



中华人民共和国国家标准

GB/T 39545.3—2020

闭式齿轮传动装置的零部件设计和选择 第3部分：轴和轮毂的无键配合连接

Design and selection of components for enclosed gear drives—
Part 3: Shaft-to-hub juncture with keyless fits

2020-12-14 发布

2021-10-01 实施

国家市场监督管理总局 发布
国家标准化管理委员会

目 次

前言	III
1 范围	1
2 规范性引用文件	1
3 术语和定义	1
4 符号	4
5 计算基础和设计注意事项	7
5.1 计算基础	7
5.2 设计注意事项	7
6 过盈连接的设计与校核	8
6.1 计算用转矩 T 、安全系数 K 和摩擦因数 μ	8
6.2 计算内容	8
6.3 传递载荷所需的最小过盈量计算	9
6.4 不产生塑性变形所允许的最大过盈量计算	11
6.5 圆柱过盈连接配合选择	12
6.6 圆锥过盈连接配合选择	12
6.7 对结合面的要求	16
6.8 过盈连接的校核	17
6.9 轮毂外径扩大量和轴内径缩小量的计算	17
6.10 安装和拆卸时的轴向压入力和压出力	18
6.11 液压安装和拆卸时所需的压力	18
6.12 轮毂应力	18
6.13 计算示例	19
7 纵向过盈连接的一般要求	19
7.1 结构要求	19
7.2 连接前的准备	21
7.3 纵向连接的装配	21
8 液压安装或拆卸的轮毂配置	21
8.1 注油口设计	21
8.2 O 型圈的配置设计	21
9 液压安装和拆卸设备	22
10 圆锥孔轮毂的检查、安装、固定和拆卸	23
10.1 接触检查	23
10.2 轮毂与轴的配合检查	23
10.3 安装	23
10.4 固定	27
10.5 拆卸	27

10.6 轮毂中的应力释放槽 27

11 圆柱孔轮毂的检查、安装和拆卸 27

11.1 检查 27

11.2 安装 27

11.3 拆卸 28

11.4 轮毂上的应力释放槽 28

附录 A (资料性附录) 过盈量计算中的若干系数 29

附录 B (资料性附录) 计算示例 32

附录 C (资料性附录) 开槽和液压装配孔的典型设计和尺寸 37

附录 D (资料性附录) 液压安装和拆卸设备 40

参考文献 43



前 言

GB/T 39545《闭式齿轮传动装置的零部件设计和选择》分为以下 5 个部分：

- 第 1 部分：通用零部件的设计和选择；
- 第 2 部分：轴和轮毂的键连接；
- 第 3 部分：轴和轮毂的无键配合连接；
- 第 4 部分：弹性联轴器平衡等级的选择；
- 第 5 部分：弹性联轴器的静态和动态特性。

本部分是 GB/T 39545 的第 3 部分。

本部分按照 GB/T 1.1—2009 给出的规则起草。

本部分由中国机械工业联合会提出。

本部分由全国减速机标准化技术委员会(SAC/TC 357)归口。

本部分起草单位：天津华建天恒传动有限责任公司、江苏泰隆减速机股份有限公司、沃德传动(天津)股份有限公司、太原理工大学、重庆大学、南京航空航天大学、郑州机械研究所有限公司、湖南华建恒创驱动技术有限公司、江苏省金象传动设备股份有限公司、北京新兴超越离合器有限公司。

本部分主要起草人：李钊刚、孙洪利、张绍明、孔霞、王铁、刘世军、魏静、赵颖、廖明建、王永慧、武志斐、张瑞亮、鲍和云、陆凤霞、朱如鹏、殷平、蔡云龙、陈永洪、付勇、董建峰、孔庆堂、朱自成。

闭式齿轮传动装置的零部件设计和选择

第3部分:轴和轮毂的无键配合连接

1 范围

GB/T 39545 的本部分规定了闭式齿轮传动装置的轴和轮毂的无键配合连接(以下简称过盈连接)的术语和定义,符号,计算基础与设计注意事项,过盈连接的设计与校核,纵向过盈连接的一般要求,液压安装或拆卸的轮毂配置,液压安装和拆卸设备,圆锥孔轮毂的检查、安装、固定和拆卸,圆柱孔轮毂的检查、安装和拆卸。

本部分适用于金属材料的直齿轮、斜齿轮、人字齿轮、锥齿轮和蜗杆等形式的一般工业用闭式齿轮传动装置采用圆锥孔及圆柱孔时的轴与轮毂的过盈连接,不适用于轴上带有键槽、花键、非整体轮毂或多边形孔轮毂的连接。

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 1800.1 产品几何技术规范(GPS) 线性尺寸公差 ISO 代号体系 第1部分:公差、偏差和配合的基础 (ISO 286-1:2010, MOD)

GB/T 1800.2 产品几何技术规范(GPS) 线性尺寸公差 ISO 代号体系 第2部分:标准公差带代号和孔、轴的极限偏差表 (ISO 286-2:2010, MOD)

GB/T 11334—2005 产品几何量技术规范(GPS) 圆锥公差

GB/T 12360—2005 产品几何量技术规范(GPS) 圆锥配合

3 术语和定义

下列术语和定义适用于本文件。

3.1

无键配合连接 **juncture with keyless fits**

不带键的过盈配合连接。

3.2

过盈量 **amount of interference**

δ

配合直径处被包容件外径与包容件内径之差。

注1:本标准的轮毂是包容件,轴是被包容件。在以后的叙述中,一般都采用术语“轮毂”和“轴”,而不再采用“包容件”和“被包容件”。

注2:改写 GB/T 5371—2004,定义 3.1。

3.3

过盈连接 **interference juncture**

利用过盈量使轴和轮毂形成的固定结构的连接方式。

注:改写 GB/T 5371—2004,定义 3.3。

3.4

纵向过盈连接 lengthways interference juncture

用压入法实现的过盈连接。

[GB/T 5371—2004, 定义 3.3.1]

3.5

横向过盈连接 transverse interference juncture

用胀缩法实现的过盈连接。

[GB/T 5371—2004, 定义 3.3.2]

3.6

结合面 conjuncture surface

在过盈连接中, 轴和轮毂相接触的有效表面。

注: 改写 GB/T 5371—2004, 定义 3.4。

3.7

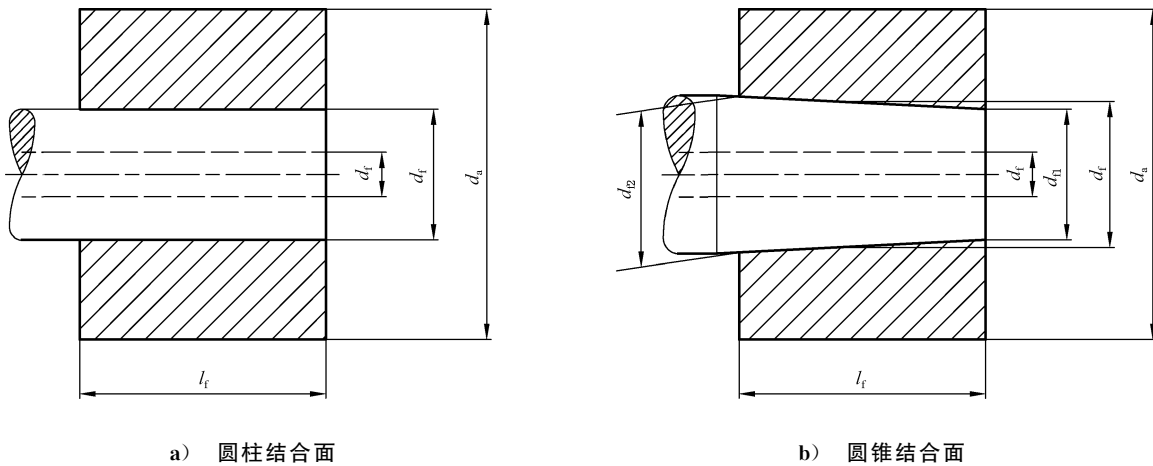
结合面直径 conjuncture diameter

d_f

轴和轮毂结合面的公称直径。

注 1: 结合面直径 d_f 及相关尺寸见图 1。

注 2: 改写 GB/T 5371—2004, 定义 3.5。



说明:

d_f ——对圆锥结合面, 结合面直径 $d_f = (d_{f1} + d_{f2})/2$, 单位为毫米(mm);

d_{f1} ——圆锥结合面小端有效直径, 单位为毫米(mm);

d_{f2} ——圆锥结合面大端有效直径, 单位为毫米(mm);

d_a ——轮毂外径, 单位为毫米(mm);

d_i ——轴内径, 单位为毫米(mm)。

图 1 轴与轮毂的过盈连接

3.8

结合面长度 conjuncture length

l_f

轴和轮毂结合面的有效长度(见图 1)。

注: 改写 GB/T 5371—2004, 定义 3.6。

3.9

直径比 diameter ratio q

相配合的轴和轮毂各自的小直径与大直径之比。分为轮毂直径比 q_a 和轴直径比 q_i 。

轮毂的直径比: $q_a = d_f / d_a$ 。

轴的直径比: $q_i = d_i / d_f$, 实心轴时 $q_i = 0$ 。

注: 改写 GB/T 5371—2004, 定义 3.7。

3.10

压平深度 press depth S

表面粗糙度被压平的深度(见图 2), S_a 和 S_i 分别表示轮毂和轴结合面的表面粗糙度 Ra 被压平部分的深度。

注: 改写 GB/T 5371—2004, 定义 3.9。

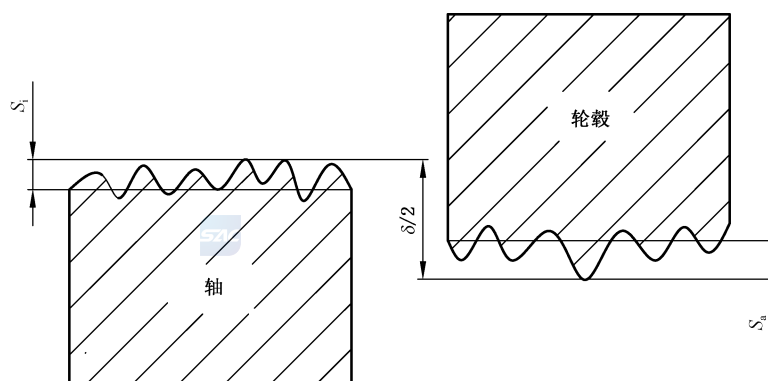


图 2 压平深度

3.11

因旋转产生的过盈损失量 loss of interference amount due to rotation δ_c

在旋转状态下, 由于离心力引起的过盈损失量。

3.12

结合压应力 compressive stress on juncture surface p_f

作用在轴与轮毂结合面上的径向挤压应力。

注: 改写 GB/T 5371—2004, 定义 3.11。

3.13

直径变化量 variation of diameter e

由于结合压应力而使相配合的轮毂、轴直径变化的量, 分为轮毂直径变化量 e_a 和轴直径变化量 e_i 。其中轮毂直径变化量 e_a 为轮毂内径的扩大量, 轴直径变化量 e_i 为轴外径的缩小量。

注: 改写 GB/T 5371—2004, 定义 3.12。

3.14

有效过盈量 effective amount of interference δ_e

在轴与轮毂的过盈连接中起作用的过盈量, 其值等于轮毂直径变化量 e_a 和轴直径变化量 e_i 之和。

注: 改写 GB/T 5371—2004, 定义 3.13。

3.15

压入压力 **press-in force** P_{xi}

在实现轴与轮毂纵向过盈连接的过程中施加的最大轴向力。

注：改写 GB/T 5371—2004，定义 3.14。

3.16

压出压力 **press-out force** F_{xe}

在拆卸过盈连接的轴与轮毂过程中施加的最大轴向力。

注：改写 GB/T 5371—2004，定义 3.15。

3.17

过盈率 **interference ratio** i

单位轴径上的过盈量，其值等于过盈量 δ 与结合面直径 d_f 的比值。

3.18

轴向位移值 **axial displacement** D_a

与圆锥结合面通过轴向推动的方式产生的过盈配合量对应的轴向位移值。

注：改写 GB/T 12360—2005，定义 3.1.2.7。

3.19

结构型圆锥过盈配合 **construction type cone interference**

由圆锥结构确定内、外圆锥之间的装配位置的过盈配合。

3.20

轴向位移型圆锥过盈配合 **axial displacement construction type cone interference**

内、外圆锥在装配时通过一定的轴向位移实现的过盈配合。

4 符号

表 1 所列的符号适用于本文件。

表 1 符号

符 号	术 语	单 位	首次使用
a	塑性材料的轮毂应力系数	—	式(13)
b	脆性材料的轮毂应力系数	—	式(14)
C	锥度	—	6.6.1
C_a	轮毂直径比特性系数	—	式(9)
C_i	轴直径比特性系数	—	式(11)
c	轴的应力系数	—	式(16)
D_a	轴向位移值	mm	3.18
$D_{a\max}$	最大位移值	mm	式(27)
$D_{a\min}$	最小位移值	mm	式(26)

表 1 (续)

