

机械设计课程设计设计说明书

课题名称 一级圆柱齿轮减速器

目录

一 课题题目及主要技术参数说明

- 1.1 课题题目
- 1.2 主要技术参数说明
- 1.3 传动系统工作条件
- 1.4 传动系统方案的选择...

二 减速器结构选择及相关性能参数计算

- 2.1 减速器结构
- 2.2 电动机选择
- 2.3 传动比分配
- 2.4 动力运动参数计算

三 V 带传动设计

- 3.1 确定计算功率
- 3.2 确定 V 带型号
- 3.3 确定带轮直径
- 3.4 确定带长及中心距
- 3.5 验算包角
- 3.6 确定 V 带根数 Z
- 3.7 确定粗拉力 F_0
- 3.8 计算带轮轴所受压力 Q

四 齿轮的设计计算(包括小齿轮和大齿轮)

- 4.1 齿轮材料和热处理的选择

4.2 齿轮几何尺寸的设计计算

4.2.1 按照接触强度初步设计齿轮主要尺寸

4.2.2 齿轮弯曲强度校核

4.2.3 齿轮几何尺寸的确定

4.3 齿轮的结构设计

五 轴的设计计算(从动轴)

5.1 轴的材料和热处理的选择

5.2 轴几何尺寸的设计计算

5.2.1 按照扭转强度初步设计轴的最小直径

5.2.2 轴的结构设计

5.2.3 轴的强度校核

六 轴承、键和联轴器的选择

6.1 轴承的选择及校核....

6.2 键的选择计算及校核

6.3 联轴器的选择

七 减速器润滑、密封及附件的选择确定以及箱体主要结构

尺寸的计算

7.1 润滑的选择确定

7.2 密封的选择确定

7.3 减速器附件的选择确定

7.4 箱体主要结构尺寸计算

参考文献

第一章 课题题目及主要技术参数说明

1.1 课题题目

带式输送机传动系统中的减速器。要求传动系统中含有单级圆柱齿轮减速器及V带传动。

1.2 主要技术参数说明

输送带的最大有效拉力 $F=3.4\text{KN}$ ，输送带的工作速度 $V=1.1\text{ m/s}$ ，输送机滚筒直径 $D=250\text{ mm}$ 。

1.3 传动系统工作条件

带式输送机工作时有轻微震动，经常满载。空载起订，单向运转，单班制工作（每班工作8小时），要求减速器设计寿命为5年(每年按300天计算)三相交流电源的电压为380/220V。

1.4 传动系统方案的选择

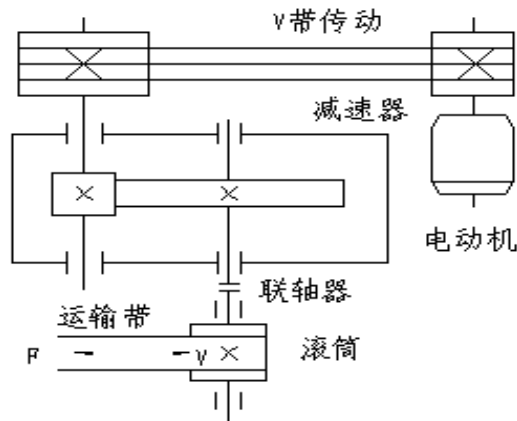


图 1 带式输送机传动系统简图

第二章 减速器结构选择及相关性能参数计算

2.1 减速器结构

本减速器设计为水平剖分，封闭卧式结构。

2.2 电动机选择

(一) 工作机的功率 P_w

$$P_w = FV/1000 = 3400 \times 1.1 / 1000 = 3.74 \text{kw}$$

(二) 总效率 $\eta_{\text{总}}$

$$\begin{aligned} \eta_{\text{总}} &= \eta_{\text{带}} \eta_{\text{齿轮}} \eta_{\text{联轴器}} \eta_{\text{滚筒}} \eta_{\text{轴承}}^3 \\ &= 0.96 \times 0.98 \times 0.99 \times 0.96 \times 0.99 \times 0.99 \times 0.99 = 0.868 \end{aligned}$$

