

ICS 21.160

J 26

备案号: 44413—2014



中 华 人 民 共 和 国 机 械 行 业 标 准

JB/T 3338—2013

代替 JB/T 3338.1—1993

JB/T 3338.2—1993

液 压 件 圆 柱 螺 旋 压 缩 弹 簧 技 术 条 件

Hydranlic cylindrically helical compression spring—Technical specifications

2013-12-31 发布

2014-07-01 实施

中 华 人 民 共 和 国 工 业 和 信 息 化 部 发 布

目 次

前言..... II

1 范围..... 1

2 规范性引用文件..... 1

3 术语和定义..... 1

4 典型弹簧分类及负荷特性结构工况..... 1

5 技术要求..... 2

6 试验方法..... 6

7 检验规则..... 8

8 包装、标志、运输和贮存..... 9

附录 A（资料性附录）液压件弹簧工作图样..... 10

附录 B（资料性附录）液压件弹簧设计计算..... 13

前 言

本标准按照GB/T 1.1—2009给出的规则起草。

本标准代替JB/T 3338.1—1993《液压件圆柱螺旋压缩弹簧 技术条件》和JB/T 3338.2—1993《液压件圆柱螺旋压缩弹簧 设计计算》，与JB/T 3338.1—1993和JB/T 3338.2—1993相比主要技术变化如下：

- 本次修订将两项部分标准合并成一个单立标准；
- 删除了JB/T 3338.2—1993《液压件圆柱螺旋压缩弹簧 设计计算》内容，将液压件弹簧的设计计算放入资料性附录B中供参考；
- 删除原标准中表8、表9中对弹簧本身设计使用的“工作压力”一栏；
- 增加了弹簧特性中明确可调整参数（见表3）；
- 增加了喷丸强化处理的技术指标要求（见5.10）；
- 增加了不同负荷特性的检验方法（见6.4.1、6.4.2、6.4.3）；
- 修改了规范性引用文件（见第2章）；
- 修改了符号（见表1、表4、6.4.3、附录A和附录B）。
- 修改了材料直径的范围（1.0）；
- 修改了弹簧自由高度的分段范围（见5.6.2表6）；
- 修改了表面粗糙度（见6.7）和端头间隙（见6.8）的检验方法。

本标准由中国机械工业联合会提出。

本标准由全国弹簧标准化技术委员会（SAC/TC235）归口。

本标准负责起草单位：杭州弹簧有限公司、中机生产力促进中心。

本标准参加起草单位：浙江美力科技股份有限公司、浙江金昌弹簧有限公司、浙江伊思灵双第弹簧有限公司、杭州富春弹簧有限公司。

本标准起草人：姜晓炜、姜膺、陆培根、姜国焱、费庆民、戚理平、邵文武。

本标准所代替标准的历次版本发布情况为：

- JB/T 3338.1—1983，JB/T 3338.2—1983；
- JB/T 3338.1—1993，JB/T 3338.2—1993。

液压件圆柱螺旋压缩弹簧 技术条件

1 范围

本标准规定了液压元件用圆截面材料等节距圆柱螺旋压缩弹簧的技术要求、试验方法、检验规则、包装、标志、运输和贮存。

本标准适用于弹簧材料直径小于等于 16 mm 的液压元件用圆柱螺旋压缩弹簧（以下简称弹簧）。

2 规范性引用文件

下列文件对于本文件的应用是必不可少的。凡是注日期的引用文件，仅注日期的版本适用于本文件。凡是不注日期的引用文件，其最新版本（包括所有的修改单）适用于本文件。

GB/T 224 钢的脱碳层深度测定法

GB/T 230.1 金属材料 洛氏硬度试验 第 1 部分：试验方法（A、B、C、D、E、F、G、H、K、N、T 标尺）

GB/T 1239.2 冷卷圆柱螺旋弹簧技术条件 第 2 部分：压缩弹簧

GB/T 1805 弹簧术语

GB/T 4357 冷拉碳素弹簧钢丝

GB/T 10610 产品几何技术规范（GPS）表面结构 轮廓法 评定表面结构的规则和方法

GB/T 16947 螺旋弹簧疲劳试验规范

GB/T 18983 油淬火-回火弹簧钢丝

GB/T 21652 铜及铜合金线材

GB/T 23934 热卷圆柱螺旋压缩弹簧 技术条件

GB/T 23935 圆柱螺旋弹簧设计计算

GB/T 24588 不锈钢弹簧钢丝

JB/T 7944 圆柱螺旋弹簧 抽样检查

JB/T 10802 弹簧喷丸强化 技术规范

YB/T 5311 重要用途碳素弹簧钢丝

YB/T 5318 合金弹簧钢丝

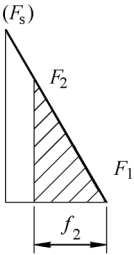
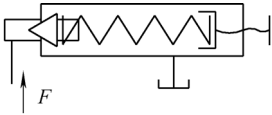
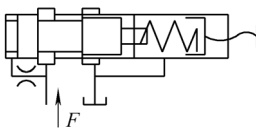
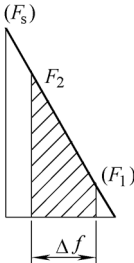
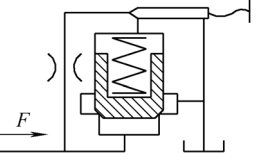
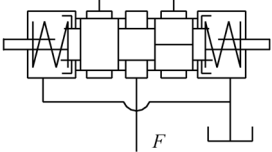
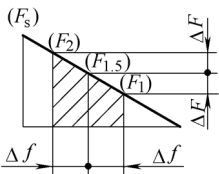
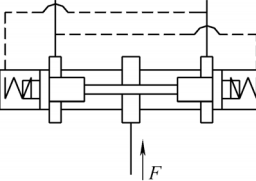
3 术语和定义

GB/T 1805 界定的术语和定义适用于本文件。

4 典型弹簧分类及负荷特性结构工况

常见典型弹簧分类及负荷特性结构工况，见表 1 或参见附录 A。

表 1

类组		负荷特性		已知条件	结构举例	应用场合
甲	1		工作负荷 F_1 至 F_2 , F_1 为零 负荷性质属动载 荷有限寿命类	F_2 f_2		用于阀芯为 锥形的调压弹 簧
	2					用于阀芯为 圆柱形的调压 弹簧
乙	1		F_1 为安 装 预 压 负 荷 工作负荷经常 在 F_1 至小于 F_2 的某一值, F_2 为可能出现的 最大负荷,负荷 性质属静载荷 类	F_1 F_2 Δf		用于先导型 压力阀的主阀 复位弹簧、调 速弹簧和单向 阀弹簧等
	2		工作负荷不 是 F_1 便是 F_2 , 均 为定值 负荷性质属 动载荷无限寿 命类			用于换向阀 和柱塞泵的柱 塞复位弹簧等
丙			工作负荷在大于 F_1 小于 F_2 之间, $F_{1.5}$ 为安 装负荷。要求弹簧特 性线性度好 负荷性质属动载 荷类(包括有限寿命 和无限寿命)	Δf ΔF		用于比例换 向阀和静压支 承的滑阀反馈 机构对中弹簧 等

5 技术要求

5.1 总则

弹簧应符合本标准的要求,并按规定程序批准的图样及技术文件制造。典型类型的弹簧工作图样可参考附录 A。

5.2 材料

5.2.1 常用材料

弹簧常用材料见表 2。若选用其他材料,应由供需双方商定。

表 2

标准号	材料名称	牌号/组别/型	性能	推荐使用温度 ℃
GB/T 4357	冷拉碳素弹簧钢丝	SL、SM、SH	强度高、性能好	-40~150
		DM、DH		
YB/T 5311	重要用途碳素弹簧钢丝	E 组、F 组、G 组	强度高、韧性好	-40~150
GB/T 18983	油 淬 火 - 回 火 弹 簧 钢 丝	FDC、TDC、VDC	VD 用于高疲劳级、FD 用于静态级、TD 用于中疲劳级弹簧	-40~150
		FDCrV-A、TDCrV-A、VDCrV-A		-40~210
		FDSiMn、TDSiMn		-40~250
		FDCrSi、TDCrSi、VDCrSi		-40~250
YB/T 5318	合金弹簧钢丝	60Si2MnA、50CrVA、55CrSiA	强度高、较高的疲劳性	-40~250
GB/T 24588	不锈弹簧钢丝	12Cr18Ni9、06Cr19Ni9、06Cr17Ni12Mo2、07Cr17Ni7Al	耐腐蚀、耐高温、耐低温	-200~290
GB/T 21652	铜及铜合金线材	QSi3-1、QSn4-3	较高的耐腐蚀和防磁性	-250~120

