5	48.5
4.0	26	34.0	37.5	36.8
4.0	32.5	40.5	46.0	45.0
4.5	53.0	53.0	61.5	59.8
6.0	52.0	52.0	57.0	56.0

**表 15-11 用不锈钢卷绕的弹簧经低温回火后的变形**  
 (用各种不同直径的不锈钢丝(SUS302)在不同外径的芯轴上卷绕成弹簧, 再经 350°C, 30 min 加热后弹簧外径的变化)

钢丝直径 $d$ (mm)	芯轴外径 $D_1$ (mm)	弹 簧 外 径		
		在芯轴上卷绕时的弹簧外径	从芯轴上卸下的弹簧经回弹后的弹簧外径	经 350°C, 30min 加热后的弹簧外径
		$D_0$ (mm)	$D_0'$ (mm)	$D_0''$ (mm)
1.6	8.5	11.7	12.6	13.1
2.6	17	22.2	24.7	25.2
4.0	26	34.0	37.5	38.0
4.5	33	42.0	48.5	50.0
5.0	37	47.0	53.3	54.3
5.5	43	54.0	61.0	62.5
9.0	50.8	68.8	75.0	76.0

偿这几道工序中产生的永久变形。

#### 15.4.2 淬火回火的弹簧在热处理时的变形

淬火回火的弹簧在加热、成形和淬火各道工序中都有可能

产生变形，这主要是由于弹簧在加热时方法不当、加热不均匀，有的在成形后还有回弹、淬火，操作不小心或淬火冷却时弹簧各部分冷却不均匀造成相变有先后所致。

为了阐明弹簧在各个过程中的变形情况，可以图 15-11 所示的薄板弹簧在加热成形和冷却各工序的弯曲为例，从图中可见当薄板弹簧在加热和成形时，无论加热温度多高，开始总有少量的弹性变形 (A→B)，然后是塑性变形 (B→C)，除去外力后有回弹现象 (C→D)，以后在空冷时即使没有外力，但是随着时间的转移，也会产生一定程度的回复变形 (D→E)，使弯曲度逐步减少，直到室温时残留的弯曲，也就是弹簧最后的永久变形。如果在成形后立即预冷淬油，即在图中的 Q 点入油，则由于淬火时入油的方式不同而有不同的变形情况 (即图中的 QF, QI, QG 和 QH)。

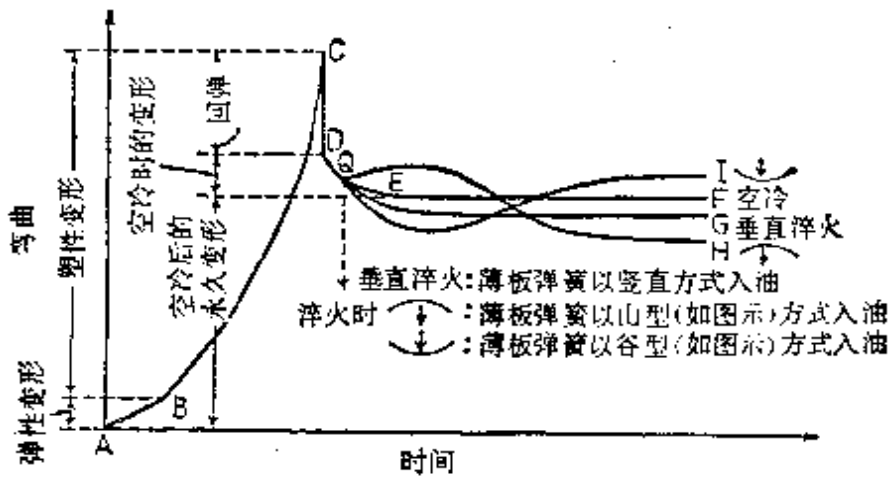


图 15-11 成形和淬火时薄板弹簧的变形图

薄板弹簧在冷却时的变形过程，可以图 15-12 来加以说明。当对已加热的板材一侧进行喷水冷却 (如图 15-12(a) 所示)，则受冷却的下侧会产生收缩，形成象图 (b) 那样的弯曲，这时由于板的上侧温度还高，塑性较好，因而随着下侧的收缩而弯曲，当

冷却继续进行, 温度不断下降, 板下侧的内部组织开始向马氏体转变, 由于马氏体的比容较大, 因而最终产生如图 (a) 那样的反弯曲。以后即使温度继续下降, 上侧的内部也要向马氏体转变, 可是由于已形成马氏体的下侧强度较高, 上侧很难使其发生拉伸变形, 从而使弹簧内部产生很大的内应力, 如果这内应力过大, 就会导致产生裂纹。从这里就更能理解为什么如图 5-11

