

中华人民共和国国家标准

UDC 621.753
:389.63

公差与配合 过盈配合的计算和选用

GB 5371—85

Tolerances and fits

The calculation and selection of interference fits

1 引言

1.1 本标准适用于光滑圆柱面在弹性范围内的过盈联结计算和过盈配合的选用。

1.2 与本标准相关的国家标准

GB 1800—79 《公差与配合 总论 标准公差与基本偏差》；

GB 1801—79 《公差与配合 尺寸至500mm孔、轴公差带与配合》；

GB 1802—79 《公差与配合 尺寸大于500至3150mm常用孔、轴公差带》；

GB 1803—79 《公差与配合 尺寸至18mm孔、轴公差带》。

2 术语

2.1 过盈量 δ

过盈的绝对值。

2.2 基本过盈量 δ_0

选择过盈配合的基准值。对基孔制配合，其值等于轴的基本偏差的绝对值；对基轴制配合，其值等于孔的基本偏差的绝对值（图1）。

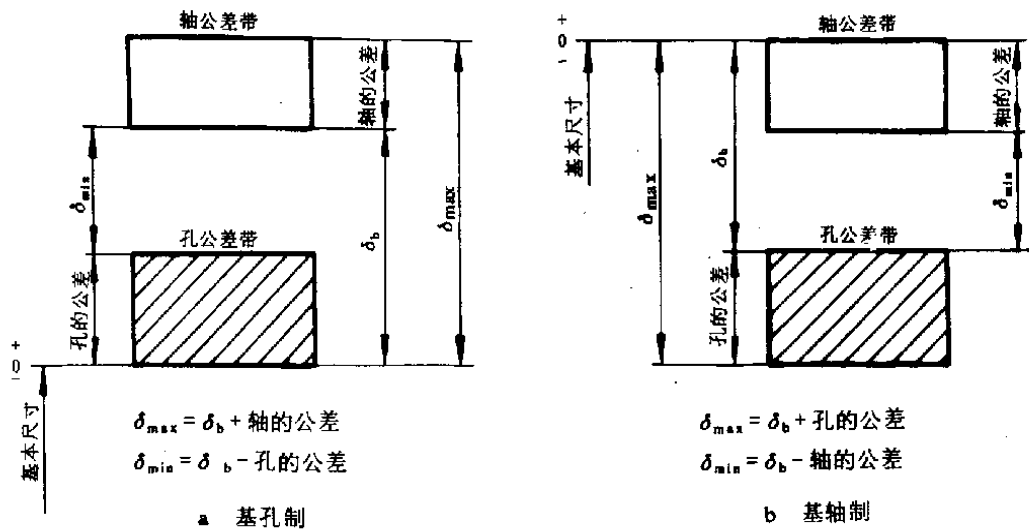


图 1

2.3 过盈联结

利用过盈量使包容件和被包容件形成的固定联结。

2.3.1 纵向过盈联结

用压入法实现的过盈联结。

2.3.2 横向过盈联结

用胀缩法实现的过盈联结。

2.4 结合面

在过盈联结中，包容件和被包容件相接触的表面。

2.5 结合直径 d_f

结合面的基本直径（图2）。

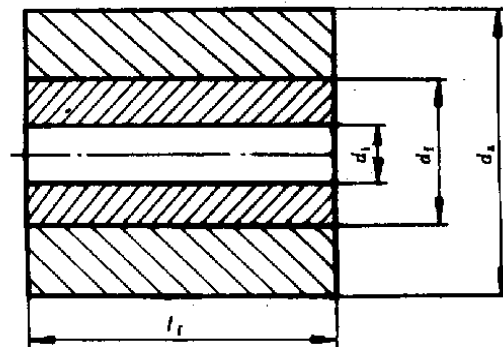


图 2

2.6 结合长度 l_f

结合面的基本长度（图2）。

2.7 直径比 q

相配合的包容件和被包容件的小直径与大直径的比值。

包容件直径比 q_s 等于结合直径 d_f 除以包容件外径 d_s （图2）。

被包容件直径比 q_i 等于被包容件内径 d_i （图2）除以结合直径 d_f 。

2.8 相对过盈量

过盈量 δ 与结合直径 d_f 的比值。

2.9 压平深度 S

包容件或被包容件结合面的表面粗糙度被压平部分的深度, S_2 或 S_1 (图3)。

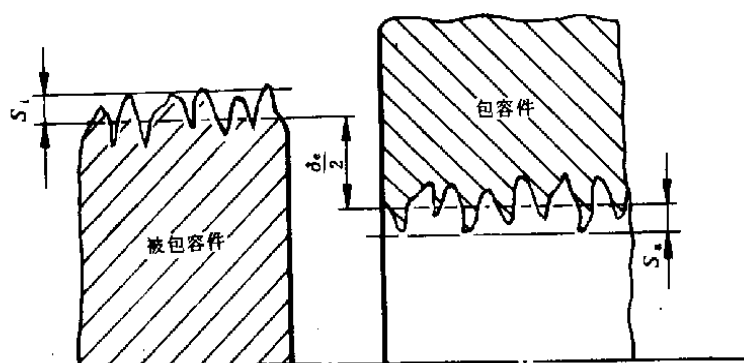


图 3

2.10 压平量

由于压平深度而使过盈量减小的部分。其值等于包容件的压平深度 S_2 和被包容件的压平深度 S_1 之和的两倍。

2.11 结合压力 p_t

作用在结合面上的压力。

2.12 直径变化量 e

由于结合压力而使相配合的孔、轴直径变化的量。

包容件直径变化量 e_2 为包容件内径的扩大量。

被包容件直径变化量 e_1 为被包容件外径的缩小量。

2.13 有效过盈量 δ_e

在过盈联结中起作用的过盈量。其值等于包容件直径变化量 e_2 和被包容件直径变化量 e_1 之和。

2.14 压入力 P_{xi}

在实现纵向过盈联结的过程中施加的最大轴向力。

2.15 压出力 P_{xe}

在解脱过盈联结的过程中施加的最大轴向力。

3 符号

计算用的主要符号、含义和单位列于表1。

表 1

符 号	含 义	单 位
δ	过盈量	mm
δ_e	有效过盈量	mm
δ_b	基本过盈量	mm
d_t	结合直径	mm
d_2	包容件外径	mm
d_1	被包容件内径	mm
l_t	结合长度	mm

续表 1

符 号	含 义	单 位
q_a	包容件直径比	—
q_i	被包容件直径比	—
S_a	包容件的压平深度	mm
S_i	被包容件的压平深度	mm
e_a	包容件直径变化量	mm
e_i	被包容件直径变化量	mm
p_f	结合压力	N/mm ²
P_{xi}	压入力	N
P_{xe}	压出力	N
F_x	轴向力	N
M	扭矩	N·mm
F_t	传递力	N
μ	摩擦系数	—
ν	泊松比	—
σ_s	屈服极限	N/mm ²
σ_b	强度极限	N/mm ²
E	弹性模量	N/mm ²
Rz	微观不平度十点高度	mm
Ra	轮廓算术平均偏差	mm

注：除另有说明外，表中符号再加下标“a”表示包容件；“i”表示被包容件。

4 计算和选用

4.1 计算基础

4.1.1 本计算以两个简单厚壁圆筒在弹性范围内的联结为计算基础。弹性范围系指包容件和被包容件由于结合压力而产生的变形与应力成线性关系，亦即联结件的应力低于其材料的屈服极限（ σ_s 或 $\sigma_{0.2}$ ）。

4.1.2 计算的假定条件

- 包容件与被包容件处于平面应力状态，即轴向应力 $\sigma_z = 0$ ；
- 包容件与被包容件在结合长度上结合压力为常数；
- 材料的弹性模量为常数；
- 计算的强度理论，按变形能理论。

4.1.3 直径变化量的计算公式

- 包容件直径变化量 e_a

$$e_s = -\frac{p_t \cdot d_t}{E_s} \left(\frac{1 + q_s^2}{1 - q_s^2} \right) + \frac{p_t \cdot d_t}{E_s} \nu_s$$

$$= -\frac{p_t \cdot d_t}{E_s} \left(\frac{1 + q_s^2}{1 - q_s^2} + \nu_s \right)$$

b. 被包容件直径变化量 e_i

$$e_i = \frac{p_t \cdot d_t}{E_i} \left(\frac{1 + q_i^2}{1 - q_i^2} \right) - \frac{p_t \cdot d_t}{E_i} \nu_i$$

$$= \frac{p_t \cdot d_t}{E_i} \left(\frac{1 + q_i^2}{1 - q_i^2} - \nu_i \right)$$

