机械设计课程设计

计算说明书

题　　目　　设计电动机卷扬机传动装置

专业班级　　机械设计制造及其自动化 08 级 1 班

学　　号

学生姓名　　熊 丁

指导教师　　周毓明　　何斌锋

西 安 文 理 学 院

2010 年 12 月

西 安 文 理 学 院

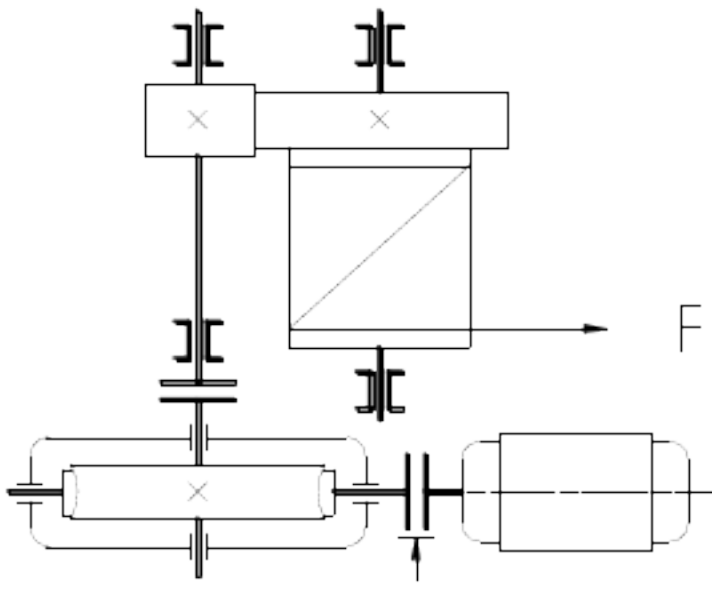
机械设计课程设计任务书

学生姓名 熊丁 专业班级 08 机械设计制造及其自动化（1）班 学 号

指导教师 职 称 教研室

题目 设计电动卷扬机传动装置 编号 W-10

传动系统图：



原始数据：

钢绳拉力 F/kN	钢绳速度 $v/(m\cdot \min^{-1})$	卷筒直径 D/mm
17	8	330

工作条件：

连续单向运转，工作时有轻微振动，小批量生产，单班制工作，使用期限 **8** 年，运输带速度允许误差为±**5%**

要求完成：

1.减速器装配图 **1** 张（**A2**）。

2.零件工作图 **2** 张（箱体和轴）。

3.设计说明书 **1** 份，**6000-8000** 字。

开始日期 2010 年 12 月 6 日 完成日期 2010 年 12 月 31 日

2010 年 12 月 1 日

目录

1. 电机选择 . . . . . 错误!未定义书签。
2. 选择传动比 . . . . . 错误!未定义书签。
2. 1 总传动比. . . . . 错误!未定义书签。
2. 2 减速装置的传动比分配. . . . . 错误!未定义书签。
3. 各轴的参数 . . . . . 错误!未定义书签。
3. 1 各轴的转速. . . . . 错误!未定义书签。
3. 2 各轴的输入功率. . . . . 错误!未定义书签。
3. 3 各轴的输出功率. . . . . 错误!未定义书签。
3. 4 各轴的输入转矩. . . . . 错误!未定义书签。
3. 5 各轴的输出转矩. . . . . 错误!未定义书签。
3. 6 各轴的运动参数表. . . . . 错误!未定义书签。
4. 蜗轮蜗杆的选择 . . . . . 错误!未定义书签。
4. 1 选择蜗轮蜗杆的传动类型. . . . . 错误!未定义书签。
4. 2 选择材料. . . . . 错误!未定义书签。
4. 3 按计齿面接触疲劳强度计算进行设. . . . . 错误!未定义书签。
4. 4 蜗杆与蜗轮的主要参数与几何尺寸. . . . . 错误!未定义书签。
4. 5 校核齿根弯曲疲劳强度. . . . . 错误!未定义书签。
4. 6 验算效率. . . . . 错误!未定义书签。
4. 7 精度等级公差和表面粗糙度的确定. . . . . 错误!未定义书签。
5. 圆柱齿轮的设计 . . . . . 错误!未定义书签。
5. 1 材料选择. . . . . 错误!未定义书签。
5. 2 按齿面接触强度计算设计. . . . . 错误!未定义书签。
5. 3 计算. . . . . 错误!未定义书签。
5. 4 按齿根弯曲强度计算设计. . . . . 错误!未定义书签。
5. 5 取几何尺寸计算. . . . . 错误!未定义书签。
6. 轴的设计计算 . . . . . 错误!未定义书签。
6. 1 蜗杆轴. . . . . 错误!未定义书签。
6.1.1按扭矩初算轴径 .....错误!未定义书签。