(三) 所需电动机功率 P_d

$$P_d = P_w / \eta_{\text{总}} = 3.74 / 0.8686 = 4.306 \text{(KW)}$$

查《机械零件设计手册》得 $P_{\text{ed}} = 5.5 \text{kw}$

电动机选用 Y132S-4 $n_{\text{满}} = 1440 \text{r/min}$

电动机
选用：
Y132S-4

2.3 传动比分配

工作机的转速 $n = 60 \times 1000v / (\pi D)$

$$\begin{aligned} &= 60 \times 1000 \times 1.1 / (3.14 \times 250) \\ &= 84.076 \text{r/min} \end{aligned}$$

$$i_{\text{总}} = n_{\text{满}} / n = 1440 / 84.076 = 17.127$$

$$\text{取 } i_{\text{带}} = 4 \quad \text{则 } i_{\text{齿}} = i_{\text{总}} / i_{\text{带}} = 24.771 / 4 = 4.282$$

$$i_{\text{带}} = 3$$

$$i_{\text{齿}} = 4.282$$

计 算 及 说 明

结果

2.4 动力运动参数计算

(一) 转速 n

$$n_0 = n_{\text{满}} = 1440 \text{ (r/min)}$$

$$n_I = n_0 / i_{\text{带}} = n_{\text{满}} / i_{\text{带}} = 1440 / 4 = 360 \text{ (r/min)} \quad n_{II} = n_I /$$

$$i_{\text{齿}} = 360 / 4.282 = 84.073 \text{ (r/min)}$$

(二) 功率 P

$$P_0 = P_d = 4.036 \text{ (kw)}$$

$$P_1 = P_0 \eta_{\text{带}} = 4.036 \times 0.96 = 3.875 \text{ (kw)}$$

$$P_2 = P_1 \eta_{\text{齿轮}} \eta_{\text{轴承}} = 3.875 \times 0.98 \times 0.99 = 3.760 \text{ (kw)}$$

(三) 转矩 T

$$T_0 = 9550 P_0 / n_0 = 9550 \times 4.036 / 1440$$

$$= 26.766 \text{ (N} \cdot \text{m)}$$

$$T_1 = 9550 P_1 / n_1 = 9550 \times 3.875 / 360 = 102.795 \text{ (N} \cdot \text{m)}$$

$$T_2 = 9550 P_2 / n_2 = 9550 \times 3.760 / 84.073$$

$$= 427.105 \text{ (N} \cdot \text{m)}$$

计 算 及 说 明

结 果

将上述数据列表如下：

轴号	功率 P/kW	N /(r. min ⁻¹)	T _j (N · m)	i	η
0	4.036	1440	26.766	4	0.96
1	3.875	360	102.793		
2	3.760	84.073	427.105	4.282	0.97

第三章 V 带传动设计

3.1 确定计算功率

查表 13-8 得 KA=1.1, 则

$$P_C = K A P_e = 1.1 \times 5.5 = 6.05 \text{ kW}$$

3.2 确定 V 带型号

按照任务书得要求, 选择普通 V 带。

根据 $P_C = 6.05 \text{ kW}$ 及 $n_1 = 360 \text{ r/min}$, 查图确定选用 B 型普通 V 带。

3.3 确定带轮直径

(1) 确定小带轮基准直径

根据图推荐, 小带轮选用直径范围为 125—140mm, 选择 $d_{d1} = 140 \text{ mm}$ 。

(2) 验算带速

$$v = \frac{\pi d_{d1} n_1}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 140 \times 1440}{60000} = 10.55 \text{ m/s}$$

$5 \text{ m/s} < v < 25 \text{ m/s}$, 带速合适。

(3) 计算大带轮直径

$$d_{d2} = i d_{d1} (1 - \epsilon) = 4 \times 140 \times (1 - 0.02) = 558.88 \text{ mm}$$