c. 有效过盈量 δ_e

$$\delta_e = e_s + e_i$$

4.1.4 对于几何形状特殊或具有特殊应力的过盈联结, 需进行附加计算。

4.2 计算方法

过盈联结采用公式法进行计算, 也可采用图算法进行计算, 图算法见附录C (参考件)。

4.3 计算公式

4.3.1 过盈联结传递负荷所需的最小过盈量, 可按表2的公式进行计算。

表 2

序 号	计 算 内 容		计 算 公 式	说 明
1	传递负荷所需	传递扭矩	$p_{t \min} = \frac{2 M}{\pi \cdot d_t^2 \cdot l_t \cdot \mu}$	
	的最小结合压 力	承受轴向力	$p_{t \min} = \frac{F_x}{\pi \cdot d_t \cdot l_t \cdot \mu}$	
		传递力	$p_{t \min} = \frac{F_t}{\pi \cdot d_t \cdot l_t \cdot \mu}$	$F_t = \sqrt{F_x^2 + \left(\frac{2 M}{d_t} \right)^2}$
2	包容件直径比		$q_s = \frac{d_t}{d_s}$	
3	被包容件直径比		$q_i = \frac{d_i}{d_t}$	对实心轴 $q_i = 0$
4	包容件传递负荷所需的最小直径变化量		$e_{s \min} = p_{t \min} \frac{d_t}{E_s} \cdot C_s$	$C_s = \frac{1 + q_s^2}{1 - q_s^2} + \nu_s$ C_s 值可查表 4
5	被包容件传递负荷所需的最小直径变化量		$e_{i \min} = p_{t \min} \frac{d_t}{E_i} \cdot C_i$	$C_i = \frac{1 + q_i^2}{1 - q_i^2} - \nu_i$ C_i 值可查表 4
6	传递负荷所需的最小有效过盈量		$\delta_{e \min} = e_{s \min} + e_{i \min}$	
7	考虑压平量的最小过盈量		$\delta_{\min} = \delta_{e \min} + 2 (S_s + S_i)$	对纵向过盈联结取: $S_s = 0.4 R_{s_s}$ $S_i = 0.4 R_{s_i}$ 或 $S_s = 1.6 R_{s_s}$ $S_i = 1.6 R_{s_i}$

4.3.2 过盈联结件不产生塑性变形所容许的最大有效过盈量, 可按表3的公式进行计算。

表 3

序 号	计 算 内 容	计 算 公 式	说 明
1	包容件不产生塑性变形所容许的最大结合压力	塑性材料: $p_{fn \max} = a \cdot \sigma_{sa}$ 脆性材料: $p_{fn \max} = b \cdot \frac{\sigma_{bs}}{2 \sim 3}$	$a = \frac{1 - q_s^2}{\sqrt{3 + q_s^4}}$ $b = \frac{1 - q_s^2}{1 + q_s^2}$ a、b值可查图 4
2	被包容件不产生塑性变形所容许的最大结合压力	塑性材料: $p_{fi \max} = c \cdot \sigma_{si}$ 脆性材料: $p_{fi \max} = c \cdot \frac{\sigma_{bi}}{2 \sim 3}$	$c = \frac{1 - q_i^2}{2}$ c值可查图 4 实心轴 $q_i = 0$ 此时 $c = 0.5$
3	联结件不产生塑性变形的最大结合压力	$p_{f \max}$ 取 $p_{fn \max}$ 和 $p_{fi \max}$ 中的较小者	
4	联结件不产生塑性变形的传递力	$F_l = p_{f \max} \cdot \pi \cdot d_f \cdot l_f \cdot \mu$	μ 值可查附录 A 中表 A1 或表 A2
5	包容件不产生塑性变形所容许的最大直径变化量	$e_{a \max} = \frac{p_{f \max} \cdot d_f}{E_s} \cdot C_s$	$C_s = \frac{1 + q_s^2}{1 - q_s^2} + \gamma_s$ C_s 值可查表 4
6	被包容件不产生塑性变形所容许的最大直径变化量	$e_{i \max} = \frac{p_{f \max} \cdot d_f}{E_i} \cdot C_i$	$C_i = \frac{1 + q_i^2}{1 - q_i^2} - \gamma_i$ C_i 值可查表 4
7	联结件不产生塑性变形所容许的最大有效过盈量	$\delta_{e \max} = e_{a \max} + e_{i \max}$	

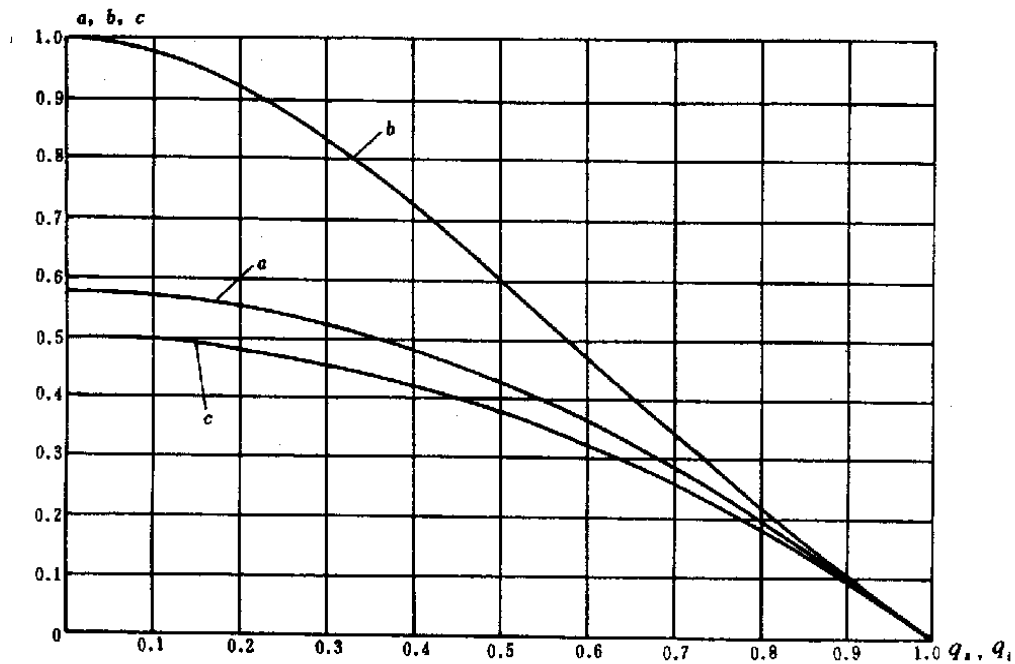


图 4

表 4 系数 C_a 和 C_i

q_a 或 q_i	C_a		C_i	
	$\nu_a = 0.3$	$\nu_a = 0.25$	$\nu_i = 0.3$	$\nu_i = 0.25$
0	—	—	0.700	0.750
0.10	1.320	1.270	0.720	0.770
0.14	1.340	1.290	0.740	0.790
0.20	1.383	1.333	0.783	0.833
0.25	1.433	1.383	0.833	0.883
0.28	1.470	1.420	0.870	0.920
0.31	1.512	1.462	0.912	0.962
0.35	1.579	1.529	0.979	1.029
0.40	1.681	1.631	1.081	1.131
0.45	1.808	1.758	1.208	1.258
0.50	1.967	1.917	1.367	1.417
0.53	2.081	2.031	1.481	1.531
0.56	2.214	2.164	1.614	1.664
0.60	2.425	2.375	1.825	1.875
0.63	2.616	2.566	2.016	2.066

续表 4

q_s 或 q_i	C_s		C_i	
	$\nu_s = 0.3$	$\nu_s = 0.25$	$\nu_i = 0.3$	$\nu_i = 0.25$
0.67	2.929	2.879	2.329	2.379
0.71	3.333	3.283	2.733	2.783
0.75	3.871	3.821	3.271	3.321
0.80	4.855	4.805	4.255	4.305
0.85	6.507	6.457	5.907	5.957
0.90	9.826	9.776	9.226	9.276

4.4 配合的选择

4.4.1 过盈配合按GB 1800~1803的规定选择。

4.4.2 选出的配合,其最大过盈量 $[\delta_{\max}]$ 和最小过盈量 $[\delta_{\min}]$ 应满足下列要求:

a. 保证过盈联结传递给定的负荷

$$[\delta_{\min}] > \delta_{\min}$$

b. 保证联结件不产生塑性变形

$$[\delta_{\max}] < \delta_{e \max}$$

4.4.3 配合的选择步骤:

a. 初选基本过盈量 δ_b

$$\text{一般情况,可取 } \delta_b \approx \frac{\delta_{\min} + \delta_{e \max}}{2},$$

当要求有较多的联结强度储备时,可取

$$\delta_{e \max} > \delta_b > \frac{\delta_{\min} + \delta_{e \max}}{2},$$

当要求有较多的联结件材料强度储备时,可取

$$\delta_{\min} < \delta_b < \frac{\delta_{\min} + \delta_{e \max}}{2}.$$

b. 按初选的基本过盈量 δ_b 和结合直径 d_f ,由图5查出配合的基本偏差代号。

c. 按基本偏差代号和 $\delta_{e \max}$ 、 $\delta_{\min}$,由GB 1800~1803确定选用的配合。

4.5 校核计算

过盈联结的最小传递力 $F_{l \min}$ 和联结件的最大应力 $\sigma_{\max}$,可按表5的公式进行校核计算。

表 5

序 号	计 算 内 容	计 算 公 式	说 明
1	最小传递力	$F_{i \min} = [p_{f \min}] \cdot \pi \cdot d_f \cdot l_f \cdot \mu$	$[p_{f \min}] = \frac{[\delta_{\min}] - 2(S_s + S_i)}{d_f \cdot \left(\frac{C_s}{E_s} + \frac{C_i}{E_i} \right)}$
2	包容件的最大应力	塑性材料: $\sigma_{s \max} = \frac{[p_{f \max}]}{a}$ 脆性材料: $\sigma_{s \max} = \frac{[p_{f \max}]}{b}$	$[p_{f \max}] = \frac{[\delta_{\max}]}{d_f \cdot \left(\frac{C_s}{E_s} + \frac{C_i}{E_i} \right)}$
3	被包容件的最大应力	$\sigma_{i \max} = \frac{[p_{f \max}]}{c}$	