6.1.2蜗杆的结构设计 .....错误!未定义书签。
6. 2 蜗轮轴. . . . . 错误!未定义书签。
6.2.1输出轴的设计计算 .....错误!未定义书签。
6.2.2轴的结构设计 .....错误!未定义书签。
6. 3 蜗杆轴的校核. . . . . 错误!未定义书签。
6.3.1求轴上的载荷 .....错误!未定义书签。
6.3.2精度校核轴的疲劳强度.....错误!未定义书签。
6. 4 蜗轮轴的强度校核. . . . . 错误!未定义书签。
6.4.1精度校核轴的疲劳强度.....错误!未定义书签。
6.4.2精度校核轴的疲劳强度.....错误!未定义书签。
7. 滚动轴承的选择及校核计算 . . . . . 错误!未定义书签。
7. 1 蜗杆轴上的轴承的选择和寿命计算. . . . . 错误!未定义书签。
7. 2 蜗杆轴上轴承的选择计算. . . . . 错误!未定义书签。
8. 键连接的选择及校核计算 . . . . . 错误!未定义书签。
8. 1 输入轴与电动机轴采用平键连接. . . . . 错误!未定义书签。
8. 2 输出轴与联轴器连接采用平键连接. . . . . 错误!未定义书签。
8. 3 输出轴与蜗轮连接用平键连接. . . . . 错误!未定义书签。
9. 联轴器的选择计算 . . . . . 错误!未定义书签。
9. 1 与电机输出轴的配合的联轴器. . . . . 错误!未定义书签。
9. 2 与二级齿轮降速齿轮轴配合的联轴器. . . . . 错误!未定义书签。
10. 润滑和密封说明 . . . . . 错误!未定义书签。
10. 1 润滑说明. . . . . 错误!未定义书签。
10. 2 密封说明. . . . . 错误!未定义书签。
11. 拆装和调整的说明 . . . . . 错误!未定义书签。
12. 减速箱体的附件说明 . . . . . 错误!未定义书签。
13. 设计小结 . . . . . 错误!未定义书签。
14. 参考文献 . . . . . 错误!未定义书签。

1.

电机选择

工作机所需输入功率

$$P_w = Fv/1000\eta_w = \frac{17\times1000\times\frac{8}{60}}{1000\times0.97} = 2.34\ kw$$

$p_w = 2.34kw$

所需电动机的输出功率 p_d

$$P_d = \frac{P_w}{\eta_a} = 3.54\ kw$$

$p_d = 3.54kw$

传递装置总效率

$$\eta_a = \eta_1^2\eta_2\eta_3^4\eta_4\eta_5$$

$\eta_a = 0.6577$

式中：

η_1：蜗杆的传动效率 0.75

η_2：每对轴承的传动效率 0.98

η_3：直齿圆柱齿轮的传动效率 0.97

η_4：联轴器的效率 0.99

η_5：卷筒的传动效率 0.96

所以 $n_a = 0.75\times0.98^4\times0.97\times0.99^2 = 0.6577$

$$P_d = \frac{2.34}{0.6577} = 3.5578\text{kw}$$

故选电动机的额定功率为 4kw

$$n_{卷} = \frac{v\times1000\times60}{\pi D} = \frac{\frac{8}{60}}{3.14\times330}\times1000\times60 = 7.72r/\min$$

$$n_{卷} = i_{蜗}i_{齿}n_{卷} = (3\sim5)\times(7\sim40)\times7.72$$

$$= (162.12\sim1544)\ r/\min$$

$n_{卷} = 7.72r/\min$

符合这一要求的同步转速有 750r/min , 1000r/min , 1500r/min 电机容量的选择比较：

表 1.1　电动机的比较

方案	型号	额定功率 /kw	同步转速 /r/min	满载转速 /r/min	重量	价格
1	$Y160M_1$-8	4	750	720	重	高
2	$Y132M_1$-6	4	1000	960	中	中
3	Y112M-4	4	1500	1440	轻	低

考虑电动机和传动装置的尺寸 重量及成本，可见第二种方案较合理，因此选择型号为：$Y132M_1$-6D 的电动机。

1. 选择传动比

1.1 总传动比

$i_a = 124.35$

$$i_a = \frac{n_{满}}{n_{卷}} = \frac{960}{7.72} = 124.35$$

1.2 减速装置的传动比分配

$$i_a = i_{蜗} i_{齿} = 124.35$$

$i_{蜗} = 31.0875$

所以$i_{蜗} = 31.0875$ $i_{齿} = 4$

$i_{齿} = 4$

2. 各轴的参数

将传动装置各轴从高速到低速依次定为 I 轴 II 轴 III 轴 IV 轴 ：η_{0-I}、η_{I-II}、、η_{II-III}、η_{III-V} 依次为电动机与 I 轴 I 轴与 II 轴 II 轴与 III 轴 III 轴与 V 轴的传动效率 则：

2.1 各轴的转速

$$n_I = 960r/\min$$

$$n_{II} = \frac{n_{满}}{i_{蜗}} = \frac{960}{31.0875} = 30.8806r/\min$$

$$n_{III} = n_{II} = 30.8806r/\min$$

$$n_{IV} = \frac{n_{III}}{i_{齿}} = \frac{32}{4.01} = 7.72r/\min$$

2.2 各轴的输入功率

I 轴 $P_I = P_d \eta_{0-I} = 3.5578 \times 0.99 = 3.5222kw$

II 轴 $P_{II} = P_I \eta_{I-II} = 3.5222 \times 0.75 \times 0.98 = 2.5888kw$

III轴 $P_{III} = P_{II} \eta_{II-III} = 2.5888 \times 0.99 \times 0.98 = 2.5117kw$

