



广东工业大学

机械课程设计报告

学院 机电工程学院

专业 测控技术与仪器

学号 3122000234

姓名 袁汉阔

2024 年 6 月 25 日

目录

1	设计要求	1
1.1	测量范围	1
1.2	精度等级	1
1.3	外形尺寸	1
1.4	标尺特性	2
2	方案论证	3
2.1	结构概述	3
2.1.1	灵敏元件	3
2.1.2	传动放大机构	3
2.1.3	示数装置	3
2.2	原理分析	3
3	参数选择	5
3.1	弹簧管	5
3.2	曲柄滑块机构	5
3.3	齿轮传动参数的选择	5
3.4	标尺指针参数选择	6
3.5	游丝的选择	6
4	参数计算	7
4.1	弹簧管有关参数的确定	7
4.1.1	弹簧管外型参数的确定	7
4.1.2	弹簧管末端位移的确定	7
4.2	曲柄滑块机构参数的确定	9
4.3	压力表原理误差分析	9
4.4	游丝应力校核	10
4.5	游丝系数确定	11
5	设计总结	12
6	标准化统计	13
7	公式来源	14

1 设计要求

设计普通型弹簧压力表，其技术要求为：

1.1 测量范围

测量下限制为 0，测量上限制为：6。单位为 MPa($\approx 10\text{kgf}/\text{cm}^2$)

1.2 精度等级

精度等级：1.5 级

1.3 外形尺寸

外形尺寸如图 1.2所示：

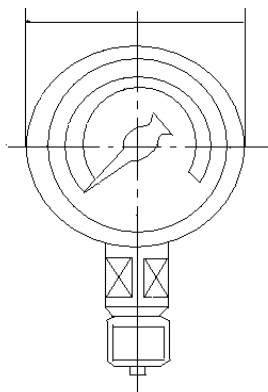


图 1.1

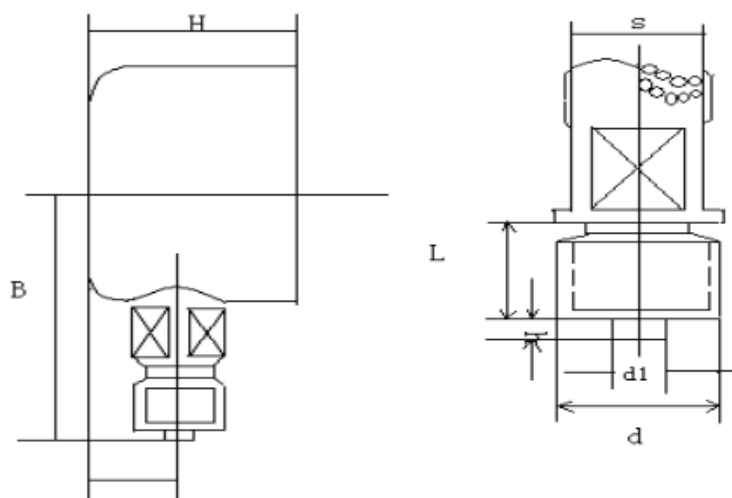


图 1.2 表壳外形尺寸

接头位置为径向；表壳无边；表壳公称直径 $D=100\text{mm}$ ； $H\leq 60\text{mm}$ ，

$$B\leq 100\text{mm}, a = M20\times 1.5, S = 17_{-0.28}^{\circ}, L = 20_{\pm 0.52}, h = 5_{\pm 0.30}, d_1 = 6_{-0.30}$$

1.4 标尺特性

等分分度；标度角： 270° ；

表 1.1 测量上限值与最小分度值的关系

测量上限值	0.06	0.1	0.16	0.25	0.4	0.6
测量下限值	0.001	0.002	0.005	0.005	0.01	0.01
测量上限值	1	1.6	2.5	4	0.6	
测量下限值	0.02	0.05	0.05	0.1	0.1	

由表 1.1，由于我们设计的压力表量程上限为 0.4MPa ，所以选择最小分度值为 0.01 。所以，所设计的压力表最小分度值为 $0.01\text{MPa}(\approx 10\text{kgf}/\text{cm}^2)$