4.6 包容件的外径扩大量和被包容件的内径缩小量可按表 6 的公式进行计算。

表 6

序 号	计 算 内 容	计 算 公 式	说 明
1	包容件的外径扩大量	$\Delta d_s = \frac{2 p_f \cdot d_s \cdot q_s^2}{E_s (1 - q_s^2)}$	p_f 取 $[p_{f \max}]$ 或 $[p_{f \min}]$
2	被包容件的内径缩小量	$\Delta d_i = \frac{2 p_f \cdot d_i}{E_i (1 - q_i^2)}$	p_f 取 $[p_{f \max}]$ 或 $[p_{f \min}]$

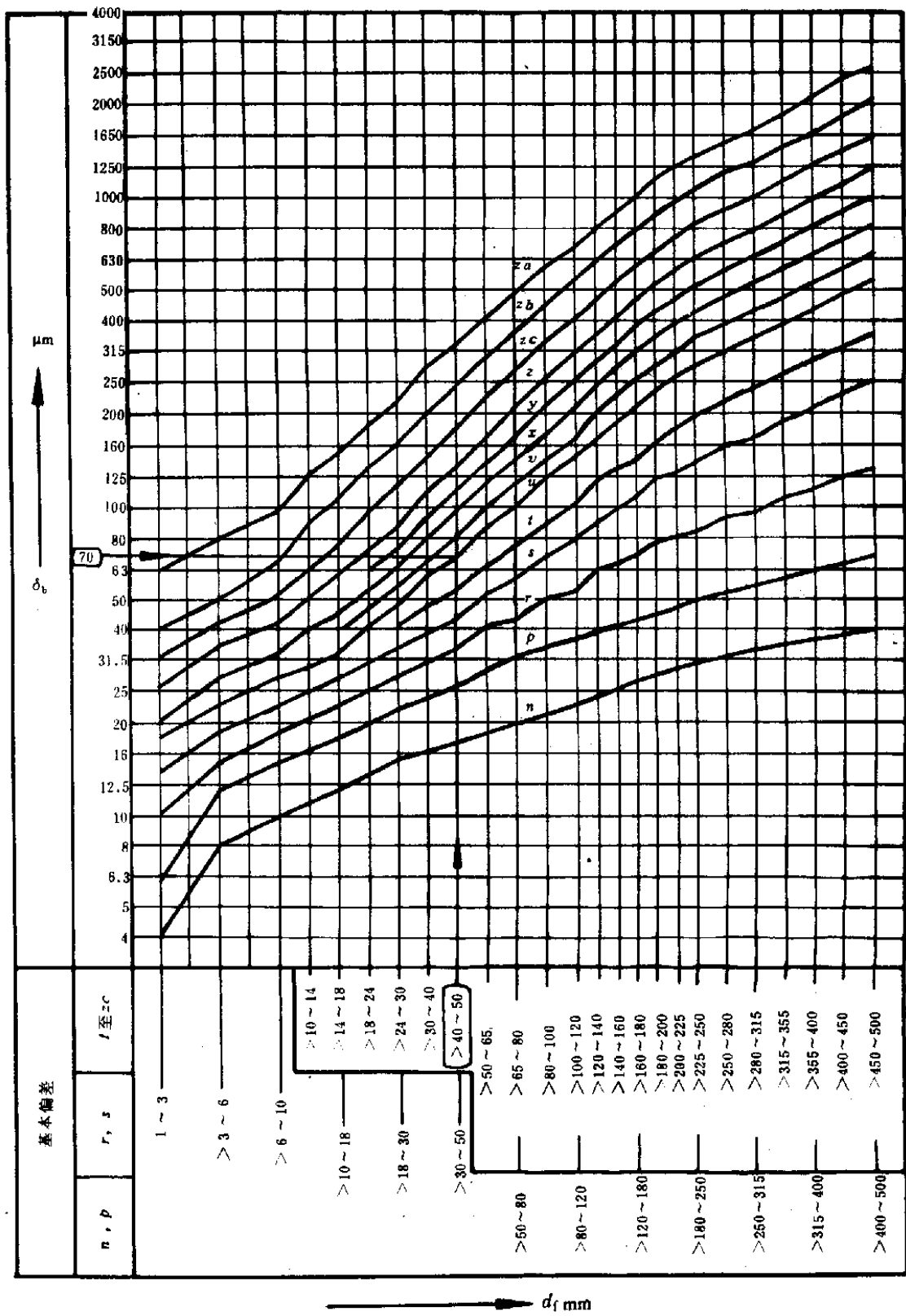


图 5

附录 A

常用材料的摩擦系数、弹性模量、泊松比和线膨胀系数表
(参考件)

表 A1 纵向过盈联结的摩擦系数

材 料	摩 擦 系 数 μ	
	无 润 滑	有 润 滑
钢-钢	0.07~0.16	0.05~0.13
钢-铸钢	0.11	0.08
钢-结构钢	0.10	0.07
钢-优质结构钢	0.11	0.08
钢-青铜	0.15~0.2	0.03~0.06
钢-铸铁	0.12~0.15	0.05~0.10
铸铁-铸铁	0.15~0.25	0.05~0.10

表 A2 横向过盈联结的摩擦系数

材 料	结 合 方 式、润 滑	摩 擦 系 数 μ
钢-钢	油压扩径, 压力油为矿物油	0.125
	油压扩径, 压力油为甘油, 结合面排油干净	0.18
	在电炉中加热包容件至300℃	0.14
	在电炉中加热包容件至300℃以后, 结合面脱脂	0.2
钢-铸铁	油压扩径, 压力油为矿物油	0.1
钢-铝镁合金	无润滑	0.10~0.15

表 A3 弹性模量、泊松比和线膨胀系数

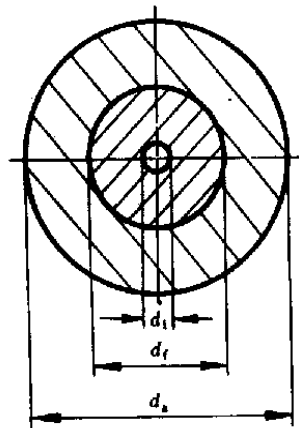
材 料	弹 性 模 量 E N/mm^2 ~	泊 松 比 ν ~	线 膨 胀 系 数 α $10^{-6}/^{\circ}C$	
			加 热 ~	冷 却 ~
碳钢、低合金钢、 合金结构钢	200,000 ~ 235,000	0.3 ~ 0.31	11	- 8.5
灰口铸铁 HT15 - 33 HT 20 - 40	70,000 ~ 80,000	0.24 ~ 0.25	10	- 8
灰口铸铁 HT 25 - 47 HT 30 - 54	105,000 ~ 130,000	0.24 ~ 0.26	10	- 8
可锻铸铁	90,000 ~ 100,000	0.25	10	- 8
非合金球墨铸铁	160,000 ~ 180,000	0.28 ~ 0.29	10	- 8
青铜	85,000	0.35	17	- 15
黄铜	80,000	0.36 ~ 0.37	18	- 16
铝合金	69,000	0.32 ~ 0.36	21	- 20
镁合金	40,000	0.25 ~ 0.3	25.5	- 25

附录 B
过盈配合计算举例
(参考件)

本附录给出了过盈配合的公式法计算举例。

B.1 已知条件 (见表 B1)

表 B1



材料:
包容件45
被包容件35
装配方式:
压入法

序 号	名 称	符 号	数 值	单 位
1	包容件外径	d_s	100	mm
2	结合直径	d_f	50	mm
3	被包容件内径	d_i	10	mm
4	结合长度	l_f	80	mm
5	微观不平度十点高度	$Rz_s = Rz_i$	0.0063	mm
6	包容件的屈服极限	σ_{sa}	400	N/mm ²
7	包容件的弹性模量	E_s	210,000	N/mm ²
8	被包容件的屈服极限	σ_{si}	320	N/mm ²
9	被包容件的弹性模量	E_i	210,000	N/mm ²
10	包容件和被包容件的泊松比	$\nu_s = \nu_i$	0.3	—
11	摩擦系数 (钢—钢, 无 润 滑)	μ	0.11	—
12	传递力	F_t	70,000	N

B.2 计算步骤和结果 (见表B2)