IV轴 $P_{IV} = P_{III} \eta_{III-V} = 2.5117 \times 0.97 \times 0.98 = 2.3876kw$

2.3 各轴的输出功率

I 轴 $P_I = P_I \eta_{0-I} = 3.5222 \times 0.98 = 3.4518kw$

II 轴 $P_{II} = P_{II} \eta_{I-II} = 2.5888 \times 0.98 = 2.5370kw$

III轴 $P_{III} = P_{II} \eta_{II-III} = 2.5117 \times 0.98 = 2.4615kw$

IV轴 $P_{IV} = P_{III} \eta_{III-V} = 2.3876 \times 0.98 = 2.3398kw$

2.4 各轴的输入转矩

输入功率：

$P_I = 3.5222kw$

$P_{II} = 2.5888kw$

$P_{III} = 2.5117kw$

$P_{IV} = 2.3876kw$

输出功率：

$P_I = 3.4518kw$

$P_{II} = 2.5370kw$

$P_{III} = 2.4615kw$

$P_{IV} = 2.3398kw$

电动机 $T_d = 9550\frac{P_d}{n_{满}} = 9550 \times \frac{3.5578}{960} = 35.3927N \cdot m$

Ⅰ轴 $T_I = 9550\frac{P_I}{N_I} = 35.0388N \cdot m$

Ⅱ轴 $T_{II} = 9550\frac{P_{II}}{N_{II}} = 800.6119N \cdot m$

Ⅲ轴 $T_{III} = 9550\frac{P_{III}}{N_{III}} = 776.7536N \cdot m$

Ⅳ轴 $T_{卷} = 9550\frac{P_{III}}{N_{卷}} = 2953.5280N \cdot m$

1.1 各轴的输出转矩

电动机 $T_d = 35.3927N \cdot m$

Ⅰ轴 $T_I = 9550\frac{P_I}{N_I} = 34.3380N \cdot m$

Ⅱ轴 $T_{II} = 9550\frac{P_{II}}{N_{II}} = 784.5997N \cdot m$

Ⅲ轴 $T_{III} = 9550\frac{P_{III}}{N_{III}} = 761.2185N \cdot m$

Ⅳ轴 $T_{卷} = 9550\frac{P_{III}}{N_{卷}} = 2894.4574N \cdot m$

输入转矩：

$T_I = 35.039N \cdot m$

$T_{II} = 800.62N.m$

$T_{III} = 776.75N \cdot m$

$T_{卷} = 2953.5N \cdot m$

输出转矩：

$T_I = 34.338N \cdot m$

$T_{II} = 784.60N \cdot m$

$T_{III} = 761.22N \cdot m$

$T_{卷} = 2894.5N \cdot m$

3.6 各轴的运动参数表

表 3.1　各轴的运动参数表

<table>
<tr><th rowspan="2">轴号</th><th colspan="2">功率 $P(kw)$</th><th colspan="2">转矩(N·m)</th><th rowspan="2">转速 (r/min)</th><th rowspan="2">传动 i</th><th rowspan="2">效率</th></tr>
<tr><th>输入</th><th>输出</th><th>输入</th><th>输出</th></tr>
<tr><td>电机轴</td><td>4</td><td>3.5578</td><td></td><td>35.3927</td><td>960</td><td rowspan="2">1</td><td rowspan="2">0.99</td></tr>
<tr><td>1 轴</td><td>3.5233</td><td>3.4579</td><td>35.0388</td><td>34.3380</td><td>960</td></tr>
<tr><td>2 轴</td><td>2.5889</td><td>2.2571</td><td>800.620</td><td>784.5997</td><td>30.8806</td><td>31.0875</td><td>0.735</td></tr>
<tr><td>3 轴</td><td>2.5117</td><td>2.4615</td><td>776.754</td><td>761.2185</td><td>30.8806</td><td>1</td><td>0.9702</td></tr>
<tr><td>卷轴</td><td>2.3876</td><td>2.3398</td><td>2953.53</td><td>2894.457</td><td>7.72</td><td>4</td><td>0.9506</td></tr>
</table>

1. 蜗轮蜗杆的选择

P = 3.5233kw,　　i = 31.0875,　　$n = 960r/\min$

4.1 选择蜗轮蜗杆的传动类型

根据 GB/T10085—1998　选择 ZI

4.2 选择材料

蜗杆选 45 钢，齿面要求淬火，硬度为 45-55HRC.
蜗轮用 ZCuSn10P1,金属模制造。
为了节约材料齿圈选青铜，而轮芯用灰铸铁 HT100 制造

4.3 按计齿面接触疲劳强度计算进行设

（1）根据闭式蜗杆传动的设计进行计算，先按齿面接触疲劳强度计进行设计，再校对齿根弯曲疲劳强度。由文献[1]P254 式（11-12），　传动中心距

$Z = 1$

$$a \geq \sqrt[3]{KT\left(\frac{ZeZ\rho}{\sigma_H}\right)^2}$$

由前面的设计知作用在蜗轮上的转矩 T2，按 Z_1=1,估取η = 0.75，则：

$$T_2 = 9.95\times10^6\times\frac{P_2}{n_2} = 9.55\times10^6\times\frac{P_1\eta}{\frac{n_1}{i_1}}$$

$$= 9.95\times10^6\times\frac{3.5233\times0.75}{\frac{960}{31.0875}} = 817200.877N\cdot m$$

