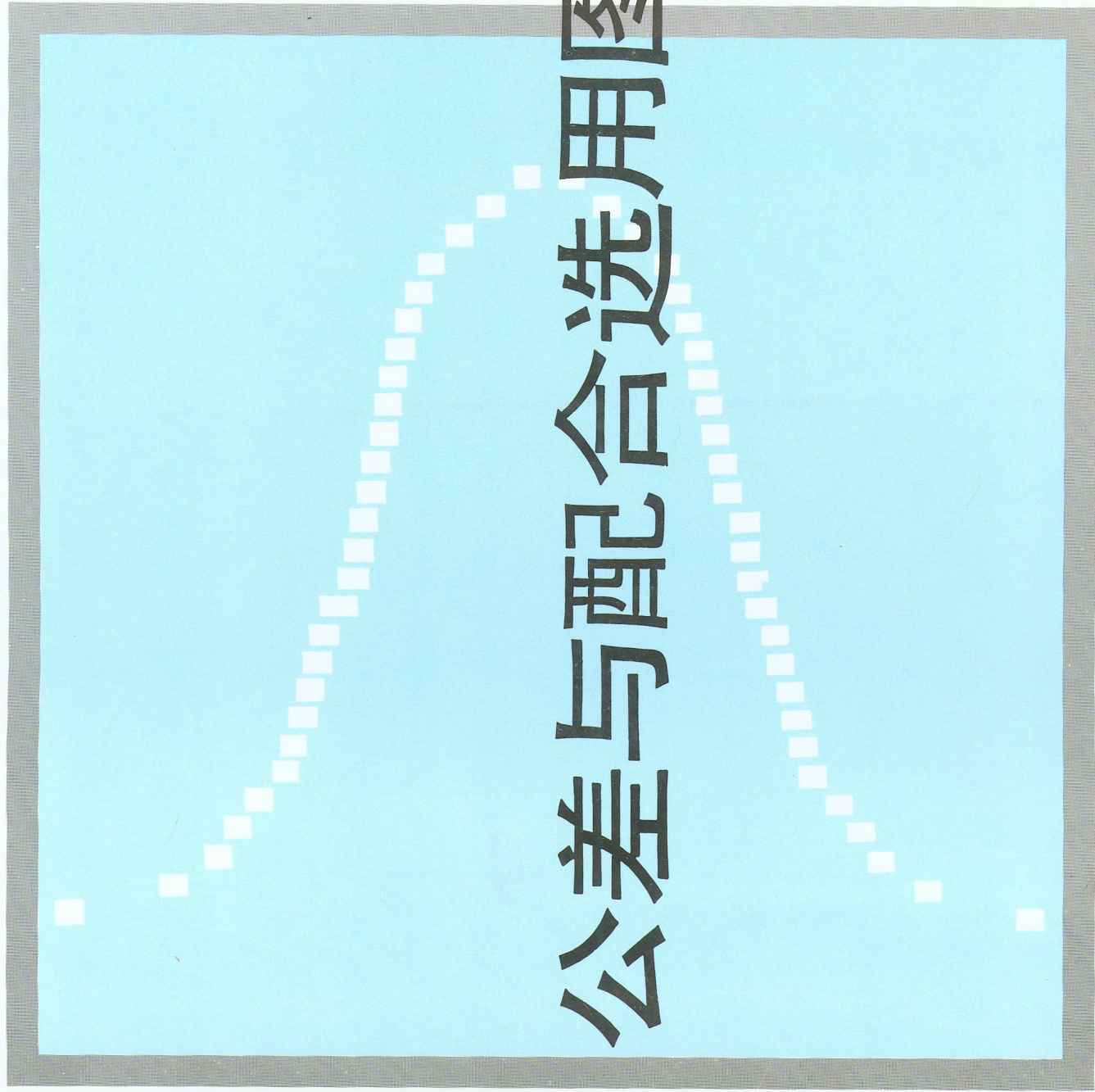
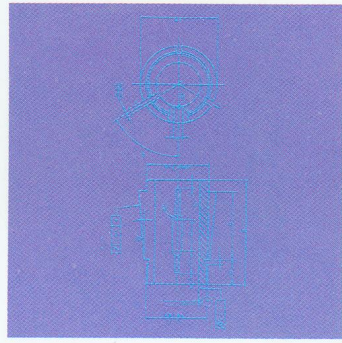
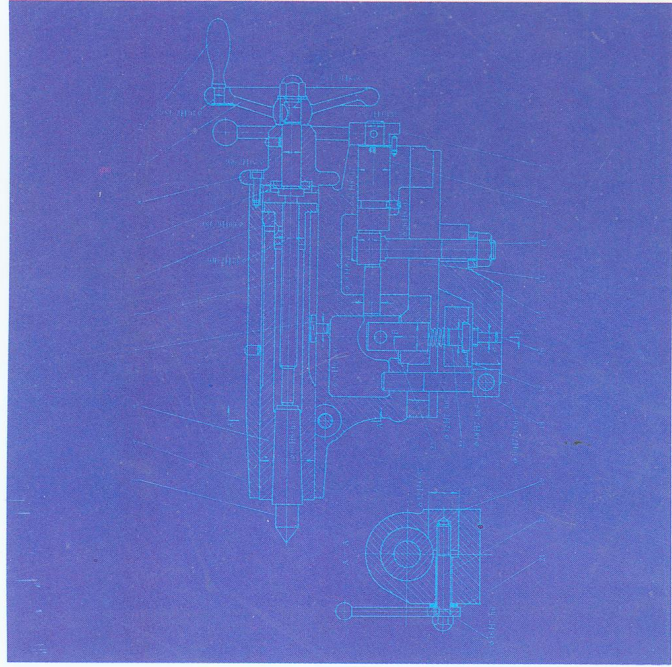


何 贡 顾 励 生 陈 桂 贤 编 著

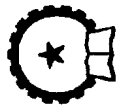


公差与配合选用图册

机械工业出版社

公差与配合选用图册

何 贡 顾励生 陈桂贤 编著



机械工业出版社

本图册收集了 18 个典型的机械部件图例, 包括机床、减速器、发动机、仪器、夹具、检具、泵阀和其他一些机械组件, 每个部件又有 2~4 张主要零件图。在全部零、部件图上都有较全面的精度设计标注, 较完整的尺寸公差与配合、形位公差、表面粗糙度和丝杠、齿轮等机械传动的标注。对公差与配合选用的理由和方法作了简要的说明, 并有过盈配合和间隙配合的计算实例。

图册中列出了系统、实用的公差表和精度设计参考资料, 可与图例对照查阅, 也可供具体设计时使用。

本图册主要供广大机械设计和工艺人员以及大专院校机械类专业师生使用。

图书在版编目 (CIP) 数据

公差与配合选用图册/何贡等编著。—北京: 机械工业出版社, 1994. 10

ISBN 7-111-04137-2

I. 公… I. 何… III. ①公差; 配合—图册②配合: 公差—图册③机械元件—设计—图册
④设计—机械元件—图册 IV. TG801—64

出版人: 马九荣 (北京市百万庄南街 1 号 邮政编码 100037)

责任编辑: 贺晓露 版式设计: 霍永明 责任校对: 韩 晶

封面设计: 姚 毅 责任印制: 卢子祥

北京交通印务实业公司印刷·新华书店北京发行所发行

1994 年 10 月第 1 版·1994 年 10 月第 1 次印刷

787mm×1092mm 1/8·16 印张·384 千字

0 001—4 100 册

定价: 26.00 元

前 言

机械图样中公差与配合(包括尺寸、形位、表面粗糙度等)的选定,是精度设计的具体体现,是机械设计中的一个关键环节。产品的质量、寿命、效益、成本都与之有着密切的关系。

对于公差与配合的选用,生产部门一直采用经验类比法,即参考类似或相近的经过实践考验的设计图样及资料,再结合自己的设计经验及具体条件来确定。但在缺少参考图样及资料的情况下,往往会给设计工作带来一定困难,尤其是缺乏实践经验的年青设计者,常感到无所适从。对大专院校有关专业课程设计和毕业设计的学生,更是如此。为此编写了本图册。

对重要的公差与配合,可用算法来计算配合所需的间隙和过盈值。算法有较成熟的理论基础,我国已制订有国家标准 GB5371-85《公差与配合 过盈配合的计算和选用》,对此应予以足够重视。但算法所用计算公式中的某些系数和常数,是由局部性试验或经验得出的,间隙配合的计算方法还不够完善成熟,因此经验类比法和算法应相辅相成,配合使用,方能收到良好效果。

本图册收集了 18 个有代表性的部件,每个部件都有装配图和主要零件图。图样上都有较完整的精度标注,并对选定的理由和方法作了扼要说明。这些图样主要选自生产实际和一些图册,一部分零件图则是编者自行测绘的。装配图中公差与配合的标注,除少数明显欠妥的地方给予了修正外,一般都保留了原设计的标注。应当指出,这些标注并不全都是最佳选择和最佳结果,但可供设计时参考。影响公差与配合选用的因素很多,在某些情况下还相当复杂,需要对具体问题作具体分析和处理。