5.2.2 材料要求

弹簧材料的质量应符合相应材料标准的有关规定，必须备有制造商的质量证明书，并经复检合格后方可使用。

5.3 热处理

5.3.1 硬度

5.3.1.1 用不需淬火的弹簧钢丝、硬状态的铜及铜合金线材和不锈弹簧钢丝卷制的弹簧，应进行去应力退火处理或时效处理，其硬度不予考核。

5.3.1.2 需经淬火、回火处理的弹簧，淬火次数不得超过两次，回火次数不限。其硬度值在 44 HRC~52 HRC 范围内选取，同一批弹簧的硬度范围应不超过 5 HRC。

5.3.2 脱碳

经淬火、回火处理的弹簧，其单边总脱碳层深度，允许在原材料标准规定的脱碳深度的基础上再增加材料直径的 0.25%。

5.4 永久变形

将弹簧用试验负荷压缩 3 次后，其永久变形应不大于自由高度 H_0 的 0.25%。

5.5 弹簧特性及极限偏差

5.5.1 弹簧特性

弹簧特性应符合 5.5.1.1 或 5.5.1.2 的规定，一般不同时选用。特殊需要时，由供需双方商定。为满足不同类组弹簧的规定要求，弹簧制造时，可根据表 3 的规定，选择可调整参数。有关参数计算参见附录 B。

5.5.1.1 在指定高度或变形量下的负荷，弹簧变形量应在试验负荷下变形量的 20%~80%之间。

5.5.1.2 图样规定需要测量弹簧刚度时，弹簧变形量应在试验负荷下变形量的 30%~70%之间。

表 3

类 组	规定要求	可调整参数
甲类 乙类	给出一点负荷及指定负荷下的高度	自由高度
	给出一点负荷及指定负荷下的高度、自由高度	有效圈数、材料直径或有效圈数、弹簧直径（外径、内径）
丙类	给出二点负荷及该两个指定负荷下的高度	自由高度、有效圈数、材料直径或自由高度、有效圈数、弹簧直径（外径、内径）

5.5.2 极限偏差

弹簧负荷或刚度的极限偏差按表 4。特殊要求的弹簧，负荷允许偏差可以单向选取，其公差值应符合本表的规定或与顾客协商。

表 4

单位为牛或牛每毫米

类 组		有效圈数 n		
		$>2\sim4$	$>4\sim10$	>10
甲	1	$\pm0.12F_2$	$\pm0.10F_2$	$\pm0.08F_2$
	2			
乙	1	$\pm0.12F_1$	$\pm0.10F_1$	$\pm0.08F_1$
		$\pm0.12F_2$	$\pm0.10F_2$	$\pm0.08F_2$
	2	$\pm0.12F_1$	$\pm0.10F_1$	$\pm0.08F_1$
		$\pm0.08F_2$	$\pm0.06F_2$	$\pm0.05F_2$
丙		—	$\pm0.06F'$	$\pm0.05F'$
注：甲类弹簧负荷是指定变形量下的负荷。				

5.6 弹簧尺寸的极限偏差

5.6.1 弹簧直径（外径或内径）的极限偏差见表 5。

表 5

单位为毫米

类 组		旋绕比 C		最小值
		$\geq 3\sim 8$	$> 8\sim 16$	
甲	1	$\pm 0.010D^a$	—	± 0.20
	2			
乙	1	$\pm 0.015D^{a、b}$		
	2			
丙		$\pm 0.010D^a$		
^a 按照工况需要，弹簧外径或内径的极限偏差可单向使用，其公值应符合本表的规定。凡采用单向偏差，在计算变形量和切应力时，应将基本尺寸加或减公差值之半，作为计算依据。				
^b 乙类弹簧外径或内径有特殊要求时可按 $\pm 0.010D$ 制造。				

5.6.2 弹簧自由高度的极限偏差见表 6。当图样要求测量两点或两点以上指定高度下的负荷时，自由高度作为参考。甲类弹簧有特殊要求时，自由高度偏差可以单向选取，其公差值应符合本表的规定或与顾客协商。

表 6 单位为毫米

类 组		自由高度 H_0				最小值
		$>20\sim 50$	$>50\sim 80$	$>80\sim 120$	>120	
甲	1	± 0.5	± 0.8	± 1.2	$\pm 2.0\% H_0$	—
	2					
乙	1	不予考核				
	2					
丙		$\pm 0.012 H_0$				± 0.5

5.7 弹簧圈数和支承圈

5.7.1 弹簧总圈数的允许偏差见表 7。

表 7 单位为圈

总圈数 n_1	允许偏差
≤ 10	± 0.25
>10~20	± 0.50
>20~50	± 1.00

5.7.2 弹簧总圈数与有效圈数之差为支承圈数，支承圈不少于 2 圈。一般总圈数不为整数，建议总圈数尾数为 0.5 圈。

5.7.3 支承圈的端头与邻圈贴合。当不能贴合时，其间隙允许偏差见表 8。

表 8 单位为毫米

类 组		旋绕比 C	
		$\geq 3\sim 8$	$>8\sim 16$
甲	1	≤ 0.1	—
	2	≤ 0.2	
乙		≤ 0.3	≤ 0.5
丙			—
注：特殊弹簧端头间隙由供需双方商定。			

5.7.4 支承圈的端面磨削部分应不少于端圈周长的 3/4 圈。不允许有影响使用的毛刺及锐边，端头厚度不小于材料直径的 1/8。磨削面的表面粗糙度 Ra 值应小于或等于 6.3 μm 。当材料直径小于等于 0.5 mm 并且旋绕比 C 大于 10 时，允许不磨削两端面。

5.7.5 需要时弹簧可内（或外）倒角，但应在图样上注明。

5.8 垂直度

两端面经过磨削的弹簧，在自由状态下，弹簧外圆素线对两端支承面的垂直度见表 9。当高径比 $b>5$ 时应考核直线度，直线度要求按理论垂直度要求之半。

表 9 单位为毫米

甲、乙、丙	
高径比 b	
≤ 3	>3~5
$\leq 0.017H_0$	$\leq 0.025H_0$
最小值 0.5	

JB/T 3338—2013

5.9 压并高度

弹簧的压并高度原则上不作规定。当弹簧要考核压并高度时，必须在图样上注明。

——对端面磨削 3/4 圈的弹簧，当需要规定压并高度时，按公式（1）计算。

$$H_b \leq n_1 d_{\max} \dots\dots\dots (1)$$

式中：

H_b ——压并高度，单位为毫米（mm）；

n_1 ——总圈数，单位为圈；

$d_{\max}$ ——材料最大直径（材料直径+极限偏差的最大值），单位为毫米（mm）。

——对两端不磨削的弹簧，当需要规定压并高度时，按公式（2）计算。

$$H_b \leq (n_1 + 1.5) d_{\max} \dots\dots\dots (2)$$

式中：

H_b ——压并高度，单位为毫米（mm）；

n_1 ——总圈数，单位为圈；

$d_{\max}$ ——材料最大直径（材料直径+极限偏差的最大值），单位为毫米（mm）。

5.10 喷丸强化处理

对于材料直径大于 1.2 mm，且弹簧的间距大于 1.0 mm 的弹簧可进行喷丸强化处理。喷丸强度在 0.15 A~0.5 A 范围内选取，喷丸覆盖率≥90%。

5.11 表面处理

表面处理应在弹簧图样中注明，表面处理的介质、方法应符合相应的环境保护法规。应尽量避免采用可能导致氢脆的表面处理。对于有无限疲劳寿命要求或高应力设计的弹簧在满足防腐性能条件下优先采用上防锈油。