符 号	术 语	单 位	首次使用
d_a	轮毂外径	mm	3.7
d_f	结合面直径	mm	3.7
d_{f1}	圆锥结合面小端有效直径	mm	3.7
d_{f2}	圆锥结合面大端有效直径	mm	3.7
d_i	轴内径	mm	3.7
E_a	轮毂弹性模量	MPa	式(9)
E_i	轴弹性模量	MPa	式(11)
$e_{a\max}$	轮毂不产生塑性变形所允许的最大直径变化量	mm	式(20)
$e_{a\min}$	轮毂传递载荷所需的最小直径变化量	mm	式(8)
$e_{i\max}$	轴不产生塑性变形所允许的最大直径变化量	mm	式(20)
$e_{i\min}$	轴传递载荷所需的最小直径变化量	mm	式(8)
e_{it}	轴外径的冷缩量	mm	式(50)
F_t	连接件不产生塑性变形结合面传递的圆周力	N	式(19)
$F_{t\min}$	结合面传递的最小圆周力	N	式(31)
F_{tx}	结合面传递的圆周力和轴向力的合力	N	式(3)
F_x	结合面传递的轴向力	N	式(2)
i	过盈率	—	3.17
K	最小安全系数	—	6.1.2
l_f	结合面长度	mm	3.7
l_e	导向长度	mm	式(48)
n	转速	r/min	式(6)
p_1	最大过盈配合引起的液压安装或拆卸轮毂的计算压应力	MPa	式(41)
p_2	液压安装或拆卸轮毂时轮毂孔的最大建议压力	MPa	式(42)
P_{xe}	过盈连接拆卸时的轴向压出力	N	3.16
P_{xi}	过盈连接安装时的轴向压入力	N	3.15
$p_{f\max}$	连接件不产生塑性变形所允许的最大结合压应力	MPa	6.4.3
$p_{fa\max}$	轮毂不产生塑性变形所允许的最大结合压应力	MPa	式(13)
$p_{fi\max}$	轴不产生塑性变形所允许的最大结合压应力	MPa	式(16)
$p_{f\min}$	传递载荷所需的最小结合压应力	MPa	式(1)
$[p_{f\max}]$	配合选定后的最大结合压应力	MPa	式(33)
q_a	轮毂直径比	—	3.9
q_i	轴直径比	—	3.9
Ra	以轮廓算术平均偏差表示的表面粗糙度	μm	3.10
R_m	材料的抗拉强度	MPa	式(14)

表 1 (续)

符 号	术 语	单 位	首次使用
R_p	材料的屈服强度,对低碳钢取 R_{eL} ;对中碳钢为 R_p ;对淬火后,中、低温回火钢和铸铁规定为非比例延伸强度 $R_{p0.2}$ 。 R_{pa} :轮毂材料的屈服强度, R_{pi} :轴材料的屈服强度	MPa	式(13)
S_a	轮毂压平深度	mm	3.10
S_d	单位轴径的位移值	mm/mm	式(25)
S_i	轴压平深度	mm	3.10
T	需传递的最大峰值转矩(计算用转矩)	N·m	6.1.1
T_E	位移值公差	mm	式(28)
T_{min}	配合选定后能传递的最小负载转矩	N·m	式(30)
t	装配时的环境温度	℃	式(49)
t_2	轮毂所需膨胀量的加热温度或轴所需冷缩量的冷却温度	℃	式(49)
α_a	轮毂的线膨胀系数	1/℃	6.5.3
α_i	轴的线膨胀系数	1/℃	6.5.3
Δ	热装最小间隙	mm	式(49)
δ	过盈量	mm	3.2
δ_b	基本过盈量	mm	6.5.3
$\delta_{e\max}$	连接件不产生塑性变形所允许的最大有效过盈量	mm	式(20)
$\delta_{e\min}$	接连件传递载荷所需的最小有效过盈量	mm	式(5)
δ_c	因旋转引起的过盈损失量	mm	3.11
δ_{\min}	过盈连接需要的最小过盈量	mm	式(5)
Δd_a	轮毂外径扩大量	mm	式(35)
Δd_i	轴内径缩小量	mm	式(36)
μ	摩擦因数	—	6.1.3
μ_1	油压安装和拆卸时的摩擦因数	—	式(39)
ν_a	轮毂材料的泊松比	—	式(10)
ν_i	轴材料的泊松比	—	式(12)
ρ_a	轮毂材料的密度	kg/m ³	式(6)
ρ_i	轴材料的密度	kg/m ³	6.3.2
σ_{amax}	配合选定后轮毂的最大应力	MPa	式(32)
σ_{imax}	配合选定后轴的最大应力	MPa	式(34)
σ_{max}	液压安装或拆卸引起的轮毂最大应力	MPa	式(43)
σ_R	旋转时过盈配合引起的轮毂孔的径向应力	MPa	式(44)
σ_{rot}	旋转时轮毂中的复合应力	MPa	式(44)
σ_{RV}	因旋转速度引起的轮毂径向应力	MPa	式(44)
σ_T	已安装轮毂中的最大周向应力	MPa	式(44)
σ_v	因旋转速度引起的轮毂周向应力	MPa	式(44)
注:除另有说明外,表中符号再加下标“a”表示轮毂,“i”表示轴;带括号[]的符号是选定配合后的量。			

5 计算基础和设计注意事项

5.1 计算基础

本计算以两个简单厚壁圆筒在弹性范围内的过盈连接为计算基础。弹性范围系指轮毂和轴由于结合力而产生的变形与应力呈线性关系,亦即连接件的应力低于其材料的屈服强度(R_p)。

计算的假定条件为:

- a) 轴与轮毂处于平面应力状态,轴向应力 $\sigma_x=0$;
- b) 轴与轮毂在结合长度上的结合压应力为常数;
- c) 材料的弹性模量为常数;
- d) 计算的强度理论按剪切能量理论。

5.2 设计注意事项

图 3~图 7 的截面图中轮毂压力和应力的公式是按轮毂截面基本均匀,轮毂外径按截面的最小外径计算。

当齿轮为轮毂时,轮毂外径应按齿根圆直径计算。

当轮毂具有多个外径尺寸(如图 3 所示)时,轮毂可以分成若干段截面,每段截面的许用转矩单独计算。总许用转矩是各段截面许用转矩的总和。

进行应力和安装压力计算时,应分析不同的轮毂结构是否对计算产生影响。如:图 4 的齿轮截面影响轮毂的许用转矩和结合压应力、图 5 的端面法兰不影响轮毂的许用转矩和结合压应力、图 6 的中间法兰影响轮毂的许用转矩和结合压应力、图 7 带 O 型圈的轮毂只能按照两个 O 型圈之间的有效长度作为结合面长度。

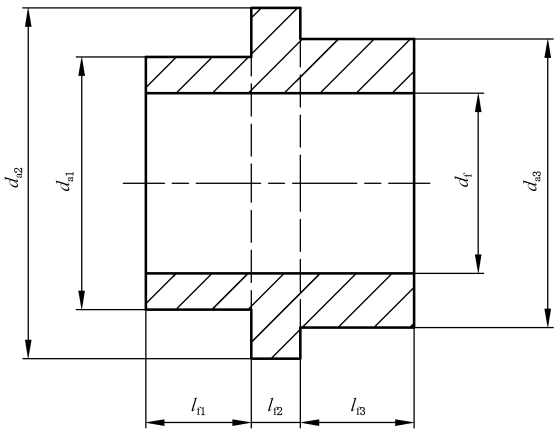


图 3 多个截面的轮毂

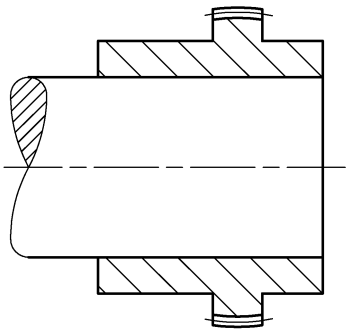


图 4 带齿轮的轮毂

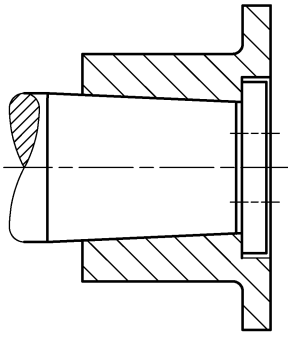


图5 带端面法兰的轮毂

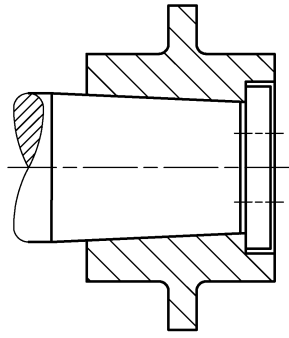


图6 带中间法兰的轮毂

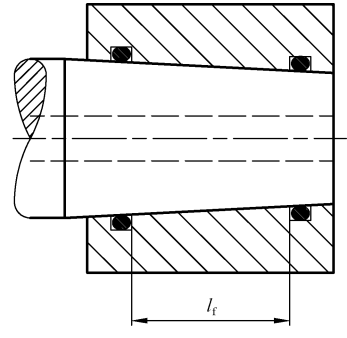


图7 带O型圈的轮毂

6 过盈连接的设计与校核

6.1 计算用转矩 T 、安全系数 K 和摩擦因数 μ

6.1.1 计算用转矩 T

把需传递的最大峰值转矩作为计算用转矩 T 。

6.1.2 最小安全系数 K

轮毂和轴配合的许用设计转矩是轮毂尺寸、过盈量、轮毂和轴材料、离心膨胀和摩擦因数的函数。

安全系数 K 表示许用设计转矩与需传递的最大峰值转矩之比。

当需传递的最大峰值转矩可清晰界定且摩擦因素取值可靠时,可取最小安全系数 $K=1.15$ 。

当需传递的最大峰值转矩不能清晰界定时,应加大最小安全系数;如果摩擦因数取值可靠,可根据连接的重要程度取 $K=1.2\sim 1.3$;如不能确切判断摩擦因数取值的可靠性,则应进一步加大最小安全系数值。最小安全系数的取值还应充分考虑工作机的工况特性和相似应用的经验值。

6.1.3 摩擦因数 μ

轴与轮毂之间过盈连接的摩擦因数 μ 的大小,与表面洁净度、油品、接触区、表面粗糙度和加载速率等因素直接相关。

附录 A 给出了过盈连接计算中若干系数的值。

过盈连接的摩擦因数见表 A.1。表中的摩擦因数适用于纵向连接和横向连接传递载荷(圆周力和轴向力)的计算。

圆柱纵向过盈连接压入时的摩擦因数见表 A.2,要求连接后 24 h 才能施加载荷。该表的摩擦因数适用于圆柱纵向过盈连接安装和拆卸时的轴向压入力和压出力的计算。

表中数值仅为参考值,属于安全数值,可以经试验验证后用试验数值替代。

6.2 计算内容

过盈连接的各项计算均以满足轮毂和轴的接合安全传递指定转矩为设计原则。这些计算包括以下内容:

- 传递载荷所需的最小过盈量;
- 不产生塑性变形所允许的最大过盈量;
- 配合的选择;

- d) 过盈连接的校核;
- e) 轮毂外径扩大量和轴内径缩小量的计算;
- f) 安装和拆卸时的轴向压入力和压出力;
- g) 液压安装和拆卸时所需的压力;
- h) 轮毂应力。

6.3 传递载荷所需的最小过盈量计算

6.3.1 传递载荷所需的最小结合压应力 p_{fmin}

只传递转矩时,最小结合压应力 p_{fmin} 按式(1)计算。

$$p_{fmin} = \frac{2\,000TK}{\pi d_f^2 l_f \mu} \dots\dots\dots (1)$$

式中:

p_{fmin} ——传递载荷所需的最小结合压应力,单位为兆帕(MPa);

T ——需传递的最大峰值转矩,单位为牛米(N·m);

K ——最小安全系数;

d_f ——结合面直径,单位为毫米(mm);

l_f ——结合面长度,单位为毫米(mm);

μ ——摩擦因数,表 A.1 给出参考值。

只承受轴向力时,最小结合压应力按式(2)计算。

$$p_{fmin} = \frac{F_x K}{\pi d_f l_f \mu} \dots\dots\dots (2)$$

式中:

F_x ——结合面承受的轴向力,单位为牛(N)。

同时传递转矩和承受轴向力时,结合面上的合力按式(3)计算、最小结合压应力按式(4)计算。

$$F_{tx} = \sqrt{F_x^2 + \left(\frac{2\,000T}{d_f}\right)^2} \dots\dots\dots (3)$$

式中:

F_{tx} ——结合面传递的圆周力和轴向力的合力,单位为牛(N)。

$$p_{fmin} = \frac{F_{tx} K}{\pi d_f l_f \mu} \dots\dots\dots (4)$$

6.3.2 过盈连接需要的最小过盈量 δ_{min}

过盈连接需要的最小过盈量 δ_{min} 按式(5)计算。

$$\delta_{min} = \delta_{e\,min} + 2(S_a + S_i) + \delta_c \dots\dots\dots (5)$$

式中:

δ_{min} ——过盈连接需要的最小过盈量,单位为毫米(mm);

$\delta_{e\,min}$ ——连接件传递载荷所需的最小有效过盈量,单位为毫米(mm),按式(8)计算;

S_a ——轮毂的压平深度,单位为毫米(mm), $S_a = 0.001\,6\,Ra_a$, Ra_a 为轮毂孔表面粗糙度,单位为微米(μm);

S_i ——轴的压平深度,单位为毫米(mm), $S_i = 0.001\,6\,Ra_i$, Ra_i 为轴表面粗糙度,单位为微米(μm);

δ_c ——因旋转引起的过盈损失量,单位为毫米(mm),按式(6)计算。

$$\delta_c = 3.42 \times 10^{-16} \rho_a n^2 (3 + \nu_a) (d_a^2 - d_f^2) \left[\frac{d_f}{E_a} \left(\frac{d_a^2 + d_f^2}{d_a^2 - d_f^2} + \nu_a \right) + \frac{d_f}{E_i} \left(\frac{d_f^2 + d_i^2}{d_f^2 - d_i^2} - \nu_i \right) \right] \quad \dots\dots (6)$$

式中:

ρ_a —— 轮毂的材料密度,单位为千克每立方米(kg/m³);

n —— 转速,单位为转每分(r/min);

d_a —— 轮毂外径,单位为毫米(mm);

d_i —— 轮毂内径,单位为毫米(mm);

E_a —— 轮毂材料的弹性模量,单位为兆帕(MPa);

E_i —— 轴材料的弹性模量,单位为兆帕(MPa);

ν_a —— 轮毂材料的泊松比;

ν_i —— 轴材料的泊松比。

对于实心轴($d_i=0$),当轮毂和轴的都是钢,且弹性模量相等($E_a=E_i=207\ 000$ MPa)、密度相等($\rho_a=\rho_i=7\ 830$ kg/m³)、泊松比相等($\nu_a=\nu_i=0.3$)时,式(6)简化成式(7)。

$$\delta_c = 8.55 \times 10^{-17} n^2 d_a^2 d_f \quad \dots\dots\dots (7)$$

6.3.3 连接件传递载荷所需的最小有效过盈量 $\delta_{e\min}$

连接件传递载荷所需的最小有效过盈量 $\delta_{e\min}$ 按式(8)计算。

$$\delta_{e\min} = e_{a\min} + e_{i\min} \quad \dots\dots\dots (8)$$

式中:

$\delta_{e\min}$ —— 连接件传递载荷所需的最小有效过盈量,单位为毫米(mm);

$e_{a\min}$ —— 轮毂传递载荷所需的最小直径变化量,单位为毫米(mm),按式(9)计算;

$e_{i\min}$ —— 轴传递载荷所需的最小直径变化量,单位为毫米(mm),按式(11)计算。

$$e_{a\min} = p_{f\min} \frac{d_f}{E_a} C_a \quad \dots\dots\dots (9)$$

式中:

E_a —— 轮毂弹性模量,单位为兆帕(MPa);

C_a —— 轮毂直径比特性系数,按式(10)计算,也可以从表 A.4 中查出。

$$C_a = \frac{1 + q_a^2}{1 - q_a^2} + \nu_a \quad \dots\dots\dots (10)$$

式中:

q_a —— 轮毂直径比;

ν_a —— 轮毂材料的泊松比。

$$e_{i\min} = p_{f\min} \frac{d_f}{E_i} C_i \quad \dots\dots\dots (11)$$

式中:

E_i —— 轴弹性模量,单位为兆帕(MPa);

C_i —— 轴直径比特性系数,按式(12)计算,也可以从表 A.4 中查出。

$$C_i = \frac{1 + q_i^2}{1 - q_i^2} - \nu_i \quad \dots\dots\dots (12)$$

式中:

q_i —— 轴直径比;

ν_i —— 轴材料的泊松比。

6.4 不产生塑性变形所允许的最大过盈量计算

6.4.1 轮毂不产生塑性变形所允许的最大结合压应力,按式(13)计算,对于脆性材料按式(14)计算。

$$p_{fa\max} = aR_{pa} \quad \dots\dots\dots (13)$$

式中:

$p_{fa\max}$ ——轮毂不产生塑性变形所允许的最大结合压应力,单位为兆帕(MPa);

R_{pa} ——轮毂材料的屈服强度,单位为兆帕(MPa);

$$p_{fa\max} = b \frac{R_{ma}}{f} \quad \dots\dots\dots (14)$$

式中:

R_{ma} ——轮毂材料的抗拉强度,单位为兆帕(MPa);

f ——数值, $f=2\sim 3$;

a 、 b ——分别为塑性材料的轮毂应力系数和脆性材料的轮毂应力系数,按式(15)计算值,也可从图 A.1 查取。

$$a = \frac{1 - q_a^2}{\sqrt{3 + q_a^4}}, b = \frac{1 - q_a^2}{1 + q_a^2} \quad \dots\dots\dots (15)$$

6.4.2 轴不产生塑性变形所允许的最大结合压应力按式(16)计算,对于脆性材料按式(17)计算。

$$p_{fi\max} = cR_{pi} \quad \dots\dots\dots (16)$$

式中:

$p_{fi\max}$ ——轴不产生塑性变形所允许的最大结合压应力,单位为兆帕(MPa);

c ——轴的应力系数,可按式(18)计算,也可以从图 A.1 查取,对于实心轴 $c=0.5$ 。

R_{pi} ——轴材料的屈服强度,单位为兆帕(MPa);

$$p_{fi\max} = c \frac{R_{mi}}{f} \quad \dots\dots\dots (17)$$

式中:

R_{mi} ——轴材料的抗拉强度,单位为兆帕(MPa);

$$c = \frac{1 - q_i^2}{2} \quad \dots\dots\dots (18)$$

6.4.3 连接件不产生塑性变形所允许的最大结合压应力 $p_{f\max}$,取 $p_{fa\max}$ 和 $p_{fi\max}$ 中较小者。

6.4.4 连接件不产生塑性变形结合面传递的圆周力,按式(19)计算。

$$F_t = p_{f\max} \pi d_f l_f \mu \quad \dots\dots\dots (19)$$

式中:

F_t ——连接件不产生塑性变形结合面传递的圆周力,单位为牛(N)。

6.4.5 连接件不产生塑性变形所允许的最大有效过盈量,按式(20)计算。

$$\delta_{e\max} = e_{a\max} + e_{i\max} \quad \dots\dots\dots (20)$$

式中:

$\delta_{e\max}$ ——连接件不产生塑性变形所允许的最大有效过盈量,单位为毫米(mm)。

$e_{a\max}$ ——轮毂不产生塑性变形所允许的最大直径变化量,单位为毫米(mm),按式(21)计算。

$e_{i\max}$ ——轴不产生塑性变形所允许的最大直径变化量,单位为毫米(mm),按式(22)计算。

$$e_{a\max} = p_{f\max} \frac{d_f}{E_a} C_a \quad \dots\dots\dots (21)$$

$$e_{i\max} = p_{f\max} \frac{d_f}{E_i} C_i \quad \dots\dots\dots (22)$$

6.5 圆柱过盈连接配合选择

6.5.1 过盈配合按 GB/T 1800.1 和 GB/T 1800.2 的规定选择。

6.5.2 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) 保证过盈连接传递给定的负荷

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

b) 保证连接件不产生塑性变形

$$[\delta_{\max}] < \delta_{e\max}。$$

6.5.3 配合的选择步骤:

a) 初选基本过盈量 δ_b :

1) 一般情况,可取

$$\delta_b \approx \frac{\delta_{\min} + \delta_{e\max}}{2};$$

2) 当要求有较多的连接强度贮备时,可取

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

3) 当要求有较多的连接件材料强度贮备时,可取

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

b) 根据初选的基本过盈量 δ_b 和结合直径 d_f ,由图 8 查出配合的基本偏差代号;

c) 根据基本偏差代号和 $\delta_{e\max}$ 、 δ_{\min} ,由 GB/T 1800.1 和 GB/T 1800.2 确定选用的配合和孔、轴公差带;

d) 最小过盈量 δ_{\min} 还应考虑轮毂和轴材料的膨胀系数不同或工作温度不同对过盈量的影响。温差引起的过盈量变化可按下式计算。

$$\delta_t = [\alpha_i(t_i - t_e) - \alpha_a(t_a - t_e)] d_f$$

式中:

δ_t ——温差引起的过盈量变化值,单位为毫米(mm);

α_a ——轮毂的线膨胀系数,单位为每摄氏度($1/^\circ\text{C}$);

α_i ——轴的线膨胀系数,单位为每摄氏度($1/^\circ\text{C}$);

t_a ——轮毂工作温度,单位为摄氏度($^\circ\text{C}$);

t_i ——轴工作温度,单位为摄氏度($^\circ\text{C}$);

t_e ——工作环境温度,单位为摄氏度($^\circ\text{C}$)。

6.6 圆锥过盈连接配合选择

6.6.1 锥度 C 、过盈率 i 和轴向位移值 D_a

6.6.1.1 锥度 C

锥度 C 是单位长度的直径变化率。

公制锥度用比率来表示,例如:1:30 表示为 1 除以 30 等于 0.033 3。

如果锥度用圆锥角的度数表示时, $C = \frac{\alpha}{180^\circ}$

式中:

α ——圆锥角,单位为度($^\circ$)。

锥度的设计值可参考 GB/T 1570 选取 1:10,也可以选取别的锥度值。

6.6.1.2 过盈率 i

可以用过盈率 i 来表示轴径上的过盈量,按式(23)计算。

$$i = \frac{\delta}{d_{f2}}$$

.....(23)

式中:

- i ——过盈率;
 - δ ——过盈量,单位为毫米(mm);
 - d_{f2} ——圆锥结合面为圆锥大端有效直径,圆柱结合面 $d_{f2}=d_f$,单位为毫米(mm)。
- 过盈率推荐范围为 0.001~0.002 5,轮毂材料的选择应适应过盈率施加的应力。

6.6.1.3 轴向位移值 D_a

锥形孔轮毂应在轴上有适当位移值,以产生传递转矩所需要的过盈量。位移值可按式(24)分别对 δ_{min} 和 δ_{max} 计算,以确定允许的范围。

$$D_a = \frac{\delta}{c} \quad \text{或} \quad D_a = \frac{i d_{f2}}{c}$$

.....(24)

式中:

- D_a ——轴向位移值,单位为毫米(mm);
- δ ——过盈量,单位为毫米(mm);
- C ——锥度。

表 2 给出了各种锥度在各种过盈率下所需的单位轴径的位移值 S_d 。

示例:

- $\delta=0.36$ mm;
- $d_{f2}=180$ mm;
- $C=1:20$;
- $i=0.36/180=0.002$;
- $D_a=0.36/(1/20)=7.2$ mm。

也可以由已知的 C 和 i 按表 2 查得单位轴径的位移值 $S_d=0.04$ mm/mm,代入式(25),得 $D_a=0.04\times180=7.2$ mm 的位移值。

$$D_a = S_d d_{f2}$$

.....(25)

式中:

S_d ——单位轴径的位移值,单位为毫米每毫米(mm/mm)。

表 2 单位轴径的位移值 S_d 与指定直径锥度的过盈率 i

轴径锥度	单位轴径的位移值 $S_d/(mm/mm)$		
	0.001 0 过盈率	0.002 0 过盈率	0.002 5 过盈率
1 : 10=0.100 0	0.010 0	0.020 0	0.025 0
1 : 16=0.062 5	0.016 0	0.032 0	0.040 0
1 : 20=0.050 0	0.020 0	0.040 0	0.050 0
1 : 24=0.041 7	0.024 0	0.048 0	0.060 0
1 : 30=0.033 3	0.030 0	0.060 0	0.075 0
1 : 50=0.020 0	0.050 0	0.100 0	0.125 0

6.6.2 圆锥过盈连接配合选择

6.6.2.1 圆锥过盈连接公差选择

过盈配合连接件的圆锥公差按 GB/T 11334—2005 中 4.2a) 给出, 即给出圆锥角 α (或锥度 C) 的理论值和圆锥直径公差 T_D 。由 T_D 确定两个极限圆锥。此时, 圆锥角误差和形状误差均应在极限圆锥所限定的区域内。

当圆锥角公差、圆锥的形状公差有更高的要求时, 可再给出圆锥角公差 AT 、圆锥的形状公差 T_F 。此时 AT 和 T_F 仅占 T_D 的一部分。

6.6.2.2 圆锥过盈连接配合选择的要求

选出圆锥过盈连接的配合, 其最大的过盈量 $[\delta_{\max}]$ 和最小的过盈量 $[\delta_{\min}]$ 应满足下列要求:

- a) 保证过盈连接传递给定的负荷

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

- b) 保证连接件不产生塑性变形

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

6.6.2.3 圆锥过盈连接配合选择步骤

6.6.2.3.1 结构型圆锥过盈配合

结构型圆锥过盈配合选择步骤如下:

- a) 确定配合基准制, 推荐优先选用基孔制;

- b) 初选基本过盈量 δ_b :

- 1) 一般情况下, 可取

$$\delta_b \approx \frac{\delta_{\min} + \delta_{e \max}}{2};$$

- 2) 当要求有较多的连接强度储备时, 可取

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

- 3) 当要求有较多的连接件材料强度储备时, 可取

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

- c) 按初选的基本过盈量 δ_b 和以基本圆锥直径 (一般取圆锥大端直径) 为基本尺寸 (结合直径 $d_1 = d_{f2}$), 由图 8 查出配合的基本偏差代号;

- d) 按查出的基本偏差代号, 基本圆锥直径和 $\delta_{e \max}$ 、 δ_{\min} , 由 GB/T 1800.1 确定选用的配合和内、外圆锥直径公差带;

- e) 最小过盈量 δ_{\min} 还应考虑轮毂和轴材料的膨胀系数不同或工作温度不同对过盈量的影响, 见 6.5.3 d)。

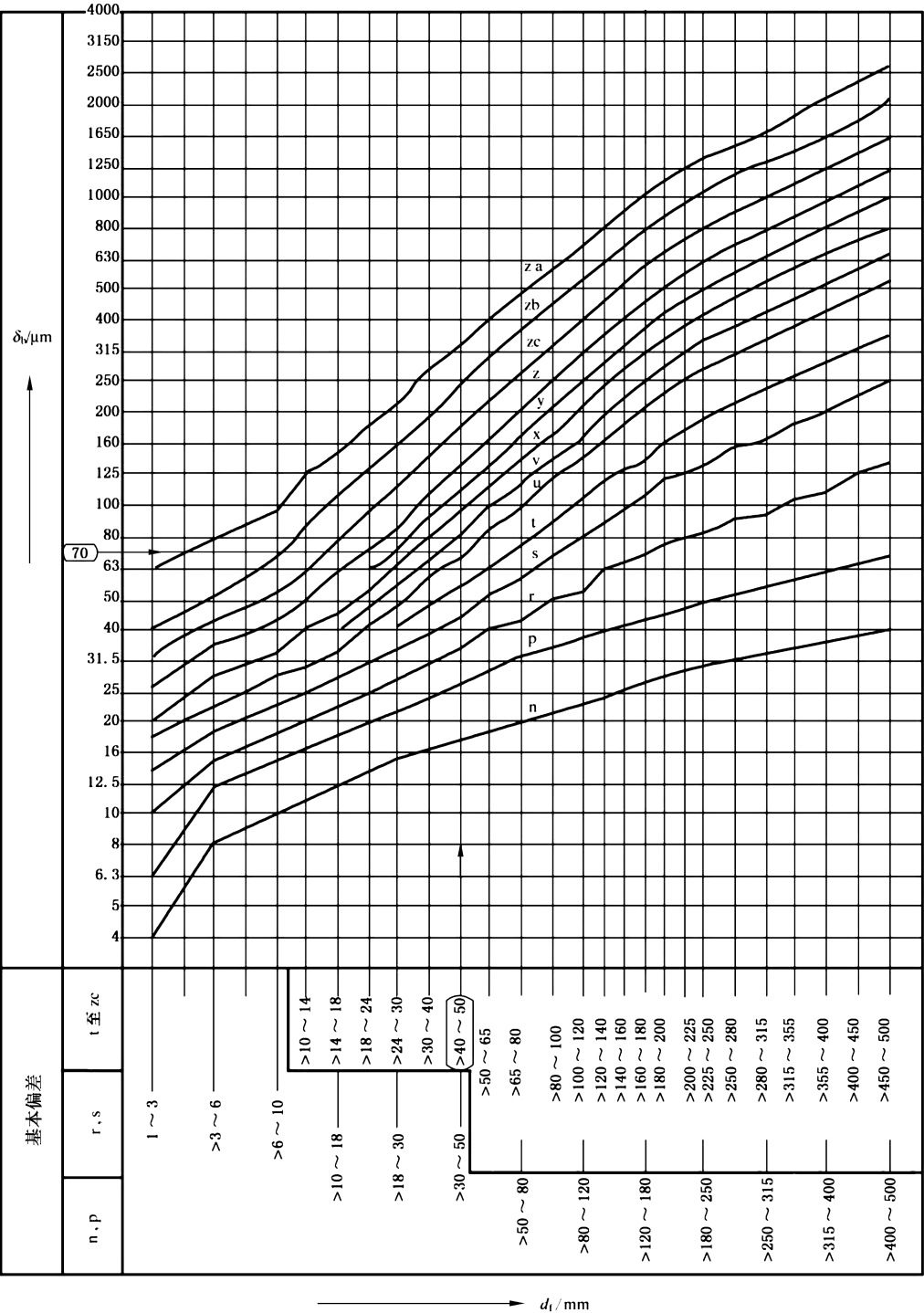


图 8 配合的基本偏差代号

6.6.2.3.2 轴向位移型圆锥过盈配合

轴向位移型圆锥过盈配合选择步骤如下：

- a) 确定内、外圆锥直径公差带，其基本偏差推荐选用 H、h、JS、js，公差等级按 GB/T 1800.2 选取；
- b) 对有基面距要求的圆锥过盈配合，应根据基面距的尺寸公差要求，按 GB/T 12360—2005 附录 C 计算选取内、外圆锥直径的公差带；