为了避免重复,节省篇幅,本图册只用算法对过盈配合和间隙配合各举一算例。

本图册列出了设计中常用的国家标准中的公差表,以及一些有关选择公差与配合的参考资料,可与图例中的应用注释对照使用,也可供设计时使用。

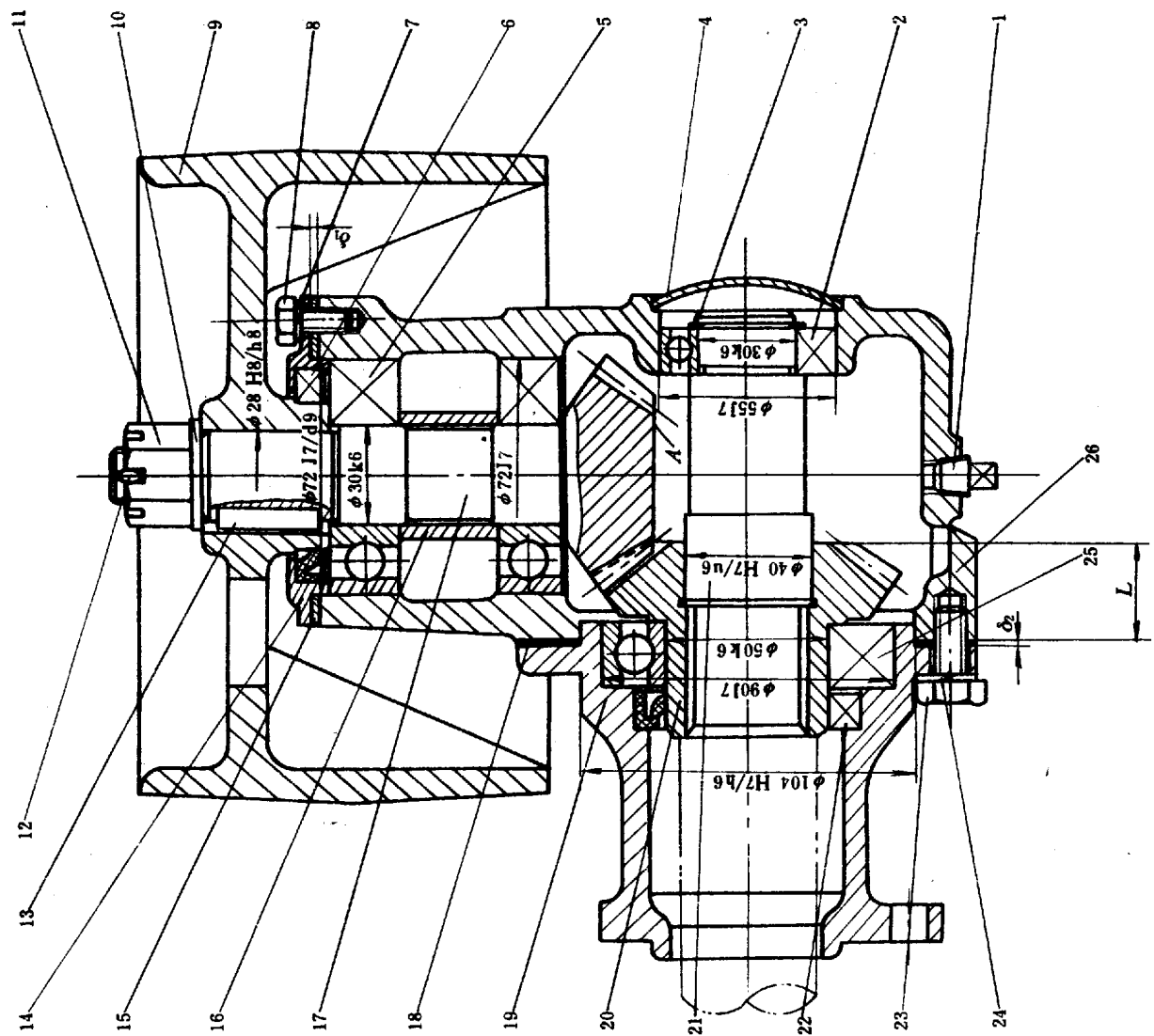
本图册以毫米为单位的尺寸,省略了计量单位符号 mm 的标注。文中引用的表见附录。

本图册由何贡教授统稿。相德才副教授参加了编写工作,并提供了资料。本图册经何镜民教授审稿,特此表示感谢。

希望本图册对从事设计及工艺工作的工程技术人员,特别是对年青的设计工作者和大专院校有关专业作设计作业的学生有所帮助。由于水平和经验所限,图册中不妥和谬误之处在所难免,恳请读者不吝指正。

目 录

图例一 拖拉机带轮部件	2
图例二 小模数滚齿机滚刀轴部件	7
图例三 圆柱齿轮减速器	11
图例四 铣削动力头主轴部件	17
图例五 多工位钻铣床变速箱	21
图例六 车床尾座	26
图例七 钻铣轴部件	30
图例八 滚珠式拨动顶尖	34
图例九 磨齿条夹具	38
图例十 叶片油泵	41
图例十一 齿轮泵	45
图例十二 柴油机气缸盖部件	48
图例十三 活塞连杆部件	51
图例十四 折纸机展纸部件	55
图例十五 单盘渐开线检查仪轴系	56
图例十六 安全阀	60
图例十七 孔距尺寸检具	63
图例十八 孔与孔垂直度检具	66
附录 公差表和参考资料	69
一、圆柱结合的公差与配合	69
二、形状和位置公差	80
三、表面粗糙度	86
四、圆锥及其公差	92
五、螺纹和丝杠的公差与配合	93
六、键和花键的公差与配合	96
七、与滚动轴承相结合的孔、轴公差与配合	97
八、圆柱齿轮传动精度	100
九、圆锥齿轮传动精度	106
十、圆柱蜗杆、蜗轮传动精度	114
参考文献	124



序号	名称	数量	材料	代号	备注
26	箱壳	1	HT150		
25	深沟球轴承	1			GB276-89 210
24	弹簧垫圈	4			GB93-87-10
23	六角头螺栓	4			GB5780-86-M10×25
22	油封	1			50×75×12HG4339-66
21	心轴	1	45		
20	主动锥齿轮	1	20CrMnTi		
19	箱壳盖	1	HT150		
18	垫片	1	石棉纸		
17	从动锥齿轮	1	20CrMnTi		
16	轴挡	1	45		
15	垫片	1	石棉纸		
14	端盖	1	HT150		
13	平键	1			8×36 GB1096-79
12	开口销	1			GB91-86-3×25
11	六角开槽螺母	1			GB6179-86-M18
10	垫圈	1			GB95-85-18
9	带轮	1	HT150		
8	六角头螺栓	3			GB5780-86-M8×20
7	弹簧垫圈	3			GB93-87-8
6	油封	1			45×70×12HG4339-66
5	深沟球轴承	2			GB276-89 306
4	弹性挡	1	Q235A		
3	轴用弹性挡圈	1			GB894.1-86-30
2	深沟球轴承	1			GB276-89 106
1	螺塞	1	35		

拖拉机带轮部件

代号

1-00

制图

审核

图例一

图例一 拖拉机带轮部件

技术要求

1. 发动机功率为 20 米制马力, 即 14.7kW 或 1500kgf·m/s, 额定转速为 2000r/min;
2. 带轮尺寸规格为 $\phi 200 \times 125$, 线速度为 8~15m/s;
3. 为保证齿轮副的接触斑点和齿侧间隙, 用 $\phi 55 \pm 0.01$ 心轴以 $\phi 104H7$ 和 $\phi 55J7$ 孔为基准, 将从动锥齿轮 17 的端面 A 与心棒靠紧, 拧紧三个螺栓 M8 $\times$ 20 (件 8), 测量间隙 δ_1 , 然后选择调整垫片及纸垫, 使其总厚度为 $\delta_1 + 0.1$ 。再将主动锥齿轮 20 装到箱壳盖 19 上, 同样选择调整垫片厚度 δ_2 , 以保证尺寸 L 为 31 ± 0.05 。

公差与配合选用

本部件系拖拉机传动系统中的一环, 其主要配合处的公差等级: 孔为 IT7, 轴为 IT6。滚动轴承精度为 G 级。

1. 滚动轴承 306、106、210 (件 5、2、25) 外圈与箱壳盖 26、箱壳盖 19 的配合 按 GB 275—84 《滚动轴承与轴和外壳的配合》, 用基轴制。外圈工作时静止, 受轻型局部负荷, 且带有一定冲击, 分别选三处孔公差带为 $\phi 72J7$ 、 $\phi 55J7$ 、 $\phi 90J7$ (表 7-5)。

2. 滚动轴承 306、106、210 (件 5、2、25) 内圈与相应轴径的配合 按 GB 275—84 用基孔制。内圈工作时旋转, 受轻型循环负荷, 分别选三处轴公差带为 $\phi 30k6$ 、 $\phi 30k6$ 和 $\phi 50k6$ (表 7-4)。

3. 端盖 14 与箱壳 26 上方 $\phi 72$ 孔的配合 此处箱壳孔已在 1 中选定为 $\phi 72J7$, 端盖主要起轴向定位作用, 径向配合要求不高, 因此可选较低公差等级和间隙较大的配合, 实选 $\phi 72J7/d9$ (若按工艺等原则, 此处轴的公差带应选 d6, 但无必要提高此处轴加工的工艺难度和成本, 故实选 d9)。

4. 箱壳盖 19 与箱壳 26 上 $\phi 104$ 孔的配合 此处为重要的定位配合, 选为 $\phi 104H7/h6$ 。

5. 带轮 9 与从动锥齿轮 17 上 $\phi 28$ 轴的配合 为一般定位配合, 带有单键, 可参照 4 但精度应低一些, 选为 $\phi 28H8/h8$ 。

6. 主动锥齿轮 20 与心轴 21 上 $\phi 40$ 轴段的配合 因要传递转矩, 故应选能确保联结牢固的过盈配合。工厂图样实选 $\phi 40H7/u6$ 。