5.12 其他要求

5.12.1 弹簧有特殊要求时，由供需双方协议规定，可选择强压处理、无损检测、疲劳寿命等。

5.12.2 本标准未规定的其他要求按 GB/T 1239.2 的规定。

6 试验方法

6.1 硬度检验

弹簧硬度检验按 GB/T 230.1 的规定。

6.2 脱碳层深度检验

弹簧脱碳层深度检验按 GB/T 224 的规定。

6.3 永久变形

将弹簧用试验负荷压缩 3 次，测量第二次和第三次压缩后的自由高度变化值。当试验负荷大于压并负荷时，则该压并负荷被视为试验负荷，压并负荷最大值不得超过理论压并负荷的 1.5 倍。

试验负荷的计算按照 GB/T 1239.2 和 GB/T 23934 的规定。

6.4 弹簧特性

弹簧特性的测量在精度不低于±1%的弹簧试验机上进行，按图样规定测量负荷或刚度。弹簧特性的测定是将弹簧预压至试验负荷下的高度一次后进行。

6.4.1 指定高度下的负荷

将弹簧压缩至指定高度，从弹簧试验机上读出所测定的负荷。

6.4.2 指定变形量下的负荷

将弹簧预压缩一个微小的位移量（该位移量的大小应由供需双方商定），弹簧试验机调整零位。以该零点为基准，压缩指定变形量，从弹簧试验机上读出所测定的负荷。

6.4.3 刚度

将弹簧分别压缩至两个指定的高度或将弹簧分别压缩指定的变形量，从弹簧试验机上分别读出所测定的负荷后按公式（3）计算。

$$F' = \frac{F_2 - F_1}{H_1 - H_2} \quad \text{或} \quad F' = \frac{F_2 - F_1}{f_2 - f_1} \dots\dots\dots (3)$$

式中：

F' ——刚度，单位为牛每毫米（N/mm）；

F_1 、 F_2 ——工作负荷，单位为牛（N）；

H_1 、 H_2 ——指定高度，单位为毫米（mm）；

f_1 、 f_2 ——指定变形量，单位为毫米（mm）。

6.5 弹簧直径

用分度值高于或等于 0.02 mm 的游标卡尺或专用检具测量弹簧的外径或内径。图样上标明外径或中径的测量外径，以外径最大值为准；图样上标明内径的测内径，以内径最小值为准。

6.6 弹簧自由高度

用分度值高于或等于 0.02 mm 的游标卡尺或专用量具测量弹簧的最高点。当存在弹簧自重影响时应水平放置测量。

6.7 端面磨削

弹簧端面经磨削后的表面粗糙度按 GB/T 10610 规定的目视或比较两种方法检验。

6.8 端头间隙

弹簧端头间隙用 2 级精度的塞尺测量。

6.9 垂直度

按图 1 所示方法，用 2 级精度平板、2 级精度宽座直角尺和专用量具测量。在无负荷状态下，将弹簧旋转一周后检查另一端（端头至 1/2 圈处考核相邻的第二圈）测量外圆素线与宽座直角尺之间的最大间隙 Δ ，即为垂直度偏差。

6.10 直线度

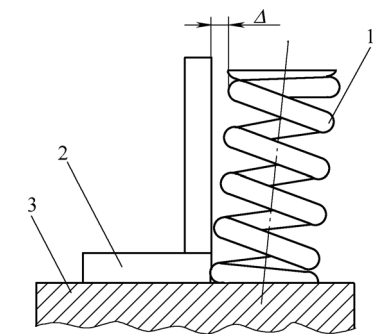
按图 2 所示方法，将弹簧水平放置在 2 级精度平板上旋转一周，用 2 级精度塞尺测量弹簧外圆素线与平板之间的最大间隙 Δ' 。

6.11 压并高度

用小于等于 1.5 倍的理论压并负荷，施加负荷的方法应由供需双方商定。将弹簧压并后用分度值高

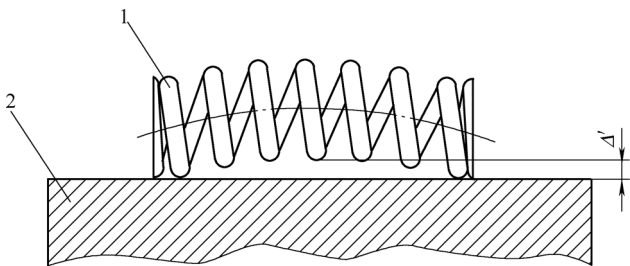
JB/T 3338—2013

于或等于 0.02 mm 的游标卡尺或专用量具测量弹簧压并高度。



说明：
1——弹簧；
2——宽座直角尺；
3——平板。

图 1



说明：
1——弹簧；
2——平板。

图 2

6.12 喷丸强化

弹簧的喷丸强化检验按 JB/T 10802 的规定执行。

6.13 其他要求

弹簧总圈数采用目视检查。
弹簧的疲劳试验按 GB/T 16947 的规定执行。
弹簧的其他特殊要求，按弹簧图样或相关标准执行。

7 检验规则

7.1 产品的验收抽样检查按 JB/T 7944 的规定。特殊要求时，由供需双方商定。

7.2 弹簧检查项目及缺陷分类见表 10。

表 10

类组		A 类缺陷项目	B 类缺陷项目	C 类缺陷项目
甲	1	脱碳、硬度	永久变形、弹簧直径、端头间隙、垂直度	负荷、自由高度、表面缺陷、总圈数、端面粗糙度
	2	脱碳、硬度	永久变形、弹簧直径	负荷、自由高度、垂直度、端头间隙、端面粗糙度、表面缺陷
乙	1	脱碳、硬度	永久变形、负荷、弹簧直径	垂直度、端面粗糙度、表面缺陷
	2	脱碳、硬度	永久变形、负荷、弹簧直径、压并高度、表面缺陷	垂直度、端面粗糙度
丙		脱碳、硬度、疲劳寿命	永久变形、负荷或刚度、弹簧直径、表面缺陷	垂直度、端面粗糙度
注 1：用不需淬火的弹簧钢丝和硬状态材料制造时，不考核脱碳、硬度。				
注 2：有特殊要求时，经供需双方商定，疲劳试验可作为 A 缺陷项目进行检查。				
注 3：图样有喷丸要求时，喷丸强度和覆盖率可视为 B 缺陷项目。				

8 包装、标志、运输和贮存

8.1 包装

包装要求如下：

- a) 弹簧在包装前应清洁，用适宜的包装材料进行包装；
- b) 包装应保证在正常运输中不致弹簧损伤。

8.2 合格证

包装内应附有弹簧的合格证。合格证包括下列内容：

- a) 制造商名称；
- b) 弹簧名称、型号或零件号；
- c) 制造日期或生产批号；
- d) 质量检验部门签章。

8.3 标志

包装外部应标明：

- a) 发往地址及收货单位名称；
- b) 弹簧名称、型号或零件号、数量；
- c) 制造商名称、商标、地址；
- d) “轻放”“防潮”等字样或符号；
- e) 出厂日期。