表 B2

序 号	计 算 内 容	计 算 公 式 和 计 算 结 果	说 明
1	传递负荷所需的最小结合压力	$p_{f \min} = \frac{F_t}{\pi \cdot d_f \cdot l_f \cdot \mu}$ $= \frac{70\,000}{\pi \times 50 \times 80 \times 0.11}$ $= 50.6 \text{ N/mm}^2$	
2	包容件和被包容件直径比	$q_a = \frac{d_f}{d_a} = \frac{50}{100} = 0.5$ $q_i = \frac{d_i}{d_f} = \frac{10}{50} = 0.2$	
3	包容件传递负荷所需的最小直径变化量	$e_{a \min} = p_{f \min} \cdot \frac{d_f}{E_a} \cdot C_a$ $= 50.6 \times \frac{50}{210\,000} \times 1.967$ $\approx 0.024 \text{ mm}$	查标准中表 4 $C_a = 1.967$
4	被包容件传递负荷所需的最小直径变化量	$e_{i \min} = p_{f \min} \cdot \frac{d_f}{E_i} \cdot C_i$ $= 50.6 \times \frac{50}{210\,000} \times 0.783$ $\approx 0.009 \text{ mm}$	查标准中表 4 $C_i = 0.783$
5	传递负荷所需的最小有效过盈量	$\delta_{e \min} = e_{a \min} + e_{i \min}$ $= 0.024 + 0.009$ $= 0.033 \text{ mm}$	
6	考虑压平量的最小过盈量	$\delta_{\min} = \delta_{e \min} + 2(S_a + S_i)$ $= 0.033 + 2(0.4 \times 0.0063 + 0.4 \times 0.0063)$ $= 0.043 \text{ mm}$	
7	包容件不产生塑性变形所容许的最大结合压力	$p_{fa \max} = a \sigma_{sa}$ $= 0.428 \times 400$ $= 171.2 \text{ N/mm}^2$	查标准中图 4 $a = 0.428$
8	被包容件不产生塑性变形所容许的最大结合压力	$p_{fi \max} = c \sigma_{si}$ $= 0.48 \times 320$ $= 153.6 \text{ N/mm}^2$	查标准中图 4 $c = 0.48$

续表 B2

序 号	计 算 内 容	计 算 公 式 和 计 算 结 果	说 明
9	联结件不产生塑性变形的最大结合压力	$p_{f \max} = 153.6 \text{ N/mm}^2$	取 $p_{f \max}$ 和 $p_{ti \max}$ 中的较小者
10	联结件不产生塑性变形的传递力	$F_t = p_{f \max} \cdot \pi \cdot d_t \cdot l_t \cdot \mu$ $= 153.6 \times \pi \times 50 \times 80 \times 0.11$ $= 212\ 321 \text{ N}$	查附录A中表A1 $\mu = 0.11$
11	包容件不产生塑性变形所容许的最大直径变化量	$e_{a \max} = \frac{p_{f \max} \cdot d_t}{E_s} \cdot C_s$ $= \frac{153.6 \times 50}{210\ 000} \times 1.967$ $= 0.072 \text{ mm}$	查标准中表4 $C_s = 1.967$
12	被包容件不产生塑性变形所容许的最大直径变化量	$e_{i \max} = \frac{p_{f \max} \cdot d_t}{E_i} \cdot C_i$ $= \frac{153.6 \times 50}{210\ 000} \times 0.783$ $= 0.029 \text{ mm}$	查标准中表4 $C_i = 0.783$
13	联结件不产生塑性变形所容许的最大有效过盈量	$\delta_{e \max} = e_{a \max} + e_{i \max}$ $= 0.072 + 0.029$ $= 0.101 \text{ mm}$	

B.3 选择配合的步骤和结果 (见表B3)

表 B3

序 号	项 目	结 果	说 明
1	选择配合的要求	$[\delta_{\min}] > 0.043 \text{ mm}$ $[\delta_{\max}] < 0.101 \text{ mm}$	
2	初选基本过盈量*	$\delta_b \sim \frac{\delta_{\min} + \delta_{\max}}{2}$ $= \frac{0.043 + 0.101}{2}$ $= 0.072 \text{ mm}$ 取 $\delta_b = 0.07 \text{ mm}$	
3	确定基本偏差代号	u	按 δ_b, d_f 由标准中图 5 查出
4	选定配合*	$\frac{\text{H } 7}{\text{u } 6}$ $[\delta_{\max}] = 0.086 \text{ mm}$ $[\delta_{\min}] = 0.045 \text{ mm}$	由 GB 1801 表 5 确定

B.4 校核计算 (见表B4)

表 B4

序 号	项 目	计算公式和计算结果	说 明
1	最小传递力	$F_{t \min} = [p_{t \min}] \cdot \pi \cdot d_f \cdot l_f \cdot \mu$ $= 53.3 \times \pi \times 50 \times 80$ $\times 0.11$ $= 73\ 676 \text{ N}$ $\sim 73 \text{ kN} > F_t$	$[p_{t \min}] = \frac{[\delta_{\min}] - 2(S_a + S_i)}{d_f \left(\frac{C_a}{E_a} + \frac{C_i}{E_i} \right)}$ $= \frac{0.045 - 2(0.4 \times 0.0063 + 0.4 \times 0.0063)}{50 \left(\frac{1.967}{210\ 000} + \frac{0.783}{210\ 000} \right)}$ $\sim 53.3 \text{ N/mm}^2$
2	包容件的最大应力	$\sigma_{a \max} = \frac{[p_{t \max}]}{a} = \frac{131.3}{0.428}$ $= 306.8 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{as}$	$[p_{t \max}] = \frac{[\delta_{\max}]}{d_f \left(\frac{C_a}{E_a} + \frac{C_i}{E_i} \right)}$
3	被包容件的最大应力	$\sigma_{i \max} = \frac{[p_{t \max}]}{c} = \frac{131.3}{0.48}$ $= 273.5 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{is}$	$= \frac{0.086}{50 \left(\frac{1.967}{210\ 000} + \frac{0.783}{210\ 000} \right)}$ $\sim 131.3 \text{ N/mm}^2$

* 若要求有较多的联结强度储备时,可取 $\delta_b > \frac{\delta_{\min} + \delta_{\max}}{2}$, 此时取 $\delta_b = 0.081 \text{ mm}$, 由标准中图 5 和 GB 1801 表 5 确定选用配合为 H 7 / v 6。

B5 计算包容件的外径扩大量和被包容件的内径缩小量 (见表B5)

表 B5

序 号	项 目	计 算 公 式 和 计 算 结 果	说 明
1	包容件的外径扩大量	$\Delta d_{e \max} = \frac{2 [p_{f \max}] \cdot d_e \cdot q_e^2}{E_e (1 - q_e^2)}$ $= \frac{2 \times 131.3 \times 100 \times 0.5^2}{210\,000 (1 - 0.5^2)}$ $= 0.0417 \text{ mm}$ $\Delta d_{e \min} = \frac{2 [p_{f \min}] \cdot d_e \cdot q_e^2}{E_e (1 - q_e^2)}$ $= \frac{2 \times 53.3 \times 100 \times 0.5^2}{210\,000 (1 - 0.5^2)}$ $= 0.0169 \text{ mm}$	
2	被包容件的内径缩小量	$\Delta d_{i \max} = \frac{2 [p_{f \max}] \cdot d_i}{E_i (1 - q_i^2)}$ $= \frac{2 \times 131.3 \times 10}{210\,000 (1 - 0.2^2)}$ $= 0.013 \text{ mm}$ $\Delta d_{i \min} = \frac{2 [p_{f \min}] \cdot d_i}{E_i (1 - q_i^2)}$ $= \frac{2 \times 53.3 \times 10}{210\,000 (1 - 0.2^2)}$ $= 0.0052 \text{ mm}$	

附录 C

过盈配合的图算法

(参考件)

C.1 应用条件

- a. 包容件与被包容件采用相同的材料或 $\frac{v_a}{E_a} = \frac{v_i}{E_i}$ 。若 $\frac{v_a}{E_a} \neq \frac{v_i}{E_i}$ 时, 采用图算法有不大于 10% 的计算误差;
- b. 对屈服点不明显的硬金属则以 $\sigma_{0.2}$ 代替 σ_s ;
- c. 对于脆性材料, 则以 $\frac{\sigma_b}{2 \sim 3}$ 代替 σ_s 。