过盈配合的计算

按 GB5371—85 《公差与配合 过盈配合的计算和选用》计算过盈配合。

1. 已知条件

- (1) 包容件外径 $d_a = 73$ (以锥齿轮 20 齿宽中点分度圆直径计)。
- (2) 包容件与被包容件的结合直径 $d_f = 40$ 。
- (3) 被包容件内径 $d_i = 0$ (实心轴)。
- (4) 结合长度 (配合长度) $l_f = 20$ 。
- (5) 两配合件配合表面的粗糙度 R_a 值: 包容件 $R_{a1} = 0.0016$, 被包容件 $R_{a2} = 0.0016$ 。
- (6) 包容件 (锥齿轮) 材料为 20CrMnTi, 屈服点 $\sigma_s = 800\text{MPa}$ (N/mm^2); 被包容件 (心轴) 材料为 45 钢, 屈服点 $\sigma_s = 350\text{MPa}$ 。两配合件的弹性模量相同, $E_a = E_i = 210000\text{MPa}$ 。

泊松比也相同, $\nu_a = \nu_i = 0.3$ (E 和 ν 值见表 1-17)。

(7) 摩擦系数 $\mu = 0.11$ (参照表 1-16, 钢对钢, 无润滑)。

(8) 传递转矩 $M_t = 240\text{N} \cdot \text{m}$ (根据发动机功率、传动件转速和效率等求得)。

(9) 装配方式用压入法。

2. 计算步骤和结果

(1) 传递转矩所需的最小结合压力 $p_{f\min}$

$$p_{f\min} = \frac{2M_t}{\pi d_f^2 l_f \mu} = \frac{2 \times 240 \times 1000}{\pi \times 40^2 \times 20 \times 0.11} = 43.41\text{MPa}$$

(2) 包容件直径比 q_a 和被包容件直径比 q_i

$$q_a = d_f/d_a = 40/73 = 0.55; \quad q_i = d_i/d_f = 0/40 = 0$$

(3) 包容件传递转矩所需的最小直径变化量 $e_{a\min}$

$$e_{a\min} = p_{f\min} \frac{d_f}{E_a} C_a = 43.41 \times \frac{40}{210000} \times 2.17 = 0.018$$

式中系数 C_a 按 $q_a = 0.55$ 由表 1-15 查得。

(4) 被包容件传递转矩所需的最小直径变化量 $e_{i\min}$

$$e_{i\min} = p_{f\min} \frac{d_f}{E_i} C_i = 43.41 \times \frac{40}{210000} \times 0.7 = 0.0058$$

式中系数 C_i 按 $q_i = 0$ 由表 1-15 查得。

(5) 传递转矩所需的最小有效过盈量 $\delta_{e\min}$

$$\delta_{e\min} = e_{a\min} + e_{i\min} = 0.018 + 0.0058 = 0.0238$$

(6) 考虑装配压平量后的最小过盈量 $\delta_{\min}$

$$\begin{aligned} \delta_{\min} &= \delta_{e\min} + 2(S_a + S_i) = \delta_{e\min} + 2(1.6R_{a1} + 1.6R_{a2}) \\ &= 0.0238 + 2(1.6 \times 0.0016 + 1.6 \times 0.0016) = 0.034 \end{aligned}$$

(7) 包容件不产生塑性变形所允许的最大结合压力 $p_{f\max}$

$$p_{f\max} = a\sigma_s = 0.4 \times 800 = 320\text{MPa}$$

式中 a 值按 $q_a = 0.55$ 查表 1-15 中图。

(8) 被包容件不产生塑性变形所允许的最大结合压力 $p_{f\max}$

$$p_{f\max} = c\sigma_s = 0.5 \times 350 = 175\text{MPa}$$

式中 c 按 $q_i = 0$ 查表 1-15 中图。

(9) 两联结件不产生塑性变形的最大结合压力 $p_{f\max}$

$$p_{f\max} = 175\text{MPa}$$

$p_{f\max}$ 取 $p_{f\max}$ 和 $p_{f\max}$ 中的较小者。

(10) 两联结件不产生塑性变形条件下所能传递的最大转矩 $M_{\max}$

$$\begin{aligned} M_{\max} &= p_{f\max} \pi d_f^2 l_f \mu / 2 \\ &= 175 \times \pi \times 40^2 \times 20 \times 0.11 / 2 \\ &= 967610\text{N} \cdot \text{mm} = 967.61\text{N} \cdot \text{m} \end{aligned}$$

(11) 包容件不产生塑性变形所允许的最大直径变化量 $e_{a\max}$

$$e_{a\max} = p_{f\max} \frac{d_f}{E_a} C_a = 175 \times \frac{40}{210000} \times 2.17 = 0.072$$

(12) 被包容件不产生塑性变形所容许的最大直径变化量 $e_{i\max}$

$$e_{i\max} = p_{f\max} \frac{d_f}{E_i} C_i = 175 \times \frac{40}{210000} \times 0.7 = 0.023$$

(13) 两联结件不产生塑性变形所容许的最大有效过盈量 $\delta_{e\max}$

$$\delta_{e\max} = e_{a\max} + e_{i\max} = 0.072 + 0.023 = 0.095$$

3. 选择配合的步骤和结果

(1) 选择配合的要求如下:

保证过盈联结传递最大转矩, $[\delta_{\min}] > \delta_{\min}$;

保证联结件不产生塑性变形, $[\delta_{\max}] \leq \delta_{e\max}$ 。

即最小过盈 $[\delta_{\min}] > 0.034$, 最大过盈 $[\delta_{\max}] \leq 0.095$ 。

(2) 初选基本过盈量 δ_0

$$\delta_0 = (\delta_{\min} + \delta_{e\max}) / 2 = (0.034 + 0.095) / 2 = 0.064$$

(3) 以 $\delta_0 = 64\mu\text{m}$ 和 $d_f = 40\text{mm}$ 查表 1-18 可得出基本偏差 u (一般都按基孔制)。

(4) 确定配合为 $\phi 40\text{H7/u6}$ (与工厂按类比经验法的选择结果相同), 孔为 $\phi 40^{+0.025}_0$, 轴为 $\phi 40^{+0.076}_{+0.060}$ 。则 $[\delta_{\min}] = 0.035\text{mm} > 0.034\text{mm}$, $[\delta_{\max}] = 0.076\text{mm} < 0.095\text{mm}$, 即极限过盈都符合 (1) 的要求。

4. 核算计算

(1) 能传递的最小转矩 $M_{\min}$

$$\begin{aligned} \text{式中 } [p_{f\min}] &= \frac{[\delta_{\min}] - 2(S_a + S_i)}{d_f \left(\frac{C_a}{E_a} + \frac{C_i}{E_i} \right)} \\ M_{\min} &= [p_{f\min}] \pi d_f^2 l_f \mu / 2 \\ &= \frac{0.035 - 2(1.6 \times 0.0016 + 1.6 \times 0.0016)}{40 \left(\frac{2.17}{210000} + \frac{0.7}{210000} \right)} = 45.7\text{MPa} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{则 } M_{\min} &= 45.7 \times \pi \times 40^2 \times 20 \times 0.11 / 2 = 252684\text{N} \cdot \text{mm} \\ &= 252.7\text{N} \cdot \text{m} > M_i (240\text{N} \cdot \text{m}) \end{aligned}$$

(2) 包容件的最大应力 $\sigma_{a\max}$

$$\begin{aligned} \text{式中 } \sigma_{a\max} &= [p_{f\max}] / a \\ [p_{f\max}] &= \frac{[\sigma_{\max}]}{d_f \left(\frac{C_a}{E_a} + \frac{C_i}{E_i} \right)} = \frac{0.076}{40 \left(\frac{2.17}{210000} + \frac{0.7}{210000} \right)} \\ &= 139\text{MPa} \end{aligned}$$

$$\text{则 } \sigma_{a\max} = 139 / 0.4 = 347.5\text{MPa} < \sigma_{sa} (800\text{MPa})$$

(3) 被包容件的最大应力 $\sigma_{i\max}$

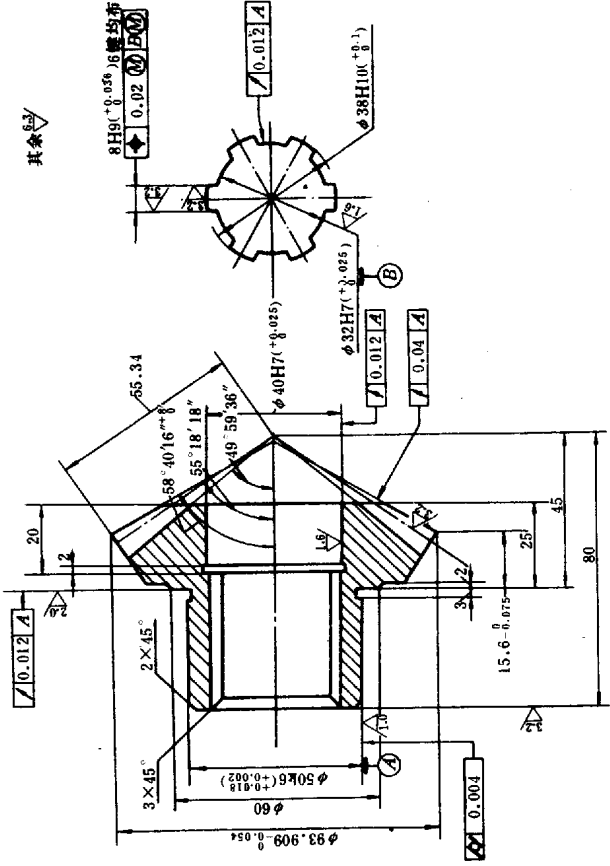
$$\sigma_{i\max} = [p_{f\max}] / c = 139 / 0.5 = 278\text{MPa} < \sigma_{si} (350\text{MPa})$$

核算结果说明选择合理。

模数	m	3.5
齿数	z_2	26
压力角	α	20°
径向变位系数	x_2	-0.27
切向变位系数	x_{t2}	-0.02
齿顶高系数	h_a^*	1
精度等级	8bD GB11365-89	
配偶	件号	1-17
齿轮	齿数	18
齿距累积公差	F_p	0.063
齿距极限偏差	$\pm f_p$	± 0.02
接触	沿齿长	35%~65%
斑点	沿齿高	40%~70%
分度圆弦齿高		2.59
分度圆弦齿厚		4.738 $^{+0.092}_{-0.157}$

