



用于螺旋输送机的一级圆珠齿
轮减速器 E

----- 作者：
----- 日期：

昆明理工大学

课程设计

课程名称: 机械设计根底

设计题目: 用于螺旋输送机的一级圆珠齿轮减速度器 E1

学 院: _____

专 业: _____

年 级: _____

学生姓名: 徐国韬

指导教师: _____

日 期: _____

教 务 处 制 目 录

- 一、机械设计课程设计任务书.....
- 二、传动方案拟定.....
- 三、电动机的选择.....
- 四、计算总传动比及分配各级的传动比.....
- 五、运动参数及动力参数计算.....
- 六、传动零件的设计计算.....
- 七、轴的设计计算.....
- 八、滚动轴承的选择及校核计算.....
- 九、键联接的选择及计算.....
- 十、联轴器的选择
- 十一、润滑方法和密封形式, 润滑油牌号的选择
- 十二、设计小结

一、 机械设计课程设计任务书

$$P_{\text{电机}} = \frac{P_{\text{工作}}}{\eta_{\text{总}}} = \frac{7.4}{0.8} = \text{KW}$$

3、确定电动机转速：

查表按推荐值取圆柱齿轮传动一级减速器传动比范围 3~6。圆锥齿轮传动比范围 2~3，那么总传动比理时范围为 6~18。

故电动机转速的可选范围为

$$n_d = (6 \sim 18) \times 130 = 780 \sim 2340 \text{r/min}$$

符合这一范围的同步转速有 1000、和 1500r/min。综合考虑选 $n=1500\text{r/min}$ 电机。

4、确定电动机型号〔查设计书 196 页〕

根据以上选用的电动机类型，所需的额定功率及同步转速，选定电动机型号为 Y160M-4。

其主要性能：额定功率：11KW，满载转速 1460r/min，额定转矩 2.2。质量 123kg。

四、计算总传动比及分配各级的传动比

1、总传动比： $i_{\text{总}} = n_{\text{电动}} / n =$

2、分配各级传动比

(1) 取齿轮 $i_{\text{圆柱齿}} = 5$ (单级减速器 $i = 3 \sim 6$

合理)

电动机型号

Y160M-4

$i_{\text{总}} =$

据手册得

$i_{\text{圆柱齿}} = 4$

$i_{\text{圆锥齿}} =$

$n_I = 1460 \text{r/min}$

$n_{II} = n_{III}$

$= 292 \text{r/min}$

如下：

传动比 $i_{\text{圆柱齿}}=5$

取小齿轮齿数 $Z_1=22$ 。那么大齿轮齿数：

$Z_2=i_{\text{圆柱齿}} Z_1=5 \times 22=110$

实际传动比 $i_0=110/22=5$

传动比误差： $i_{\text{圆柱齿}} - i_0/i_{\text{圆柱齿}}$
 $=5-5/5=0\% < 2.5\%$ (可用)

齿数比： $u=i_0=5$

取 $\phi_d=$

取 $k=$

$Z_E=$

$Z_H=$

接触疲劳极限查表有 $\sigma_{Hlim1}=720 \text{ Mpa}$

$\sigma_{Hlim2}=700 \text{ Mpa}$

取平安系数 $S_H=1.0$ ，由 $[\sigma_H]=\sigma_{Hlim}/S_H$

得：

$[\sigma_H]_1=\sigma_{Hlim1}/S_H=720/1.0=720 \text{ Mpa}$

$[\sigma_H]_2=\sigma_{Hlim2}/S_H=700/1.0=700 \text{ Mpa}$

故得：

$$d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{2KT_1}{\phi_d} \frac{u \pm 1}{u} \left(\frac{Z_E Z_H}{[\sigma_H]}\right)^2} = \sqrt[3]{\frac{2 \times 1.2 \times 71233}{1.2} \frac{5+1}{5} \left(\frac{189.8 \times 2.5}{700}\right)^2}$$