C.2 使用说明

C.2.1 包容件直径变化量 e_a 可按图 C1 进行计算, 图中各区说明如下:

a. 1a 区

以 d_f 除以 d_a , 在 1a 区求得 q_a ;

b. 2a 区

以 1a 区求得的 q_a 和包容件容许的弹性变形条件 ($1.0\sigma_{sa}$ 线为不产生塑性变形的极限条件), 在 2a 区求得 p_f/σ_{sa} ;

c. 3a 区

以 2a 区求得的 p_f/σ_{sa} 乘以 σ_{sa} , 在 3a 区求得 p_{fa} ;

d. 4a 区

在 4a 区求得 p_f 和 d_f 的乘积 $p_f \cdot d_f$;

e. 5a 区

在 5a 区求得 $p_f \cdot d_f$ 与 l_f 的乘积 $p_f \cdot d_f \cdot l_f$ 。

注: 乘积中已考虑了相乘的“ π ”值, 以下图区相同;

f. 6a 区

以 5a 区求得的 $p_f \cdot d_f \cdot l_f \cdot (\pi)$ 乘以摩擦系数 μ , 在 6a 区求得 F_f ;

g. 7a 区

以 2a 区求得的 p_f/σ_{sa} 和 q_a , 在 7a 区求得 $\frac{e_a \cdot E_a}{d_f \cdot \sigma_{sa}}$ (中间结果, 未给出数值);

h. 8a 区

以 7a 区求得的 $\frac{e_a \cdot E_a}{d_f \cdot \sigma_{sa}}$ 除以 E_a , 在 8a 区求得 $\frac{e_a}{d_f \cdot \sigma_{sa}}$;

i. 9a 区

以 8a 区求得的 $\frac{e_a}{d_f \cdot \sigma_{sa}}$ 乘以 σ_{sa} , 在 9a 区求得 $\frac{e_a}{d_f}$;

j. 10a 区

以 9a 区求得的 $\frac{e_a}{d_f}$ 乘以 d_f , 在 10a 区即可求得 e_a 。

C.2.2 被包容件直径变化量 e_i 可按图 C2 进行计算, 图中各区说明如下:

a. 1i 区

以 d_i 除以 d_f , 在1i区求得 q_i ;

b. 2i区

以1i区求得的 q_i 和被包容件容许的弹性变形条件 ($1.0\sigma_{si}$ 线为不产生塑性变形的极限条件), 在2i区求得 p_f/σ_{si} ;

c. 3i区

以2i区求得的 $p_f/\sigma_{si} \cdot \sigma_{si}$, 在3i区求得 p_{fi} 。

此处求得的 p_{fi} 应与由C.2.1第C步求得的 p_{fa} 进行比较, 以 p_{fi} 和 p_{fa} 的较小者作为联结件的结合压力 p_f ;

d. 4i区

在4i区求得 p_f 和 d_f 的乘积 $p_f \cdot d_f$;

e. 5i区

在5i区求得 l_f 和 $p_f \cdot d_f$ 的乘积 $l_f \cdot p_f \cdot d_f$;

f. 6i区

以5i区求得的 $p_f \cdot d_f \cdot l_f \cdot (\pi)$ 乘以 μ , 在6i区求得 F_i ;

g. 7i区

以2i区求得的 p_f/σ_{si} 和 q_i 在7i区求得的 $\frac{e_i \cdot E_i}{d_f \cdot \sigma_{si}}$ (中间结果, 未给出数值);

h. 8i区

以7i区求得的 $\frac{e_i \cdot E_i}{d_f \cdot \sigma_{si}}$ 除以 E_i , 在8i区求得 $\frac{e_i}{d_f \cdot \sigma_{si}}$;

i. 9i区

以8i区求得的 $\frac{e_i}{d_f \cdot \sigma_{si}}$ 乘以 σ_{si} , 在9i区求得 $\frac{e_i}{d_f}$;

j. 10i区

以9i区求得的 $\frac{e_i}{d_f}$ 乘以 d_f , 即可求得 e_i 。

C.2.3 计算结果应乘以图表中与所用各参数数列相对应的以10为底的幂($f=10^1, f=10^{-1}, f=10^{-2}$)。

C.2.4 由图中得出的 e_a 和 e_i 值, 即可算出有效过盈 $\delta_e = e_a + e_i$, 求出 δ_e 后, $\delta_{e \min}$ 应考虑压平量的影响。然后, 按标准中...《配合的选择》选定配合。

C.3 应用举例

C.3.1 已知条件

见附录B中B1条。

C.3.2 计算步骤和结果

C.3.2.1 计算最大有效过盈量 $\delta_{e \max}$

由图C1

a. 在1a区, 以 $d_f = 50 \text{ mm}$, $d_a = 100 \text{ mm}$, 求得 $q_a = 0.5$;

b. 在2a区, 以 $q_a = 0.5$ 与 $1.0\sigma_{sa}$ 线相交, 求得 $p_f/\sigma_{sa} = 0.43$;

c. 在3a区, 以 $p_f/\sigma_{sa} = 0.43$, $\sigma_{sa} = 400 \text{ N/mm}^2$, 求得 $p_{fa} = 170 \text{ N/mm}^2$;

由图C2

d. 在1i区, 以 $d_i = 10 \text{ mm}$, $d_f = 50 \text{ mm}$, 求得 $q_i = 0.2$;

e. 在2i区, 以 $q_i = 0.2$ 与 $1.0\sigma_{si}$ 线相交, 求得 $p_f/\sigma_{si} = 0.48$;

f. 在3i区, 以 $p_f/\sigma_{si} = 0.48$, $\sigma_{si} = 320 \text{ N/mm}^2$, 求得 $p_{fi} = 154 \text{ N/mm}^2$ 。

联结件不产生塑性变形的最大结合压力应取 p_{fa} 和 p_{fi} 的较小者, 即取 $p_{f \max} = p_{fi} = 154 \text{ N/mm}^2$;

g. 以 $p_{f \max} = 154 \text{ N/mm}^2$, 通过4i区 $d_f = 50 \text{ mm}$, 5i区 $l_f = 80 \text{ mm}$, 6i区 $\mu = 0.11$, 求得联结件不产生塑性变形的 $F_f = 215 \times 10^{-1} \times 10^1 = 215 \text{ kN}$;

h. 以2i区求得的 $p_f/\sigma_{si} = 0.48$, 通过7i区 $q_i = 0.2$, 求得 $\frac{e_i \cdot E_i}{d_f \cdot \sigma_{si}}$ (中间结果, 未给出数值);

i. 以 $\frac{e_i \cdot E_i}{d_f \cdot \sigma_{si}}$, 通过8i区“钢”线, 9i区的 $\sigma_{si} = 320 \text{ N/mm}^2$, 10i区 $d_f = 50 \text{ mm}$, 求得 $e_{i \max} = 0.29 \times 10^{-1} = 0.029 \text{ mm}$;

由图C1

j. 以 $p_{f \max} = 154 \text{ N/mm}^2$, 通过3a区 $\sigma_{sa} = 400 \text{ N/mm}^2$, 在2a区求得 $p_f/\sigma_{sa} = 0.385$;

k. 以 $p_f/\sigma_{sa} = 0.385$, 通过7a区 $q_a = 0.5$, 求得 $\frac{e_a \cdot E_a}{d_f \cdot \sigma_{sa}}$;

l. 以 $\frac{e_a \cdot E_a}{d_f \cdot \sigma_{sa}}$, 通过8a区“钢”线, 9a区 $\sigma_{sa} = 400 \text{ N/mm}^2$, 10a区 $d_f = 50 \text{ mm}$, 求得 $e_{a \max} = 0.072 \text{ mm}$;

m. 联结件不产生塑性变形所容许的最大有效过盈量 $\delta_{e \max}$

$$\delta_{e \max} = e_{a \max} + e_{i \max} = 0.072 + 0.029 = 0.101 \text{ mm}$$

C.3.2.2 计算最小过盈量 $\delta_{\min}$

由图C1

a. 以 $F_f = 70\,000 \text{ N} = 70 \text{ kN}$, 通过6a区 $\mu = 0.11$, 5a区 $l_f = 80 \text{ mm}$, 4a区 $d_f = 50 \text{ mm}$, 求得 $p_{f \min} = 51 \times 10^{-1} \times 10^{-1} = 51 \text{ N/mm}^2$;

b. 以 $p_{f \min} = 51 \text{ N/mm}^2$, 通过3a区 $\sigma_{sa} = 400 \text{ N/mm}^2$, 在2a区求得 $p_f/\sigma_{sa} = 0.128$;

c. 以 $p_f/\sigma_{sa} = 0.128$, 通过7a区 $q_a = 0.5$, 求得 $\frac{e_a \cdot E_a}{d_f \cdot \sigma_{sa}}$;

d. 以 $\frac{e_a \cdot E_a}{d_f \cdot \sigma_{sa}}$, 通过8a区“钢”线, 9a区 $\sigma_{sa} = 400 \text{ N/mm}^2$, 10a区 $d_f = 50 \text{ mm}$, 求得 $e_{a \min} = 0.237 \times 10^{-1} = 0.0237 \text{ mm}$;

由图C2

e. 以 $p_{f \min} = 51 \text{ N/mm}^2$, 通过3i区 $\sigma_{si} = 320 \text{ N/mm}^2$, 在2i区求得 $p_f/\sigma_{si} = 0.16$;

f. 以 $p_f/\sigma_{si} = 0.16$, 通过7i区 $q_i = 0.2$, 求得 $\frac{e_i \cdot E_i}{d_f \cdot \sigma_{si}}$;

g. 以 $\frac{e_i \cdot E_i}{d_f \cdot \sigma_{si}}$, 通过8i区“钢”线, 9i区 $\sigma_{si} = 320 \text{ N/mm}^2$, 10i区 $d_f = 50 \text{ mm}$, 求得 $e_{i \min} = 0.096 \times 10^{-1} = 0.0096 \text{ mm}$;

h. 传递负荷所需的最小有效过盈量

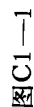
$$\delta_{e \min} = e_{a \min} + e_{i \min} = 0.0237 + 0.0096 \approx 0.033 \text{ mm}$$