技术要求

1. 齿轮表面渗碳深度 0.8~1.2, 齿面硬度 58~64HRC, 花键表面硬度不低于 36HRC
2. 未注圆角 R2~R3
3. 线性尺寸的未注公差按 GB 1804-m
4. 未注形位公差按 GB1184-80, 查表取 C 级

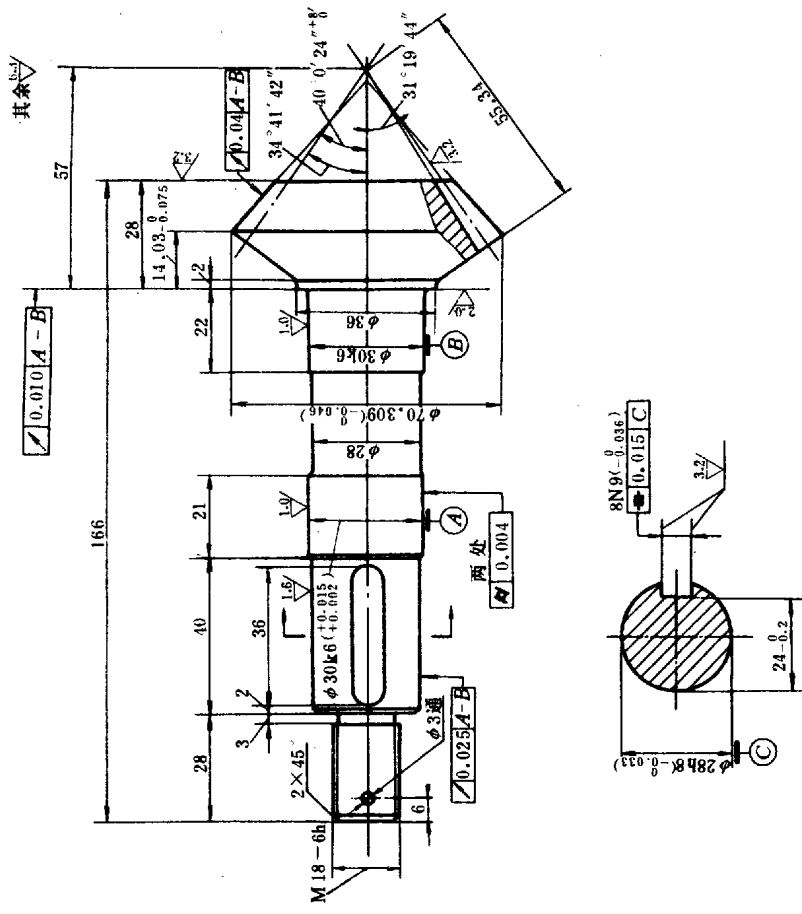


主 动 锥 齿 轮	材 料	20CrMnTi
件号	1-20	数量
制图		1
审核		
拖拉机带轮部件		

模数	m	3.5
齿数	z_1	18
压力角	α	20°
径向变位系数	x_1	0.27
切向变位系数	x_{t1}	0.02
齿顶高系数	h_a^*	1
精度等级	8bD GB11365-89	
配偶	件号	1-20
齿轮	齿数	26
齿距累积公差	F_p	0.05
齿距极限偏差	$\pm f_p$	± 0.02
接触	沿齿长	35%~65%
斑点	沿齿高	40%~70%
分度圆弦齿高		4.572
分度圆弦齿厚		6.246 $^{+0.084}_{-0.149}$

技术要求

1. 齿轮表面渗碳深度 0.8~1.2, 齿面硬度 58~64HRC, 轴部分渗碳深度不小于 0.7, 表面硬度不低于 56HRC
2. 未注圆角 1×45°, 未注圆角 R1~R2
3. 线性尺寸的未注公差按 GB 1804-m
4. 未注形位公差按 GB1184-80, 查表取 C 级



从 动 锥 齿 轮	材 料	20CrMnTi
件号	1-17	数量
制图		1
审核		
拖拉机带轮部件		

图例一 零件 图

主动锥齿轮 (件 1-20) 和从动锥齿轮 (件 1-17)

两直齿圆锥齿轮的精度等级、检测参数及公差值按 GB11365-89 《锥齿轮和准双曲面齿轮精度》确定如下:

1. 精度等级和侧隙的确定 带轮的线速度为 8~15m/s, 折合到锥齿轮上的圆周速度为 2.5~4.7m/s。一般工作平稳性精度与圆周速度有关。参照以前各种性能类似的拖拉机带轮部件中圆锥齿轮的精度大都为 8-D₁ 或 8-D₂ (JB180-60), 决定对照选择两齿轮的精度等级和最小法向侧隙种类为 8b, 法向侧隙公差种类选 D。
2. 公差组的检验组确定 参照表 9-2 锥齿轮公差组的检验组, 在第 I 公差组中选取齿距累积公差 F_p , 第 II 公差组齿距极限偏差 f_p (可与 F_p 用同一测量器具检测), 第 III 公差组选择接触斑点, 侧隙用分度圆弦齿厚的极限偏差来控制。具体见图 1 中列表的数值。
3. 有关参数及公差值的查取和计算见右表, 表中前面的一些参数值查公差表时要用到。

主动锥齿轮 (件 1-20)

1. 与滚动轴承 210 (G 级) 内圈相配合的 $\phi 50k6$ 外径, 圆柱度公差值为 $4\mu m$, 轴肩 (基准) 端面圆跳动为 $12\mu m$ (表 7-8)。两处表面粗糙度 R_a 值分别取 $1.0\mu m$ 和 $2.0\mu m$ (表 7-10)。
2. $\phi 40H7$ 、 $\phi 50k6$ 、 $\phi 32H7$ 都相互有同轴度要求, 用径向圆跳动控制。取 $\phi 40H7$ 内圆柱面对 $\phi 50k6$ 的径向圆跳动为 0.012 , (表 2-12、11、6 级), 测量时用 V 形块模拟基准。 $\phi 32H7$ 花键小径对 $\phi 50k6$ 的径向圆跳动也取 0.012 , 测量时用精密心轴模拟基准。
3. 齿坯外径尺寸公差取为 $\phi 93.909h8 (-0.054)$ (表 9-5、8 级), 齿坯顶母线斜向圆跳动公差为 0.04 (表 9-6)。齿坯轮冠距尺寸及公差为 $15.6_{-0.075}^{+0.075}$, 顶锥角极限偏差为 $+8'$ (表 9-7)。
4. 内花键小径 $\phi 32$ 、大径 $\phi 38$ 和键槽宽 8 的公差带分别为 H7、H10 和 H9 (表 6-5 中一般用公差带)。键槽宽的位置度公差为 0.02 (表 6-6), 以定心尺寸小径为基准 B, 按 GB1144-87 规定, 采用最大实体原则。表面粗糙度 R_a 值从表 3-3 中查出。
5. 锥齿轮齿面粗糙度 R_a 值取 $3.2\mu m$ (参考表 3-3)。

从动锥齿轮 (件 1-17)

1. 与两个滚动轴承 306 (G 级) 内圈相配合的两处 $\phi 30k6$ 轴段, 圆柱度公差值为 $4\mu m$, 轴肩 (基准) 端面圆跳动为 $10\mu m$ (表 7-8)。表面粗糙度 R_a 值分别为 1.0 和 $2.0\mu m$ (表 7-10)。
2. $\phi 28h8$ 为安装带轮的表面, 相对于 A-B 公共基准轴线应有同轴度要求, 否则将使带轮工作转动时不平衡。同轴度可用径向圆跳动来控制, 公差值取 $25\mu m$ (表 2-11、8 级)。表面粗糙度 R_a 值取 $1.6\mu m$ (表 3-3)。
3. 齿坯的外径尺寸及公差取为 $\phi 70.309h8 (-0.046)$ (表 9-5), 顶锥母线斜向圆跳动公差为 0.04 (表 9-6)。轮冠距尺寸及公差为 $14.03_{-0.075}^{+0.075}$, 顶锥角极限偏差为 $+8'$ (表 9-7)。
4. 单键槽宽的配合种类选一般联结 (表 6-3), 轴槽宽为 8N9 (-0.036) (表 6-1)。键槽对称度公差取 $15\mu m$ (表 6-4、8 级)。键槽侧面的粗糙度 R_a 值取 $3.2\mu m$ (表 3-3)。
5. 锥齿轮齿面粗糙度 R_a 值取 $3.2\mu m$ (表 3-3)。

参数名称	主动锥齿轮 ($z_2=26$)	从动锥齿轮 ($z_1=18$)
分度圆锥角	$\delta_2 = \arctg \frac{z_2}{z_1}$ $= \arctg \frac{26}{18} = 55^\circ 18' 18''$	$\delta_1 = 34^\circ 41' 42''$
当量圆柱齿轮齿数	$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2} = 46$	$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1} = 22$
锥距 (mm)	$R = \frac{d_2}{2 \sin \delta_2} = 55.34$	$R = 55.34$
中点分度圆直径 (mm)	$d_{m2} = d_2 - t \sin \delta_2$ $= 72.912$ ($t=22$)	$d_{m1} = d_1 - t \sin \delta_1$ $= 50.477$
法向中点模数 (mm)	$m_{nm} = \frac{d_{m2}}{z_2} = 2.8$	$m_{nm} = 2.8$
中点锥距 (mm)	$R_m = L - \frac{b}{2} = 44.34$	$R_m = 44.34$

公差和极限偏差值 (μm)