2 方案论证

2.1 结构概述

弹簧管压力表是一种用来测量气体压力的仪表。
压力表的组成：

- 灵敏部分（弹簧管）
- 传动放大部分（曲柄滑块、齿轮机构）
- 示数部分（指针、刻度盘）
- 辅助部分（支承、轴、游丝）

2.1.1 灵敏元件

将不便测量的物理量转换成易于直接比较的物理量，本设计将弹簧管作为灵敏元件，将不易于比较的压力转换为易于测量的位移。

2.1.2 传动放大机构

本设计由曲柄滑块机构和齿轮传动机构组成。目的在于传递或放大位移，改变位移性质和得到等分刻度，并且应具有一定的补偿特性，同时仪表有较好的线性特性。

2.1.3 示数装置

其作用是在接受传动放大机构的位移后，指示出待测量的数值。本设计采用指针指示标尺刻度。

2.2 原理分析

作为灵敏元件的弹簧管可以把气体压力转变为管末端的位移，通过曲柄滑块机构将此位移转变为曲柄的转角，然后通过齿轮机构将曲柄转角放大，带动指针偏转，从而指示压力的大小。将转角放大便于测量，可以提高测量精度。压力表工作原理和框图如图 2.1和图 2.2所示。

弹簧管的压力一位移是线性关系，但弹簧管本身的工艺问题（如材料、加工等）会造成一些线性误差，弹簧管形状的不直、不均匀也会导致非线性误差。曲柄滑块机构可以补偿弹簧管的线性及非线性误差。从 $0\sim 0.4\text{Mpa}$ 调整满足满刻度精度为线性误差调整，中间部分不均匀调整为非线性误差调整。

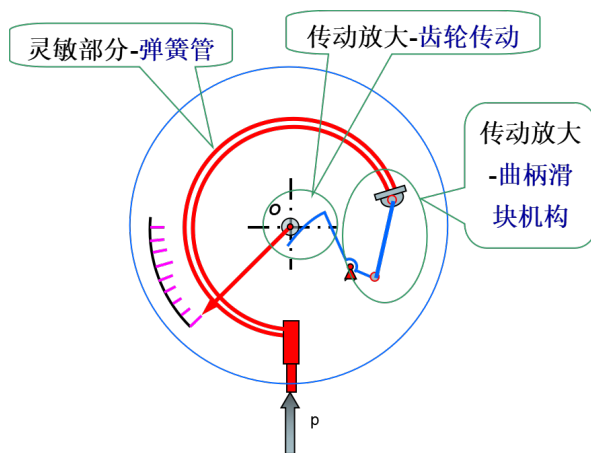


图 2.1 压力表工作原理

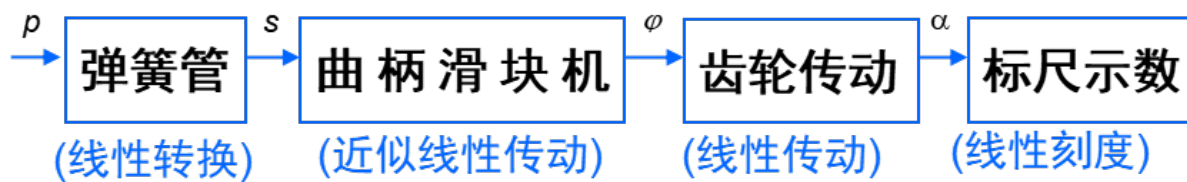


图 2.2 压力表工作原理框图

3 参数选择

3.1 弹簧管

毛坯外径	$\phi = 15mm$
毛坯中径	$R = 50mm$
壁厚	$h = 0.3mm$
轴比	$\frac{a}{b} = 4$
中心角	$\gamma'' = 250^\circ$
材料	锡青铜 (QSn4-0.3)
泊松比	$\mu = 0.3$
弹性模量 E	$1.127 \times 10^5 MPa$

如图 3.1所示:

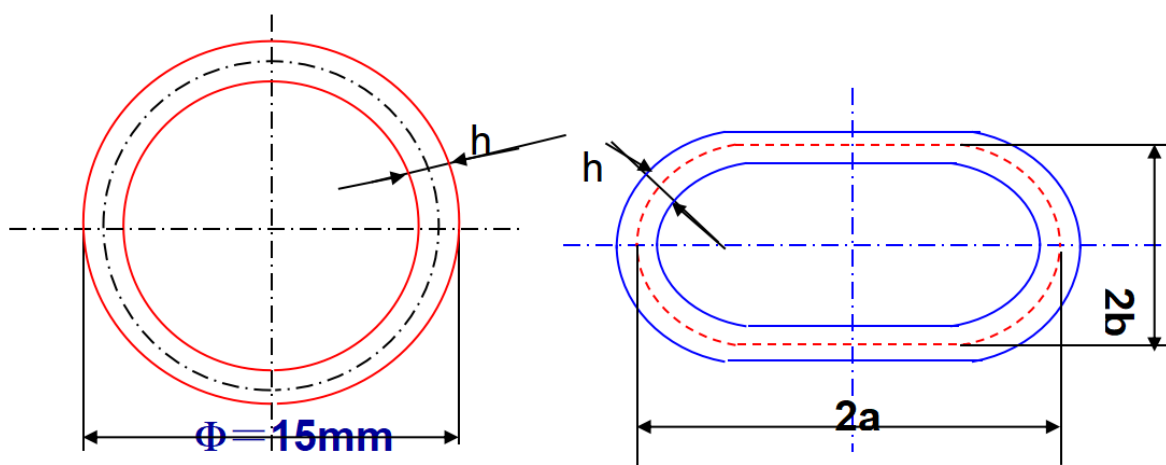


图 3.1 弹簧管尺寸示意图

3.2 曲柄滑块机构

相对杆长: $\lambda = 4$	相对轴偏量: $\varepsilon = 1$
转动范围角: $\alpha_p = 18^\circ$	初始位置角: $\alpha_0 = -9^\circ$
终止位置角: $\alpha_k = 9^\circ$	

3.3 齿轮传动参数的选择

模数: $m = 0.25$	小齿轮齿数: $z_2 = 21$
传动比: $i_{21} = 15$	

3.4 标尺指针参数选择

分度尺寸: 3.375°

长标线长度: 10mm

指针形状: 楔杆形

短标线长度: 5mm

指针与短标线重合长度: 2mm

指针末端宽度: 2mm

3.5 游丝的选择

外径: $D_1 = 25mm$

圈数: $n = 10$

宽度比: $\eta = 6$

当量摩擦系数: $f_v = 0.314$

内径: $D_2 = 5mm$

安装角度: $\phi_{min} = \frac{\pi}{2}$

摩擦系数: $f = 0.2$

4 参数计算

4.1 弹簧管有关参数的确定

4.1.1 弹簧管外型参数的确定

单位:(mm)

项目	公式依据	计算结果
$x(2b = x, 2a = 4x)$	$\pi(\phi - h) = \pi x + 2(4x - x)$	5.050
短轴中径 $2b$	$2b = x$	5.050
长轴中径 $2a$	$2a = 4x$	20.200
短轴 $2B$	$2B = 2b + h$	5.350
长轴 $2A$	$2A = 2a + h$	20.500

4.1.2 弹簧管末端位移的确定

项目	公式依据	计算结果
$\frac{\gamma - \gamma'}{\gamma}$	(1) $\frac{\gamma - \gamma'}{\gamma} = p \frac{1 - \mu^2}{E} \frac{R^2 C_1}{bh[C_2 + (\frac{Rh}{a^2})^2]} (1 - \frac{b^2}{a^2})$	1.225×10^{-2}
径向位移 S_r	(2) $S_r = \frac{\gamma - \gamma'}{\gamma} R(1 - \cos\gamma)$	1.046mm
切向位移 S_t	(3) $S_t = \frac{\gamma - \gamma'}{\gamma} R(\gamma - \sin\gamma)$	2.837mm
总位移 S	(4) $S = \sqrt{S_r^2 + S_t^2}$	3.024mm
位移方向角 ϕ	(5) $\phi = \arctan \frac{S_r}{S_t}$	20.24°