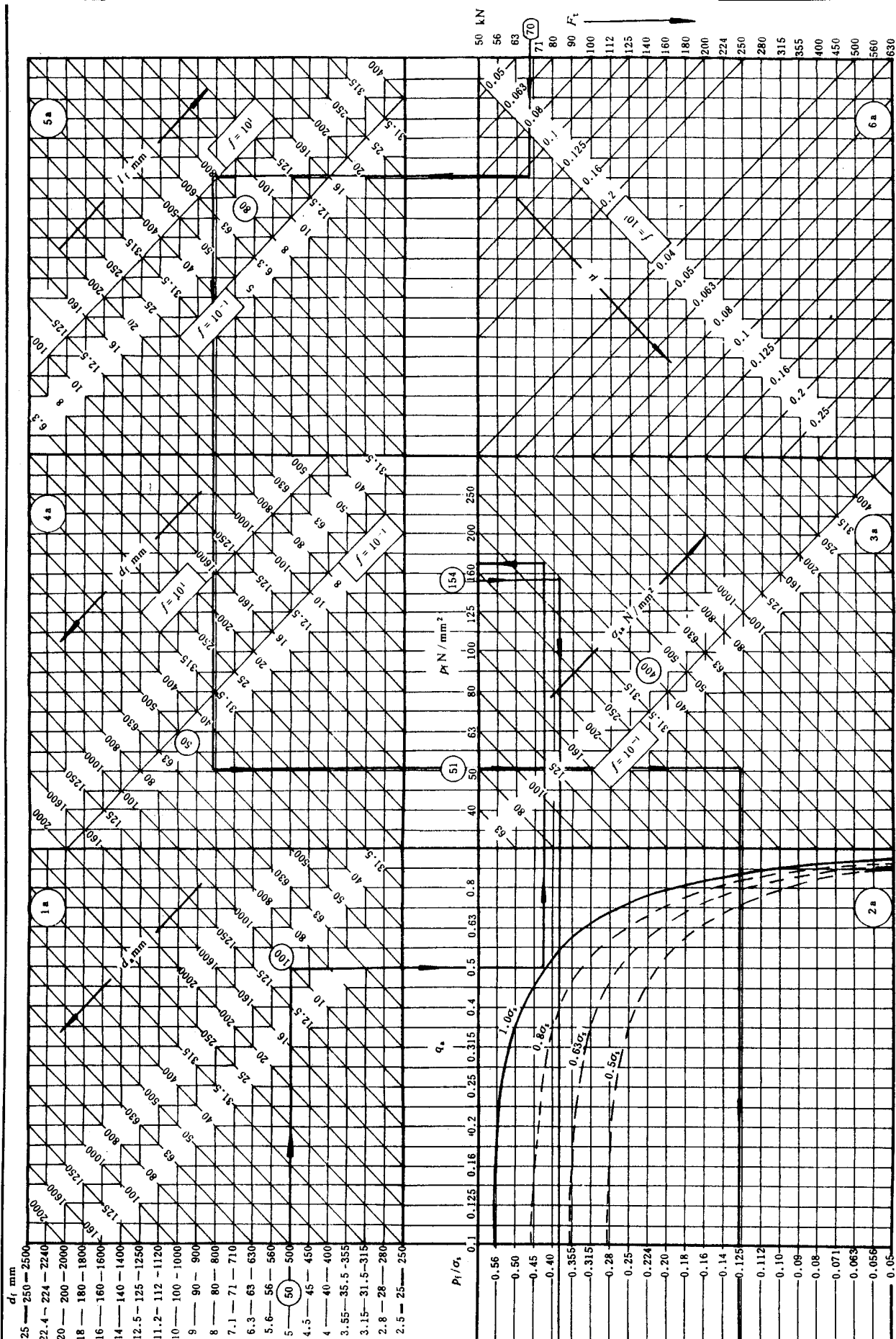
i. 考虑压平量的最小过盈量

$$\begin{aligned} \delta_{\min} &= \delta_{e \min} + 2(S_a + S_i) = \delta_{e \min} + 2(0.4R_{za} + 0.4R_{zi}) \\ &= 0.033 + 2(0.4 \times 0.0063 + 0.4 \times 0.0063) = 0.043 \text{ mm} \end{aligned}$$