参数名称	主动锥齿轮	从动锥齿轮	查取公差值的表号
齿距累积公差 F_p	63	50	表 9-8
齿距极限偏差 f_p	± 20	± 20	表 9-11
接触斑点	沿齿长方向 35%~65% 沿齿高方向 40%~70%		表 9-4
齿厚上偏差 E_s	-92	-84	表 9-14
齿厚公差 T	65	65	表 9-15、9
齿坯顶母线跳动公差	40	40	表 9-6
基准端面跳动公差	15	12	表 9-6
齿坯轮冠距极限偏差	0 -75	0 -75	表 9-7
顶锥角极限偏差	+8' 0	+8' 0	表 9-7

测量用尺寸 (mm)

尺寸名称	主动锥齿轮	从动锥齿轮
分度圆弦齿高	$\bar{h}_{a2} = h_{a2} + \frac{s_2^2}{4d_2} \cos \delta_2$ 式中 $h_{a2} = (1+x_2)m = 2.555$ $s_2 = (\frac{\pi}{2} + 2x_2 \tan \alpha + x_2)m$ $= 4.74$ $\bar{h}_{a2} = 2.555 + \frac{(4.74)^2}{4 \times 91} \cos \delta_2$ $= 2.590$	$\bar{h}_{a1} = h_{a1} + \frac{s_1^2}{4d_1} \cos \delta_1$ 式中 $h_{a1} = (1+x_1)m = 4.445$ $s_1 = (\frac{\pi}{2} + 2x_1 \tan \alpha + x_1)m$ $= 6.256$ $\bar{h}_{a1} = 4.445 + \frac{(6.256)^2}{4 \times 65} \cos \delta_1$ $= 4.572$
分度圆弦齿厚	$\bar{s}_2 = s_2 - \frac{s_2^3}{6d_2^2} = 4.738$	$\bar{s}_1 = s_1 - \frac{s_1^3}{6d_1^2} = 6.216$

图例二 小模数滚齿机滚刀轴部件

滚刀轴由功率为 0.8kW、转速为 900r/min 的电动机通过蜗轮蜗杆副、挂轮系统及交错轴斜齿轮副等来驱动,最高转速为 1750r/min。滚刀轴由前轴承(铜瓦 3)和后轴承(D2205 圆柱滚子轴承 9)支承,其前端 φ8 圆柱部分安置滚刀。铜瓦 3 为外圆锥内圆柱带纵向槽形式,用锁母 5 来调整其与滚刀轴之间的径向间隙。滚刀轴的轴向用锁母 15 通过止推轴套 13 来调整,并用平端紧定螺钉 16 紧固。旋转变调螺钉 21 可使套筒 4 在支座 24 中作轴向位移而使整个滚刀轴部件实行轴向微调。滚刀轴部件是小模数滚齿机中的关键部件,其重要配合处的公差等级,轴用 IT5,孔用 IT6,一般也应用轴 IT6、孔 IT7,滚动轴承选用 D 级精度。

公差与配合选用

1. 斜齿轮 7 与铣刀轴 1 上 φ26 的配合 此配合有定心(同轴)要求,可拆卸,有连接件(半圆键 8),同时受力不大,故选用过渡配合 φ26H7/js6。
2. 套筒 4 与滚刀架 24 上孔 φ56 的配合 调整时只要求能有轴向微量相对位移,并有定心要求,不允许间隙过大,故选用 φ56H7/h6。
3. 圆柱滚子轴承 9 外圈与套筒 4 内孔 φ52 的配合 因与 D 级滚动轴承相配合,选用基轴制,孔应选 IT6。外圈受轻局部负荷,故选 φ52H6(表 7-25)。
4. 圆柱滚子轴承 9 内圈与滚刀轴 1 上 φ25 的配合 因与 D 级滚动轴承相配合,选用基孔制,轴应选 IT5。内圈受轻循环负荷,故选用 φ25j5(表 7-2.4)。
5. 止推轴套 13 与滚刀轴 1 上 φ16 的配合 调整时只要求能有微量轴向位移,其端面用作轴向定位,不允许间隙过大,故选用 φ16H7/h6。
6. 飞轮 14 与滚刀轴 1 上 φ14 的配合 可拆连接,有定心要求,选用 φ14H7/js6。
7. 防护罩 2 与铜瓦 3 的配合 只要求罩上后不脱落,能拆卸,配合精度要求不高,故选用 φ34H9/h9(另加顶丝)。
8. 滚刀轴 1 与铜瓦 3 上 φ24 的配合 此处为重要的间隙配合,间隙过小或过大都不能满足机床工作要求。按经验法实选为 φ24H6/f5)。下面用计算法来选择配合。

间隙配合的计算

1. 已知条件
- (1) 轴承直径的基本尺寸 D 为 φ24,工作长度 $l=48$ 。
- (2) 轴 1 最高转速 $n=1750\text{r/min}$,即 $\omega=183.3\text{rad/s}$ 。
- (3) 润滑油用 2 号主轴油,其动力粘度 $\mu=0.0018\text{Pa}\cdot\text{s}$ 。
- (4) 径向载荷 P 0.8kW=800N·m/s;滚刀半径 $r=0.009\text{m}$

$$P = \frac{800}{0.009 \times 183.3} = 485\text{N}$$

- (5) 孔、轴配合面的表面粗糙度 R_a 值为, $R_a=R_z=0.32\mu\text{m}$ (相当于 R_a 为 $0.1\mu\text{m}$)。
- (6) 本例工作温度变化不大,故不作温度修正计算。

2. 计算步骤和结果

- (1) 相对轴承长度 $\lambda = \frac{l}{D} = \frac{48}{24} = 2$ 。

$$(2) \text{单位平均压力 } p = \frac{P}{lD} = \frac{485}{48 \times 24} = 0.42 \times 10^6 \text{Pa}。$$

$$(3) \text{规范特性 } \eta = \frac{\mu\omega}{p} = \frac{0.0018 \times 183.3}{0.42 \times 10^6} = 0.8 \times 10^{-6}。$$

(4) 最小油膜厚度 $h_{\min}$

$$\text{临界油膜厚度 } h_k = R_{z_k} + R_{z_s} + r_D$$

式中, r_D 为考虑孔和轴形状误差影响的修正值,本例取 $r_D=2\mu\text{m}$,则

$$h_k = 0.32 + 0.32 + 2 = 2.64\mu\text{m}$$

最小油膜厚度 $h_{\min} = k' h_k$,式中 k' 为安全系数,一般取 $k'=2$,则 $h_{\min} = 2 \times 2.64 = 5.28\mu\text{m}$ 。
相对最小油膜厚度 k 为

$$k = \frac{h_{\min}}{D} = \frac{5.28 \times 10^{-3}}{24} = 0.22 \times 10^{-3}$$

(5) 利用轴承承载力系数 C_p 计算最佳间隙 从表 1-20 查出 $\lambda=2$, $\chi=0.5$ 时的 C_p 值为 1.483, χ 为相对偏心距, $\chi = \frac{e}{X/2}$ (e 为偏心距, X 为间隙)。分析表明, $\chi=0.5$ 时,相应的相对间隙为最佳值,相应

$$\text{最佳相对间隙 } \phi_{\text{最佳}} = \sqrt{\eta C_p} = \sqrt{0.8 \times 10^{-6} \times 1.483} = 1.1 \times 10^{-3}$$

$$\text{最佳间隙 } X_{\text{最佳}} = \phi_{\text{最佳}} D = 1.1 \times 10^{-3} \times 24 = 0.026$$

(6) 求功能极限间隙 由最佳相对间隙计算式可推导出

$$(1-\chi)\sqrt{C_p} = \frac{2k}{\sqrt{\eta}} = \frac{2 \times 0.22 \times 10^{-3}}{\sqrt{0.8 \times 10^{-6}}} = 0.49$$

用试凑法,即从表 1-20 中选一 χ 值,查出相应的 C_p 值,得出两组能满足或接近上式计算结果(0.49)的 χ 与 C_p 值。经多次试凑得 $\chi_{\text{max},F}=0.75$, $C_{p1}=3.671$,此时有

$$(1-\chi_{\text{max},F})\sqrt{C_p} = 0.25 \times \sqrt{3.671} = 0.479(\text{很接近 } 0.49)$$

从数据变化趋向知另一值 $\chi_{\text{min},F} < 0.3$,因 $\chi < 0.3$ 不能保证轴承稳定工作,故当 $\chi < 0.3$ 时,即取 $\chi=0.3$,于是有 $\chi_{\text{min},F}=0.3$, $C_{p2}=0.763$ 。

由 3.671 和 0.763 两 C_p 值求极限相对间隙 $\phi_{\text{max},F}$ 和 $\phi_{\text{min},F}$ 得

$$\phi_{\text{max},F} = \sqrt{\eta C_{p1}} = \sqrt{0.8 \times 10^{-6} \times 3.671} = 1.73 \times 10^{-3}$$

$$\phi_{\text{min},F} = \sqrt{\eta C_{p2}} = \sqrt{0.8 \times 10^{-6} \times 0.763} = 0.78 \times 10^{-3}$$

最后可得极限间隙为

$$X_{\text{max},F} = \phi_{\text{max},F} D = 1.73 \times 10^{-3} \times 24 = 0.042$$

$$X_{\text{min},F} = \phi_{\text{min},F} D = 0.78 \times 10^{-3} \times 24 = 0.019$$

(7) 选择配合 选用 φ24H6/f5, 孔 φ24 $^{+0.013}_{-0.020}$, 轴 φ24 $^{-0.020}_{-0.023}$, 即 $X_{\text{max}}=0.042$, $X_{\text{min}}=0.020$, 与以上计算结果很接近,最佳间隙值 $X_{\text{最佳}}=0.026$ 正在其间。