附：查表 $C_1 = 0.437, C_2 = 0.121, \gamma = 225^\circ$

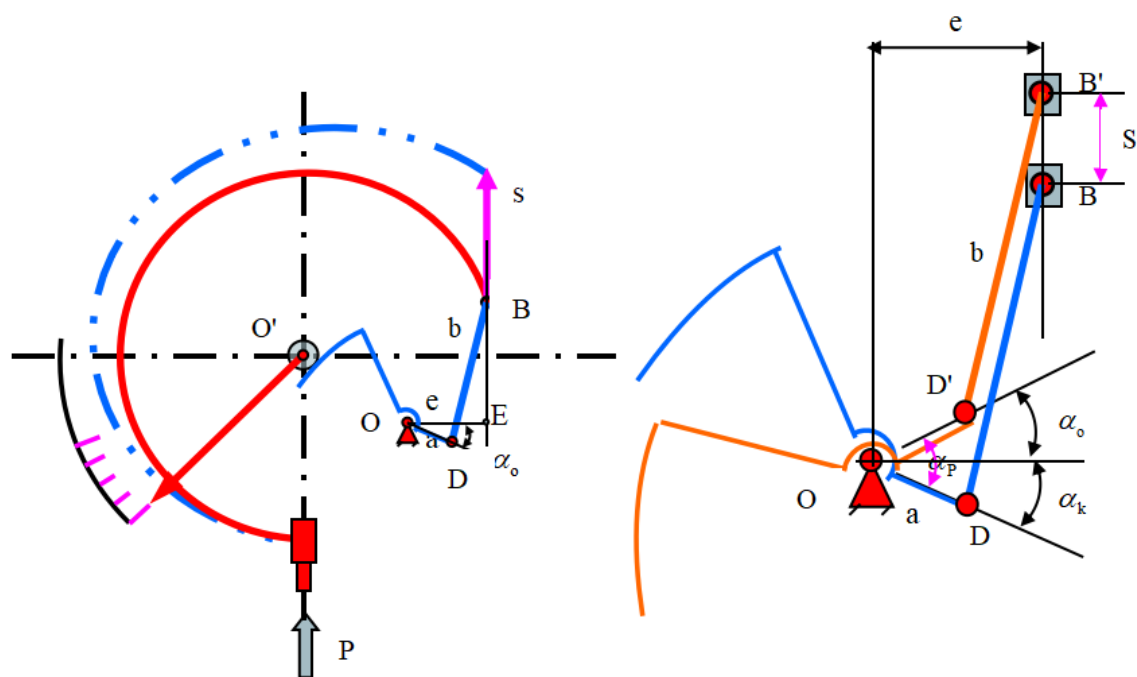


图 4.1 曲柄滑块结构简图

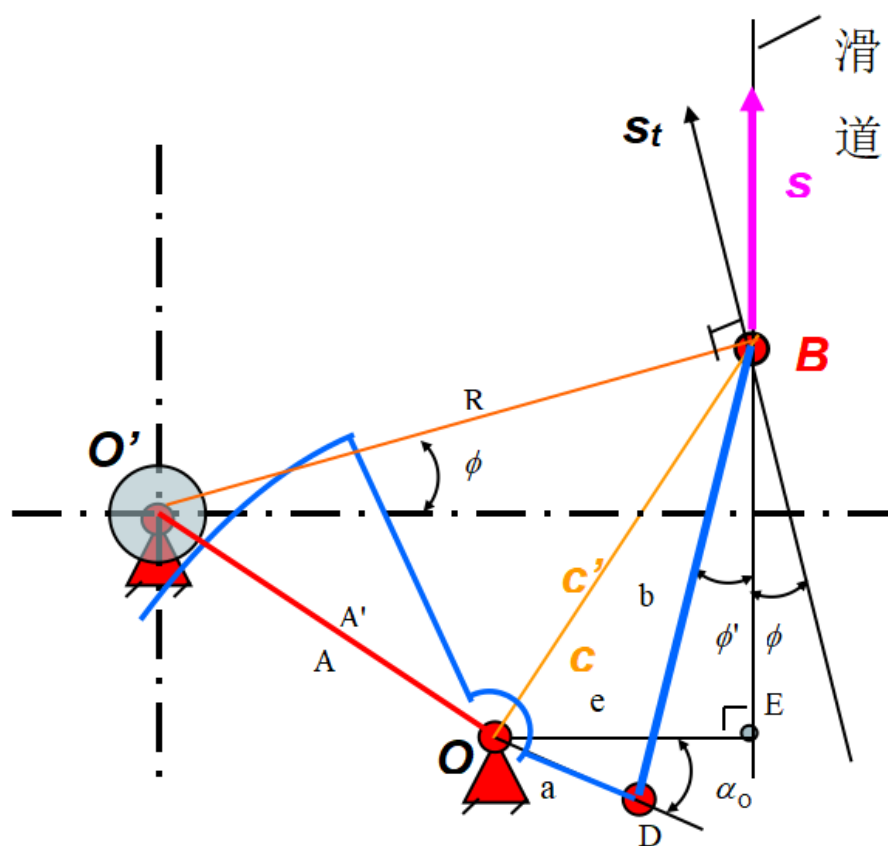


图 4.2 中心距计算图

4.2 曲柄滑块机构参数的确定

项目	公式依据	计算结果
曲柄长度 a	$a = \frac{s}{(\sin \alpha_k - \sin \alpha_o) + \sqrt{\lambda^2 - (\cos \alpha_o - \varepsilon)^2} - \sqrt{\lambda^2 - (\cos \alpha_k - \varepsilon)^2}}$	9.665mm
连杆初算值 b'	$b' = a\lambda$	38.662mm
偏移距 e	$e = a\varepsilon$	9.665mm
连杆初始位与滑块运动夹角 ϕ'	$\phi' = \arcsin \frac{a \cos \alpha_k - e}{b'}$	-0.176°
α_5	$\alpha_5 = 90^\circ - \alpha_k + \phi'$	80.824°
c'	$c' = \sqrt{a^2 + (b')^2 - 2ab' \cos \alpha_5}$	38.327mm
α_7	$\alpha_7 = 90^\circ - \phi - \sin^{-1} \frac{e}{c'}$	55.154°
理论中心距 A'	$A' = \sqrt{R^2 + (c')^2 - 2Rc' \cos \alpha_7}$	42.178mm
实际中心距 A	(6) $A = \frac{mz_2}{2}(i_{21} + 1)$	42.000mm
α_9	$\alpha_9 = \arccos \frac{R \cos \phi - e}{A} + \phi$	47.760°
修正后 c	$c = \sqrt{A^2 + R^2 - 2AR \cos \alpha_9}$	37.955mm
修正后 b	$b = \sqrt{a^2 + c^2 - 2ac \cos(\alpha_o + \alpha_7 + \phi)}$	35.216mm
扇形角 $V_{\text{齿}}$	$V_{\text{齿}} = \alpha_p(1 + 25\%) + 2 \text{ 个齿的度数}$	27.070°

4.3 压力表原理误差分析

$$S_n = \frac{\alpha_n - \alpha_o}{\alpha_k - \alpha_o} S \quad (4.1)$$

$$(7) \quad S'_n = a(\sin \alpha_n - \sin \alpha_o) + a\sqrt{\lambda^2 - (\cos \alpha_o - \varepsilon)^2} - a\sqrt{\lambda^2 - (\cos \alpha_n - \varepsilon)^2} \quad (4.2)$$

α_n	理想值 S_n	实际值 S'_n	原理误差绝对值 $ S_n - S'_n $	原理误差相对值 $ S_n - S'_n /S_n$
9°	3.1400	3.1406	0.0006	0.0184%
7°	2.7911	2.7935	0.0024	0.0853%
5°	2.4423	2.4450	0.0028	0.1132%
3°	2.0933	2.0954	0.0021	0.1011%