（2）确定载荷系数 K

因工作比较稳定，取载荷分布不均系数 $K_\beta = 1.3$；由文献[1]P253 表 11-5 选取使用系数 $K_A = 1.15$；由于转速不大，工作冲击不大，可取动载系 $K_v = 1.05$；则

$$K = K_\beta K_A K_v = 1.15\times1\times1.05 = 1.21$$

（3）确定弹性影响系数 Z_E

因选用的是 45 钢的蜗杆和蜗轮用 ZCuSn10P1 匹配的缘故，有 $Z_E = 160MPa^{\frac{1}{2}}$

（4）确定接触系数Z_ρ

先假设蜗杆分度圆直径 d_1 和中心距a 的比值$d_1/a=0.35$，从文献[1]P253 图 11-18 中可查到 $Z_\rho=2.9$

（5）确定许用接触应力$[\sigma_H]$

根据选用的蜗轮材料为 ZCuSn10P1，金属模制造，蜗杆的螺旋齿面硬度＞45HRC，可从文献[1]P254 表 11-7 中查蜗轮的基本许用应力$[\sigma_H]'=268MPa$

应力循环次数

$$N=60jnL_h=60\times1\times\frac{960}{31.0875}\times(1\times8\times300\times8)=3.5574\times10^7$$

寿命系数 $K_{HN}=\sqrt[8]{\frac{10^7}{3.43574\times10^7}}=0.8533$

则 $[\sigma_H]=K_{HN}\times[\sigma_H]'=0.8533\times268MPa=228.6875MPa$

（6）计算中心距:

$$a\geq\sqrt[3]{1.21\times817.2\times10^3\times(\frac{160\times2.9}{228.6875})^2}=159.6543mm$$

取 a=160mm，由 i=30，则从文献[1]P245 表 11-2 中查取，模数 m=8 蜗杆分度圆直径$d_1=80mm$。从图中 11-18 中可查 $Z_{\rho'}=2.65$，由于$Z_{\rho'}<Z_\rho$，即以上算法有效。

4.4 蜗杆与蜗轮的主要参数与几何尺寸

（1）蜗杆

轴向尺距 $P_a=\pi m=25.133mm$

直径系数 $q=\frac{d_1}{m}=10$

齿顶圆直径 $d_{a1}=d_1+2h_a^*m=96mm$

齿根圆直径$d_{f1}=d_1-2(h_a^*m+c)=60.8mm$

分度圆导程角 $\gamma=\arctan\frac{z_1}{q}=5.71^\circ$

蜗杆轴向齿厚 $s_a=\frac{1}{2}m\pi=12.5664mm$

蜗杆的法向齿厚 $s_n=s_a\cdot\cos\gamma=12.5664\times\cos5.71^\circ=12.5040mm$

（2）蜗轮

$N=3.3574\times10^7$

$K_{HN}=0.8533$

$[\sigma_H]=229MPa$

$a\geq159.6543mm$

取 $a=160mm$

$d_1=80mm$

$P_a=25.133mm$

$q=10$

$d_{a1}=96\ mm$

$d_{f1}=60.8mm$

$s_a=12.5664mm$

$s_n=12.5040mm$

$z_2=31$

蜗轮齿数 $z_2=31$，变位系数 $x_2=-0.5$

验算传动比 $i=\frac{z_2}{z_1}=\frac{31}{1}=31$，

这时传动比误差为：$\frac{31-31.0875}{31.0875}=0.28\%$，在误差允许值内。

蜗轮分度圆直径 $d_2=mz_2=8\times31=248mm$

喉圆直径 $d_{a2}=d_2+2h_{a2}=248+2\times8=264mm$

齿根圆直径 $d_{f2}=d_2-2h_{f2}=248-2\times1.2\times8=228.8mm$

咽喉母圆半径 $r_{g2}=a-\frac{1}{2}d_{a2}=160-0.5\times264=28mm$

4.5 校核齿根弯曲疲劳强度

$$\sigma_F=\frac{1.53KT_2}{d_1d_2}Y_{Fa2}Y_\beta\le[\sigma_F]$$

当量齿数 $z_{v2}=\frac{z_2}{\cos^3\gamma}=\frac{31}{\cos^3 5.763}=31.4697$

根据 $x_2=-0.5, z_{v2}=31.4697$

从图 11-9 中可查得齿形系数 Y_{Fa2}=2.55

螺旋角系数：$Y_\beta=1-\frac{\gamma}{140^\circ}=1-\frac{5.71^\circ}{140^\circ}=0.9592$

许用弯曲应力：

从文献[1]P256 表 11-8 中查得有 ZCuSn10P1 制造的蜗轮的基本许用弯曲应力 $[\sigma_F]'$=56MPa

寿命系数 $K_{FN}=\sqrt[9]{\frac{10^6}{3.5574\times10^7}}=0.6724$

$[\sigma_F]=56\times0.6724=37.6544MPa$

$$\sigma_F=\frac{1.53\times1.21\times817200.877\times2.55\times0.9592}{80\times248\times8}=23.3144MPa$$