值得注意的是:影响间隙计算结果的因素很多,特别是润滑油牌号不同,其动力粘度值差别很大,考虑孔与轴形状误差影响的修正值 γ_n 的取值,也难以与实际情况完全吻合,这些因素变动都会使计算结果差别很大。总之,间隙配合的计算不如过盈配合计算那样成熟(后者已制订有国家标准,见图例一),目前仍以类比法为选择间隙配合的主要手段。

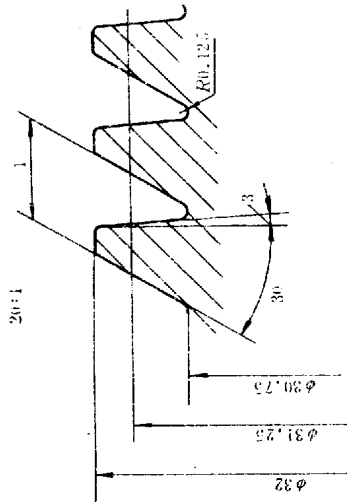
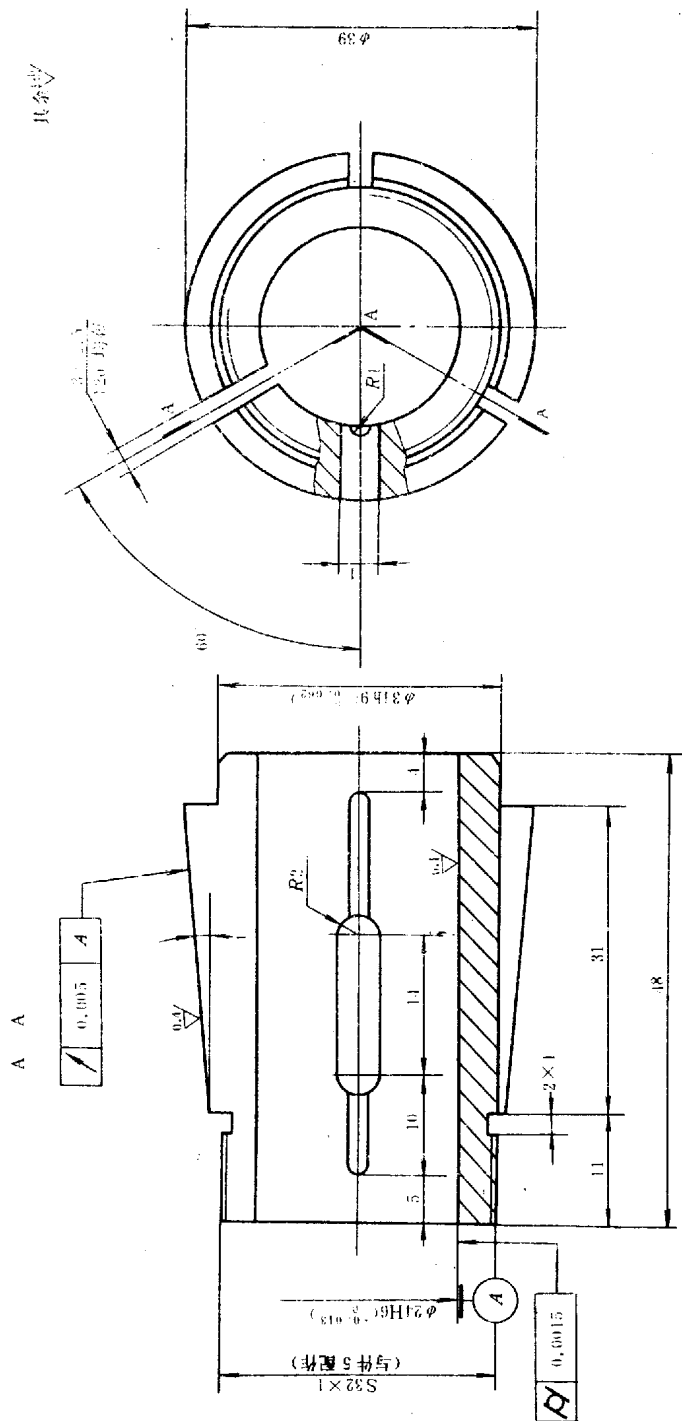
图例二 零件 图

滚刀轴(件 2-01)

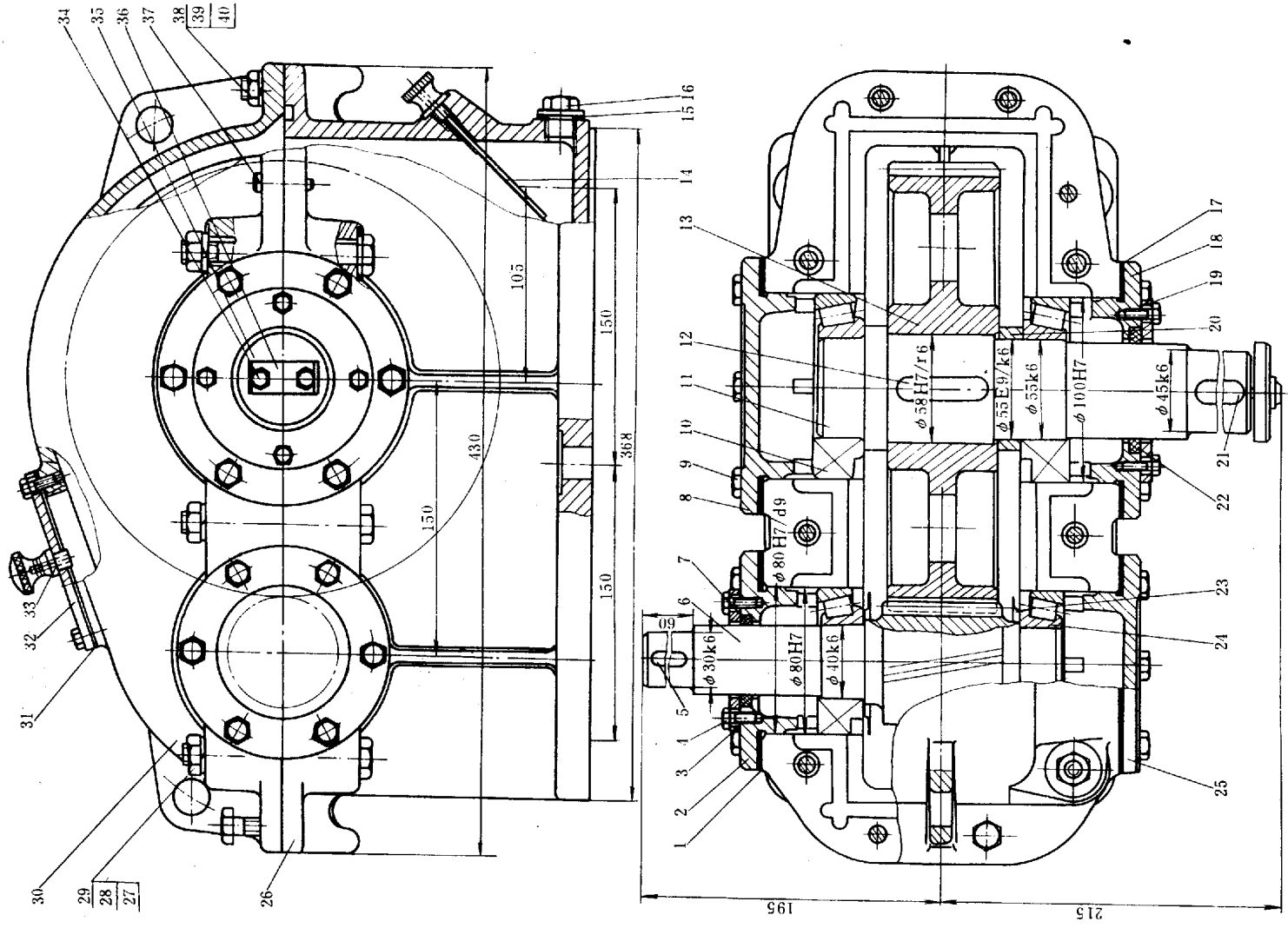
- 1. 安装 D 级滚动轴承 9 的 $\phi 25j5$ 轴面的圆柱度公差取 $1.5\mu m$, 轴肩两端面圆跳动均取 $4\mu m$ (表 7-9), 表面粗糙度 R_z 值分别为 0.4 和 $1.0\mu m$ (表 7-11)。另外 $\phi 25j5$ 与 $\phi 24f5$ 二轴承配合面应有较严格的同轴度要求, 故增加对二者公共轴线的径向圆跳动要求, 公差值取 $4\mu m$ (表 2-12, 11, 4 级)。
- 2. 安装从动螺旋齿轮 7 的 $\phi 26is6$ 轴面, 为控制齿轮安装后的几何偏心, 规定有径向圆跳动要求, 公差值为 $6\mu m$ (表 2-12, 11, 5 级)。表面粗糙度 R_z 值取 $0.8\mu m$ (表 3-3)。
- 3. 与铜瓦 3 相配合的 $\phi 24f5$ 轴面的形位误差, 将直接影响与滑动轴承的配合间隙大小, 故应严格要求, 规定圆柱度公差为 $1.5\mu m$ (表 2-5, 4, 4 级)径向圆跳动为 $4\mu m$ (表 2-12, 11, 4 级)表面粗糙度 R_z 值为 $0.1\mu m$ (表 3-3)。
- 4. 为保证正确安装滚刀, $\phi 8h5$ 轴面和轴肩要求径向圆跳动和端面圆跳动均为 $2.5\mu m$ (表 2-12, 11, 4 级), 表面粗糙度 R_z 值为 $0.2\mu m$ (表 3-3)。
- 5. 平键和半圆键的轴槽, 都采用一般联结, 键槽宽公差带都是 N9, 对称度公差都取 8 级, 公差值分别为 10 和 $12\mu m$ (表 6-3, 4)。表面粗糙度 R_z 值均为 $1.6\mu m$ (表 3-3)。

