

目录

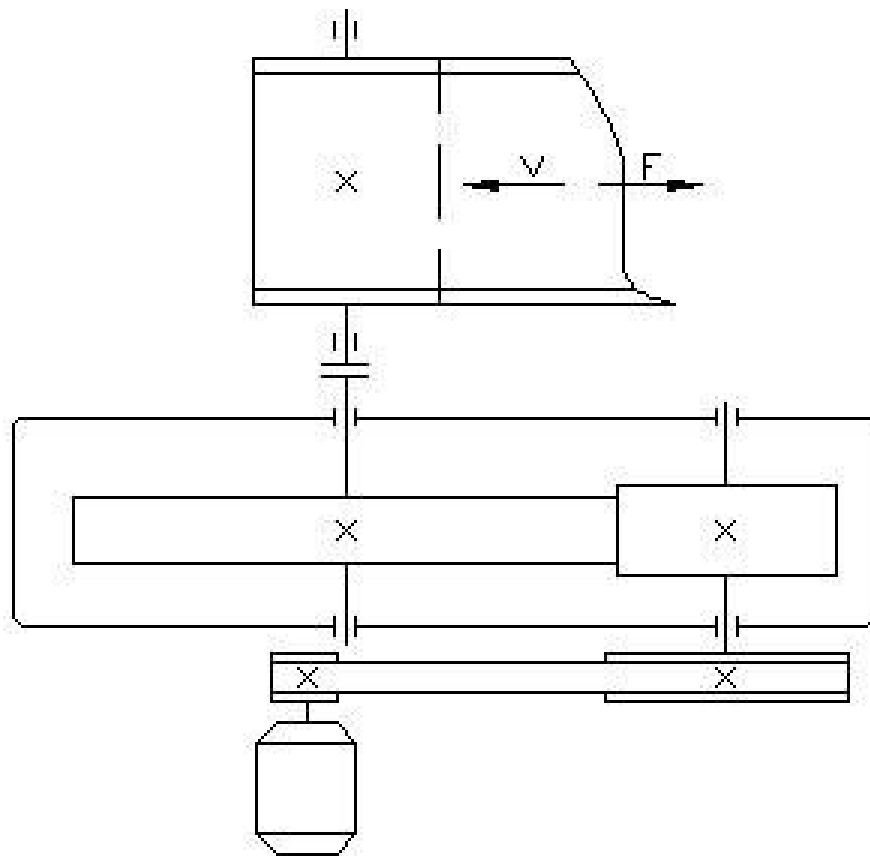
一、传动方案拟定	2
二、电动机的选择	3
三、计算总传动比及分配各级的传动比	4
四、运动参数及动力参数计算	5
五、传动零件的设计计算	6
六、轴的设计计算.....	12
七、滚动轴承的选择及校核计算.....	19
八、键联接的选择及计算	22
九、设计心得	24
十、参考文献	24

计算过程及计算说明

一、传动方案拟定

设计单级圆柱齿轮减速器和一级带传动

(1) 带式运输机的传动示意图如下：



$$F=3300N$$

$$V=1.2m/s$$

$$D=350mm$$

$$L=400mm$$

(2) 工作条件：工作为二班工作制，连续单向运转，载荷较平稳，环境清洁；

(3) 使用折旧期：使用年限 8 年；

(4) 检修间隔期：四年一次大修，两年一次中修，半年一次小修；

(5) 动力来源： 电力， 三相交流， 电压 380/220V；

(6) 原始数据： 滚筒圆周力 $F=3300N$ ； 带速 $V=1.2m/s$ ； 滚筒直径 $D=350mm$ ； 滚筒长度 $L=400mm$ 。

$$n_{\text{滚筒}} = 65.5r/min$$

$$\eta_{\text{总}} = 0.85$$

$$P_{\text{工作}} = 4.66KW$$

二、电动机选择

1、电动机类型的选择： Y 系列三相异步电动机

2、电动机功率选择：

(1) 传动装置的总功率：

$$\begin{aligned}\eta_{\text{总}} &= \eta_{\text{带}} \times \eta_{\text{轴承}}^2 \times \eta_{\text{齿轮}} \times \eta_{\text{联轴器}} \times \eta_{\text{滚筒}} \\ &= 0.96 \times 0.98^2 \times 0.97 \times 0.99 \times 0.96 \\ &= 0.85\end{aligned}$$