可以得到：$\sigma_F<[\sigma_F]$

因此弯曲强度是满足的。

$d_2=248mm$

$d_{a2}=264mm$

$d_{f2}=228.8mm$

$r_{g2}=28mm$

$z_{v2}=31.4697$

$Y_\beta=0.9592$

$K_{FN}=0.6724$

$[\sigma_F]=37.7MPa$

$\sigma_F=23.314MPa$

4.6 验算效率

$$\eta = (0.95 - 0.96)\frac{\tan\gamma}{\tan(\gamma + \varphi_v)}$$

已知$\gamma = 5.71^{\circ}$；$\varphi_v = \arctan f_v$；f_v与相对滑动速度v_s有关。

$$v_s = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \times 1000\cos\gamma} = 4.041 m/s$$

从文献[1]P264表11-18中用差值法查得：$f_v = 0.0239; \varphi_v = 1.326^{\circ}$ 代入式中，

得$\eta = 0.77$大于原估计值，因此不用重算。

4.7 精度等级公差和表面粗糙度的确定

考虑到所设计的蜗杆传动是动力传动，属于通用机械减速器，从GB/T10089-1988圆柱蜗杆，蜗轮精度选择 8 级精度，侧隙种类为 f，标注为8f GB/T10089-1988。然后由有关手册查得要求的公差项目及表面粗糙度，此处从略。详细情况见零件图。

3. 圆柱齿轮的设计

P=2.5117KW， $N=30.8806\,r/\min$， i=4.0

5.1 材料选择

① 小齿轮的材料为 40 Gr(调质)，硬度为 280 HBS，大齿轮的材料为 45 钢（调质），硬度为 240 HBS，二者之差为 40 HBS。

② 精度等级选 8 级精度。

③ 选小齿轮齿数 $Z_1=19$，大齿轮齿数 $Z_2=19\times4=76$，取 $Z_2=76$。

④ 选压力角为 $\alpha=20^\circ$。

5.2 按齿面接触强度计算设计

按式（10-21）试算，即

$$d_{1t}=2.32\sqrt[3]{\frac{KT_1}{\phi_d}\cdot\frac{u\pm1}{u}\left(\frac{Z_E}{[\sigma_H]}\right)^2}$$

（1） 确定公式中的各参数

①试选载荷系数， $K_t=1.4$。

②计算小齿轮的传递扭矩

$$T_1=\frac{9.55\times10^5P_1}{n_1}=\frac{95.5\times10^5\times2.5117}{30.8806}$$
$$=7.7676\times10^5\,N\cdot m$$

③由文献[1]P205 表 10-7 选齿宽系数 $\phi_d=1$。

④由文献[1]P201 表 10-6 查的材料的弹性影响系数 $Z_E=189.8MPa^{\frac{1}{2}}$。

⑤由文献[1]P209 图 10-21d 按齿面硬度查得小齿轮的接触疲劳强度极限 $\sigma_{HLim1}=600MPa$；大齿轮的接触疲劳强度极限 $\sigma_{HLim2}=550MPa$。

⑥由文献[1]P206 式 10-13 计算应力循环次数。

$$N_1=60n_1jL_n=60\times30.8806\times1\times(1\times8\times300\times8)$$
$$=3.3574\times10^7$$

$$N_2=\frac{3.3574\times10^7}{4}=8.89\times10^6$$

⑦由文献[1]P207 图 10-19 取接触疲劳寿命系数 $K_{HN1}=1.02;K_{HN2}=1.15$。

⑧计算疲劳需用应力。

取失效概率为 1%，安全系数 $S=1$，由文献[1]P205 式（10-12）得

$N_1=3.3574\times10^7$

$N_2=8.89\times10^6$

$[\sigma_H]_1=612Mpa$

$$[\sigma_{H1}] = \frac{K_{HN1}\sigma_{\lim 1}}{S} = 1.02\times 600MPa = 612MPa$$

$$[\sigma_{H2}] = \frac{K_{HN2}\sigma_{\lim 2}}{S} = 1.15\times 550MPa = 632.5MPa$$

$[\sigma_{H2}] = 632.5Mpa$

5.3 计算

（2） 试算小齿轮的分度圆的直径 d_{1t}，代入 $[\sigma_H]$ 中较小值

$$d_{1t} = 2.32\sqrt[3]{\frac{kT_1}{\phi_d}\frac{u\pm 1}{u}\left(\frac{Z_E}{[\sigma_H]}\right)^2}$$

$$= 2.32\sqrt[3]{\frac{1.4\times 7.7676\times 10^5}{1}\times\frac{5}{4}\left(\frac{189.8}{612}\right)^2}$$

$$= 117.74mm$$

$d_{1t} = 117.74mm$

$v = 0.1903m/s$

（2） 计算圆周速度 v

$$v = \frac{\pi d_{1t} n}{60\times 1000} = \frac{\pi\times 117.74\times 30.8806}{60\times 1000} = 0.1903m/s$$