8.4 贮存

弹簧应存放在通风和干燥的仓库内。在正常保管情况下，自出厂日期起，制造商应保证在 12 个月内不致生锈。

8.5 其他

对包装、标志、运输和贮存有特殊要求的，由供需双方商定。

附录 A
(资料性附录)
液压件弹簧工作图样

A.1 甲类弹簧工作图样

甲类弹簧工作图样如图 A.1 所示。

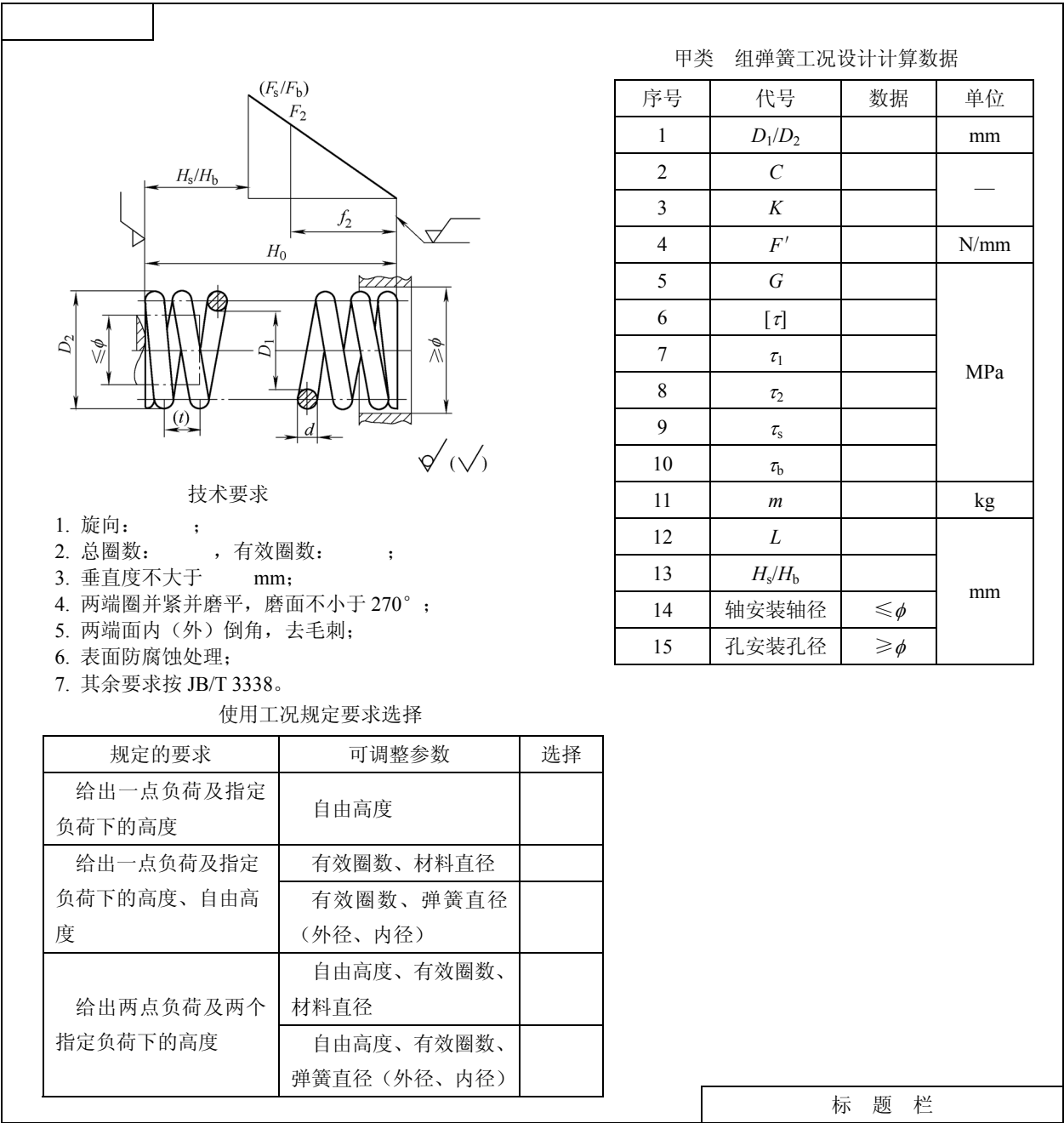


图 A.1

A.2 乙类弹簧工作图样

乙类弹簧工作图样，如图 A.2 所示。

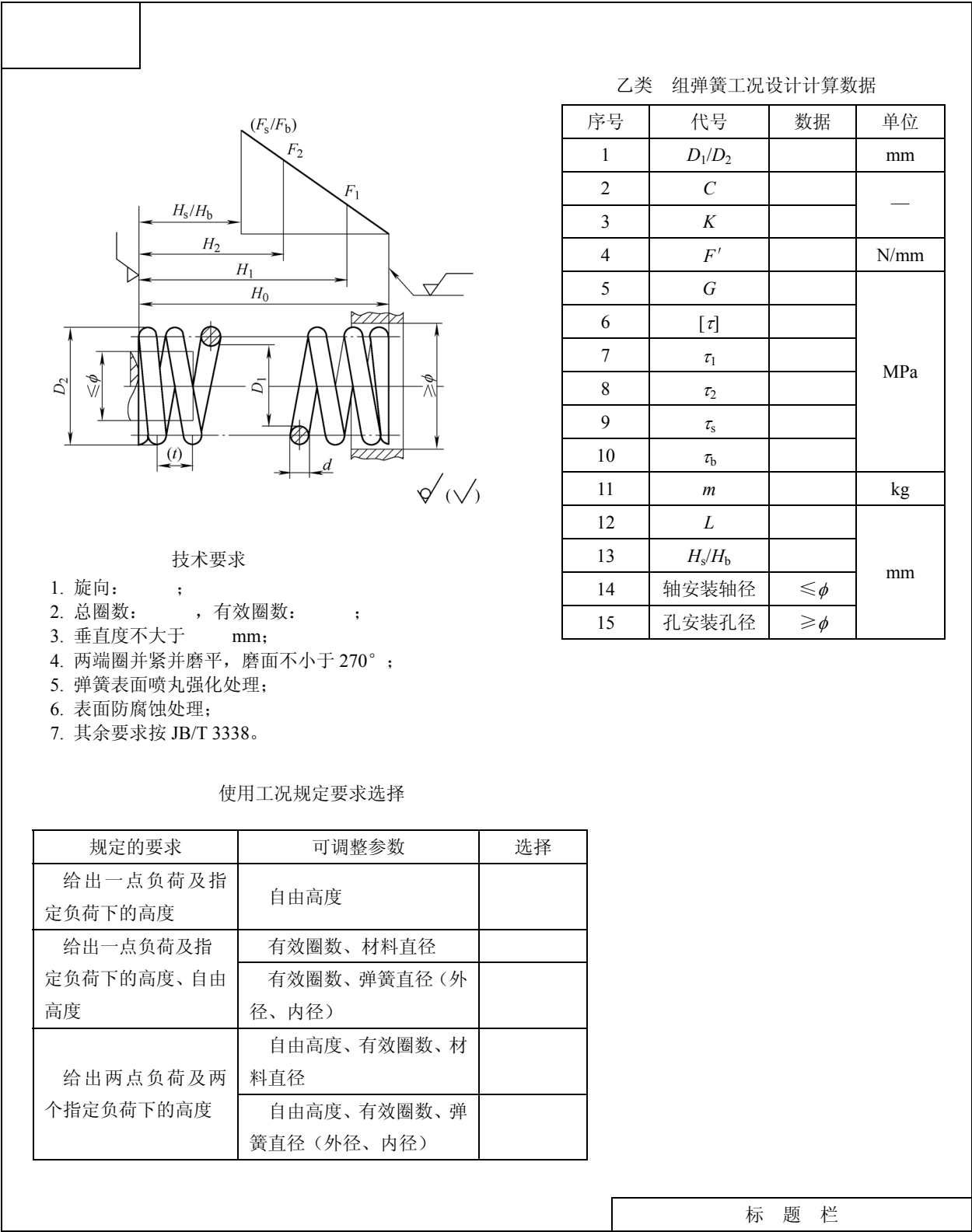


图 A.2

A.3 丙类弹簧工作图样

丙类弹簧工作图样如图 A.3 所示。

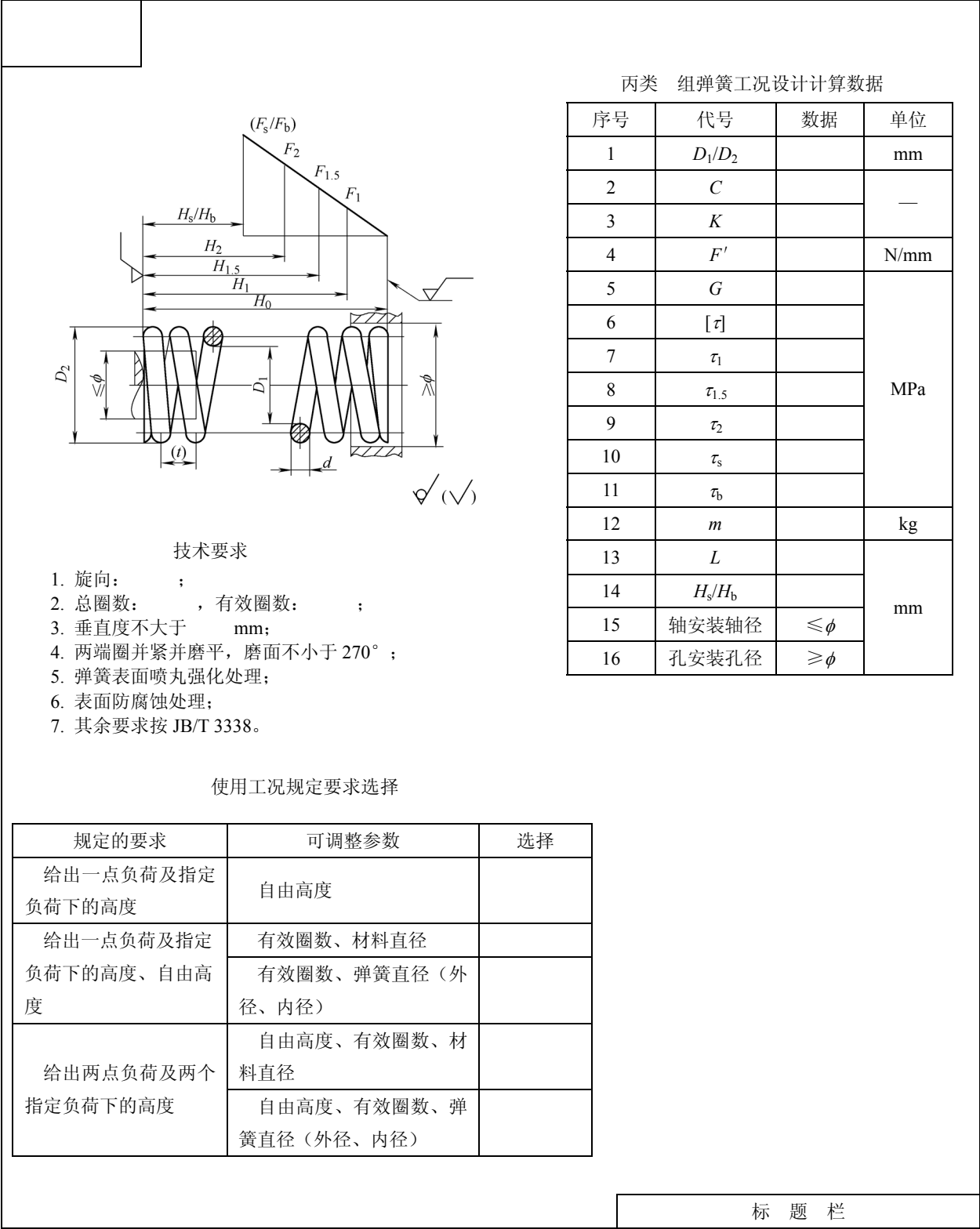


图 A.3

附录 B
(资料性附录)
液压件弹簧设计计算

B.1 液压件弹簧的设计依据

设计依据内容如下：

- a) 弹簧工况（类、组）；
- b) 负荷性质；
- c) 最大工作负荷 F_2 ；
- d) 刚度 F' ；
- e) 允许的安装空间；
- f) 工作环境；
- g) 寿命要求；
- h) 其他。

B.2 液压件弹簧的设计计算

按照 GB/T 23935 的要求。

B.3 甲类设计计算举例

B.3.1 调压弹簧

设计溢流阀两个压力级的先导阀调压弹簧。工况负荷如图 B.1 所示，导阀阀芯为锥形，弹簧安装在弹簧座上的轴径为 5.0 mm，安装空间高度为 35 mm。

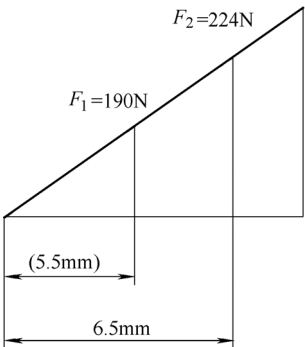


图 B.1

其负荷特性结构工况见表 1，组别属甲类 1 组。负荷性质为动载荷有限寿命类型。

B.3.2 题解

B.3.2.1 选择材料

根据弹簧工作条件选用适合弹簧用冷拉碳素弹簧钢丝 DH 型。假设 $d=1.8\text{ mm}\sim 2.5\text{ mm}$ ，由 GB/T

JB/T 3338—2013

4357 查材料 $\phi 2.5$ 线径的最下差值抗拉强度 $R_m=1\ 900\text{ MPa}$ 。

由 GB/T 23935 表 3 规定了有限疲劳寿命载荷许用切应力为 $(0.38\sim 0.45) R_m$,

取 $[\tau]=0.42R_m=0.42\times 1\ 900\text{ MPa}=798\text{ MPa}$ 。

另由 GB/T 23935 附录 A 查得材料切变模量 $G=78.5\times 10^3\text{ MPa}$ 。

B.3.2.2 选取弹簧许用切应力

B.3.2.3 设计试算

根据安装空间, 安装芯轴径为 5.0 mm , 考虑公差的影响, 假设内径 $D_1=5.6\text{ mm}$ 。

根据刚度计算公式:

$$F' = \frac{F}{f} = \frac{224}{6.5} \text{ N/mm} = 34.5 \text{ N/mm}$$

计算旋绕比:

$$C = \frac{D_1}{d} + 1 = \frac{5.6}{2.0} + 1 = 3.8$$

根据公式计算曲度系数:

$$K = \frac{4C-1}{4C-4} + \frac{0.615}{C} = \frac{4\times 3.8-1}{4\times 3.8-4} + \frac{0.615}{3.8} = 1.43$$