(2) 电机所需的工作功率：

$$\begin{aligned}P_{\text{工作}} &= FV/1000\eta_{\text{总}} \\ &= 3300 \times 1.2/1000 \times 0.85 \\ &= 4.66\text{KW}\end{aligned}$$

3、确定电动机转速：

计算滚筒工作转速：

$$\begin{aligned}n_{\text{筒}} &= 60 \times 1000V/\pi D \\ &= 60 \times 1000 \times 1.2/\pi \times 350 \\ &= 65.5\text{r/min}\end{aligned}$$

按《机械设计课程设计》P7 表 2-1 推荐的传动比合理范围，取圆柱齿轮传动一级减速器传动比范围 $I'_a=2\sim4$ 。取 V 带传动比 $I'_1=2\sim4$ ，则总传动比理时范围为 $I'_a=4\sim16$ 。故电动机转速的可选范围为：

$$n'_d = I'_a \times n_{筒} = (4 \sim 16) \times 65.5 = 262 \sim 1048 \text{r/min}$$

符合这一范围的同步转速有 750、1000、和 1500r/min。

根据容量和转速，由有关手册查出有三种适用的电动机型号：因此有三种传支比方案：如指导书 P15 页第一表。综合考虑电动机和传动装置尺寸、重量、价格和带传动、减速器的传动比，可见第 2 方案比较适合，则选 $n=1000\text{r/min}$ 。

电动机型号
Y132M2-6

4、确定电动机型号

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 Y132M2-6。

其主要性能：额定功率：5.5KW，满载转速 960r/min，额定转矩 2.0。

$$i_{总} = 14.66$$

据手册得

$$i_{齿轮} = 3$$

$$i_{带} = 4.887$$

三、计算总传动比及分配各级的传动比

1、总传动比： $i_{总} = n_{筒} / n_{电动} = 960 / 65.5 = 14.66$

2、分配各级传动比

(1) 据指导书 P7 表 1，取齿轮 $i_{齿轮} = 3$ （单级

減速器 $i=3\sim6$ 合理)

$$(2) \quad \therefore i_{\text{总}} = i_{\text{带}} \times i_{\text{带}}$$

$$\therefore i_{\text{带}} = i_{\text{总}} / i_{\text{带}} = 14.66/3 = 4.887$$

四、运动参数及动力参数计算

1、计算各轴转速 (r/min)

$$n_1 = n_{\text{电机}} = 960 \text{ r/min}$$

$$n_2 = n_1 / i_{\text{带}} = 960 / 4.887 = 196.4 \text{ (r/min)}$$

$$n_3 = n_2 / i_{\text{带}} = 196.4 / 3 = 65.5 \text{ (r/min)}$$

2、计算各轴的功率 (KW)

$$P_1 = P_{\text{工作}} = 5.5 \text{ KW}$$

$$P_2 = P_1 \times \eta_{\text{带}} = 5.5 \times 0.96 = 5.28 \text{ KW}$$

$$P_3 = P_2 \times \eta_{\text{轴承}} \times \eta_{\text{带}} = 5.28 \times 0.98 \times 0.96 = 4.967 \text{ KW}$$

3、计算各轴扭矩 (N · mm)

$$T_1 = 9.55 \times 10^6 P_1 / n_1 = 9.55 \times 10^6 \times 5.5 / 960 = 54714 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$T_2 = 9.55 \times 10^6 P_2 / n_2 = 9.55 \times 10^6 \times 5.28 / 196.4 = 256741 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$T_3 = 9.55 \times 10^6 P_3 / n_3 = 9.55 \times 10^6 \times 4.967 / 65.5$$

$$n_1 = 960 \text{ r/min}$$

$$n_2 = 196.4 \text{ r/min}$$

$$n_3 = 65.5 \text{ r/min}$$

$$P_1 = 5.5 \text{ KW}$$

$$P_2 = 5.28 \text{ KW}$$

$$P_3 = 4.967 \text{ KW}$$

$$T_1 = 54714 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$T_2 = 256741 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$T_3 = 724196 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$4.967/65.5$$