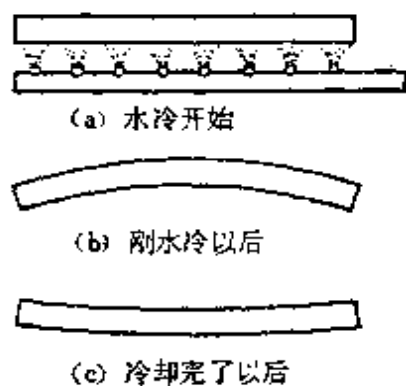


图 15-12 由于冷却速度不同而造成的弯曲

所示那样由于进油方向不同而产生不同的弯曲情况了。

以后进行回火时, 淬火所造成的内应力部分获得释放, 变形也有可能得到一点校正, 但是不可能完全恢复。如果这种最后的变形是固定的, 那么在成批生产中就可以从实践中得出经验, 预先估计到这一点而采取一些反变形的措施, 从而获得满意的结果。但是这需要不断摸索, 因为加热的温度、炉中安放的位置、炉温的均匀性、进油的角度、油温、油的搅拌程度都对变形有很大的影响。

为了使薄板弹簧的变形在允许范围内, 一般可在淬火时采用加压淬火, 或者在回火时采用加压回火的方法, 前者是将加热的板(带)材在所需要的弯曲模中加压淬油, 后者是在回火时加压来纠正到所需要的弯曲度, 但是要注意淬火后的硬度已很高(一般要大于  $HRC\ 60$ ), 加压稍一不慎, 就会产生裂纹, 因此对所用的夹具, 加热的温度和加压的大小都必须仔细研究。有时也可以先在  $180\sim 250^{\circ}\text{C}$  作一次“假”回火, 以增加韧性, 然后再进行加压, 或者在开始回火时, 加压较小, 保温一段时间后, 再取出逐步加压到所需要的弯曲度。



图 15-13 是对含碳量为 0.57% 的碳钢, 在淬火后用不同的温度回火和不同的载荷加压后, 在各回火温度结束后所测得的永久变形量, 从图中可以看出凡是在回火时加压的载荷量愈大, 则产生的永久变形量(亦即能校正的变形量)也愈大。图 15-14 是加载回火时, 加热时间的影响, 从图中可以看出, 加热时间愈长, 则永久变形量愈大。事先已经过回火的材料, 如果以后加压

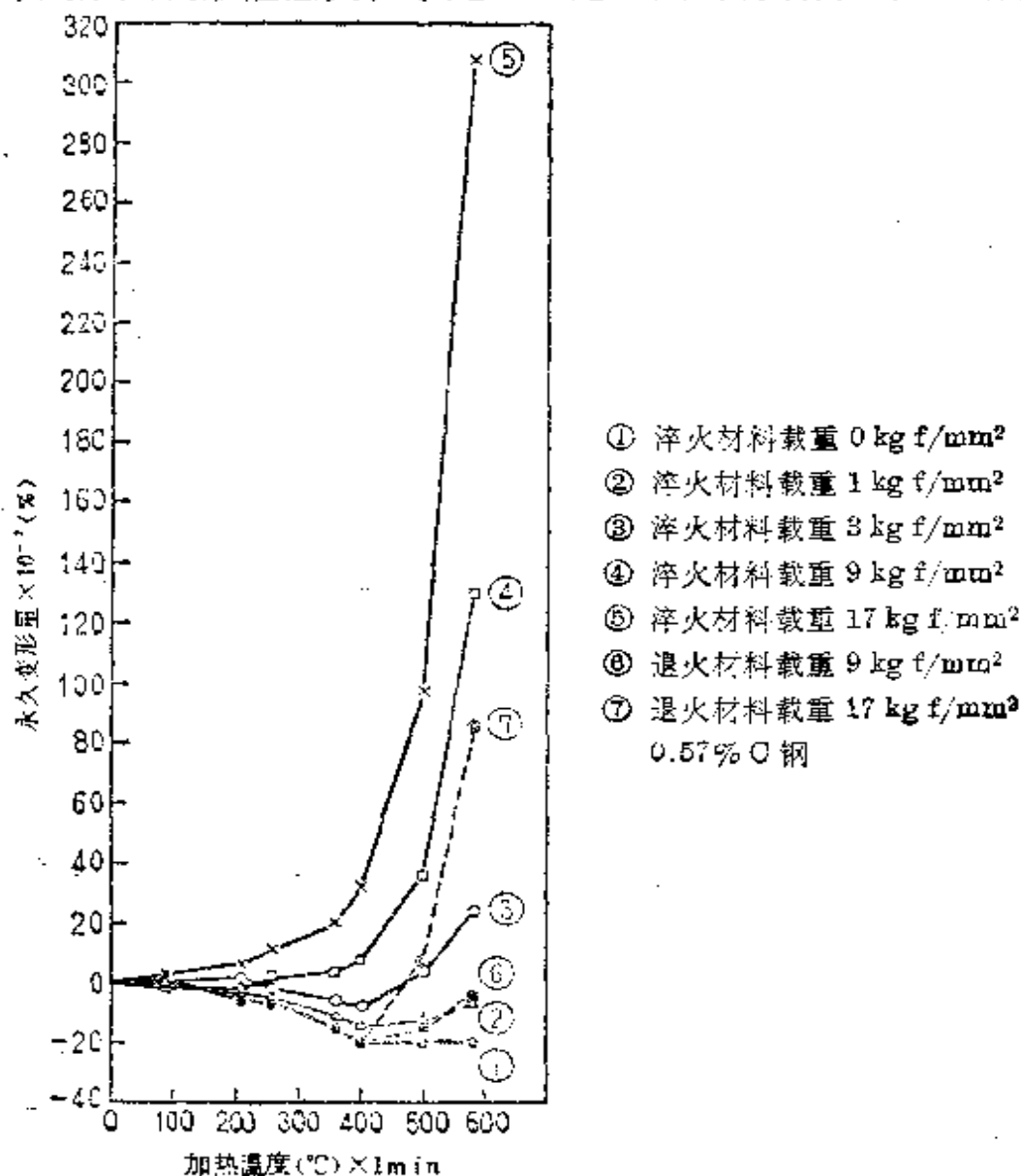
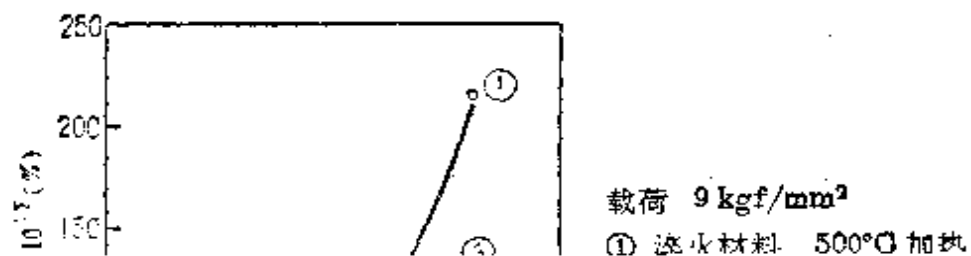