- c) 按 GB/T 1800.1 给出的极限过盈量(或自行确定)选取配合的最大过盈量 $[\delta_{\max}]$ 和最小的过盈量 $[\delta_{\min}]$;
- d) 按式(26)、式(27)和式(28)计算轴向位移极限值 $D_{a\min}$ 、 $D_{a\max}$ 和公差 T_E 。

$$D_{a\min} = \frac{1}{C} [\delta_{\min}] \quad \dots\dots\dots (26)$$

式中:

$D_{a\min}$ ——最小位移值,单位为毫米(mm);

C ——锥度;

$[\delta_{\min}]$ ——选定配合后的最小过盈量,单位为毫米(mm)。

$$D_{a\max} = \frac{1}{C} [\delta_{\max}] \quad \dots\dots\dots (27)$$

式中:

$D_{a\max}$ ——最大位移值,单位为毫米(mm);

$[\delta_{\max}]$ ——选定配合后的最大过盈量,单位为毫米(mm)。

$$T_E = D_{a\max} - D_{a\min} \quad \dots\dots\dots (28)$$

式中:

T_E ——位移值公差,单位为毫米(mm)。

6.7 对结合面的要求



6.7.1 适用范围

本要求适用于没有其他约定的情况。

6.7.2 尺寸要求

尺寸公差应符合 GB/T 1800.1、GB/T 1800.2 的规定。

- a) 对轮毂孔, $d_f \leq 500$ mm 时,取 H7;

$d_f > 500$ mm 时,取 H8。

- b) 对轴, $d_f \leq 500$ mm 时,取 h6;

$d_f > 500$ mm 时,取 h7。

圆锥尺寸公差按大端直径标注。

圆柱度约为直径尺寸公差的 1/3,图纸应注明对圆柱度的要求。

6.7.3 表面粗糙度要求

表面粗糙度应符合以下规定:

- a) 对轮毂孔, $d_f \leq 500$ mm 时, $Ra = 1.6 \mu\text{m}$;

$d_f > 500$ mm 时, $Ra = 3.2 \mu\text{m}$ 。

- b) 对轴, $d_f \leq 500$ mm 时, $Ra = 0.8 \mu\text{m}$;

$d_f > 500$ mm 时, $Ra = 1.6 \mu\text{m}$ 。

6.7.4 接触率要求

圆锥面接触率应不低于 80%。

6.8 过盈连接的校核

6.8.1 配合选定后的最小结合压应力按式(29)计算。

$$[p_{f \min}] = \frac{[\delta_{\min}] - 2(S_a + S_i)}{d_f \left(\frac{C_a}{E_a} + \frac{C_i}{E_i} \right)} \quad \dots\dots\dots (29)$$

式中:

 $[p_{f \min}]$ ——配合选定后的最小结合压应力,单位为兆帕(MPa), $[p_{f \min}] > p_{f \min}$; $[\delta_{\min}]$ ——配合选定后的最小过盈量,单位为毫米(mm)。

6.8.2 配合选定后能传递的最小负载转矩按式(30)计算。

$$T_{\min} = \frac{[p_{f \min}] \pi d_f^2 l_f \mu}{2} \quad \dots\dots\dots (30)$$

式中:

 T_{\min} ——配合选定后能传递的最小负载转矩,单位为牛米(N·m), $T_{\min} > T$ 。

6.8.3 配合选定后结合面传递的最小圆周力,按式(31)计算。

$$F_{t \min} = [p_{f \min}] \pi d_f l_f \mu \quad \dots\dots\dots (31)$$

式中:

 $F_{t \min}$ ——配合选定后结合面传递的最小圆周力,单位为牛(N)。

6.8.4 配合选定后轮毂最大应力,按式(32)计算。

$$\sigma_{a \max} = \frac{[p_{f \max}]}{a} \quad \dots\dots\dots (32)$$

式中:

 $\sigma_{a \max}$ ——配合选定后轮毂的最大应力,单位为兆帕(MPa), $\sigma_{a \max}$ 应限制在所选择材料屈服强度的90%以内,即 $\sigma_{a \max} < 0.9 R_{pa}$ 。 $[p_{f \max}]$ ——配合选定后的最大结合压应力,单位为兆帕(MPa),按式(33)计算, $[p_{f \max}] < p_{f \max}$ 。

$$[p_{f \max}] = \frac{[\delta_{\max}]}{d_f \left(\frac{C_a}{E_a} + \frac{C_i}{E_i} \right)} \quad \dots\dots\dots (33)$$

6.8.5 配合选定后轴的最大应力,按式(34)计算。

$$\sigma_{i \max} = \frac{[p_{f \max}]}{c} \quad \dots\dots\dots (34)$$

式中:

 $\sigma_{i \max}$ ——配合选定后轴的最大应力,单位为兆帕(MPa), $\sigma_{i \max} < 0.9 R_{pi}$; c ——轴的应力系数。

6.9 轮毂外径扩大量和轴内径缩小量的计算

需要时可按式(35)和式(36)计算轮毂外径扩大量和轴内径缩小量,计算时 p_f 取 $[p_{f \max}]$ 或 $[p_{f \min}]$ 。

$$\Delta d_a = \frac{2 p_f d_a q_a^2}{E_a (1 - q_a^2)} \quad \dots\dots\dots (35)$$

式中:

 Δd_a ——轮毂外径扩大量,单位为毫米(mm)。

$$\Delta d_i = \frac{2 p_f d_i}{E_i (1 - q_i^2)} \quad \dots\dots\dots (36)$$

式中:

Δd_i ——轴内径缩小量,单位为毫米(mm)。

6.10 安装和拆卸时的轴向压入力和压出力

6.10.1 圆柱过盈连接安装时的轴向压入力按式(37)计算,拆卸时的轴向压出力按式(38)计算。

$$P_{xi} = [p_{f \max}] \pi d_f l_f \mu \quad \dots\dots\dots (37)$$

式中:

P_{xi} ——过盈连接安装时的轴向压入力,单位为牛(N);

μ ——摩擦因数,表 A.2 给出参考值。

$$P_{xe} = (1.3 \sim 1.5) P_{xi} \quad \dots\dots\dots (38)$$

式中:

P_{xe} ——过盈连接拆卸时的轴向压出力,单位为牛(N)。

6.10.2 圆锥过盈连接安装时的轴向压入力按式(39)计算,拆卸时的轴向压出力按式(40)计算。

$$P_{xi} = 1.1 [p_{f \max}] \pi d_f l_f \left(\mu_1 + \frac{c}{2} \right) \quad \dots\dots\dots (39)$$

式中:

μ_1 ——油压安装和拆卸时的摩擦因数,推荐 $\mu_1 = 0.02$,当 $\left(\mu_1 - \frac{c}{2} \right)$ 出现负数时,其压力为负值。

应注意采取安全措施,防止弹出。

$$P_{xe} = 1.1 [p_{f \max}] \pi d_f l_f \left(\mu_1 - \frac{c}{2} \right) \quad \dots\dots\dots (40)$$

6.11 液压安装和拆卸时所需的压力

6.11.1 最大过盈配合引起安装拆卸轮毂结合面处的计算压应力 p_1

液压安装或拆卸轮毂的计算压应力 p_1 是基于最大过盈配合时轮毂孔处产生的压应力,即按式(33)计算求得的配合选定后的最大结合压应力 $[p_{f \max}]$, $p_1 = [p_{f \max}]$ 。

对于实心轴($d_i = 0$),当轮毂和轴材料相同时, p_1 也可按式(41)计算。

$$p_1 = \frac{E_a [\delta_{\max}]}{2 d_f} (1 - q_a^2) \quad \dots\dots\dots (41)$$

式中:

p_1 ——最大过盈配合引起的液压安装或拆卸轮毂的计算压应力,单位为兆帕(MPa)。

6.11.2 液压安装或拆卸轮毂时轮毂孔的最大建议压力 p_2

液压安装或拆卸轮毂时所需的孔中的最大建议压力 p_2 稍大于计算值 p_1 ,可按式(42)计算。

$$p_2 = 1.1 p_1 \quad \dots\dots\dots (42)$$

式中:

p_2 ——液压安装或拆卸轮毂时轮毂孔的最大建议压力,单位为兆帕(MPa)。

对于横截面不均匀的轮毂,需要进行更严格的分析。

6.12 轮毂应力

6.12.1 液压安装或拆卸时的轮毂应力 σ_{\max}

轮毂材料必须能够承受安装或拆卸轮毂时产生的最大应力。

液压安装或拆卸引起的轮毂最大应力 σ_{\max} 可按式(43)计算。

$$\sigma_{\max} = \frac{P_2}{a} \quad \dots\dots\dots (43)$$

式中:

σ_{\max} ——液压安装或拆卸引起的轮毂最大应力,单位为兆帕(MPa)。

安装或拆卸引起的最大应力应限制至所选择材料屈服强度的 90%,即 $\sigma_{\max} < 0.9 R_{pa}$ 。

6.12.2 旋转时轮毂的复合应力 σ_{rot}

轮毂材料必须能够承受操作过程中产生的复合应力。

对每个轮毂截面可按式(44)计算旋转时轮毂中的复合应力 σ_{rot} 。

$$\sigma_{\text{rot}} = \sqrt{(\sigma_T + \sigma_V)^2 + (\sigma_R + \sigma_{RV})^2 - (\sigma_T + \sigma_V)(\sigma_R + \sigma_{RV})} \quad \dots\dots\dots (44)$$

式中:

σ_{rot} ——旋转时轮毂中的复合应力,单位为兆帕(MPa);

σ_T ——已安装轮毂中的最大周向应力,包括因旋转产生的损失,单位为兆帕(MPa),可按式(45)计算;

σ_V ——因旋转速度引起的轮毂周向应力,单位为兆帕(MPa),可按式(46)计算;

σ_R ——旋转时过盈配合引起的轮毂孔的径向应力,单位为兆帕(MPa),以具有中心孔的均匀厚度的均匀圆盘为基础,可按式(47)计算;

σ_{RV} ——因旋转速度引起的轮毂径向应力,单位为兆帕(MPa),以具有中心孔的均匀厚度的均匀圆盘为基础, $\sigma_{RV} \approx 0$ 。

$$\sigma_T = \frac{E_a ([\delta_{e \max}] - \delta_c) (1 + q_a^2)}{2 d_f} \quad \dots\dots\dots (45)$$

$$\sigma_V = 6.85 \times 10^{-16} \rho_a n^2 [(3 + \nu_a) d_a^2 + (1 - \nu_a) d_f^2] \quad \dots\dots\dots (46)$$

$$\sigma_R = \frac{-E_a ([\delta_{e \max}] - \delta_c) (1 - q_a^2)}{2 d_f} \quad \dots\dots\dots (47)$$

式中:

δ_c ——因旋转引起的过盈损失量,单位为毫米(mm)。

旋转时轮毂中的复合应力限制至所选择材料屈服强度的 90%,即 $\sigma_{\text{rot}} < 0.9 R_{pa}$ 。

6.13 计算示例

参见附录 B。

7 纵向过盈连接的一般要求

7.1 结构要求

轴与轮毂连接的结构要求如下:

- 连接件表面不应出现锐棱过渡,轴或轮毂应给出压入导向角(图 9),导向角 α 最大不超过 5° ,推荐把压入导向角设置在轴上。导向长度 l_e 可按式(48)计算,也可按表 3 选取。

$$l_e \approx \sqrt[3]{d_f} \quad \dots\dots\dots (48)$$

式中:

l_e ——导向长度,单位为毫米(mm)。

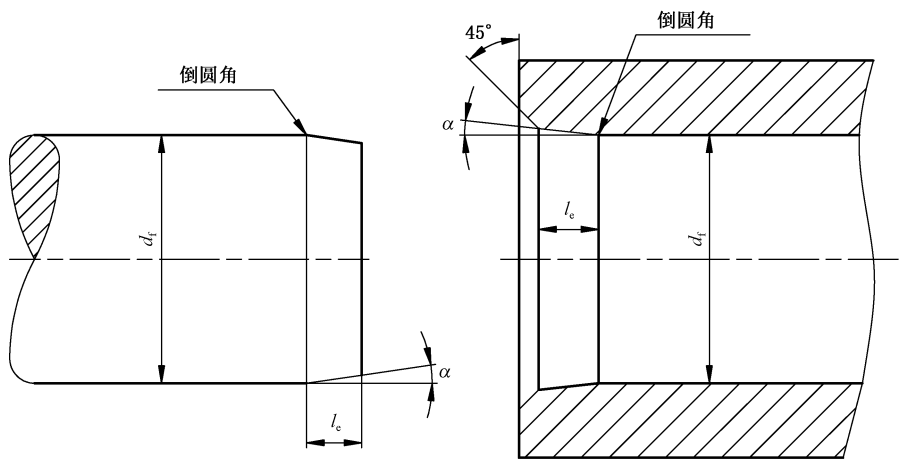


图 9 压入导向角

表 3 导向长度 l_e 单位为毫米

d_f	l_e	d_f	l_e
$>50\sim80$	4	$>400\sim630$	8
$>80\sim160$	5	$>630\sim800$	9
$>160\sim250$	6	$>800\sim1\,000$	10
$>250\sim400$	7	$>1\,000$	10

b) 设计时应采取措施降低连接端部的应力集中,较常用的方式是在轴或轮毂上设计应力释放槽和倒圆角等结构,典型的应力释放槽如图 10 所示,具体设计可参见附录 C 的 C.6。

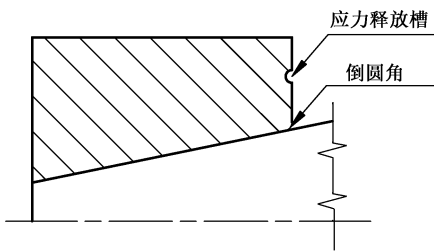


图 10 应力释放槽示意图

- c) 连接件材料相同时,为了避免压入时发生粘着现象,轴和轮毂的结合面应具有不同的硬度。
- d) 轴与轮毂的盲孔过盈连接应有排气孔(图 11)。
- e) 结构上应考虑实际位置的界限,便于装拆设备的轴向连接。

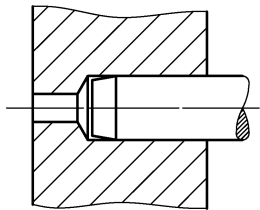


图 11 底部带有排气孔示意图

7.2 连接前的准备

连接前应做如下准备：

- a) 连接件结合面的尺寸精度和粗糙度的检查；
- b) 结合面应无污物，无腐蚀，无损伤；
- c) 压装设备的准备和检查。

7.3 纵向连接的装配

纵向连接的装配注意事项：

- a) 压入前，整个结合面应均匀涂一薄层润滑油（除非工作文件允许外，不应含二硫化钼添加剂）；
- b) 压入时，要防止连接件的偏斜、纵向弯曲和错位；
- c) 压入或压出的速度要缓慢，可通过控制不超过 5 mm/s 的压入速度和足够大的压力来避免滑蹭现象；
- d) 装拆设备要有足够的压力（约 2.5 倍压出力），安装时的压入力和拆卸时的压出力对不同应用可按式(37)～式(40)计算；
- e) 压入后，应放置 24 h 后才能施加载荷。

8 液压安装或拆卸的轮毂配置

8.1 注油口设计

压力油应注入到轴与轮毂的结合面之间。注油口通常设计在轴的端面(图 12)或轮毂的外圆柱面上(图 13)。根据轮毂的孔径大小和长度，可能需要采用一个或多个注油口和开槽[图 13a)、图 13b)]。阶梯轴的注油口位置如图 13c)所示。采用圆锥形轴时，注油口优先选择在轴的端面上(图 12)。

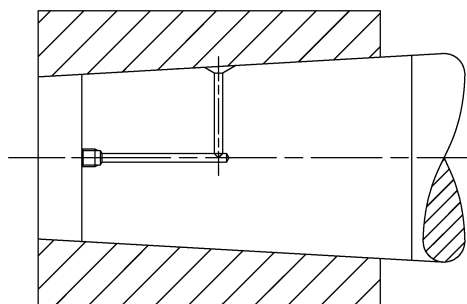
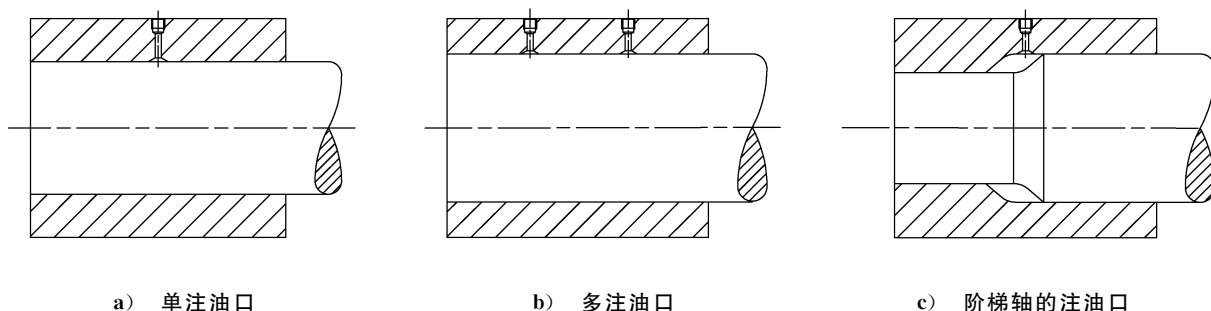


图 12 轴端面上的注油口



a) 单注油口

b) 多注油口

c) 阶梯轴的注油口

图 13 轮毂外圆柱面上的注油孔示意图

注油口的典型设计参见附录 C。

8.2 O 型圈的配置设计

液压安装或拆卸轮毂时通常使用 O 型圈。当热安装时、或液压拆卸横截面基本均匀的轮毂时不需要使用 O 型圈。

O 型圈可在安装或拆卸轮毂时维持液压油的压力。常见 O 型圈有三种配置(见图 14)。图 14a)配置为沟槽分别设计在轮毂和轴上,且轴上的沟槽位于轴的小端;图 14b)配置为沟槽全部在轮毂上,推荐优先选择图 14a)配置。当需要使用图 14b)配置的结构时,为保证轮毂刚进入装配时和加压时不损伤 O 型圈,小端的凹槽与轴端的距离要比图 14a)更远一些。为防止 O 型圈单向受挤压后破坏,可选用图 14c)配置——O 型圈配置挡环的密封结构形式,挡环的位置应设计在非液压侧。

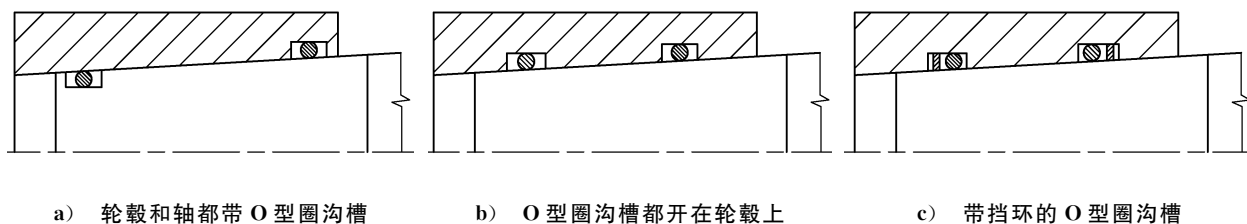


图 14 O 型圈沟槽位置

9 液压安装和拆卸设备

液压安装和拆卸设备的典型机构如图 15 所示,大多数机构都包含用于轮毂胀扩的高压油供油部分,及在轮毂胀扩时将轮毂从轴中沿轴向推出的低压油供油部分。实际应用有多种不同设计和模块可供选择,参见附录 D。

由于用于轮毂胀扩的液压设备为高压设备,需要配置特殊高压管道和配件。操作时,应严格遵守安全操作规程,确保人身和设备安全。

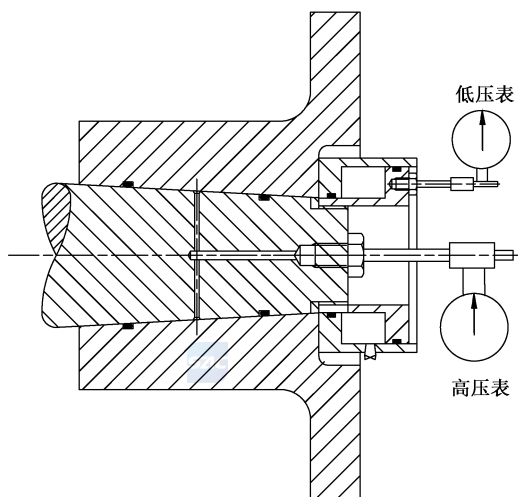


图 15 典型的液压安装拆卸机构

10 圆锥孔轮毂的检查、安装、固定和拆卸

10.1 接触检查

应使用锥度量规(即锥度塞规与锥度环规)来检查轮毂和轴的锥度。步骤如下:

- a) 确保锥度量规在校准范围内,且工件和量规状况良好,即没有任何刀痕、缺口、毛边或其他伤;
- b) 应使用溶剂彻底清洗待检查的工件和量规,并晾干,去除所有纤维、污垢、油膜和其他异物;
- c) 锥度接触区的检查一般采用涂色法,在量规或工件锥度部位的轴向上均匀地涂抹接触斑着色剂(CT1 之类的红油或蓝油或其他涂料),涂层不含棉绒、条纹和块状物,膜层应透明、表面的金属色清晰可见;
- d) 将量规小心地与工件贴合,在量规与工件完全接触之前不得相互摩擦。可以通过在垂直方向上快速推动或轻轻地将量规放在水平位置的工件上(距离不能超过锥度长度的 25%),或者使用掌根、锤柄、垫黄铜片或铜棒轻敲量规来完成。小心地取出量规,避免摩擦工件造成接触区印痕畸变;
- e) 检查工件上的接触区,接触应均匀、面积应不低于 80%才能认定为合格,除非图纸另有说明。

10.2 轮毂与轴的配合检查

轮毂孔与轴之间的接触面积非常关键,应按 10.1 的规程说明进行涂色检查。对不同的应用工况,应不低于 80%面积的接触率,否则应再加工或用专用工具研磨。不应将轮毂搭接在水平放置轴上,以防接触印痕形成台阶,造成轮毂与轴接触不合格。

当发生轮毂与轴不匹配的情况时,应首先检查接触区的情况。如果发现接触不良或接触面积不充分,需要分别检查轮毂和轴,并根据需要进行维修或更换。

10.3 安装

10.3.1 准备和测量初始位置

轮毂的安装和拆卸应制定并严格遵守安全生产规程。

在设备制造商未提供安装程序情况下,推荐采用本部分给出的以下安装规程。

准备和测量初始位置应按以下规程:

- a) 使用溶剂清洁轴和孔,清除配合表面的污垢、油渍、涂抹接触用涂料或防腐剂。检查是否有毛边、刻痕或划痕,必要时用百洁布等适当的打磨用具打磨平整;
- b) 在不使用 O 型圈和挡圈的结构中,小心地将轮毂装于轴上(两者温度应相同),并用软锤轻轻敲击,使之完全贴合。此即为轮毂位移的初始位置。使用深度规来测量并记录此位置(见图 16);
- c) 应在安装过程中检测轮毂的位移值变化情况,因为不能在安装过程中对悬挂的轮毂实施监控,可在轮毂上使用千分表等量具测量或在轴上使用止动环来测量(见图 17);
- d) 应在拆卸轮毂之前建立好轮毂的位移值变化情况的监控方法;
- e) 从轴上拆下轮毂。

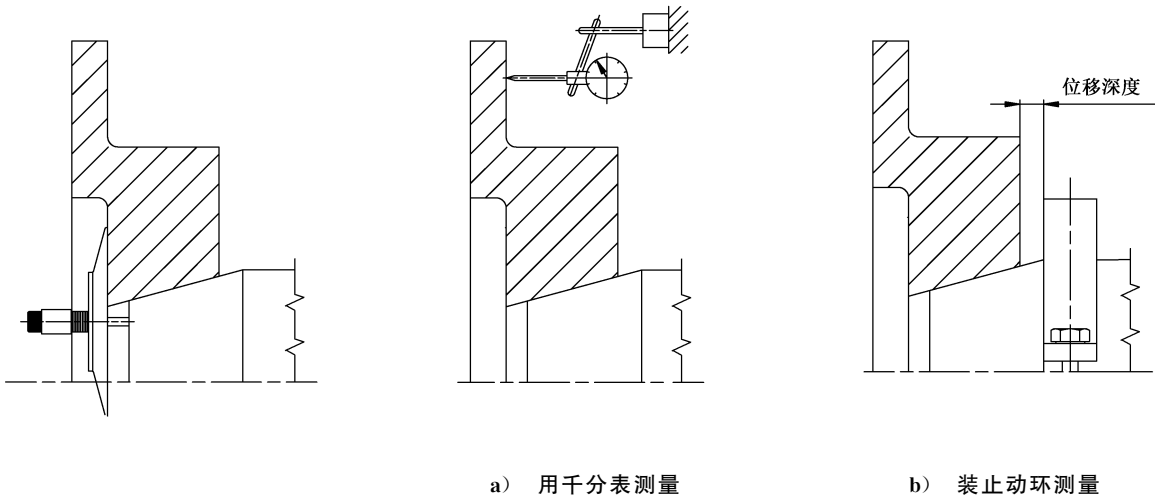


图 16 初始位置测量

图 17 轮毂推进量的测量

10.3.2 液压法

采用液压法安装轮毂规程如下：

- a) 应使用可在结合面处产生(2~5)倍的 p_2 压力的液压安装拆卸设备[p_2 为安装或拆卸轮毂时轮毂所需的最大建议压力,按式(42)计算]。增压泵、管路、连接孔等油路部分应保持清洁,连接面需无破损(纵向无划痕,更不能有裂纹);
- b) 检查 O 型圈和挡圈是否存在划痕、切口等,必要时加以更换;
- c) 在轴和 O 型圈上均匀地涂覆与液压系统中相同的油脂,确保没有污染物;
- d) 将 O 型圈和挡圈安装在轴和轮毂相应的沟槽中,挡圈应位于 O 型圈受力的外侧;
- e) 在轴上细心安装轮毂到位,不允许在安装过程中挤压或切割 O 型圈和挡圈;
为尽量减小轴与轮毂之间产生倾斜、偏移等不同心偏差,可以使用水平仪、高度仪或铅垂线等工具进行校准;
- f) 安装液压系统的有关组件,并将液压泵装置与高低压管路连接。(参见附录 D);
- g) 启动高压泵,开始缓慢升压。对不带 O 型圈的连接结构,当高压升至轮毂刚好浮于油膜上时要缓慢打开拉伸器组件中的压力(低压管路);
- h) 继续提高高压泵的压力,直至轮毂刚好浮于液压油膜上,仪表读数控制在 70 MPa~100 MPa 之间(或指定的数值)。检查是否有泄漏,必要时紧固已经松动的配件或更换密封组件。此阶段必须确保仪表上的压力值稳定;
- i) 在高压泵的增压过程中,要监测高压表的读数。随着轮毂位移,高压表的读数逐渐增加。如果加压时轮毂的轴向位移量没有相应增加,应立刻停止加压,检查轮毂或轴是否被卡住,检查压力值不能低于 70 MPa~100 MPa。制造商规定了轮毂安全承受的最大许用压力;
继续加压,直到轮毂达到最终位置。如果在轮毂到达最终位置之前,高压表的读数就已达到最大规定压力值,应缓慢打开高压阀,并释放一些液压油脂(泄压),然后继续推进,直至轮毂到达最终位置;
- j) 当轮毂达到预定的最终位置后,需释放轮毂的胀扩压力(高压管路)。释放压力后拆下液压管路和接头;
- k) 在高压释放压力之后需要等待一段时间(约 1 h),以使油脂从轮毂与轴的结合面处排出。
再缓慢释放拉伸器组件中的压力(低压管路),以检查轮毂是否有轴向移动。如果随着压力下