$$=724196\text{N} \cdot \text{mm}$$

五、传动零件的设计计算

1、 皮带轮传动的设计计算

(1) 选择普通 V 带截型

由课本 P103 表 5-6 得: $k_A = 1.2$

$$P_C = K_A P = 1.2 \times 5.5 = 6.6\text{KW}$$

由课本 P100 图 5-2 得: 选用 A 型 V 带

(2) 确定带轮基准直径, 并验算带速

由课本 104 图 5-7 得, 推荐的小带轮基准直径为

75~100mm

则取 $d_{d1} = 100\text{mm} > d_{\min} = 75$

$$d_{d2} = n_1/n_2 \cdot d_{d1} = 960/196.4 \times 100 = 488.8\text{mm}$$

由课本 P103 表 5-7, 取 $d_{d2} = 500\text{mm}$

$$\begin{aligned} \text{实际从动轮转速 } n_2' &= n_1 d_{d1} / d_{d2} = 960 \times 100 / 500 \\ &= 192\text{r/min} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{转速误差为: } n_2 - n_2' / n_2 &= 196.4 - 192 / 196.4 \\ &= 0.022 < 0.05 (\text{允许}) \end{aligned}$$

$$\text{带速 } V: V = \pi d_{d1} n_1 / 60 \times 1000$$

$$d_{d2} = 488.8\text{mm}$$

取标准值

$$d_{d2} = 500\text{mm}$$

$$n_2' = 192\text{r/min}$$

$$V = 5.03\text{m/s}$$

$$= \pi \times 100 \times 960 / 60 \times 1000$$

$$= 5.03 \text{ m/s}$$

在 5~25m/s 范围内，带速合适。

(1) 确定带长和中心距

根据课本 P105 式 (5-13) 得

$$0.7(d_{d1} + d_{d2}) \leq a_0 \leq 2(d_{d1} + d_{d2})$$

$$0.7(100+500) \leq a_0 \leq 2 \times (100+500)$$

所以有：420mm ≤ a₀ ≤ 1200mm

由课本 P105 式 (5-14) 得：

$$L_0 = 2a_0 + 1.57(d_{d1} + d_{d2}) + (d_{d2} - d_{d1})^2 / 4a_0$$

$$= 2 \times 500 + 1.57(100+500) + (500-100)^2 / 4 \times$$

500

$$= 1942 \text{ mm}$$

根据课本 P102 表 (5-5) 取 L_d = 2000mm

$$a \approx a_0 + L_d - L_0 / 2 = 500 + (2000 - 1942) / 2$$

$$= 500 - 29$$

$$= 461 \text{ mm}$$

(4) 验算小带轮包角

$$\alpha_1 = 180^\circ - d_{d2} - d_{d1} / a \times 57.3^\circ$$

$$= 180^\circ - (500 - 100) / 461 \times 57.3^\circ$$

$$= 180^\circ - 49.7^\circ$$

$$= 130.3^\circ > 120^\circ \text{ (适用)}$$

$$420 \text{ mm} \leq a_0 \leq 1200 \text{ mm}$$

$$\text{取 } a_0 = 500$$

$$L_d = 2000 \text{ mm}$$

$$a_0 = 461 \text{ mm}$$

<p>(5) 确定带的根数</p> <p>根据课本P100表 (5-2) $P_1=0.95\text{KW}$</p> <p>根据课本P101表 (5-3) $\Delta P_1=0.10\text{KW}$</p> <p>根据课本P102表 (5-4) $K_\alpha=0.86$</p> <p>根据课本P102表 (5-5) $K_L=1.03$</p> <p>由课本 P106 式 (5-16) 得</p> $Z = \frac{P_C}{P'_C} = \frac{P_1}{(P_1 + \Delta P_1) K_\alpha K_L}$ $= 6.6 / [(0.95+0.10) \times 0.86 \times 1.03]$ $= 6.9$ <p>(6)计算轴上压力</p> <p>由课本P95表 5-1 查得$q=0.1\text{kg/m}$, 由式P106</p> <p>(5-17) 单根 V 带的初拉力:</p> $F_0 = [500 P_C (2.5 - K_\alpha) / ZV K_\alpha] + qV^2$ $= [500 \times 6.6 \times (2.5 - 0.86) / 7 \times 5.03 \times 0.86] + 0.1 \times 5.03^2$ $= 158.92\text{N}$ <p>则作用在轴承的压力 F_Q, 由课本 P106 式(5-18)</p> $F_Q = 2ZF_0 \sin \alpha / 2 = 2 \times 8 \times 158.92 \sin 130.3 / 2$ $= 2288.45\text{N}$ <p>2、齿轮传动的设计计算</p> <p>(1) 选择齿轮材料及精度等级</p>	<p>Z=7 根</p> <p>$F_0 = 158.92\text{N}$</p> <p>$F_Q = 2288.45\text{N}$</p>
---	---