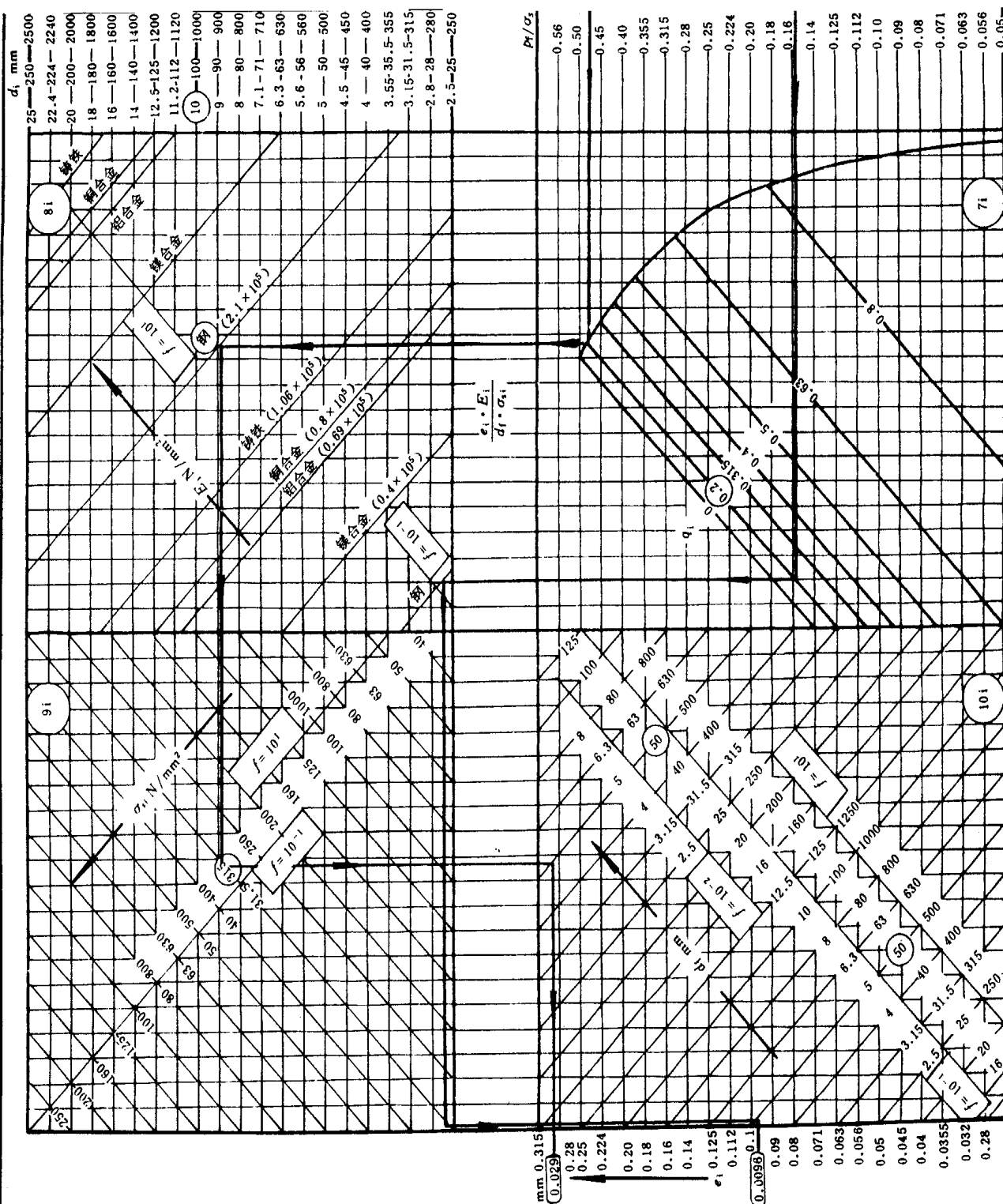
C.3.3 选择配合

选择配合的步骤和结果见附录B的B.3。





图C1-2



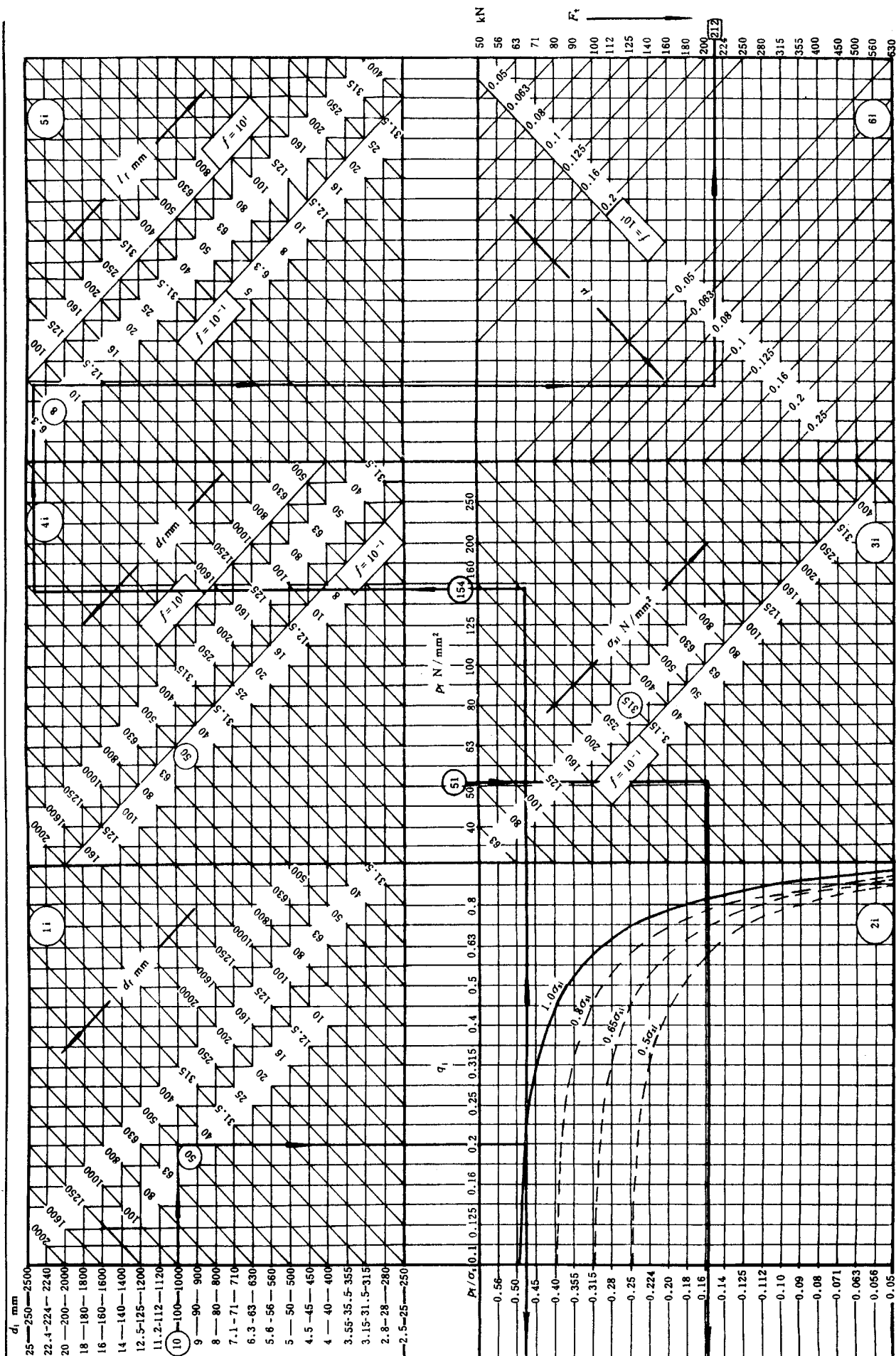


图 C2

图 C2-2

附录 D

实现过盈联结的一般要求

(参考件)

D.1 结构要求

D.1.1 过盈联结的结合长度 l_f ，一般不宜超过结合直径 d_f 的1.6倍，如结合长度过长，结合直径可制成阶梯形。

D.1.2 纵向过盈联结的被包容件应给出压入导向角，一般不超过 10° (图D1)。

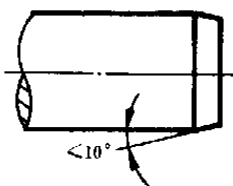


图 D1

D.1.3 为降低过盈联结两端的应力集中，在包容件或被包容件端部可采用卸荷槽、过渡圆弧等结构形式。

D.1.4 结合件材料相同时，为避免压入时发生粘着现象，包容件和被包容件的结合面应具有不同的硬度。

D.1.5 轴与盲孔的过盈联结应有排气孔。

D.2 联结前的准备工作

D.2.1 结合件的尺寸应使用符合GB 1957—81《光滑极限量规》规定的量规，或按GB 3177—82《光滑工件尺寸的检验》所规定的方法进行检验。

D.2.2 结合表面必须无污物、无腐蚀和无损伤。

D.3 纵向过盈联结的装配

D.3.1 压入前，结合面可根据联结要求均匀涂一薄层润滑油（不应含二硫化钼添加剂）。

D.3.2 压入时，要防止结合件的偏斜和纵向弯曲。

D.3.3 压入或压出速度通常不大于5 mm/s。

D.3.4 压装设备要有足够的压力吨位，约为压出力的2.5倍，压出力约为压入力的1.3~1.5倍。
压入力按下式计算：

$$P_{xi} = p_{f \max} \cdot \pi \cdot d_f \cdot l_f \cdot \mu$$

式中：

$$p_{f \max} = \frac{[\delta_{\max}]}{d_f \left(\frac{C_s}{E_s} + \frac{C_i}{E_i} \right)}$$

D.3.5 压入后应放置24h后再承受负荷。

D.4 横向过盈联结的装配

D.4.1 加热包容件

D.4.1.1 包容件加热时，要避免局部过热。

D.4.1.2 未经热处理的结合件, 加热温度一般应低于400℃; 经过热处理的结合件, 加热温度应低于回火温度。

D.4.1.3 热装的最小间隙, 一般可按表D1选取。

表 D1 热装的最小间隙

mm

结合直径 d_f	~ 3	3 ~ 6	6 ~ 10	10 ~ 18	18 ~ 30	30 ~ 50	50 ~ 80
最小间隙	0.003	0.006	0.010	0.018	0.030	0.050	0.059
结合直径 d_f	80 ~ 120	120 ~ 180	180 ~ 250	250 ~ 315	315 ~ 400	400 ~ 500	—
最小间隙	0.069	0.079	0.090	0.101	0.111	0.123	—

注: 表中 d_f 大于30mm的最小间隙系按间隙配合H7/g6的最大间隙列出。

D.4.1.4 包容件内径的热胀量 e_{it} 为过盈量与热装的最小间隙之和。

D.4.1.5 加热方式可按表D2确定。

表 D2

加 热 方 式	工 艺 特 点	适 用 范 围
环形喷嘴	要求同时使用数个喷嘴, 加热温度<350℃, 操作简便, 但包容件有偏斜、扭曲和局部过热的危险	适用于中型和大型的包容件
介质加热槽	沸水槽加热温度80~100℃, 蒸汽槽加热温度可达120℃, 热油槽加热温度90~320℃, 包容件热胀均匀	适用于过盈量较小的中、小型包容件, 对于结合面忌油的结合件可使用沸水或蒸汽槽加热; 对于结合面允许有油的结合件, 可使用热油槽加热
电阻或辐射加热	加热温度可达400℃以上, 热胀均匀, 表面洁净, 加热温度易于自动控制	适用于中、小型包容件, 大型包容件需专用设备, 成批生产中广泛使用
感应加热	加热温度可达400℃以上, 加热时间短, 调节温度方便, 热效率高	适用于过盈量较大的中型和大型包容件

D.4.1.6 包容件的加热温度可按图D2确定。

举例:

本标准附录B举例中, 包容件为钢件, $d_f = 50\text{mm}$, $[\delta_{\max}] = 0.086\text{mm}$, 若采用加热包容件的装配方式, 按表D1, 装热的最小间隙取0.05mm, 则 $e_{it} = 0.086 + 0.05 = 0.136\text{mm}$, 由图D2确定包容件的加热温度 $t = 250 \times 10^{-1} \times 10^1 = 250^\circ\text{C}$ 。

D.4.2 冷却被包容件

D.4.2.1 冷却的最小间隙, 一般可按表D1选取。

D.4.2.2 被包容件的冷却温度按下式计算:

$$t_{\text{冷}} = \frac{e_{it}}{\alpha \cdot d_f} ^\circ\text{C}$$

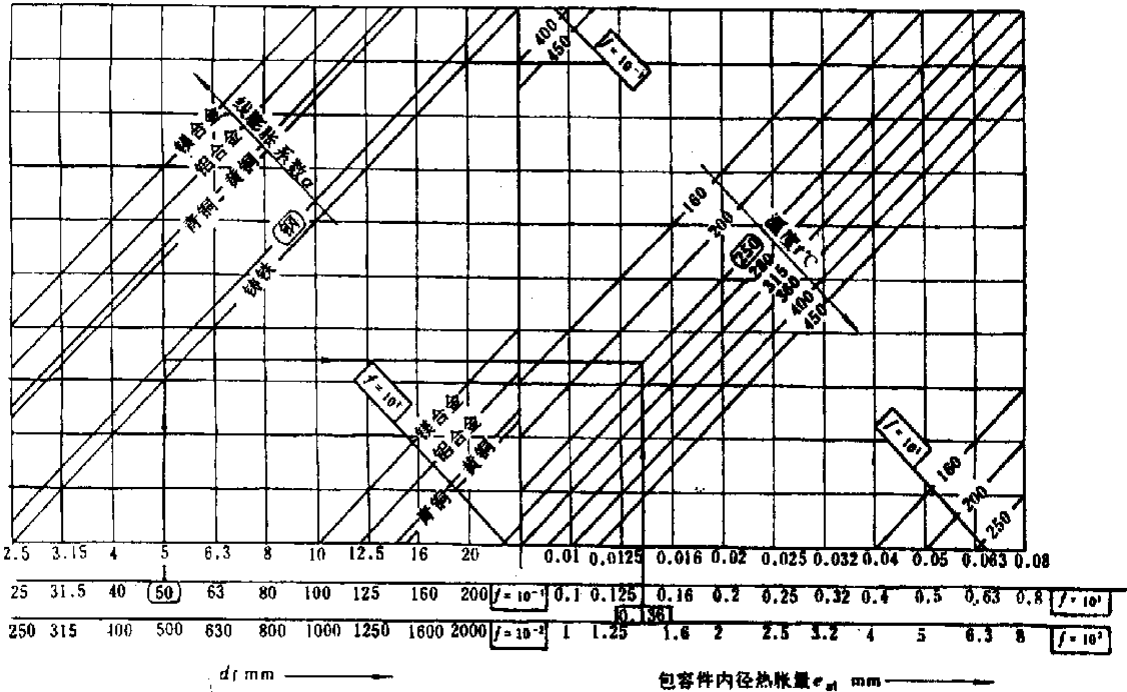
式中: e_{it} ——被包容件外径的冷缩量, 它等于包容件与被包容件的结合直径尺寸差的实测值与冷装的最小间隙之和。