根据 GB/T 13575.1-9 规定, 查表 13-9 选取 $d_{d2} = 560 \text{ mm}$

3.4 确定带长及中心距

(1) 初取中心距 a_0

$P_C = 3.3 \text{ kW}$

选用 B 型
普通 V 带

$d_{d1} = 140$
mm
v
 $= 10.55 \text{ m}$
/s, 带速
合适

$d_{d2} =$

$0.7(d_{d1} + d_{d2}) \leq a_0 \leq 2(d_{d1} + d_{d2})$	558.88m
<p>得 $489 \leq a_0 \leq 1397$，根据总体布局，取 $a_0 = 800 \text{ mm}$</p>	m
<p>(2) 确定带长 L_d： 根据几何关系计算带长得</p>	取
$L_{d0} = 2a_0 + \frac{\pi}{2}(d_{d1} + d_{d2}) + \frac{(d_{d1} - d_{d2})^2}{4a_0}$	$a_0 = 800$ mm
$= 2 \times 800 + \frac{\pi}{2}(140 + 559) + \frac{(140 - 559)^2}{4 \times 800} = 2752.29 \text{ mm}$	
<p>根据表 13-2，取 $L_d = 2800 \text{ mm}$。</p>	
<p>(3) 计算实际中心距</p>	
$a = a_0 + \frac{L_d - L_{d0}}{2} = 800 + \frac{2800 - 2752.29}{2} = 823.86 \text{ mm}$	
<h3>3.5. 验算包角</h3>	取 L_d
$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{d_{d2} - d_{d1}}{a} \times 57.3^\circ$	= 2800mm
$= 180^\circ - \frac{560 - 140}{815.32} \times 57.3^\circ = 150.48^\circ > 120^\circ$ ，包角合适。	中心距 $a = 823.86$
<h3>3.6. 确定 V 带根数 Z</h3>	mm
$Z \geq \frac{P_c}{(P_0 + \Delta P_0) K_\alpha K_L}$	
<p>根据 $d_{d1} = 140 \text{ mm}$ 及 $n_1 = 1440 \text{ r/min}$，查表 13-3 得 $P_0 = 2.81 \text{ kW}$。传动比</p>	包角
$i = d_2/d_1(1-i) = 560/140(1-0.02) = 4.00$ 。查表 13-5 $\Delta P_0 = 0.45 \text{ kW}$	$\alpha = 150.48$
<p>包角 $\alpha = 150.48^\circ$</p>	。
<p>包角合适</p>	包角合适
<p>查表 13-2、13-7 得 $K_\alpha = 0.92$，$K_L = 1.05$</p>	
<p>则 $Z \geq \frac{6.05}{(2.81 + 0.45) \times 0.92 \times 1.05} = 1.92$，取 $Z = 2$</p>	
<h3>3.7. 确定粗拉力 F_0</h3>	

--	--

$$F_0 = 500 \frac{P_c}{vZ} \left(\frac{2.5}{K_\alpha} - 1 \right) + qv^2$$

查表 13-1 得 $q = 0.17 \text{kg/m}$, 则

$$F_0 = 500 \frac{6.05}{10.55 \times 2} \left(\frac{2.5}{0.92} - 1 \right) + 0.17 \times 10.55^2 = 265.135 \text{N}$$

3.8. 计算带轮轴所受压力 Q

$$Q = 2ZF_0 \sin \frac{\alpha_1}{2} = 2 \times 2 \times 265.135 \times \sin \frac{150.48^\circ}{2} = 848.432 \text{N}$$