铜瓦(件 2-03)

- 1. 作为滑动轴承的 $\phi 24H6$ 孔表面, 对形位误差应有严格要求, 它直接影响配合间隙的大小。与滚刀轴 1 上的配合面一样, 规定圆柱度公差为 $1.5\mu m$ (表 2-5, 4, 4 级)表面粗糙度 R_z 值为 $0.1\mu m$ (表 3-3)。
- 2. 外圆锥面相对轴心的跳动, 装配后将影响内圆柱面的配合间隙大小和均匀性, 故规定有斜向圆跳动公差 $5\mu m$ 。



铜 瓦		材 料	QSn4-4-4	
制图	件号	2-03	数量	1
审核	小模数滚齿机滚刀轴部件			



41	弹簧垫圈	2		GB93--87--10
40	六角螺母	2		GB41--86--M10
39	六角头螺栓	3		GB5780--86--M10×35
38	圆锥销	2		GB117--86--A8×30
37	止动垫片	1	Q215A	
36	轴端挡圈	1	Q235A	
35	六角头螺栓	2		GB5780--86--M6×20
34	通气器	1	Q235A	
33	窥视孔盖	1	Q215A	
32	垫片	1	石棉橡胶纸	
31	机盖	1	HT200	
30	六角螺母	6		GB41--86--M12
29	弹簧垫圈	6		GB93--87--12
28	六角头螺栓	6		GB5780--86--M12×100
27	六角头螺栓	1		GB5780--86--M12×80
26	机座	1	HT200	
25	轴承端盖	1	HT150	
24	圆锥滚子轴承	2		GB297--87 7208E
23	挡油环	2	Q235A	
22	毡封油圈	1	半粗羊毛毡	
21	平键	1		14×56 GB1096--79
20	定距环	1	Q235A	
19	密封盖	1	Q235A	
18	轴承端盖	1	HT150	
17	垫片	2	08F	
16	螺塞	1	Q235A	
15	垫片	1	石棉橡胶纸	
14	油杯尺	1		组合件
13	大齿轮	1	45	
12	平键	1		16×56 GB1096--79
11	轴	1	45	
10	圆锥滚子轴承	2		GB297--87 7211E
9	六角头螺栓	24		GB5780--86--M8×25
8	轴承端盖	1	HT200	
7	毡封油圈	1	半粗羊毛毡	
6	齿轮轴	1	45	
5	平键	1		8×50 GB1096--79
4	六角头螺栓	12		GB5780--86--M6×16
3	密封盖	1	Q235A	
2	轴承端盖	1	HT200	
1	垫片	2	08F	
序号	名 称	数 量	材 料	备 注

圆柱齿轮减速器

代 号

3-00

制 图

审 核

图 例 三

图例三 圆柱齿轮减速器

本例为工业生产中通用的一级圆柱齿轮减速器。齿轮轴 6 为输入轴,轴 11 为输出轴,功率为 5kW,高速轴转速为 572r/min,传动比为 3.95。

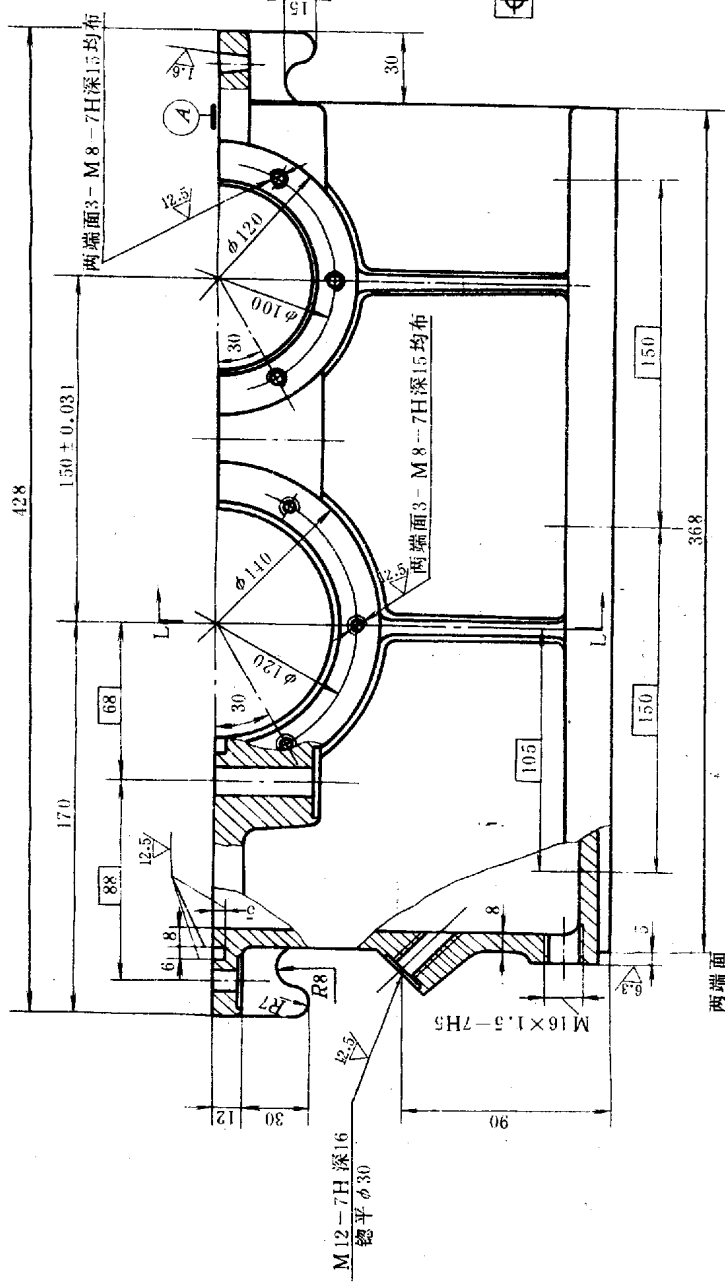
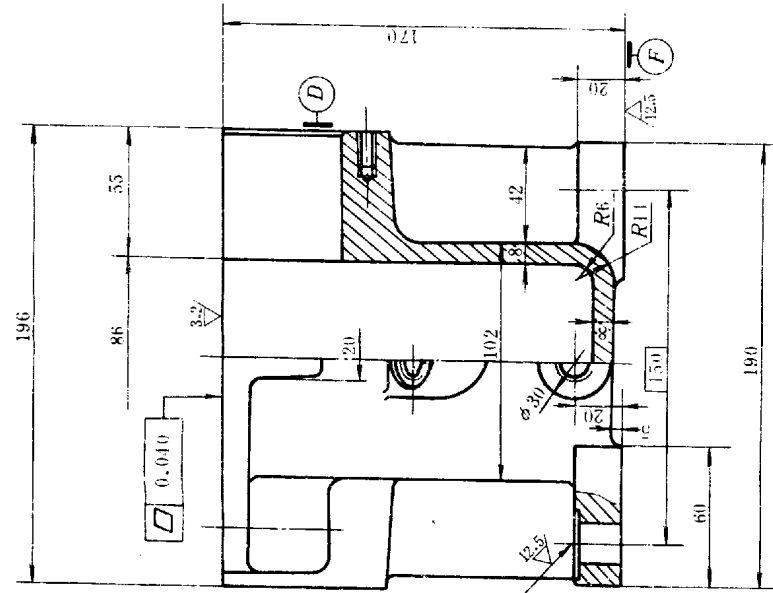
通用减速器中主要配合尺寸的精度大多采用机械制造中用得较多的公差等级,即孔为 IT7,轴为 IT6。减速器中的滚动轴承大多用 G 级,对高速减速器中的滚动轴承可用 E 级。

公差与配合选用

1. 带轮(图中未画出)与输入轴 6 上 $\phi 30$ 轴端的配合 要求同轴度较高且可装拆,故选过渡配合 $\phi 30H7/k6$ 。
2. 两处滚动轴承 24 外圈与机座 23 上 $\phi 80$ 孔的配合 按规定应为基轴制,外圈受局部负荷,壳体孔选 $\phi 80H7$ (表 7-5)。
3. 两处滚动轴承 24 内圈与输入轴 6 上 $\phi 40$ 轴颈的配合 按规定应为基孔制,内圈受循环负荷,轴选 $\phi 40k6$ (表 7-4)。
4. 端盖 2 与机座 25 上 $\phi 80$ 孔的配合 由于端盖只起轴向往定位作用,径向配合要求不高,允许配合间隙较大,因壳体孔与滚动轴承 24 外圈配合已选定为 $\phi 80H7$,所以端盖选低精度基本偏差较大的间隙配合公差带 $\phi 80d9$,即配合为 $\phi 80H7/d9$ 。
5. 两处滚动轴承 10 外圈与机座 25 的配合 工作条件与 2 相似,为基轴制,壳体孔选 $\phi 100H7$ 。
6. 两处滚动轴承 10 内圈与轴 11 的配合 工作条件与 3 相似,为基孔制,轴选 $\phi 55k6$ 。
7. 大齿轮 13 的 $\phi 58$ 内孔与轴 11 的配合 要求齿轮在轴上精确定心,且要传递一定转矩,又由于机座和盖是剖分式的,齿轮与轴一般可不拆卸,故选过盈配合 $\phi 58H7/r6$ 。
8. 定距环 20 与轴 11 间的配合 工作条件与 4 相似,轴已选用 $\phi 55k6$,为便于拆装和避免装配时划伤轴径,按经验可取最小间隙 $X_{\min}$ 为 $0.03 \sim 0.05$,经推算(查表 1-3)可选 $\phi 55E9/k6$ 。