（3） 计算齿宽 b

$$b = \phi_d \cdot d_{1t} = 1\times 117.74 = 117.74mm$$

$b = \varphi d d_{1t} = 117.74$

（4） 齿宽与齿高之比 $\frac{b}{h}$

模数 $m_{nt} = \frac{d_{1t}}{z_1} = \frac{117.7496}{19} = 6.1973$

齿高 $h = 2.25\times m_{nt} = 13.9440mm$

$$\frac{b}{h} = \frac{117.7496}{13.9440} = 8.4444$$

（5） 计算载荷系数

根据 $v = 3.29m/s$，7 级精度，由文献[1]P194 图 10-8 查的动载荷系

$K_v = 1.12$；

直齿轮，$K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = 1$。

由文献[1]P193 表 10-2 查的使用系数 ：

$K_A = 1$

由文献[1]P196 表 10-4 用插值法 6 级精度，小齿轮相对支撑对称分布

$K_{H\beta} = 1.518$

由 $\frac{b}{h} = 8.4444$，$K_{H\beta} = 1.518$ 查文献[1]P198 图 10-13 得 $K_{F\beta} = 1.35$；故载荷系数

$K = K_A K_V K_{H\alpha} K_{H\beta} = 1\times1.01\times1\times1.528 = 1.5423$

（6） 按实际载荷系数校正算的分度圆直径，由文献[1]P204式（10-10a）得

$d_1 = 131.7252mm$

$$d_1 = d_{1t}\sqrt[3]{\frac{K}{K_t}} = 117.7496\times\sqrt[3]{\frac{1.5423}{1.4}} = 131.7252$$

（7）计算摸数m

$m_n = 5.9329mm$

$$m_n = \frac{d_1}{z_1} = \frac{131.7252}{19} = 6.9329mm$$

5.4 按齿根弯曲强度计算设计

由文献[1]P201 式（10-5）得弯曲强度计算设计

$$m_n \geq \sqrt[3]{\frac{2KT_1}{\phi_d z_1^2}\left(\frac{Y_{Fa}Y_{Sa}}{[\sigma_F]}\right)}$$

（1） 公式内容的各计算值

①由文献[1]P208图10-20c查得小齿轮的弯曲疲劳强度极限

$\sigma_{FE1} = 500MPa$；大齿轮的弯曲疲劳强度极限$\sigma_{FE2} = 380MPa$；

②由文献[1]P206 图 10-18 取弯曲疲劳寿命系数$K_{FN1} = 0.95, K_{FN2} = 0.98$

③计算弯曲疲劳许应力

取弯曲疲劳安全系数$S = 1.4$, 由文献[1]P205 式（10-12）得

$$[\sigma_F]_1 = \frac{K_{FN1}\sigma_{FE1}}{S} = \frac{0.95\times500}{1.4} = 339.2857MPa$$

$$[\sigma_F]_2 = \frac{K_{FN2}\sigma_{FE2}}{S} = \frac{0.98\times380}{1.4} = 266MPa$$

④计算载荷系数 K

$K = K_A K_V K_{Fa} K_{F\beta} = 1\times1.05\times1\times1.45 = 1.5225$

⑤查齿形系数。

由文献[1]P200 表 10-5 查的 $Y_{Fa1} = 2.85$；$Y_{Fa2} = 2.238$ 。

⑥查取应力校正值系数。

由文献[1]P200 表 10-5 查的 $Y_{Sa1} = 1.54$；$Y_{Sa2} = 1.752$ 。

⑦计算大、小齿轮的$\frac{Y_{Fa}Y_{Sa}}{[\sigma]}$并加以比较。

$$\frac{Y_{Fa1}Y_{Sa1}}{[\sigma]_1}=\frac{2.85\times1.54}{339.2857}=0.01294$$

$$\frac{Y_{Fa2}Y_{Sa2}}{[\sigma]_2}=\frac{2.238\times1.752}{266}=0.01474$$

大齿轮的值大

（2） 设计计算

$$m\geq\sqrt[3]{\frac{2\times1.5225\times7.7676\times10^5}{1\times19^2}\times0.01474}=4.5879$$

$m=4.5879$

对比计算结果，由齿面接触疲劳强度计算的模数m大于由齿根弯曲疲劳强度计算的模数，由于齿轮模m的大小取决于弯曲强度所决定的承载能力，而齿面接触疲劳强度所决定的承载能力，仅与齿轮直径（即模数m与齿数的乘积）有关，可取由弯曲强度算得的模数 4.5879 并就近圆整为标准值$m_n=5$，按接触强度算的的分度圆直径$d_1=131.7252mm$ 来计算应有的齿数，于是由