1°	1.7444	1.7453	0.0008	0.0483%
-1°	1.3956	1.3949	0.0006	0.0461%
-3°	1.0465	1.0448	0.0019	0.1828%
-5°	0.6986	0.6952	0.0026	0.3626%
-7°	0.3489	0.3468	0.0020	0.5861%
-9°	0	0	0	0

4.4 游丝应力校核

项目		公式依据	计算结果
P_1		$P_1 = m_{\text{轴}} + m_{\text{帽}} + m_{\text{游丝}} + m_{\text{指针}}, m = \rho v g$	$0.063N$
P_2		$P_2 = m_{\text{扇形齿轮}} + m_{\text{齿轮中心轴}}$	$0.050N$
竖直放	Mf_{z1}	$Mf_{z1} = \frac{1}{2}f_v P_1 d, f_v = 0.2, f = 0.314$	$1.73 \times 10^{-5}Nm$
	Mf_{z2}	$Mf_{z2} = \frac{1}{2}f_v P_2 d$	$1.62 \times 10^{-5}Nm$
	Mf_z	$Mf_z = Mf_{z1} + Mf_{z2} \frac{1}{i} \frac{1}{\eta} (\eta = 0.9)$	$2.12 \times 10^{-5}Nm$
水平放	Mf_{z1}	$Mf_{z1} = \frac{1}{3}P_1 f \frac{d_1^3 - d_2^3}{d_1^2 - d_2^2}, d_1 = 1.1d_2, f = 0.2$	$1.17 \times 10^{-5}Nm$
	Mf_{z2}	$Mf_{z2} = \frac{1}{3}P_2 f \frac{d_1^3 - d_2^3}{d_1^2 - d_2^2}$	$1.02 \times 10^{-5}Nm$
	Mf_z	$Mf_z = Mf_{z1} + Mf_{z2} \frac{1}{i_{\text{齿}21}} \frac{1}{\eta_{21}}$	$2.23 \times 10^{-5}Nm$
$\max(Mf_z)$		$\max(Mf_z \text{ 竖直}, Mf_z \text{ 水平})$	$2.23 \times 10^{-5}Nm$
M_{\min}		(8) $M_{\min} = \frac{kMf_z}{1 - k\xi}, k = 2.5, \xi = 0.1$	$7.45 \times 10^{-5}Nm$
M_{\max}		$M_{\max} = M_{\min} \frac{\phi_{\max}}{\phi_{\min}} = 4M_{\min}$	$3.21 \times 10^{-4}Nm$
初定游丝长 L		(9) $L = \pi n \frac{D_1 + D_2}{2}$	574.5 mm
初定游丝厚 h		(10) $h = \sqrt[4]{\frac{12LM_{\min}}{\mu E \phi_{\min}}}, E = 1.1 \times 10^5\text{MPa}$	0.28 mm
初定游丝宽 b		(11) $b = \mu h$	1.61 mm
最大应力 σ_{\max}		(12) $\sigma_{\max} = \frac{6M_{\max}}{bh^2}$	194.7 MPa
许用应力 $[\sigma_b]$		$[\sigma_b] = \frac{\sigma_b}{s}, s = 3.2, \sigma_b = 640\text{ MPa}$	200 MPa