降轮毂开始滑动,则应保压一段时间,然后再重试。在保压等待期间,可释放更多的油脂;

- l) 拆下液压系统和相应的组件;
- m) 检验轮毂的位移量并与初始状态进行比较,确保操作符合要求;
- n) 安装轴向固定装置(见图 18);

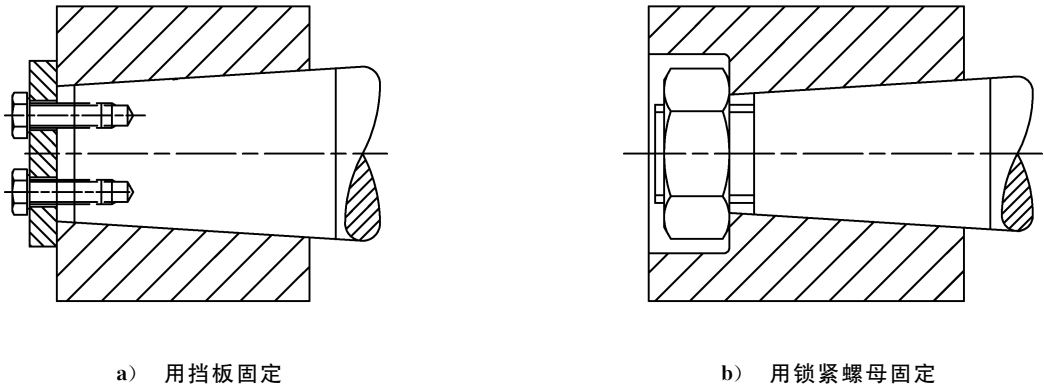


图 18 轴向锁紧装置示意图

- o) 在轮毂运转和施加转矩之前,应有足够的时间排出所有剩余的液压油。为了避免轮毂在轴上滑动,此排放时间应大于 12 h(主要取决于施加的转矩值与计算所得允许转矩值之间的余量)。

10.3.3 温差法

10.3.3.1 注意事项

可根据材料特性,采用加热轮毂或冷却轴方法来安装轮毂。当过盈量过大时,可并用这两种方法。轮毂加热和轴冷却应注意事项:

- a) 应选用合适的加热方式和装备,加热应整体温度均匀、避免局部过热;
- b) 加热不应引起材料组织和性能发生改变,经过热处理的材料不应高于回火温度,不同材料的最高允许加热温度见表 4;
- c) 轴冷却可采用二氧化碳干冰(沸点 $-78.4\text{ }^{\circ}\text{C}$)或液氮(沸点 $-195.8\text{ }^{\circ}\text{C}$);
- d) 装配前轴和轮毂结合直径温差产生的间隙除了应大于最大过盈量 $[\delta_{\max}]$ 外,还应有一定的额外间隙 Δ (即热装最小间隙),以防止装配过程中连接件结合面粘着。单件生产时,推荐取 $\Delta=0.001 d_f$;使用工装装配时, Δ 可取更小的值,一般可按表 5 中的数值选取。

热装最小间隙还应考虑冷却速度、结合装配过程的时间长短进行调整。

表 4 不同材料的最高允许加热温度

轮毂材料	最高加热温度/ $^{\circ}\text{C}$
碳素结构钢,铸钢,球墨铸铁(未经热处理)	350
调质钢,调质铸钢	300
表面硬化钢	230
特殊硬化钢,高(强度)调质钢	200

表 5 热装最小间隙 Δ

单位为毫米

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

注：表中 d_f 大于 50 mm 的 Δ 值按间隙配合 H7/g6 的最大间隙列出。

10.3.3.2 加热温度和冷却温度计算

10.3.3.2.1 采用加热轮毂法安装轮毂

在轮毂安装之前,只对轮毂进行加热,轮毂所需的膨胀加热温度按式(49)计算。

$$t_2 = \frac{[\delta_{\max}] + \Delta}{\alpha_a d_f} + t \quad \dots\dots\dots (49)$$

式中:

t_2 —— 轮毂所需膨胀量的加热温度,单位为摄氏度($^{\circ}\text{C}$);

Δ —— 热装最小间隙,单位为毫米(mm);

t —— 装配时的环境温度,单位为摄氏度($^{\circ}\text{C}$);

α_a —— 轮毂的线膨胀系数,单位为每摄氏度($1/^{\circ}\text{C}$)。

采用式(49)时,轴的温度应和环境温度相同。

10.3.3.2.2 采用轴冷却法安装轮毂

根据需要可以只对轴进行冷却,轴冷却温度 t_2 按式(50)计算。

$$t_2 = \frac{e_{it}}{\alpha_i d_f} + t \quad \dots\dots\dots (50)$$

式中:

e_{it} —— 轴外径的冷缩量,为实际过盈量与冷装的最小间隙之和,单位为毫米(mm);

α_i —— 轴的线膨胀系数,单位为每摄氏度($1/^{\circ}\text{C}$)。

采用式(50)时,轮毂的温度应和环境温度相同。

10.3.3.2.3 并用轮毂加热和轴冷却法安装轮毂

当过盈量过大,轮毂允许的膨胀量不能满足要求时,可并用轮毂加热和轴冷却法安装轮毂。由轮毂内孔加热膨胀分担所需间隙的主要部分,轴外径的冷缩分担其余部分。

10.3.3.3 轮毂安装程序

轮毂应按以下程序安装:

- 确定方法,实施对轮毂进行加热或对轴进行冷却;
- 在轮毂加热或轴冷却至所需温度的情况下,沿轴向安装,直到预设的挡块为止;
- 安装轴向固定装置保持轮毂正确的位置,直至轮毂和轴的温度达到平衡为止;
- 拆下固定装置,检查轮毂的位移量,确保轴向安装最终到达规定位置;
- 重新安装轮毂的轴向固定装置。

10.4 固定

安装轮毂后,应进行轴向固定(见图 18),以防止轮毂滑落或掉落。

10.5 拆卸

轮毂拆卸规程如下:

- a) 拆下轮毂的轴向固定装置,将轮毂安装过程中使用的液压装置全部安装到位。
- b) 将液压装置的拉伸器组件安装于轴端,直至其接触到轮毂,然后将其退回至退回所需行程加上 1.5 mm~3 mm 的距离处。启动低压泵向拉伸器组件施加压力(应不大于安装时的推力,防止突然脱落或发生快速推进),直至其接触到轮毂。
- c) 缓慢高压施压,直至轮毂开始轴向移动(可能需要等待 15 min 以上,使得液压油脂渗入接口)。如果出现随着拉伸器组件压力的大幅增加,轴向移动明显增加的情况,应逐渐降低拉伸器组件的压力,同时高压管路保持膨胀压力,直至轮毂脱离轴。不应超过允许的径向压力,否则轮毂可能会变形。
- d) 释放膨胀压力和拉伸器组件的压力并卸下轮毂。
- e) 应对带有锥度坡口的连接面进行保护。

10.6 轮毂中的应力释放槽

在轮毂端部由于接触压力而产生应力集中。为了释放这部分应力,在轮毂上需要设计有应力释放槽(见图 10),应力释放槽的设计参考 C.6。

11 圆柱孔轮毂的检查、安装和拆卸

11.1 检查

11.1.1 检查轮毂孔

检查轮毂圆柱孔的直径、表面粗糙度和圆柱度。

11.1.2 检查轴

检查轴的直径、表面粗糙度和圆柱度。轴上应设计轴肩定位,轴端应设计用于固定轮毂挡板的螺纹孔。

11.2 安装

11.2.1 安装方法

圆柱孔轮毂一般通过加热法安装。

11.2.2 安装的准备

在安装之前应对轮毂孔和轴进行清洁。使用溶剂清除污垢或油脂。检查接触面是否有刻痕、毛边或划痕,并小心地用百洁布等工具打磨平整,必要时重新清洁。

11.2.3 安装

在轮毂安装之前,对轮毂进行加热,钢轮毂所需的膨胀温度按式(49)计算;根据需要也可以对轴进行冷却,轴冷却温度按式(50)计算。

当轮毂达到合适的温度时,应迅速将其滑动至轴上规定的位置。

11.3 拆卸

轮毂的拆卸步骤:

- a) 在轮毂端部安装机械或液压轮毂牵引器,并用压杆抵靠轴端。牵引器的轴向行程长度必须大于轮毂与轴的接触配合长度。
- b) 将液压配件安装在轮毂和高压泵上,当压力达到 p_2 时,使用液压或机械式轮毂牵引器牵引出轮毂。不应超过允许的径向压力,否则轮毂可能会变形。

11.4 轮毂上的应力释放槽

在轮毂端部由于接触压应力而产生应力集中(见图 10)。为了释放这部分应力,在轮毂上应设计有应力释放槽,参见 C.6。

附 录 A
(资料性附录)
过盈量计算中的若干系数

A.1 过盈连接的摩擦因数

过盈连接的摩擦因数见表 A.1,该表的摩擦因数适用于纵向连接和横向连接传递载荷(圆周力和轴向力)的计算。

表 A.1 过盈连接的摩擦因数

材料	结合方式、润滑	摩擦因数
钢-钢	油压扩径、压力油为矿物质油	0.125
	油压扩径、压力油为甘油酯、结合面排油干净	0.18
	在电炉中加热轮毂	0.14
	结合面无油脂、在电炉中加热轮毂	0.2
钢-铸铁	油压扩径、压力油为矿物质油	0.1
	油压扩径、压力油为甘油酯、结合面排油干净	0.16
钢-镁铝合金	无润滑油	0.10~0.15
钢-铜锌合金	无润滑油	0.17~0.25

A.2 圆柱过盈连接压入时的摩擦因数

圆柱过盈连接压入时的摩擦因数见表 A.2,该表的摩擦因数只适用于圆柱过盈连接安装和拆卸时的轴向压入力和压出力的计算。

表 A.2 圆柱过盈连接压入时的摩擦因数

轮毂材料		摩擦因数	
材料类别	计算用材料	无润滑	有润滑
碳素结构钢	Q235A	0.10	0.07
低合金钢	15MnVn	0.11	0.08
铸钢	ZG310-570	0.11	0.08
灰铸铁	HT250	0.12	0.06
球墨铸铁	QT600-3	0.10	0.06
铸铝合金	ZL102	0.07	0.05
注:表中数据是轴材料按 X210CrW12 钢、轮毂按表列材料计算得出的。			

A.3 常用材料的弹性模量、泊松比和线膨胀系数

轮毂和轴的常用材料的弹性模量、泊松比和线膨胀系数见表 A.3。

表 A.3 弹性模量、泊松比和线膨胀系数

材料	弹性模量 E/MPa \approx	泊松比 ν \approx	线膨胀系数 $\alpha/(10^{-6}/^{\circ}\text{C})$	
			加热 \approx	冷却 \approx
碳钢、低合金钢、合金结构钢	200 000~235 000	0.30~0.31	11	-8.5
灰口铸铁(HT150、HT200)	70 000~80 000	0.24~0.25	10	-8
灰口铸铁(HT250、HT300)	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	0.25~0.30	25.5	-25

A.4 系数 C_a 和 C_i



轮毂直径比特性系数 C_a 和轴直径比特性系数 C_i 除通过计算求得外,还可由表 A.4 查取。

表 A.4 轮毂直径比特性系数 C_a 和轴直径比特性系数 C_i

q_a 或 q_i	C_a		C_i	
	$V_a=0.3$	$V_a=0.25$	$V_i=0.3$	$V_i=0.25$
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	1.426	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

表 A.4 (续)

q_a 或 q_i	C_a		C_i	
	$V_a=0.3$	$V_a=0.25$	$V_i=0.3$	$V_i=0.25$
0.60	2.425	2.375	1.825	1.875
0.63	2.616	2.566	2.016	2.066
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