将 $K=1.247$ 代入材料直径公式得:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{8KFD}{\pi[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{8\times 1.43\times 224\times 7.6}{3.14\times 798}} \text{ mm} = 1.98 \text{ mm}$$

按尺寸优先选用原则, 取 $d=2.0\text{ mm}$ 。查 GB/T 4357 DH 型材料抗拉强度 $R_m=1\ 980\text{ MPa}$ 。

B.3.2.4 弹簧所需刚度和圈数

根据安装条件及负荷特性要求,

$$F' = \frac{F}{f} = \frac{224}{6.5} \text{ N/mm} = 34.5 \text{ N/mm}$$

根据公式 $D=Cd$ 则弹簧中径 $D=Cd=3.8\times 2\text{ mm}=7.6\text{ mm}$

另外: $n = \frac{Gd^4}{8F'D^3} = \frac{78.5\times 10^3\times 2.0^4}{8\times 34.5\times 7.6^3} \text{ 圈} = 10.36 \text{ 圈}$, 取有效圈为 10.25 圈 。

B.3.2.5 弹簧几何尺寸

根据试算确定:

弹簧中径: $D=7.6\text{ mm}$

弹簧内径: $D_1=D-d=(7.6-2)\text{ mm}=5.6\text{ mm}$

自由高度: $H_0=35\text{ mm}$

压并高度: $H_b=n_1\times d=12.25\times 2\text{ mm}=24.5\text{ mm}$

弹簧有效圈数 $n=10.25 \text{ 圈}$

取支承圈 $n_z=2 \text{ 圈}$, 则总圈数 $n_1=n+n_z=(10.25+2) \text{ 圈}=12.25 \text{ 圈}$ 。

B.3.2.6 弹簧刚度、变形量和负荷校核

弹簧刚度按公式计算得:

$$F' = \frac{Gd^4}{8D^3n} = \frac{78.5 \times 10^3 \times 2^4}{8 \times 7.6^3 \times 10.25} \text{ N/mm} = 34.9 \text{ N/mm}$$

与所需刚度 $F' = 34.5 \text{ N/mm}$ 基本相符。

弹簧全变形量: $f_b = H_0 - H_b = (35 - 24.5) \text{ mm} = 10.5 \text{ mm}$

最大工作变形量占全变形量的比例: $\frac{f_2}{f_b} \times 100\% = \frac{6.5}{14.5} \times 100\% = 45\%$

变形量占全变形量的 45%，较为合理。

B.3.2.7 试验负荷、试验负荷下的高度和变形量

计算试验负荷:

$$F_s = \frac{\pi d^3}{8KD} \tau_s = \frac{3.14 \times 2.0^3}{8 \times 1.43 \times 7.6} \times 990 \text{ N} = 286.1 \text{ N}$$

压并时的负荷:

$$F_b = F' f_b = 34.9 \text{ N/mm} \times 10.5 \text{ mm} = 366.5 \text{ N}$$

$$\tau_b = \frac{8F_b D}{\pi d^3} = \frac{8 \times 366.5 \times 7.6}{\pi \times 2.0^3} \text{ MPa} = 887 \text{ MPa}$$