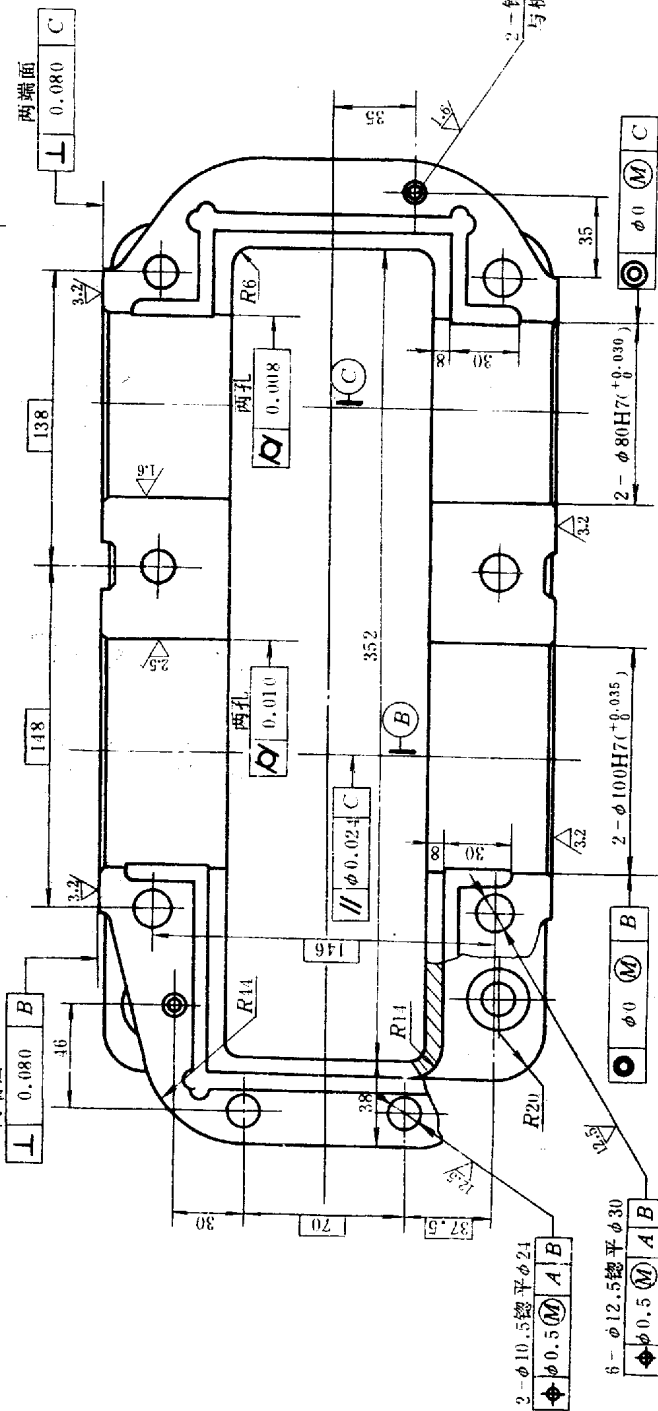
其余 ∇

L-L



技术要求

1. 铸成后应清理并进行时效处理
2. 机盖和机座合箱后,边缘应平齐,相互错位每边不大于2
3. 应检查与机盖结合面的密封性,用0.05毫米塞入深度不得大于结合面宽度的1/3
4. 与机盖联接后,打上定位销进行镗孔,镗孔时结合面处禁放任何衬垫
5. 未注铸造圆角半径 $R3 \sim R5$
6. 铸造尺寸精度为 IT18
7. 未注倒角为 $2 \times 45^\circ$
8. 线性尺寸的未注公差按 GB1804-f
9. 未注形位公差按 GB1184-80,查表按 C 级

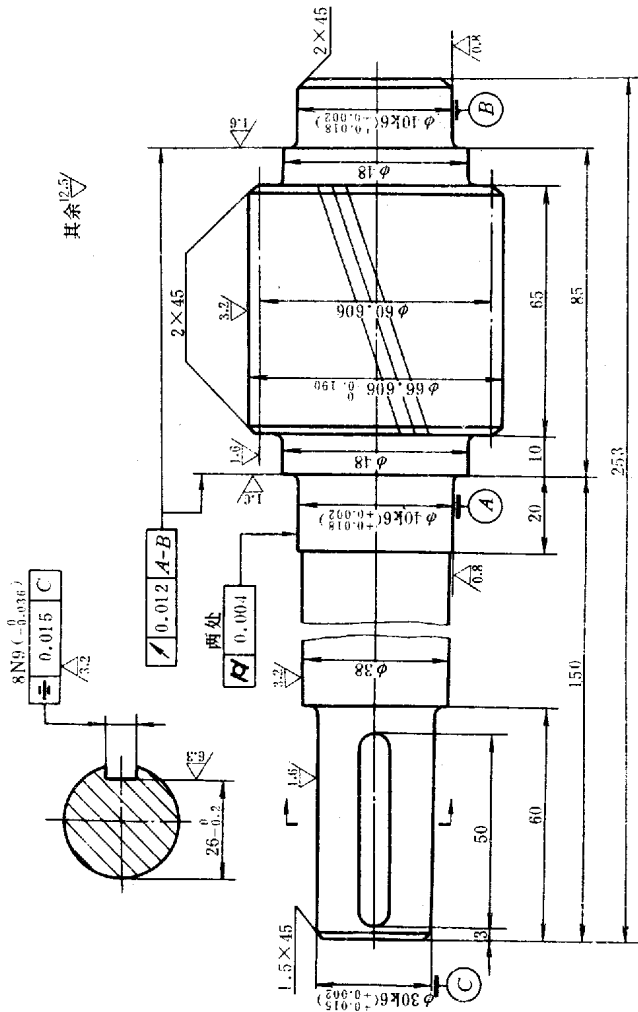


机 座		材 料	HT200	
制 图	件 号	3-26	数 量	1
审 核	圆柱齿轮减速器			

法向模数	m_n	3
齿数	z_1	20
压力角	α_n	20°
螺旋方向		左
螺旋角	β	8°6'34"
精度等级	9-8-8EH	GB10095-88
配偶	件号	3-13
齿数	z_2	79
齿圈径向跳动公差	F_r	0.071
公法线长度变动公差	F_w	0.056
齿距极限偏差	f_p	±0.020
齿形公差	f_f	0.014
齿向公差	F_β	0.025
跨越齿数	k	3
公法线平均长度	E_{fms}	23.006 ^{+0.055} _{-0.133}
极限偏差	E_{fmm}	

技术要求

1. 调质处理 190~230HBS
2. 圆角半径为 R2
3. 两端中心孔为 B3.15/10 GB145-85, 粗糙度 R_a 值为 0.8 μ m
4. 线性尺寸的未注公差按 GB1804-f
5. 未注形位公差按 GB1184-80, 查表按 C 级

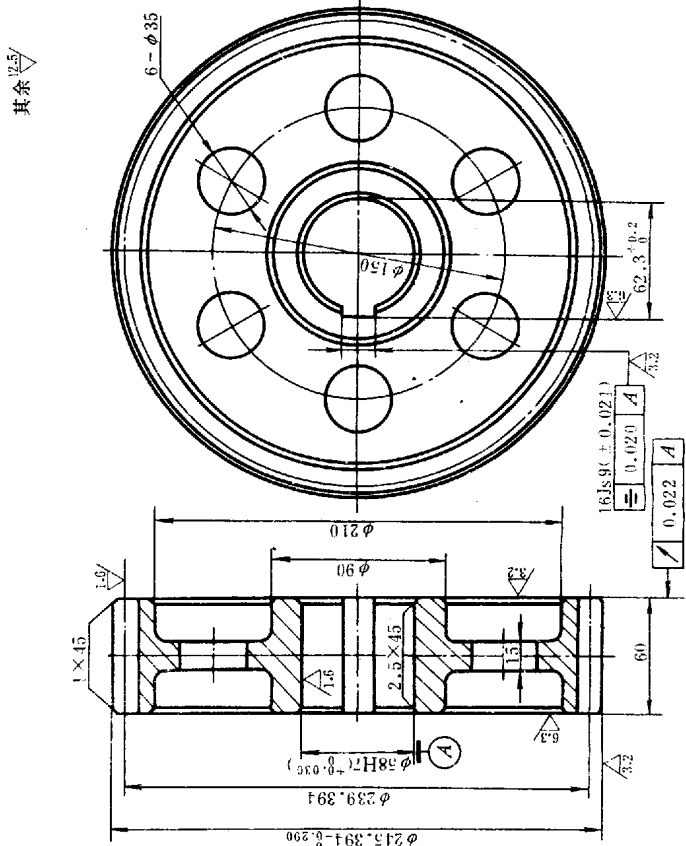


制图	审核	齿 轮 轴	材 料	45
件号	数量	3-06	数量	1
圆柱齿轮减速器				

法向模数	m_n	3
齿数	z_2	79
压力角	α_n	20°
螺旋方向		左
螺旋角	β	8°6'34"
精度等级	9-8-8FJ	GB10095-88
配偶	件号	3-06
齿数	z_1	20
齿圈径向跳动公差	F_r	0.080
公法线长度变动公差	F_w	0.071
齿距极限偏差	f_p	±0.022
齿形公差	f_f	0.018
齿向公差	F_β	0.025
跨越齿数	k	10
公法线平均长度	E_{fms}	87.551 ^{+0.102} _{-0.187}
极限偏差	E_{fmm}	

技术要求

1. 其余倒角为 2×45°
2. 调质处理后齿面硬度为 170~210HBS
3. 未注圆角为 R3
4. 线性尺寸的未注公差按 GB1804-f
5. 未注形位公差按 GB1184-80, 查表按 C 级



制图	审核	大 齿 轮	材 料	45
件号	数量	3-13	数量	1
圆柱齿轮减速器				