考虑减速器传递功率不大，所以齿轮采用软齿面。小齿轮选用 40Cr 调质，齿面硬度为 240~260HBS。大齿轮选用 45 钢，调质，齿面硬度 220HBS；根据课本 P59 表 3-5 选 7 级精度。齿面粗糙度 $R_a \leq 1.6 \sim 3.2 \mu m$

(2)按齿面接触疲劳强度设计

$$d_1 \geq 76.43(kT_1(u+1)/\varphi_d u[\sigma_H]^{2})^{1/3}$$

由式 (3-16)

确定有关参数如下：传动比 $i_{\text{齿}} = 3$

取小齿轮齿数 $Z_1 = 26$ 。则大齿轮齿数：

$$Z_2 = iZ_1 = 3 \times 26 = 78$$

实际传动比 $i_0 = 78/26 = 3$

传动比误差： $(i - i_0)/i = 3 - 3/3 = 0\% < 2.5\%$ 可用

齿数比： $u = i_0 = 3$

由课本 P60 表 3-6 取 $\varphi_d = 0.9$

(3)转矩 T1

$$T_1 = 9.55 \times 10^6 \times P/n_1 = 9.55 \times 10^6 \times 5.5/960 = 54714 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

(4)载荷系数 k

由课本 P38 表 3-1 取 $k = 1$

(5)许用接触应力 $[\sigma_H]$

$[\sigma_H] = \sigma_{Hlim} Z_{NT} / SH$ 由课本 P48 图 3-16 查得：

$$i_{\text{齿}} = 3$$

$$Z_1 = 26$$

$$Z_2 = 78$$

$$u = 3$$

$$T_1 = 54714 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$K = 1$$

$$\alpha_{HlimZ1} = 570 \text{ Mpa}$$

$$\alpha_{HlimZ2} = 350 \text{ Mpa}$$

$$N_{L1} = 1.28 \times 10^9$$

$$N_{L2} = 2.14 \times 10^8$$

$$Z_{NT1} = 0.92$$

$$Z_{NT2} = 0.98$$

$$\sigma_{HlimZ1} = 570\text{Mpa} \quad \sigma_{HlimZ2} = 350\text{Mpa}$$

由课本P133 式 6-52 计算应力循环次数 N_L

$$N_{L1} = 60n_1r_{th} = 60 \times 458.2 \times 1 \times (16 \times 365 \times 8) \\ = 1.28 \times 10^9$$

$$N_{L2} = N_{L1} / i = 1.28 \times 10^9 / 6 = 2.14 \times 10^8$$

由课本P50 图 3-18 查得接触疲劳的寿命系数:

$$Z_{NT1} = 0.92 \quad Z_{NT2} = 0.98$$

通用齿轮和一般工业齿轮, 按一般可靠度要求

选取安全系数 $S_H = 1.0$

$$[\sigma_H]_1 = \sigma_{Hlim1} Z_{NT1} / S_H = 570 \times 0.92 / 1.0 \text{Mpa} \\ = 524.4 \text{Mpa}$$

$$[\sigma_H]_2 = \sigma_{Hlim2} Z_{NT2} / S_H = 350 \times 0.98 / 1.0 \text{Mpa} \\ = 343 \text{Mpa}$$

故得:

$$d_1 \geq 76.43 (kT_1 (u+1) / \varphi_d u [\sigma_H]_2^2)^{1/3} \\ = 76.43 [1 \times 50021.8 \times (6+1) / 0.9 \times 6 \times 343^2]^{1/3} \text{mm} \\ = 48.97 \text{mm}$$

$$\text{模数: } m = d_1 / Z_1 = 48.97 / 26 = 1.88 \text{mm}$$

根据课本P60 表 3-7 取标准模数: $m = 2 \text{mm}$

(6)校核齿根弯曲疲劳强度

根据课本P54 (3-17) 式

$$\sigma_F = (2kT_1 / b m d_1) Y_{Fa} Y_{Sa} \leq \sigma_{Fa}$$

$$[\sigma_H]_1 = 524.4 \text{Mpa} \\ [\sigma_H]_2 = 343 \text{Mpa}$$

$$d_1 = 48.97 \text{mm}$$

$$m = 2 \text{mm}$$

$$d_1 = 52 \text{mm}$$

$$d_2 = 156 \text{mm}$$

$$b = 46.8 \text{mm}$$

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/237053104015006
126](https://d.book118.com/237053104015006126)