第四章 齿轮的设计计算

4.1 齿轮材料和热处理的选择

小齿轮选用 45 号钢, 调质处理, 齿面强度为 197-286HRC

大齿轮选 45 号钢, 正火处理, 齿面强度为 156-217HBS

4.2 齿轮几何尺寸的设计计算

4.2.1 按照接触强度初步设计齿轮主要尺寸

由课本表 11-1 查得

$$\sigma_{H \text{ lim}1} = 600 \text{MP}_a, \sigma_{H \text{ lim}2} = 380 \text{MP}_a, S_{H \text{ lim}} = 1$$

$$\sigma_{F \text{ lim}1} = 470 \text{MP}_a, \sigma_{F \text{ lim}2} = 330 \text{MP}_a, S_{F \text{ lim}} = 1.25$$

$$\text{由 } [\sigma_{H1}] = \frac{\sigma_{H \text{ lim}1}}{S_{H \text{ lim}}} = \frac{600}{1} = 600 \text{MP}_a$$

$$[\sigma_{H2}] = \frac{\sigma_{H \text{ lim}2}}{S_{H \text{ lim}}} = \frac{380 \times 1}{1} = 380 \text{MP}_a$$

$$[\sigma_{F1}] = \frac{\sigma_{F\lim1}}{S_{F\lim}} = 470/1.25 = 376MP_a$$

$$[\sigma_{F2}] = \frac{\sigma_{F\lim2}}{S_{F\lim}} = 330/1.25 = 264MP_a$$

(一) 小齿轮的转矩 T_1

$$T_1 = 9550000P_1/n_1 = 9550 \times 13.875/360 = 368072.917(N \cdot m)$$

(二) 选载荷系数 K

由原动机为电动机，工作机为带式输送机，载荷平稳，齿轮在两轴承间对称布置。查《机械原理与机械零件》教材中表得，取 $K=1.1$

(三) 计算尺数比 μ

$$\mu = 360/84 = 4.286$$

(四) 选择齿宽系数 ψ_d

根据齿轮为软齿轮在两轴承间为对称布置。查表 11-6 得，取 $\psi_d = 1$

(五) 计算小齿轮分度圆直径 d_1

查表 11-4 得 $Z_e=188, Z_h=2.5$

计 算 及 说 明	结 果
$d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{2Z_e * Zh * Z_e * ZhKT_I(u+1)}{\psi_d [\sigma_{H2}]^2 u}}$ <p>=152.774 (mm)</p> <p>(二) 确定齿轮模数 m</p> $a = \frac{d_1}{2}(1 + \mu) = \frac{152.773}{2}(1 + 4.286) = 403.779(mm)$ $m = (0.007 \sim 0.02)a = (0.007 \sim 0.02) \times 403.779$ <p>取 m=5</p> <p>(三) 确定齿轮的齿数 Z_1 和 Z_2</p> $Z_1 = \frac{d_1}{m} = \frac{152.47}{5} = 30.489 \quad \text{取} \quad Z_1 = 30$ $Z_2 = \mu Z_1 = 4.286 \times 30 = 128.58 \quad \text{取} \quad Z_2 = 132$ <p>(八) 实际齿数比 μ'</p> $\mu' = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{132}{30} = 4.4$ <p>齿数比相对误差 $\Delta\mu = \frac{\mu - \mu'}{\mu} = 0.026$</p> <p>$\Delta\mu < \pm 2.5\%$ 允许</p> <p>(九) 计算齿轮的主要尺寸</p> $d_1 = mZ_1 = 5 \times 30 = 150(mm)$ $d_2 = mZ_2 = 5 \times 132 = 660(mm)$	<p>$Z_1 = 30$ $Z_2 = 132$</p> <p>$d_1 = 150m$ m $d_2 = 660m$ m</p>