由 $F_s < F_b$, 由公式计算试验负荷下的变形量: $f_s = \frac{F_s}{F'} = \frac{286.1}{34.9} \text{ mm} = 8.2 \text{ mm}$

确定试验负荷高度: $H_s = H_0 - f_s = (35 - 8.2) \text{ mm} = 26.8 \text{ mm}$

B.3.2.8 弹簧展开长度和弹簧质量

由公式计算:

$$L = \pi D n_1 = 3.14 \times 7.6 \text{ mm} \times 12.5 = 298.3 \text{ mm}$$

$$m = \frac{\pi}{4} d^2 L \rho = \frac{3.14}{4} \times 2.0^2 \times 298.3 \times 7.85 \times 10^{-6} \text{ kg} = 0.00735 \text{ kg}$$

B.3.2.9 弹簧疲劳强度校核

$$\tau_1 = K \frac{8DF_1}{\pi d^3} = 1.43 \times \frac{8 \times 7.6 \times 190}{3.14 \times 2.0^3} \text{ MPa} = 657.6 \text{ MPa}$$

$$\tau_2 = K \frac{8DF_2}{\pi d^3} = 1.43 \times \frac{8 \times 7.6 \times 224}{3.14 \times 2.0^3} \text{ MPa} = 775.3 \text{ MPa}$$

$$\gamma = \frac{\tau_1}{\tau_2} = \frac{657.6}{775.3} = 0.85$$

$$\frac{\tau_1}{R_m} = \frac{657.6}{1980} = 0.33$$

$$\frac{\tau_2}{R_m} = \frac{775.3}{1980} = 0.39$$

根据 GB/T 23935 图 1 中查出点 (0.33, 0.39) 在 $\gamma=0.85$ 和 10^6 作用线的交点以下, 表明此弹簧的疲劳寿命 $N > 10^6$ 次。

强度校核计算:

$$S = \frac{\tau_{u0} + 0.75\tau_{\min}}{\tau_{\max}} = \frac{0.30 \times 1980 + 0.75 \times 657.6}{775.3} = 1.45 \geq S_{\min}$$

满足强度设计要求。

B.3.2.10 弹簧典型工作图样

甲类弹簧典型工作图样如图 B.2 所示。

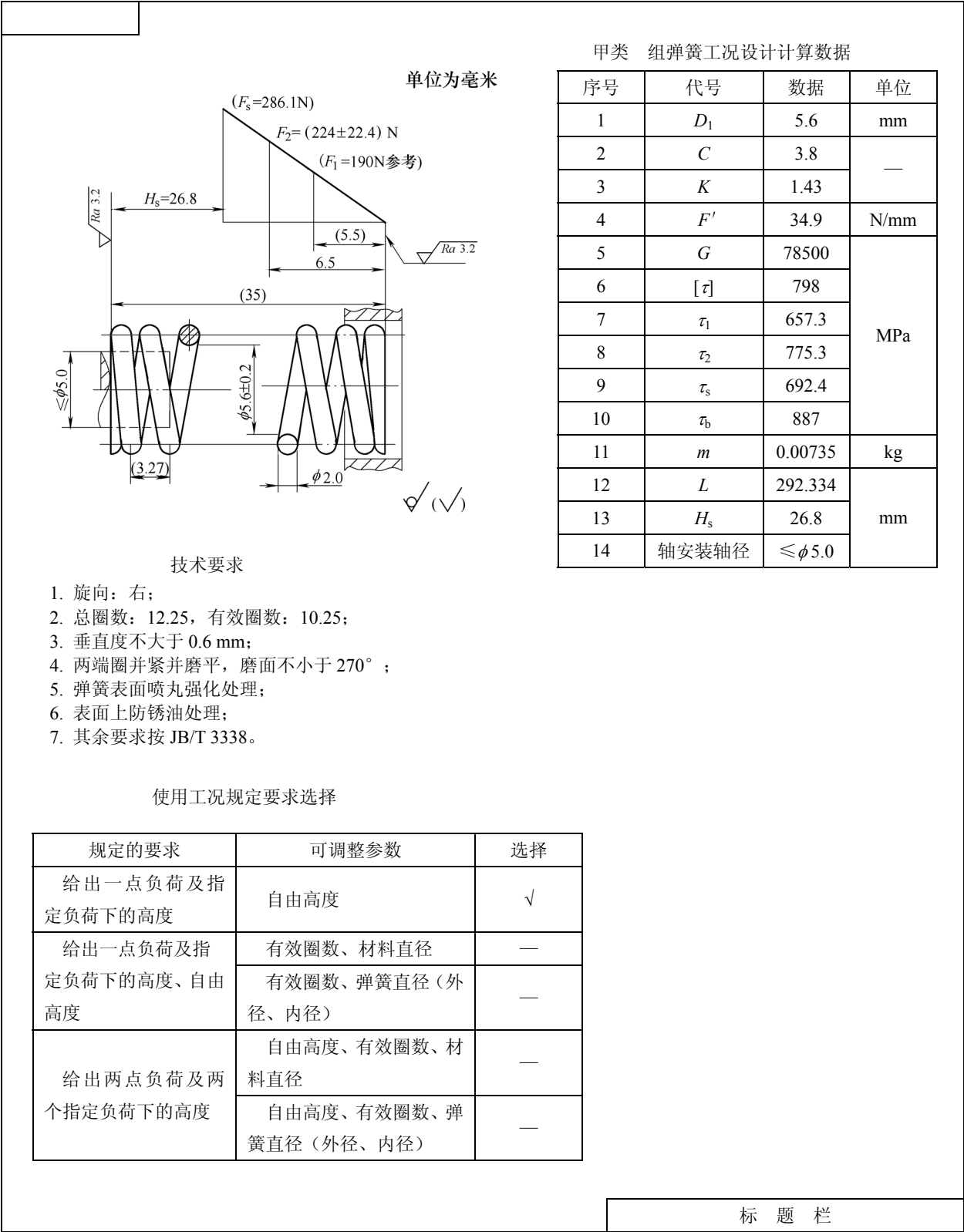


图 B.2

B.4 乙类设计计算举例

B.4.1 柱塞复位弹簧

设计一柱塞复位弹簧，其负荷特性结构工况见表 1 所示，组别为乙类 1 组。安装孔径为 16 mm，轴径为 10 mm，最大工作负荷在 94 N，最大工作位置 $H_2=23$ mm。根据装配条件，弹簧的自由高度在 42 mm 以下。负荷性质为静载荷类型。

B.4.2 题解

B.4.2.1 选择材料

根据弹簧工作条件选用适合弹簧用冷拉碳素弹簧钢丝 SM 型。假设 $d=1.8$ mm，由 GB/T 4357 查得材料最下差值抗拉强度 $R_m=1\ 790$ MPa。

由 GB/T 23935 中表 3 规定了静载荷许用切应力 $[\tau]=0.45R_m=0.45\times 1\ 790$ MPa = 805.5 MPa。

B.4.2.2 设计试算

根据安装空间 $D_2\leq 16$ mm，考虑公差的影响，假设中径 $D=13.5$ mm。

根据公式计算旋绕比：

$$C = \frac{D}{d} = \frac{13.5}{1.8} = 7.5$$

根据公式计算曲度系数：

$$K = \frac{4C-1}{4C-4} + \frac{0.615}{C} = \frac{4\times 7.5-1}{4\times 7.5-4} + \frac{0.615}{7.5} = 1.197$$

将 $K=1.247$ 代入直径公式得：

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{8KFD}{\pi[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{8\times 1.197\times 94\times 13.5}{3.14\times 805.5}} \text{ mm} = 1.69 \text{ mm}$$

按尺寸优先选用原则，取 $d=1.8$ mm。

B.4.2.3 弹簧所需刚度和圈数

根据安装条件及负荷特性要求，

$$F' \geq \frac{F}{H_0 - H_2} = \frac{94}{41 - 23} \text{ N/mm} = 5.22 \text{ N/mm}$$

由于线径取优选时增大，故从应力及安装条件看，略增大名义直径，取 $D=13.5$ mm

$$\text{另外： } n = \frac{Gd^4}{8F'D^3} = \frac{78.5\times 10^3\times 1.8^4}{8\times 5.22\times 13.5^3} \text{ 圈} = 8.05 \text{ 圈}$$