$m_n=5$

$$z_1=\frac{d_1}{m_n}=\frac{131.7252}{5}=26.3450 \qquad 取\ z_1=27$$

$z_1=27$

$$z_2=iz_1=4\times26.3450=105.38 \qquad 取\ z_2=106$$

$z_2=106$

这样设计出的齿轮传动，既满足了齿面疲劳强度，又满足了齿根弯曲疲劳强度，并做到结构紧凑，避免浪费。

5.5 取几何尺寸计算

（1） 计算分度圆直径

$$d_1=z_1m=27\times5=135mm$$

$$d_2=z_2m=106\times5=530mm$$

$d_1=135mm$

$d_2=530mm$

（2） 计算中心距

$$a=\frac{(z_1+z_2)m_n}{2}=\frac{(27+106)\times5}{2}=332.5mm$$

$a=332.5mm$

圆整取 a=333mm

（3） 计算齿轮宽度

$$b=\varphi d\cdot d_1=1\times135=135mm \qquad 圆整后\quad B_2=135mm\ \ B_1=140mm$$

$B_2=135mm$

$B_1=140mm$

4. 轴的设计计算

6.1 蜗杆轴

蜗杆上的功率 P_I 转速 N_I 和转矩分 T_I 别如下：

P_I = 3.5223kw N_I =960r/min T_I =35.2156Nm

6.1.1 按扭矩初算轴径

选用 45 钢调值，硬度为$217-255HBS$

根据文献 $P370(15-2)$ 式，并查教材表 15-3，取 $A=110$

$$d \geq A\sqrt[3]{\frac{P}{n}}mm = 110\sqrt[3]{\frac{3.5223}{960}} = 16.9675$$

考虑到有键槽，将直径增大 7%，则： $d = 17\times(1+7\%)mm = 18.16mm$

因此选$d = 20mm$

$d = 20mm$

6.1.2 蜗杆的结构设计

（1）蜗杆上零件的定位，固定和装配

一级蜗杆减速器可将蜗轮安排在箱体中间，两队轴承对成分布，蜗杆由轴肩定位，蜗杆周向用平键连接和定位。

I 端：轴的最小直径为安装联轴器处的直径d_1，故同时选用联轴器的转矩计算$T_{ca} = K_A T_I$，查文献[1]P351 表 14-1，考虑到转矩变化很小，故取

$K_a = 1.3$,则$T_{ca} = 1.3\times 35.2156 = 45.7803N\cdot m$

$T_{ca} = 45.7803N\cdot m$

按照计算转矩应小于联轴器公称转矩的条件和考虑到蜗杆与电动机连接处电动机输出轴的直径查文献[3]P172 表 13-10 选用 HL6 型号弹性套柱销联轴器。

表 6.1 蜗杆轴联轴器参数

型号	公称转距 $(N\cdot m)$	许用转速 $(r/\min)$	L_1 (mm)	L (mm)	轴的直径 (mm)
$HL6$	250	3800	60	82	32

因此 I 选择段$d_{I-II} = 32mm$, 长度取 $L_{1-II} = 82mm$, 轴上键槽键宽和键高以及键长为$10\times 8\times 70$。

$d_{I-II} = 32mm$,

$L_{1-II} = 82mm$,

II 端：因为定位销键高度， 取$h = 6mm$

$d_{II-III} = 44mm$,

因此， $d_{II-III} = d_{1-II} + 2h = 44mm$。轴承端盖的总长为 20mm,根据拆装的方便取端盖外端面于联轴器右端面间的距离为 $L = 30mm$

所以， $L_{II-III} = 30 + 20 = 50mm$

$L_{II-III} = 50mm$

Ⅰ段：初选用角接触球轴承，参考要求因 d_{II-III}=44，查文献[3]选用 7209AC 型号滚子承 $d \times D \times B = 45 \times 100 \times 19$ 。

即 $d_{III-V} = 45mm$, $L_{III-V} = 24mm$. $L_{VII-VIII}$=24mm

角接触球轴承一端用油环定位（宽度为 6mm），油环紧靠轴环端用于轴肩定位。

Ⅳ段：直径 $d_{(IV-V)1} = 45 + 2 \times 8.5 = 62mm$，轴环宽度 b≥1.4$h$ ，在满足强度下，又要节省材料取轴肩宽度为 $L_{(IV-V)1} = 10mm$；$d_{(IV-V)2} = 52mm$，$L_{(IV-V)2} = 35mm$；$L_{IV-V} = 35 + 10 = 45mm$。