A.5 系数 a 、 b 和 c



塑性材料的轮毂应力系数 a 、脆性材料的轮毂应力系数 b 和轴的应力系数 c 除通过计算求得外,还可由图 A.1 查取(或估值)。

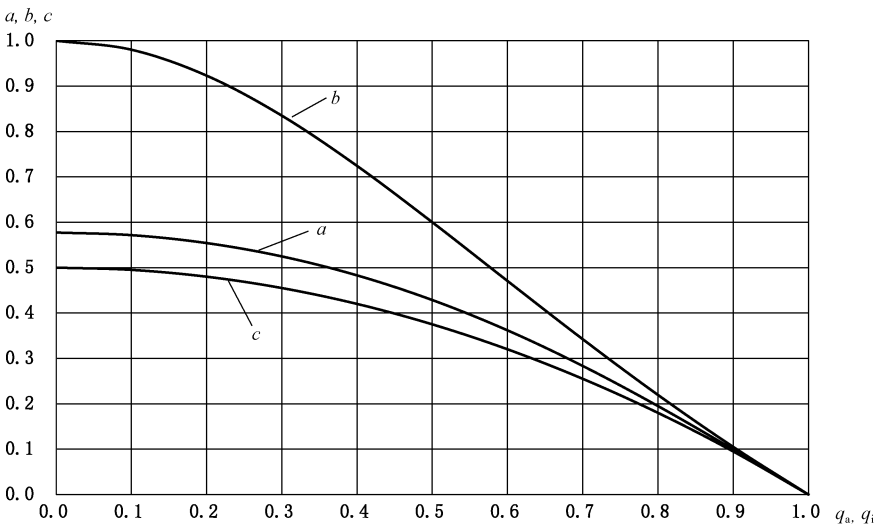


图 A.1 塑性材料的轮毂应力系数 a 、脆性材料的轮毂应力系数 b 和轴的应力系数 c

附 录 B
(资料性附录)
计 算 示 例

B.1 输入数据

示例 1 为圆柱过盈配合连接,示例 2 为圆锥过盈配合连接。
输入数据见表 B.1。

表 B.1 输入数据

项目内容	符号/单位	数值	
		示例 1:圆柱面	示例 2:圆锥面
传递的最大峰值转矩	$T/(\text{N} \cdot \text{m})$	9 000	90 500
传递的轴向力	F_x/N	0	600
运转速度	$n/(\text{r}/\text{min})$	8 000	1 500
安全系数	K	1.15	1.15
轮毂材料	—	42CrMo	42CrMo
轴材料	—	20CrMnTi	45
轮毂弹性模量	E_a/MPa	210 000	210 000
轴弹性模量	E_i/MPa	212 000	206 000
轮毂的屈服强度	R_{pa}/MPa	650	650
轴的屈服强度	R_{pi}/MPa	450	355
轮毂材料的泊松比	ν_a	0.3	0.3
轴材料的泊松比	ν_i	0.3	0.3
轮毂的密度	$\rho_a/(\text{kg}/\text{m}^3)$	7 850	7 850
轴的密度	$\rho_i/(\text{kg}/\text{m}^3)$	7 850	7 850
摩擦因数	μ	0.14	0.14
油压安装拆卸时的摩擦因数	μ_1	—	0.02
轮毂外径	d_a/mm	170	260
锥度	C	—	1 : 24
圆锥结合面小端有效直径	d_{f1}/mm	—	162.08
圆锥结合面大端有效直径	d_{f2}/mm	—	170
结合面直径	d_f/mm	100	166.04
轴内径	d_i/mm	30	0
结合面长度	l_f/mm	110	190
轮毂孔表面粗糙度	$Ra_a/\mu\text{m}$	1.6	1.6
轴表面粗糙度	$Ra_i/\mu\text{m}$	0.8	0.8
装配方法	—	加热法 在电炉中,对轮毂加热至 300 ℃	液压法 油压扩径、压力油为甘油酯, 结合面排油干净

B.2 计算过程及结果

传递载荷所需的最小过盈量计算,见表 B.2。

不产生塑性变形所允许的最大过盈量计算,见表 B.3。

过盈连接公差配合选择,见表 B.4。

过盈率的计算与校核,见表 B.5。

轴向位移量,见表 B.6。

过盈连接的校核,见表 B.7。

轮毂外径扩大量和轴内径缩小量的计算,见表 B.8。

安装和拆卸时的轴向压入力和压出力计算,见表 B.9。

液压安装和拆卸时所需的压力计算,见表 B.10。

轮毂应力计算,见表 B.11。

表 B.2 传递载荷所需的最小过盈量计算

参数及所用公式号	符号/单位	计算值	
		示例 1:圆柱面	示例 2:圆锥面
结合面传递的圆周力和轴向力的合力 [式(3)]	F_{tx}/N	180 000	1 090 087.99
传递载荷所需的最小结压应力[式(4)]	$p_{f\min}/MPa$	42.79	90.35
轮毂压平深度(6.3.2)	S_a/mm	0.002 56	0.002 56
轴压平深度(6.3.2)	S_i/mm	0.001 28	0.001 28
因旋转引起的过盈损失量 δ_c [式(6)]	δ_c/mm	0.016 60	0.002 1
轮毂直径比(3.9)	q_a	0.588 2	0.638 6
轴直径比(3.9)	q_i	0.3	0
轮毂直径比特性系数[式(10)]	C_a	2.358 2	2.677 5
轴直径比特性系数[式(12)]	C_i	0.7	0.7
轮毂传递载荷所需的最小直径变化量 [式(9)]	$e_{a\min}/mm$	0.048 0	0.191 3
轴传递载荷所需的最小直径变化量[式 (11)]	$e_{i\min}/mm$	0.014 1	0.051 0
连接件传递载荷所需的最小有效过盈 量[式(8)]	$\delta_{e\min}/mm$	0.062 2	0.242 2
过盈连接所需要的最小过盈量[式(5)]	δ_{\min}/mm	0.086 4	0.252 1

表 B.3 不产生塑性变形所允许的最大过盈量计算

参数及所用公式号	符号/单位	计算值	
		示例 1:圆柱面	示例 2:圆锥面
塑性材料的轮毂应力系数[式(15)]	a	0.370 3	0.332 8
轮毂不产生塑性变形所允许的最大结合压应力[式(13)]	$p_{fa\max}/\text{MPa}$	240.67	216.31
轴的应力系数[式(18)]	c	0.5	0.5
轴不产生塑性变形所允许的最大结合压应力[式(16)]	$p_{fi\max}/\text{MPa}$	225	177.5
连接件不产生塑性变形所允许的最大结合压应力(6.4.3)	$p_{f\max}/\text{MPa}$	225	177.5
连接件不产生塑性变形结合面传递的圆周力[式(19)]	F_t/N	1 088 561.85	2 462 900.98
轮毂不产生塑性变形所允许的最大直径变化量[式(21)]	$e_{a\max}/\text{mm}$	0.252 7	0.375 8
轴不产生塑性变形所允许的最大直径变化量[式(22)]	$e_{i\max}/\text{mm}$	0.074 3	0.100 1
连接件不产生塑性变形所允许的最大有效过盈量[式(20)]	$\delta_{e\max}/\text{mm}$	0.327 0	0.475 9

表 B.4 过盈连接公差配合选择

参数及所用公式号	符号/单位	计算值	
		示例 1:圆柱面	示例 2:圆锥面
选择配合要求 圆柱面(6.5.2) 圆锥面(6.6.2.2)	$[\delta_{\min}]/\text{mm}$	$[\delta_{\min}]>0.086\ 5$	$[\delta_{\min}]>0.252\ 1$
选择配合要求 圆锥面(6.5.2) 圆锥面(6.6.2.2)	$[\delta_{\max}]/\text{mm}$	$[\delta_{\max}]\leq 0.327\ 0$	$[\delta_{\max}]\leq 0.475\ 9$
初选基本过盈量圆柱面(6.5.3) 圆锥面(6.6.2.3)	δ_b/mm	0.18	0.35
确定公差等级 圆柱面(6.5.3) 圆锥面(6.6.2.3)	—	H7/v6	H7/x6
选定配合后的最小过盈量	$[\delta_{\min}]/\text{mm}$	0.111	0.270
选定配合后的最大过盈量	$[\delta_{\max}]/\text{mm}$	0.168	0.335

表 B.5 过盈率的计算与校核

参数及所用公式号	符号/单位	计算值	
		示例 1:圆柱面	示例 2:圆锥面
最小过盈率[式(23)]	i_{\min}	0.001 0	0.001 6
最大过盈率[式(23)]	i_{\max}	0.001 5	0.002 0
过盈率推荐范围(6.6.1.2)	$i_{\min} \sim i_{\max}$	0.001~0.002 5	0.001~0.002 5
校核	—	满足	满足

表 B.6 轴向位移量

参数及所用公式号	符号/单位	计算值	
		示例 1:圆柱面	示例 2:圆锥面
轴向位移极限最小值[式(26)]	$D_{a\min}/\text{mm}$	—	6.48
轴向位移极限最大值[式(27)]	$D_{a\max}/\text{mm}$	—	8.04
轴向位移极限公差[式(28)]	T_E/mm	—	1.56

表 B.7 过盈连接的校核

参数及所用公式号	符号/单位	计算值	
		示例 1:圆柱面	示例 2:圆锥面
最小结合压应力[式(29)]	$[p_{f\min}]/\text{MPa}$	71.10	97.84
最小结合压应力校核(6.8.1)	$[p_{f\min}] > p_{f\min}$	71.10 > 42.79 合格	97.84 > 90.35 合格
传递的最小负载转矩[式(30)]	$T_{\min}/(\text{N} \cdot \text{m})$	17 199 549.44	1 127 030 361.95
传递的最小负载转矩校核	$T_{\min} > T$	17 199 549.44 > 9 000 合格	1 127 030 361.95 > 90 500 合格
结合面传递的最小圆周力[式(31)]	$F_{t\min}/\text{N}$	343 990.99	1 357 527.47
最大结合压应力[式(33)]	$[p_{f\max}]/\text{MPa}$	115.61	124.94
最大结合压应力校核(6.8.4)	$[p_{f\max}] < p_{f\max}$	115.61 < 225 合格	124.94 < 177.5 合格
轮毂最大应力[式(32)]	$\sigma_{a\max}/\text{MPa}$	312.25	375.45
轮毂最大应力校核(6.8.4)	$\sigma_{a\max} < 0.9 R_{ps}$	312.25 < 585 合格	375.45 < 585 合格
轴的最大应力[式(34)]	$\sigma_{i\max}/\text{MPa}$	231.22	249.89
轴最大应力校核(6.8.5)	$\sigma_{i\max} < 0.9 R_{pi}$	231.22 < 405 合格	249.89 < 319.5 合格

表 B.8 轮毂外径扩大量和轴内径缩小量的计算

参数及所用公式号	符号/单位	计算值	
		示例 1:圆柱面	示例 2:圆锥面
轮毂外径扩大量[式(35)]	$\Delta d_a/\text{mm}$	0.099 0	0.213 1
轴内径缩小量式[式(36)]	$\Delta d_i/\text{mm}$	0.036 0	0

表 B.9 安装和拆卸时的轴向压入力和压出力计算

参数及所用公式号	符号/单位	计算值	
		示例 1:圆柱面	示例 2:圆锥面
压入力,圆柱[式(37)],圆锥[式(39)]	P_{xi}/N	559 334.94	556 213.48
压出力,圆柱[式(38)],圆锥[式(40)]	P_{xe}/N	839 002.41	—11 351.30

表 B.10 液压安装和拆卸时所需的压力计算

参数及所用公式号	符号/单位	计算值	
		示例 1:圆柱面	示例 2:圆锥面
液压安装拆卸轮毂结合面处的计算压力[式(41)]	p_1/MPa	115.61	124.94
液压安装或拆卸轮毂时轮毂孔的最大建议压力[式(42)]	p_2/MPa	127.17	137.44

表 B.11 轮毂应力计算

参数及所用公式号	符号/单位	计算值	
		示例 1:圆柱面	示例 2:圆锥面
液压安装或拆卸引起的轮毂最大应力[式(43)]	σ_{\max}/MPa	343.47	412.99
液压安装或拆卸引起的轮毂最大应力校核(6.12.1)	$<0.9 R_{ps}$	343.47<585 合格	412.99<585 合格
已安装轮毂中的最大周向应力[式(45)]	σ_T/MPa	213.98	296.34
因旋转速度引起的轮毂周向应力[式(46)]	σ_V/MPa	35.18	2.93
因旋转时轮毂过盈配合引起的轮毂孔的径向应力[式(47)]	σ_R/MPa	—103.97	—124.64
因旋转速度引起的轮毂径向应力(6.12.2)	σ_{RV}/MPa	0	0
旋转时轮毂的复合应力[式(44)]	$\sigma_{\text{rot}}/\text{MPa}$	314.32	377.35
旋转时轮毂的复合应力校核(6.12.2)	$\sigma_{\text{rot}} < 0.9 R_{ps}$	314.32<585 合格	377.35<585 合格

附 录 C
(资料性附录)
开槽和液压装配孔的典型设计和尺寸

C.1 综述

本附录给出了轮毂中典型的液压安装和拆卸油孔、开槽和应力释放槽设计尺寸。不排除有的出版物也可能给出其他不同的可行设计。

C.2 公制油孔接口尺寸

公制油孔接口示意图和尺寸分别见图 C.1 和表 C.1。

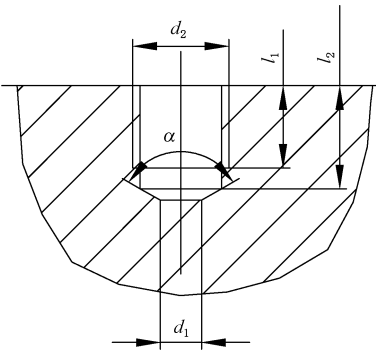


图 C.1 油孔接口尺寸

表 C.1 公制油孔接口尺寸

油孔接口螺纹 d_2	$\alpha/(^\circ)$	d_1/mm	l_1/mm	l_2/mm	适用轴径范围 d_f/mm
M10×1	120	≤5	10	12	≤200
M14×1.5	120	≤8	12	15	≤500
M18×1.5	120	≤8	16	19	≤500
M27×2	120	≤12	18	22	>250~1 000

C.3 英制油孔接口尺寸



英制油孔接口示意图和尺寸分别见图 C.1 和表 C.2。

表 C.2 英制油孔接口尺寸

油孔接口螺纹 d_2	$\alpha/(^{\circ})$	d_1/mm	l_1/mm	l_2/mm	适用轴径范围 d_f/mm
G 1/8	120	≤ 5	7	9	≤ 120
G 1/4	120	≤ 6	12	15	$>120\sim 200$
G 1/2	120	≤ 8	12	15	$>200\sim 320$
G 3/4	180	≤ 10	16	20	$>320\sim 1\,000$