B.4.2.4 弹簧几何尺寸

根据试算确定：

弹簧中径： $D=13.5$ mm

弹簧外径： $D_2 = D + d = (13.5 + 1.8) \text{ mm} = 15.3 \text{ mm}$

弹簧内径： $D_1 = D - d = (13.5 - 1.8) \text{ mm} = 11.7 \text{ mm}$

自由高度： $H_0 = 41$ mm

弹簧有效圈数 $n=8$ 圈 取支承圈 $n_z=2$ 圈，则总圈数 $n_1=n+n_z=(8+2)$ 圈=10 圈

压并高度： $H_b = n_1 \times d = 10 \times 1.8 \text{ mm} = 18 \text{ mm}$

JB/T 3338—2013

B.4.2.5 弹簧刚度、变形量和负荷校核

弹簧刚度按公式计算得：

$$F' = \frac{Gd^4}{8D^3n} = \frac{78.5 \times 10^3 \times 1.8^4}{8 \times 13.5^3 \times 8} \text{ N/mm} = 5.23 \text{ N/mm}$$

与所需刚度 $F' = 5.2 \text{ N/mm}$ 基本相符。

弹簧变形量： $f_2 = H_0 - H_2 = (41 - 23) \text{ mm} = 18 \text{ mm}$ ，

则负荷： $F_2 = F' \times f_2 = 5.23 \text{ N/mm} \times 18 \text{ mm} = 94.14 \text{ N}$ 与要求的相符。

弹簧全变形量： $f_b = H_0 - H_b = (41 - 18) \text{ mm} = 23 \text{ mm}$ ，

最大工作变形量占全变形量的比例： $\frac{f_2}{f_b} \times 100\% = \frac{18}{23} \times 100\% = 78\%$ ，

变形量占全变形量的 78%，较为合理。

B.4.2.6 工作应力、试验负荷

工作应力：

$$\tau_2 = \frac{8F_2D}{\pi d^3} = \frac{8 \times 94.14 \times 14.5}{\pi \times 1.8^3} \text{ MPa} = 595.6 \text{ MPa}$$

计算试验负荷：

$$F_s = \frac{\pi d^3}{8KD} \tau_s = \frac{3.14 \times 1.8^3}{8 \times 1.197 \times 14.5} \times 895 \text{ N} = 118 \text{ N}$$

压并时的负荷：

$$F_b = F' f_b = 5.23 \text{ N/mm} \times 23 \text{ mm} = 120.29 \text{ N}$$

由 $F_s \approx F_b$ ，由公式计算压并应力：

$$\tau_b = \frac{8F_bD}{\pi d^3} = \frac{8 \times 120.29 \times 14.5}{\pi \times 1.8^3} \text{ MPa} = 761 \text{ MPa}$$

B.4.2.7 弹簧展开长度和弹簧质量

由公式计算：

$$L = \pi D n_1 = 3.14 \times 14.5 \text{ mm} \times 10 = 455.3 \text{ mm}$$

$$m = \frac{\pi}{4} d^2 L \rho = \frac{3.14}{4} \times 1.8^2 \times 455.3 \times 7.85 \times 10^{-6} \text{ kg} = 0.0091 \text{ kg}$$

B.4.2.8 弹簧典型工作图样

乙类弹簧典型工作图样如图 B.3 所示。

B.5 丙类设计计算举例

B.5.1 比例换向阀弹簧

设计一比例换向阀弹簧，其负荷特性结构工况如本标准表 1 所示，组别为丙类。要求弹簧外径 $D_2 \leq 18 \text{ mm}$ ，工作负荷在 70 N~175 N 区间之间，最小工作位置 $H_2 = 17.6 \text{ mm}$ ，弹簧的工作行程为 Δf 为 2.9 mm，要求负荷特性线性度好。负荷性质为动载荷无限寿命类型。



JB/T 3338—2013

B.5.2 题解

B.5.2.1.1 选择材料

根据弹簧工作条件选用适合弹簧用高疲劳级油淬火-退火 (VDCrSi) 弹簧钢丝, 根据最大工作负荷初步假设材料直径为 $d=2.5\text{ mm}$ 。由 GB/T 23935 附录 A 查得材料切变模量 $G=78.5\times 10^3\text{ MPa}$ 。由 GB/T 18983 表 7 查得材料最下差值抗拉强度 $R_m=1900\text{ MPa}$ 。

B.5.2.1.2 选取弹簧许用切应力

根据
$$\gamma = \frac{F_1}{F_2} = \frac{70}{175} = 0.4$$

在 GB/T 23935 中图 1 的 $\gamma=0.4$ 与 10^7 线交点的纵坐标大致为 0.38, 另由 GB/T 23935 表 3 规定, 动载荷无限寿命许用切应力 $[\tau]$ 的选值区间为 $(0.35\sim 0.40)R_m$, 因此暂按: $[\tau]=0.38R_m=0.38\times 1900\text{ MPa}=722\text{ MPa}$ 选取。

$D_2\leq 18\text{ mm}$, 考虑公差的影响, 假设中径 $D=14.5\text{ mm}$ 。

根据公式计算旋绕比:

$$C = \frac{D}{d} = \frac{14.5}{2.5} = 5.8$$

根据公式计算曲度系数:

$$K = \frac{4C-1}{4C-4} + \frac{0.615}{C} = \frac{4\times 5.8-1}{4\times 5.8-4} + \frac{0.615}{5.8} = 1.26$$

将 $K=1.26$ 代入直径计算公式:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{8KCF}{\pi[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{8\times 1.26\times 5.8\times 175}{3.14\times 703}}\text{ mm}=2.2\text{ mm}$$

按尺寸的优先系数, 取 $d=2.5\text{ mm}$, 抗拉强度为 1900 MPa , 与原假设基本符合。重新计算得 $D=14.5\text{ mm}$, $C=6.3$, $K=1.23$ 。

B.5.2.1.3 弹簧直径

弹簧中径: $D=14.5\text{ mm}$

弹簧外径: $D_2 = D + d = (14.5 + 2.5)\text{ mm} = 17\text{ mm}$

弹簧内径: $D_1 = D - d = (14.5 - 2.5)\text{ mm} = 12\text{ mm}$

B.5.2.1.4 弹簧所需刚度和圈数

弹簧所需刚度按公式计算:

$$F' = \frac{F_2 - F_1}{\Delta f} = \frac{(175 - 70)\text{ N}}{2.9\text{ mm}} = 36.2\text{ N/mm}$$

按公式计算有效圈数:

$$n = \frac{Gd^4}{8F'D^3} = 3.47\text{ 圈}$$

取弹簧有效圈数 $n=3.5\text{ 圈}$ 取支承圈 $n_z=2\text{ 圈}$, 则总圈数 $n_1 = n + n_z = (3.5 + 2)\text{ 圈} = 5.5\text{ 圈}$

B.5.2.1.5 弹簧刚度、变形量和负荷校核

弹簧刚度按公式计算得:

$$F' = \frac{Gd^4}{8D^3n} = \frac{78.5 \times 10^3 \times 2.5^4}{8 \times 14.5^3 \times 3.5} \text{ N/mm} = 35.92 \text{ N/mm}$$

与所需刚度 $F' = 36.2 \text{ N/mm}$ 基本相符。

同样按公式计算工作区间及安装位置点：

$$f_1 = \frac{F_1}{F'} = \frac{70 \text{ N}}{35.92 \text{ N/mm}} = 1.95 \text{ mm}$$

$$f_2 = \frac{F_2}{F'} = \frac{175 \text{ N}}{35.92 \text{ N/mm}} = 4.87 \text{ mm}$$

$$f_{1.5} = \frac{F_{1.5}}{F'} = \frac{122.5 \text{ N}}{35.92 \text{ N/mm}} = 3.41 \text{ mm}$$