= 42.9

$n_{IV}=130$

r/min

$P_I=\text{KW}$

$P_{II}=\text{KW}$

$P_{III}=\text{KW}$

$P_{IV}=\text{KW}$

$T_I=71233 \text{ N} \cdot$

mm

$T_{II}=338502 \text{ N} \cdot$

mm

$T_{III}=328363 \text{ N} \cdot$

mm

模数: $m=d_1/Z_1=43/2=m$

取标准模数: $m=2\text{mm}$

(3)校核齿根弯曲疲劳强度

由试 $\sigma_F=(2kT_1/bm^2Z_1)Y_{Fa}Y_{Sa} \leq [\sigma_H]$ 确定相关参数如下:

分度圆直径: $d_1=mZ_1=2 \times 22=44\text{m}$

$d_2=mZ_2=2 \times 110=220\text{mm}$

齿宽: $b=\phi_d d_1= \times 44=53\text{mm}$

取 $b_2=53\text{mm}$ $b_1=58\text{mm}$

查表得齿形系数 Y_{Fa} 和应力修正系数 Y_{Sa}

$Y_{Fa1}=2.83$ $Y_{Sa1}=$

$Y_{Fa2}=2.2$ $Y_{Sa2}=$

查表得弯曲疲劳极限 $\sigma_{FE1}=595\text{ Mpa}$

$\sigma_{FE2}=590\text{ Mpa}$

取 $S_F=1.25$ 由 $[\sigma_F]=\sigma_{FE}/S_F$ 计算两轮的许用弯曲应力

$[\sigma_F]_1=\sigma_{Flim1}/S_F=595/1.25=476\text{Mpa}$

$[\sigma_F]_2=\sigma_{Flim2}/S_F=590/1.25=472\text{Mpa}$

将求得的各参数代入式中

$\sigma_{F1}=(2kT_1/bm^2Z_1)Y_{Fa1}Y_{Sa1}$

$= (2 \times /53 \times 2^2 \times 22) \times $

$=\text{Mpa} < [\sigma_F]_1$

$i_{\text{圆柱齿}}=5$

$Z_1=22$

$Z_2=110$

$u=5$

$[\sigma$

$_{H1}=720\text{Mpa}$

$[\sigma$

$_{H2}=700\text{Mpa}$

<p> $\sigma_{F2} = (2kT_1/bm^2Z_2)Y_{Fa1}Y_{Sa1}$ $= (2 \times \times 71233/58 \times 2^2 \times 110) \times \times$ $= \text{Mpa} < [\sigma_F]_2$ 故轮齿齿根弯曲疲劳强度足够 (4)计算齿轮的相关参数 中 心 距 $a = m/2(Z_1 + Z_2) = 2/2(22 + 110) = 132\text{mm}$ 那么齿顶圆直径: $d_{a1} = (Z_1 + 2ha^*)m = (22 + 2 \times 1) \times 2 = 48\text{mm}$ $d_{a2} = (Z_2 + 2ha^*)m = (110 + 2 \times 1) \times 2 = 224\text{mm}$ 齿根圆直径: $d_{f1} = (Z_1 - 2ha^* - 2C^*)m = (22 - 2 - 2 \times 0.25) \times 2 = 39\text{mm}$ $d_{f2} = (Z_2 - 2ha^* - 2C^*)m = (110 - 2 - 2 \times 0.25) \times 2 = 215\text{mm}$ (5)计算齿轮的圆周速度 V $V = \pi d_1 n_1 / 60 \times 1000 = 3.14 \times 44 \times 1460 / 60 \times 1000 = \text{m/s}$ 查表可知, 齿轮精度选择是适宜的。 </p>	<p> $m = 2\text{mm}$ $d_1 = 44\text{mm}$ $d_2 = 220\text{mm}$ $b_1 = 58\text{mm}$ $b_2 = 53\text{mm}$ $Y_{Fa1} =$ $Y_{Fa2} =$ $Y_{Sa1} =$ $Y_{Sa2} =$ $[\sigma_F]_1 = 476\text{Mpa}$ $[\sigma_F]_2 = 472\text{Mpa}$ </p>
--	---

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/978111105060006052>