α ——材料的线膨胀系数, 按表A3选取。

D.4.2.3 冷却方式可按表D3确定。

表 D3 冷却方式

冷却方式	工艺特点	适用范围
干冰冷却	可冷至-78.4℃, 操作简便	适用于过盈量较小的小型被包容件
低温箱冷却	可冷至-40~-140℃, 冷缩均匀, 表面洁净, 冷却温度易于自动控制, 生产效率高	适用于结合面精度高的被包容件
液氮冷却	可冷至-195.8℃, 冷缩时间短, 生产效率高	适用于过盈量较大的被包容件



注：计算结果应乘以图表中与所用各参数数列相对应的以10为底的幂。

图 D2 包容件加热温度的计算图

附加说明：

本标准由全国公差与配合标准化技术委员会提出，由机械工业部标准化研究所归口。

本标准由机械工业部标准化研究所、山东工业大学、第二重型机器厂、铁道部四方机车车辆工厂等单位负责起草。

本标准主要起草人俞汉清、李晓沛、许定奇、赵秉厚、张喜文。

本分册国家标准的使用性质及采用程度表

标准号 GB	使 用 性 质			采 用 程 度
	强制性	推荐性	转行标	
131—83	✓			等效 ISO 1302—1978
157—89		✓		等效 ISO 1119—1975
192—81	✓			
193—81	✓			
194—63	✓			
195—63	✓			
196—81	✓			
197—81	✓			
324—88	✓			等效 ISO 2553—1984
1031—83	✓			等效 ISO 468—1982
1167—74	✓			
1180—74	✓			
1181—74	✓			
1182—80	✓			
1183—80	✓			
1184—80		✓		
1414—78		✓		
1415—78		✓		
1570—90	✓			参照 ISO/R 775—1967
1800—79	✓			
1801—79		✓		
1802—79		✓		
1803—79		✓		
1804—79		✓		
1958—80		✓		

续 表

标准号 GB	使用性质			采用程度
	强制性	推荐性	转行标	
2298—91		✓		参照 ISO 2041—1990
2358—80		✓		
2515—81		✓		
2516—81		✓		
3505—83		✓		
4096—83		✓		参照 ISO 2538—1974
4133—84	✓			等同 ISO 5413—1976
4249—84		✓		参照 ISO 8015—1984
4380—84		✓		
4457.1—84		✓		参照 ISO 5457—1980
4457.2—84		✓		参照 ISO 5455—1979
4457.3—84		✓		参照 ISO 3098/ I —1974
4457.4—84		✓		等效 ISO 128—1982
4457.5—84	✓			
4458.1—84		✓		参照 ISO 128—1982
4458.2—84		✓		等效 ISO 6433—1981
4458.3—84		✓		
4458.4—84		✓		
4458.5—84		✓		等效 ISO 406—1982
4459.1—84	✓			等效 ISO 6410—1981
4459.2—84	✓			参照 ISO 2203—1973
4459.3—84	✓			
4459.4—84		✓		参照 ISO 2162—1973
4459.5—84	✓			等效 ISO 6411—1982
4460—84		✓		等效 ISO 3952/1.2—1981

续 表

标准号 GB	使用性质			采用程度
	强制性	推荐性	转行标	
4974-89		√		等效 ISO 5941-1979
5371-85		√		
6419-86		√		
10201-88		√		
11056-89		√		

机械卷二级类分册分布表

二级类号	内 容	所在分册	二级类号	内 容	所在分册
J01	技术管理	1	J53	车床	18
J04	基础标准与通用方法	1,2,3	J54	钻、镗、铣床	18
J05	结构要素	3	J55	磨床	18,19
J08	标志、包装、运输、贮存	3	J56	齿轮与螺纹加工机床	19
J09	卫生、安全、劳动保护	3	J57	插、拉、刨、锯床	19
J11	滚动轴承	3,4	J58	组合机床	19
J12	滑动轴承	4	J59	特种加工机床	19
J13	紧固件	4,5,6	J61	铸造设备	19
J15	管路附件	6,7	J62	锻压机械	19
J16	阀门	7,8	J64	焊接与切割设备	19
J17	齿轮与齿轮传动	8,9	J65	木工机床及机用工具	19
J18	链传动、皮带传动与键联结	9	J66	热处理设备	19
J19	联轴器、制动器与变速器	9,10	J71	泵	19,20
J20	液压与气动装置	10	J72	压缩机、风机	20,21
J21	润滑与润滑装置	10	J73	制冷设备	21
J22	密封与密封装置	10	J74	压力容器	21,22
J26	弹簧	10,11	J76	气体分离与液化设备	22
J27	操作件	11	J77	分离机械	22
J28	自动化物流装置	11	J78	真空技术与设备	22
J29	其他	11	J80	起重机械	22,23
J30	加工工艺综合	11	J81	输送机械	23
J31	铸造	11,12	J83	仓储设备、装卸机械	23,24
J32	锻压	12	J84	凿岩机械	24
J33	焊接与切割	12,13	J85	土方机械	24,25
J36	热处理	13	J86	水工机械	25
J40	工艺装备综合	13	J87	印刷机械	25
J41	刀具	13,14	J88	环境保护设备	25
J42	量具与量仪	14,15	J90	活塞式内燃机与其他动力设备 综合	25
J43	磨料与磨具	15	J91	内燃机与附属装置	25
J44	一般卡具	15,16	J92	机体与运动件	25
J45	组合卡具	16	J93	进、排气系统	25
J46	模具	16,17	J94	燃油供给系统	25,26
J47	手工工具	17	J95	润滑系统	26
J48	气动工具	17	J96	冷却系统与加热装置	26
J50	机床综合	17,18	J98	锅炉及其辅助设备	26
J51	机床辅具与附件	18			

机械卷各分册内容介绍表

分册号	内 容
1	技术管理(J01),基础标准与通用方法(J04)
2	基础标准与通用方法(J04)
3	基础标准与通用方法(J04),结构要素(J05),标志、包装、运输、贮存(J08),卫生、安全、劳动保护(J09),滚动轴承(J11)
4	滚动轴承(J11),滑动轴承(J12),紧固件(J13)
5	紧固件(J13)
6	紧固件(J13),管路附件(J15)
7	管路附件(J15),阀门(J16)
8	阀门(J16),齿轮与齿轮传动(J17)
9	齿轮与齿轮传动(J17),链传动、皮带传动与键联结(J18),联轴器、制动器与变速器(J19)
10	联轴器、制动器与变速器(J19),液压与气动装置(J20),润滑与润滑装置(J21),密封与密封装置(J22),弹簧(J26)
11	弹簧(J26),操作件(J27),自动化物流装置(J28),其他(J29),加工工艺综合(J30),铸造(J31)
12	铸造(J31),锻压(J32),焊接与切割(J33)
13	焊接与切割(J33),热处理(J36),工艺装备综合(J40),刀具(J41)
14	刀具(J41),量具与量仪(J42)
15	量具与量仪(J42),磨料与磨具(J43),一般卡具(J44)
16	一般卡具(J44),组合卡具(J45),模具(J46)
17	模具(J46),手工工具(J47),气动工具(J48),机床综合(J50)
18	机床综合(J50),机床辅具与附件(J52),车床(J53),钻、镗、铣床(J54),磨床(J55)
19	磨床(J55),齿轮与螺纹加工机床(J56),插、拉、刨、锯床(J57),组合机床(J58),特种加工机床(J59),铸造设备(J61),锻压机械(J62),焊接与切割设备(J64),木工机床及机用工具(J65),热处理设备(J66),泵(J71)
20	泵(J71),压缩机、风机(J72)
21	压缩机、风机(J72),制冷设备(J73),压力容器(J74)
22	压力容器(J74),气体分离与液化设备(J76),分离机械(J77),真空技术与设备(J78),起重机械(J80)
23	起重机械(J80),输送机械(J81),仓储设备、装卸机械(J83)
24	仓储设备、装卸机械(J83),凿岩机械(J84),土方机械(J85)
25	土方机械(J85),水工机械(J86),印刷机械(J87),环境保护设备(J88),活塞式内燃机与其他动力设备综合(J90),内燃机与附属装置(J91),机体与运动件(J92),进、排气系统(J93),燃油供给系统(J94)
26	燃油供给系统(J94),润滑系统(J95),冷却系统与加热装置(J96),锅炉及其辅助设备(J98)