Ⅴ段：由前面的设计知蜗杆的分度圆直径 $d = 80mm$，齿顶圆直径 $d_{a1} = 96$ ，蜗轮的喉圆直径 $d_{a2} = 248$。

查文献[1]P250 表 11-4 材料变形系数 $x = -0.5mm$ 所以蜗轮齿宽

$$b_1 = (11 + 0.06Z_2)m = (8 + 0.06 \times 31) \times 8 = 78.8mm$$

综合考虑要使蜗轮与内壁有一定的距离

故选 L_{V-VI}=130mm

$d_{IV-V} = 62mm$,

$L_{IV-V} = 45mm$

$d = 80mm$

$d_{a2} = 248$

$b_1 = 78.8mm$

$L_{V-VI} = 130$mm

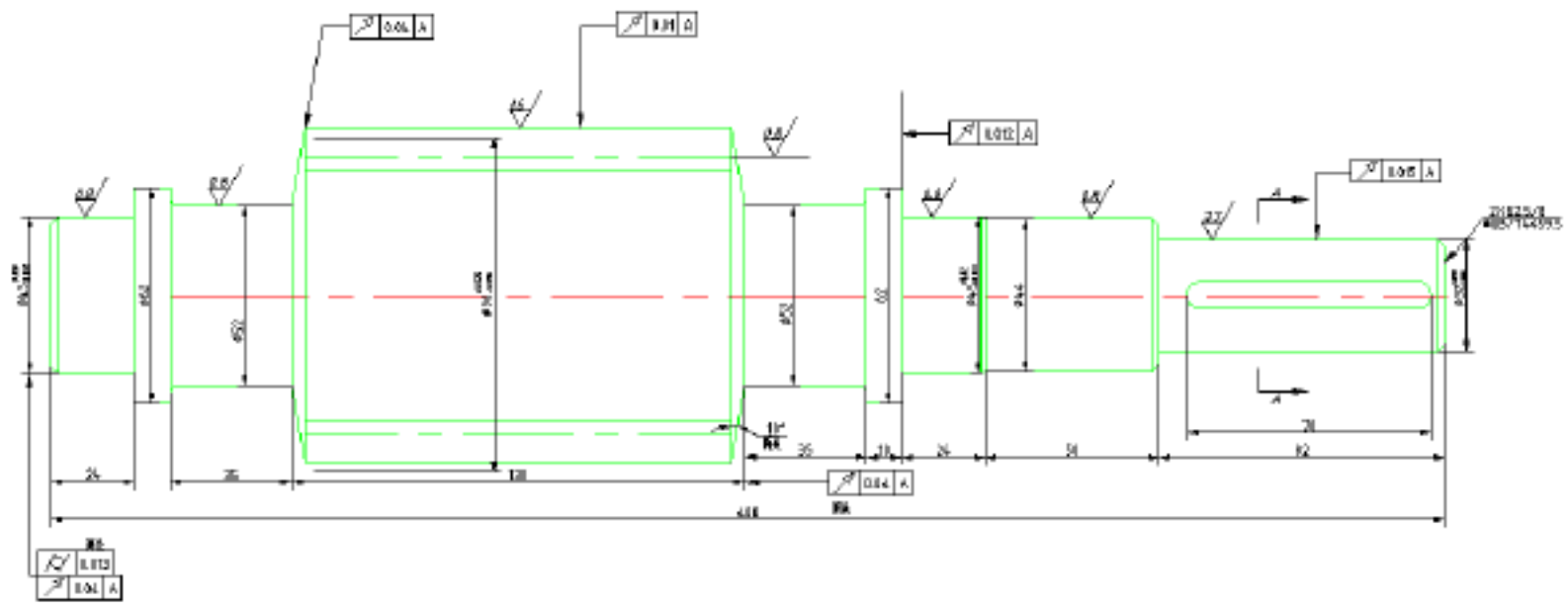


图 6.1 蜗杆轴结构

6.1 蜗轮轴

6.1.1 输出轴的设计计算

（1） 输出轴上的功率，转速和转矩：

P_{II}=2.5371kw , N_{II}=30.8806r/min ,T_{II}=784.5997Nm

（2） 求作用在轴上的力

$F_{t2}=F_{a1}=\frac{2T_2}{d_2}=\frac{2\times784699.7}{248}=6328.2N$

$F_{a2}=F_{t1}=\frac{2T_1}{d_1}=\frac{2\times34338}{80}=1716.9N$

$F_{r2}=F_{r1}=F_{t2}\times\tan\alpha=9.53\times0.369=2335.1058N$

（3） 初步确定轴径的最小直径

选用45钢，硬度$217-255HBS$

根具文献[1]P370中(15−2)式，并查文献[1]P370表15-3，取$A_0=112$,

$d\geq C\sqrt[3]{\frac{p}{n}}mm.$

$d\geq112\times\sqrt[3]{\frac{2.5371}{30.8806}}=48.6895mm$

考虑到键槽，将直径增大 10%，则； $d=50.35\times(1\times7\%)mm=52.0978mm$

所以，选用$d=55mm$

6.1.3 轴的结构设计

（1）轴上的零件定位，固定和装配

蜗轮蜗杆单级减速装置中，可将蜗轮安装在箱体中央，相对两轴承对称分布，蜗轮左面用轴肩定位，右端面用轴端盖定位，轴向采用键和过度配合，两轴承分别以轴承肩和轴端盖定位，周向定位则采用过度配合或过盈配合，轴呈阶梯状，左轴承从左面装入，右轴承从右面装入。

（2）确定轴的各段直径和长度

轴的最小直径为安装联轴器处的直径d_1，故同时选用联轴器的转矩计算

$T_{ca}=K_AT_{II}$，查文献[1]P 表 14-1，考虑到转矩变化很小，故取

$K_A=1.3$,则$T_{ca}=1.3\times800.6199=1040.8059N\cdot m$

由输出端开始往里设计。查机械设计手册选用 HL5 弹性柱销联轴器。

表 6.2 蜗轮轴联轴器参数

型号	公称转矩 $(N\cdot m)$	许用转速 $(r/\min)$	L_1 (mm)	L (mm)	轴孔直径 (mm)
HL4	1250	4000	84	112	55

I-II 段：$d_{I-II}=55mm$，$L_{I-II}=82mm$。轴上键槽取16×10，$L=70mm$。

II-III 段：因定位轴肩高度$h=(0.07\sim0.1)d1=3.5mm$，

$d_2=55+2\times3.5=62mm$，考虑到轴承端盖的长度和安装和拆卸的方便，取

$L_{II-III}=25+25=43mm$。

$d=55mm$

$d_{I-II}=55mm$

$L_{I-II}=82mm$

$L=70mm$

$d_2=62mm$

$L_{II-III}=43mm$

$L_{III-IV}=60mm$

西安文理学院
机械电子工程系 机械设计制造及其自动化专业 2005级

以上内容仅为本文档的试下载部分，为可阅读页数的一半内容。如要下载或阅读全文，请访问：
https://d.book118.com/428036122043006052