由公式计算自由高度：

$$H_0 = H_2 + f_1 = (17.6 + 4.87) \text{ mm} = 22.47 \text{ mm}$$

圆整后取

$$H_0 = 22.5 \text{ mm}$$

计算工作位置点：

$$H_1 = H_0 - f_1 = (22.5 - 1.95) \text{ mm} = 20.55 \text{ mm}$$

$$H_2 = H_0 - f_2 = (22.5 - 4.87) \text{ mm} = 17.63 \text{ mm}$$

$$H_{1.5} = H_0 - f_{1.5} = (22.5 - 3.41) \text{ mm} = 19.09 \text{ mm}$$

自由高度： $H_0 = 22.5 \text{ mm}$

压并高度： $H_b \leq n_1 \times d = 5.5 \times 2.5 \text{ mm} = 13.75 \text{ mm}$

压并变量： $f_b = H_0 - H_b = (22.5 - 13.75) \text{ mm} = 8.75 \text{ mm}$

B.5.2.1.6 试验负荷和试验负荷下的高度和变量

计算最大试验切应力：

$$\tau_s = 0.55R_m = 0.55 \times 1900 \text{ MPa} = 1045 \text{ MPa}$$

计算试验负荷：

$$F_s = \frac{\pi d^3}{8KD} \tau_s = \frac{3.14 \times 2.5^3}{8 \times 1.26 \times 14.5} \times 1045 \text{ N} = 350.8 \text{ N}$$

压并时的负荷：

$$F_b = F'f_b = 35.92 \text{ N/mm} \times 8.75 \text{ mm} = 314.3 \text{ N}$$

由 $F_s > F_b$ ，取 $F_s = F_b = 314.3 \text{ N}$ ， $f_s = f_b = 8.75 \text{ mm}$

由公式计算试验切应力：

$$\tau_s(\tau_b) = \frac{8F_s D}{\pi d^3} = \frac{8 \times 314.3 \times 14.5}{3.14 \times 2.5^3} \text{ MPa} = 743.1 \text{ MPa}$$

B.5.2.1.7 弹簧展开长度和弹簧质量

由公式计算：

$$L = \pi D n_1 = 3.14 \times 14.5 \text{ mm} \times 5.5 = 250.415 \text{ mm}$$

JB/T 3338—2013

$$m = \frac{\pi}{4} d^2 L \rho = \frac{3.14}{4} \times 2.5^2 \times 250.4 \times 7.85 \times 10^{-6} \text{ kg} = 0.009\,64 \text{ kg}$$

B.5.2.1.8 弹簧疲劳强度校核

$$\tau_1 = K \frac{8DF_1}{\pi d^3} = 1.26 \times \frac{8 \times 14.5 \times 70}{3.14 \times 2.5^3} \text{ MPa} = 208 \text{ MPa}$$

$$\tau_2 = \frac{8DF_2}{\pi d^3} = 1.26 \times \frac{8 \times 14.5 \times 175}{3.14 \times 2.5^3} \text{ MPa} = 520 \text{ MPa}$$

$$\gamma = \frac{\tau_1}{\tau_2} = \frac{208}{520} = 0.4$$

$$\frac{\tau_1}{R_m} = \frac{208}{1900} = 0.11$$

$$\frac{\tau_2}{R_m} = \frac{520}{1900} = 0.27$$

根据古德曼图看出（点 0.11，0.27）在 $\gamma = 0.4$ 和 10^7 作用线的交点以下，表明此弹簧的疲劳寿命 $N > 10^7$ 次。

强度校核计算：

$$S = \frac{\tau_0 + 0.75 \tau_{\min}}{\tau_{\max}} = \frac{0.30 \times 1900 + 0.75 \times 208}{520} = 1.39 \geq S_{\min}$$

满足强度设计要求。

B.5.2.1.9 共振校核

自振频率：

$$f_e = \frac{3.56d}{nD^2} \sqrt{\frac{G}{\rho}} = \frac{3.56 \times 2.5}{3.5 \times 14.5^2} \sqrt{\frac{78.5 \times 10^3}{7.85 \times 10^{-6}}} \text{ Hz} = 1\,209.5 \text{ Hz}$$

强迫振动频率：

$$f_r \leq 50 \text{ Hz}$$

因此 $\frac{f_e}{f_r} = \frac{1\,209.5}{50} = 24.19 > 10$ ，不存在共振的可能，满足要求。

B.5.2.1.10 弹簧典型工作图样

丙类弹簧典型工作图样如图 B.4 所示。

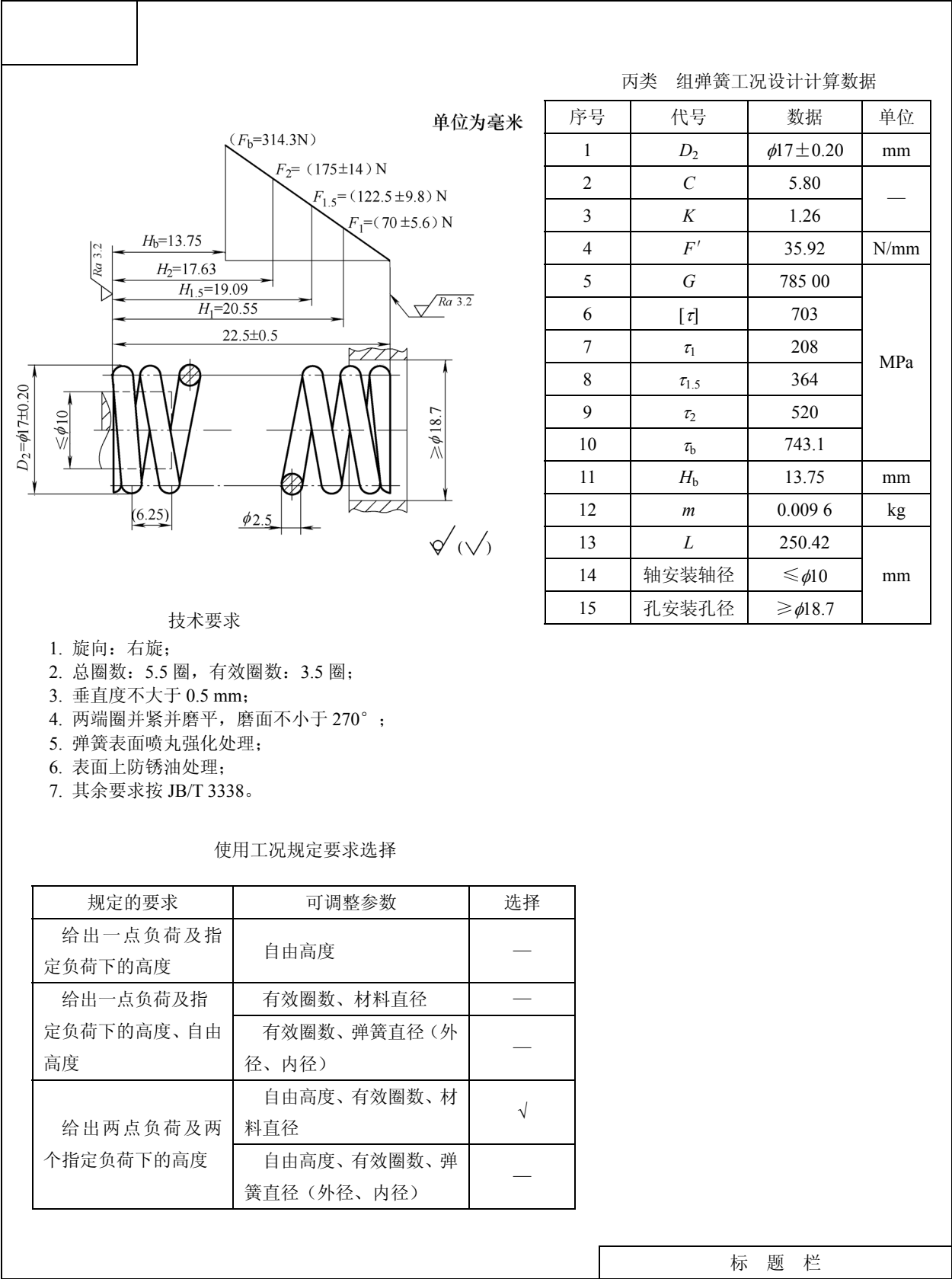


图 B.4

中 华 人 民 共 和 国
机械行业标准
液压件圆柱螺旋压缩弹簧 技术条件
JB/T 3338—2013

*

机械工业出版社出版发行
北京市百万庄大街 22 号
邮政编码：100037

*

210mm×297mm • 1.75 印张 • 53 千字
2014 年 10 月第 1 版第 1 次印刷
定价：27.00 元

*

书号：15111 • 11594
网址：<http://www.cmpbook.com>
编辑部电话：（010）88379778
直销中心电话：（010）88379693
封面无防伪标均为盗版

版权专有 侵权必究