结论：因为 $\sigma_{\max} < \sigma_b$ ，因此各参数选择计算合理。

4.5 游丝系数确定

注意: 式子中 K 为游丝个数。在实际加工之后游丝的 a 、 D_1 、 D_2 有微小改变, 但并不影响游丝的特性, 故可得出在实际加工之后 a 、 D_1 、 D_2 不必再根据 K 值重新计算; 由 4.4 可得游丝基本参数:

游丝长度 L	574.5
游丝圈数 n	9
圈间距 a	1.5
游丝个数 K	4

项目	公式依据	计算结果
游丝长度 L	(13) $L = \frac{Ebh^3\phi_{\min}}{12M_{\min}}$	574.5
游丝圈数 n	(14) $n = \frac{2L}{\pi(D_1+D_2)}$	9
圈间距 a	(15) $a = \frac{D_1-D_2}{2n}$	1.5mm
游丝个数 k	(16) $k = \frac{a}{h} (k \geq 3)$	4 个

5 设计总结

压力表是工业常用的测量气体压力的仪器，在工业生产中具有举足轻重的作用。在实际生产中对压力表的要求非常严格，要求有足够的精度，灵敏度，并要求安全可靠。同时根据不同的工作任务和条件，对压力表提出特殊要求，如耐高温，抗震，防潮，防尘等。

本设计要求为普通工业气体压力表，我们的设计方案为弹簧管压力表，它具有灵敏度高，造价低廉，结构简单，传动平稳，易于加工和制造及适应性强等特点，经过以上设计和计算表明，该方案基本达到了设计要求，完成了规定的设计任务。

同时，本设计也存在一些不足，对工作环境及测量气体均无具体要求，没有考虑它们对压力表的影响。另外，环境的温度，湿度及气体对压力表的腐蚀都可能降低其精密度。

在近三周的课程设计中，我将机械零件与制图等课程有机结合起来，提高了自己的综合能力和独立完成工作的能力，并初步掌握了机械仪表的设计方法和初步树立正确的设计思想。

工作过程中，我受到了指导老师和同学们的大力支持和帮助，在此深表感谢。

6 标准化统计

国标代号	零件名称	数量	材料
GB65-02	螺钉 M2	3	H62
GB65-02	螺钉 M3	5	H62
GB948-02	螺钉 M5	5	HPb59-1
GB97-02	垫圈 2	4	GB97-02
GB97-02	垫圈 3	1	GB97-02
GB117-02	圆柱销	1	HPb59-1Y

- 标准件总数：19
- 零件总数：42
- 标准化率：45.2

7 公式来源

附表：

公式代号	参考书名称	页数
(1)	《精密机械零件》 天津大学 庞振基傅雄刚主编	P_{45} 2-51
(2)		P_{46} 2-52
(3)		P_{46} 2-53
(4)		P_{46} 2-54
(5)		P_{46} 2-55
(6)	《精密机械设计》 庞振基黄其圣主编	P_{222} 8-94
(7)		P_{90} 5-12
(8)	《仪表零件及机构》	P_{177} 7-44
(9)	《精密机械设计》 庞振基, 黄其圣主编	P_{347} 13-22
(10)		P_{347} 13-24
(11)		P_{347} 13-25
(12)		P_{347} 13-26
(13)		P_{346} 13-21
(14)		P_{347} 13-22
(15)		P_{348} 13-27
(16)		P_{348} 13-28