计 算 及 说 明	结 果
<p>中心距 $a = \frac{1}{2}(d_1 + d_2) = \frac{1}{2}(150 + 660) = 405(mm)$</p> <p>齿轮宽度 $B_2 = \psi_d d_1 = 1 \times 150 = 150(mm)$</p> <p>$B_1 = B_2 + (5 \sim 10) = 155 \sim 160(mm)$</p> <p>取 $B_1 = 158 (mm)$</p> <p>(十) 计算圆周转速 v 并选择齿轮精度</p> $v = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \times 1000} = \frac{3.14 \times 150 \times 360}{60 \times 1000} = 2.826(m/s)$ <p>根据设计要求齿轮的精度等级为 7 级。</p> <p>4. 2. 2 齿轮弯曲强度校核</p> <p>(一) 由 3. 2. 1 中的式子知两齿轮的许用弯曲应力</p> $[\sigma_{F1}] = 376 MP_a$ $[\sigma_{F2}] = 264 MP_a$ <p>(二) 计算两齿轮齿根的弯曲应力</p> <p>由图 11-8, 图 11-9 得</p> $Y_{F1} = 2.65 \quad Y_{F2} = 2.18$ $Y_{S1} = 1.63 \quad Y_{S2} = 1.82$ <p>由公式 11-5</p> $\sigma_{F1} = \frac{2Y_{S1}KT_1Y_{F1}}{B_2m^2Z_1} = \frac{2 \times 1.63 \times 1.1 \times 368072.917 \times 2.65}{150 \times 5^2 \times 30}$ $= 28.264(MPa) < [\sigma_{F1}]$	<p>a=405mm</p> <p>$B_1=158m$ m $B_2=150m$ m</p> <p>V=2.826 (m/s) 定为 IT7</p>

计 算 及 说 明	结 果
$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \frac{Y_{S2}Y_{F2}}{Y_{S1}Y_{F1}} = \frac{28.264 * 2.18 * 1.82}{2.65 * 1.63} = 25.962$ $< [\sigma_{F2}]$ <p>齿轮的弯曲强度足够</p>	强度足够
<h3>4.2.3 齿轮几何尺寸的确定</h3>	
<p>齿顶圆直径 d_a 由《机械零件设计手册》得 $h_a^* = 1$ $c^* = 0.25$</p>	
$d_{a1} = d_1 + 2h_{a1} = (Z_1 + 2h_a^*)m = (30 + 2 \times 1) \times 5 = 160(mm)$	$d_{a1} = 160$
$d_{a2} = d_2 + 2h_{a2} = (Z_2 + 2h_a^*)m = (132 + 2 \times 1) \times 5 = 675(mm)$	mm
<p>齿距 $P = 2 \times 3.14 = 6.28(mm)$</p>	$d_{a2} = 675$
<p>齿根高 $h_f = (h_a^* + c^*)m = 6.25(mm)$</p>	mm
<p>齿顶高 $h_a = h_a^*m = 1 \times 5 = 5(mm)$ $h = h_a + h_f = 11.25$</p>	h=11.25m
<p>齿根圆直径 d_f</p>	m
$d_{f1} = d_1 - 2h_f = 150 - 2 \times 2.5 = 155(mm)$	S=3.14m
$d_{f2} = d_2 - 2h_f = 660 - 2 \times 2.5 = 655(mm)$	m
<h3>4.3 齿轮的结构设计</h3>	P=6.28m
<p>小齿轮采用齿轮轴结构，大齿轮采用锻造毛坯的腹板式结构大齿轮</p>	m
<p>的关尺寸计算如下：</p>	h _f =2.5mm
<p>轴孔直径 $d = \phi 50(mm)$</p>	ha=2mm
<p>轮毂直径 $D_1 = 1.6d = 1.6 \times 50 = 80(mm)$</p>	d _{f1} =155m
<p>轮毂长度 $L = B_2 = 48(mm)$</p>	m
<p>轮缘厚度 $\delta_0 = (3 \sim 4)m = 6 \sim 8(mm)$ 取 $\delta_0 = 8$</p>	d _{f2} =655m
<p>轮缘内径 $D_2 = d_{a2} - 2h - 2\delta_0 = 675 - 2 \times 11.25 - 2 \times 8$</p>	m

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/028025054005006075>