图 15-13 加压温度和永久变形量的关系

的温度低于回火温度,则对其永久变形量几乎毫无影响,因此对淬火弹簧,在回火时校正变形,效果最好。



- [9] 农业机械设计手册(上册), 第一机械工业部农业机械研究所, 机械工业出版社, 1973
- [10] 机修手册, 第一篇第七册, 中国机械工程学会和第一机械工业部, 机械工业出版社, 1976
- [11] JIS B2701 重ね板ばね
- [12] JIS B2702 熱間成形コイルばね
- [13] JIS B2704 圧縮, 引張コイルばね設計基準
- [14] JIS B2707 冷間成形圧縮コイルばね
- [15] JIS B2708 冷間成形引張コイルばね
- [16] JIS B2709 めじりコイルばね設計基準
- [17] JIS G4801 ばね鋼鋼材
- [18] JIS G3502 ヒアノ线材
- [19] JIS G3560 ばね用炭素鋼オイルテンパー線
- [20] JIS G3561 弁ばね用炭素鋼オイルテンパー線
- [21] JIS G3565 弁ばね用クロムバナジウム鋼オイルテンパー線
- [22] JIS G4813 ばね用ステンレス鋼帯
- [23] JIS G4814 ばね用ステンレス鋼線
- [24] JIS H3130 ばね用ベリリウム鋼, リン青銅及び洋白の板及び条
- [25] ASTM A 689 Carbon and Alloy steel Bars for Springs.
- [26] ASTM A227 M Steel Wire, Cold-Drawn for Mechanical Springs
- [27] ASTM A407 Steel Wire, Cold-Drawn for Coiled-Type Springs
- [28] ASTM A679 Steel Wire, High Tensile Strength, Hard Drawn for Mechanical Springs.
- [29] ASTM A764 Steel Wire, carbon, Drawn Galvanized at size for Mechanical Springs.
- [30] ASTM. A228 Steel Wire, Music Spring Quality.
- [31] ASTM A 229 Steel Wire, Oil-Tempered for Mechanical Springs.
- [32] ASTM A 230 Steel Wire, Oil-Tempered Carbon Valve Spring Quality
- [33] ASTM A 231 Chromium-Vanadium Alloy Steel Spring Wire.
- [34] ASTM A232 Chromium-Vanadium Alloy Steel Valve Spring Quality Wire
- [35] ASTM A401 Chromium-Silicon Alloy Steel Spring Wire.
- [36] ASTM A 680 Steel, Carbon, Strip, Cold-Rolled Hard, Untempered Spring Quality.
- [37] ASTM A313 Chromium-Nickel Stainless and Heat-Resisting steel Spring Wire.

- [38] ASTM A682M Steel, High-Carbon, strip, Cold-Rolled, Spring Quality, General Requirements.
- [39] ASTM A684 Steel, Carbon strip, Cold-Rolled Soft, Untempered Spring Quality.
- [40] N. P. Chironis, Spring Design and Application (1961), 154, McGraw-Hill.