C.4 环形槽和油孔

环形槽应布置在一个零件上,并与油孔相通,结构如图 C.2 所示,尺寸见表 C.3。

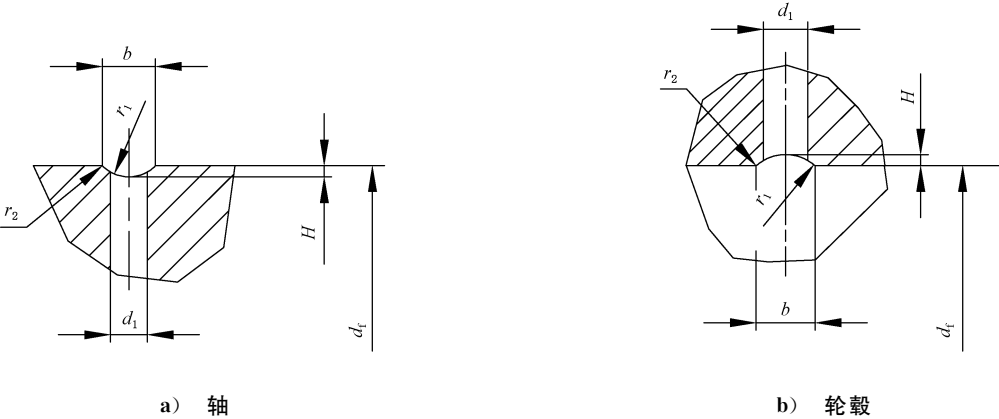


图 C.2 环形槽和油孔结构图

表 C.3 环形槽和油孔尺寸

单位为毫米

d_f	b	d_1	H	r_1	r_2	d_f	b	d_1	H	r_1	r_2
≤ 30	2.5	2	0.5	2	0.4	$>250\sim 300$	8	6	1.5	6	1.6
$>30\sim 50$	3	2.5	0.5	2.5	0.4	$>300\sim 400$	10	7	2	7	1.6
$>50\sim 100$	4	3	0.8	3	0.6	$>400\sim 500$	12	8	2.5	8	2.5
$>100\sim 150$	5	4	1	4	1	$>500\sim 650$	14	10	3	10	2.5
$>150\sim 200$	6	5	1.25	4.5	1	$>650\sim 800$	16	12	3	12	2.5
$>200\sim 250$	7	5	1.5	5	1.6	$>800\sim 1\,000$	18	12	4	12	2.5

C.5 环形槽的数量和分布

孔或轴的环形槽位置如图 C.3 所示。槽的数量和位置为：

- 当 $A<75\text{ mm}$ 时,用单槽, $C=0.5\text{ A}$;
- 当 $75\text{ mm}\leq A<260\text{ mm}$ 时,用双槽, $C=0.25\text{ A}$;
- 当 $A\geq 260\text{ mm}$ 时,用三槽, $C=0.13\text{ A}$, $B=0.5\text{ A}$ 。

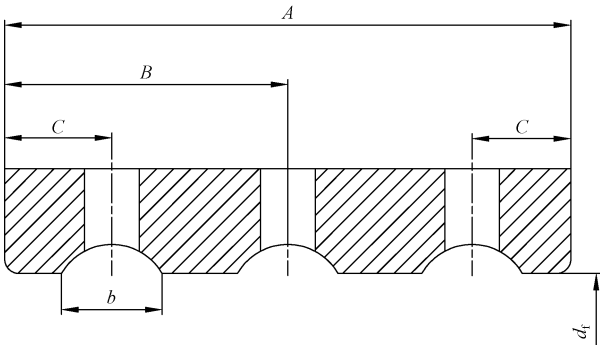


图 C.3 环形槽位置

C.6 轮毂上的应力释放槽



轮毂上的应力释放槽设计见图 C.4 和表 C.4。

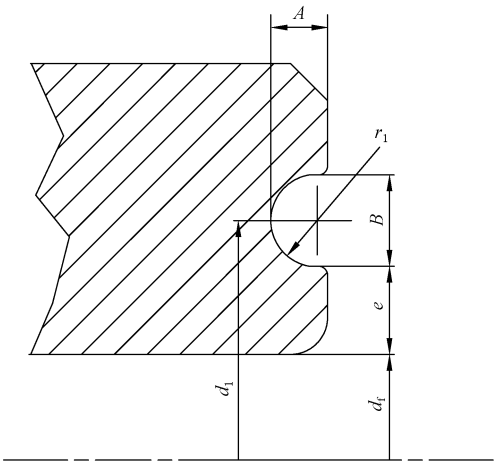


图 C.4 轮毂上的应力释放槽

基本尺寸关系：

$A=0.75\ B;$

$e=1.5\ B;$

$d_1=d_f+4\ B;$

$r_1=0.5\ B。$

表 C.4 轮毂上的应力释放槽设计尺寸

单位为毫米

孔/轴 d_f	B	h	e	r_1
≤ 50	1.5	1.5	2.5	0.8
$> 50 \sim 70$	3	2.5	5	1.5
$> 70 \sim 100$	5	3.5	7	2.5
$> 100 \sim 160$	5	3.5	7	2.5
$> 160 \sim 220$	6	5	10	3
$> 220 \sim 280$	7	6	12	4
$> 280 \sim 700$	13	10	19	6
$> 700 \sim 1\ 000$	13	10	19	6

附 录 D
(资料性附录)
液压安装和拆卸设备

D.1 概述

本附录列出了常用的液压安装和拆卸轮毂所需的相关设备。这些设备包含以下主要零部件：

- a) 轴向推进组件。圆锥形孔轮毂轴向推进一般采用螺栓拉伸器组件，圆柱孔轮毂轴向推进一般采用液压顶杆组件。
- b) 2 个供油系统，包括：高压油供油部分(最大额定压力 280 MPa)，用于轮毂孔胀扩；低压油供油部分(最大额定压力 35 MPa)，用于在轮毂胀扩时为轴向推进组件提供压力油将轮毂从轴中沿轴向推入或推出。

增压泵通常有手动和机动之分，机动泵有电动增压泵和气动增压泵两大类，以气动增压泵应用较为广泛，各类泵都有不同压力和规格。本标准对供油部分给出两种典型的基本配置，可根据需要选择：模块 1(手动泵模块)，高压(最大额定压力 280 MPa)、低压(最大额定压力 35 MPa)手动增压泵各一台；模块 2(气动泵模块)，高压(最大额定压力 280 MPa)、低压(最大额定压力 35 MPa)气动增压泵各一台。

高压泵所用油品通常为甘油酯，高压泵配置的额定压力低时，也可采用矿物油。低压泵采用矿物油。

- c) 高压刚性(或柔性)油管、低压柔性油管、及高压和低压压力表及配件。
- d) 支撑螺栓拉伸器或液压顶杆的牵引板。

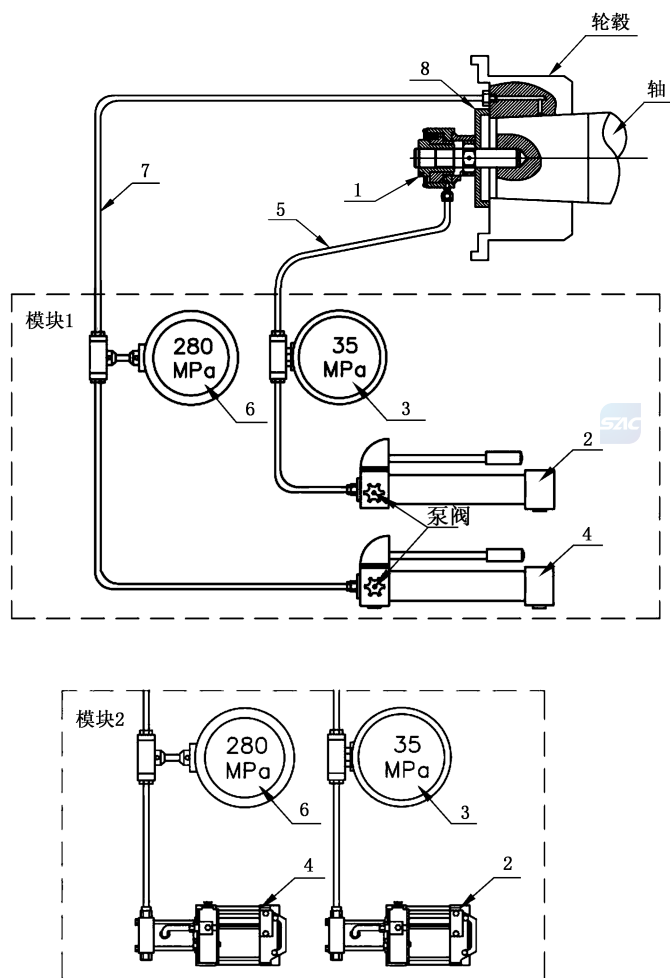
注：操作液压安装和拆卸轮毂设备时，应严格遵守安全和操作规程，确保人身和设备安全。

D.2 圆锥形孔轮毂

圆锥形孔轮毂的安装和拆卸通常采用轮毂胀扩的液压油注入法，注油孔优先设计在轴上，也可以设计在轮毂上。注油所用的增压泵可根据使用环境、现场条件以及操作经验选用不同的供油部分模块(手动增压泵，气动增压泵)。为实现安装和拆卸过程中的轴向移动，推荐优先采用螺栓拉伸器方案，可以根据轴向力的大小按需匹配螺栓拉伸器的数量。

安装和拆卸设备的构成如图 D.1 所示。





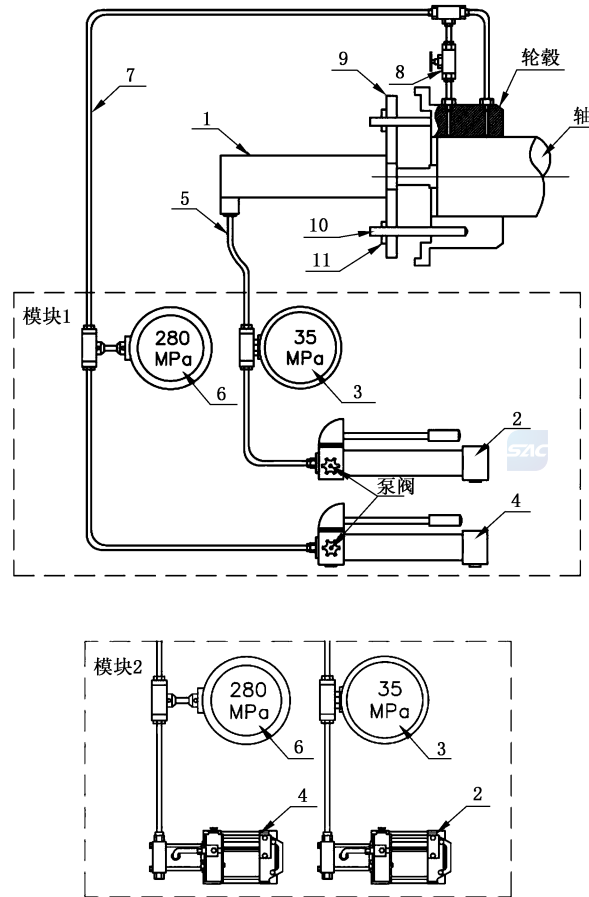
说明：

- 1——螺栓拉伸器组件。该组件包括螺栓拉伸器、螺杆和螺母。根据需要可采用一组或多组。
- 2——低压泵,用于为螺栓拉伸器供低压油,泵的最大额定压力 35 MPa。可选择:手动增压泵(模块 1)或气动增压泵(模块 2)。
- 3——低压表。最大额定压力 35 MPa。
- 4——高压泵,用于为轮毂胀扩供高压油,泵的最大额定压力 280 MPa。可选择:手动增压泵(模块 1),或气动增压泵(模块 2)。
- 5——低压柔性油管及配件,在 35 MPa 的工况下油管可保持柔性、便于连结系统,并配备适合安装缓冲器的端部接头。
- 6——高压表。最大额定压力 280 MPa。
- 7——刚性(或柔性)高压油管及配件,在 280 MPa 的工况下油管可保证安全可靠使用、便于和系统的连接,并需使用高压三通接头和高压油管接头。
- 8——牵引板,用于支撑螺栓拉伸器。

图 D.1 圆锥形孔轮毂安装和拆卸设备

D.3 圆柱孔轮毂

拆卸设备的构成如图 D.2 所示。



说明：

- 1 —— 液压顶杆组件。该组件包括液压缸和顶杆。
- 2 —— 低压泵,用于为液压顶杆供低压油,泵的最大额定压力应为 35 MPa。可选择:手动增压泵(模块 1),或气动增压泵(模块 2)。
- 3 —— 低压表。最大额定压力 35 MPa。
- 4 —— 高压泵,用于为轮毂胀扩供高压油,泵的最大额定压力应为 280 MPa。可选择:手动增压泵(模块 1),或气动增压泵(模块 2)。
- 5 —— 低压柔性油管及配件,在 35 MPa 的工况下油管可保持柔性、便于连结系统,并配备适合安装缓冲器的端部接头。
- 6 —— 高压表。最大额定压力 280 MPa。
- 7 —— 刚性(或柔性)高压油管及配件,在 280 MPa 的工况下油管可保证安全可靠使用、便于和系统的连接,并需使用高压三通接头和高压油管接头。
- 8 —— 高压阀,用于轮毂从轴上即将脱落时手动切断轮毂端部的供油。
- 9 —— 牵引板,用于支撑液压顶杆。
- 10 —— 拉杆,用于连接轮毂与牵引板。
- 11 —— 螺母,用于固定牵引板。

图 D.2 圆柱孔轮毂拆卸设备

参 考 文 献

- [1] GB/T 1570—2005 圆锥形轴伸
 - [2] GB/T 5371—2004 极限与配合 过盈配合的计算和选用
 - [3] ANSI/AGMA 9103-B08 Flexible Couplings—Keyless Fits
 - [4] DIN 7190:2001-02 Interference Fit Assembly Design fundamentals and organization rules
-