

机械设计基础

一、设计任务

1、带式输送机的原始数据

输送带拉力 F/kN 2.6

输送带速度 $v/(m/s)$ 1.4

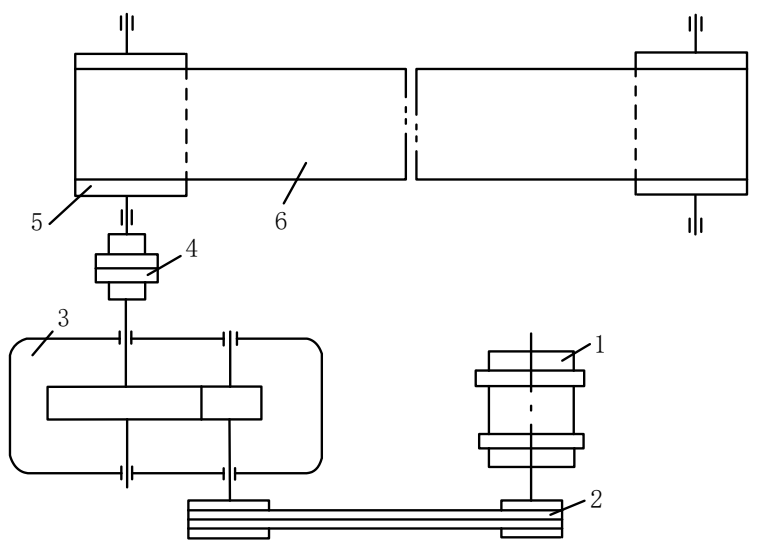
滚筒直径 D/mm 360

2、工作条件与技术要求

- 1) 输送带速度允许误差为: $xx\%$;
- 3) 工作情况: 连续单向运转, 两班制工作, 载荷变化不大;
- 4) 工作年限: 5 年;
- 6) 动力来源: 电力, 三相交流, 电压 380V,

3、设计任务量:

- 1) 减速器装配图一张 (A0);
- 2) 零件工作图 (包括齿轮、轴的 A3 图纸);
- 3) 设计说明书一份。

计 算 及 说 明	结 果
二、传动方案拟定 方案： 1、结构特点：  1-电动机 2-带传动 3-减速器 4-联轴器 5-滚筒 6-传送带 1) 外传动机构为带传动； 2) 减速器为一级齿轮传动。 2、该方案优缺点： 优点： 适用于两轴中心距较大的传动；、带具有良好的挠性，可缓和冲击，吸收振动；过载时打滑防止损坏其他零部件；结构简单、成本低廉。 缺点： 传动的外廓尺寸较大；、需张紧装置；由于打滑，不能保证固定不变的传动比	

；带的寿命较短；传动效率较低。

三、电动机的选择

1. 电动机的类型

按工作要求和工作条件选用 Y 系列三相笼型异步电动机，卧式封闭自扇冷式结构，电压 380V。

2. 工作机功率 P_W (KW)

$$P_w = \frac{F_w \times V_w}{1000 \times \eta_w} \text{ kw}$$

式中 $F_w=2600\text{N}$ $V=1.4\text{m/s}$ η_w 是带式输送机的功率，取 $\eta_w=0.95$

代入上式得

$$p_w = \frac{2600 \times 1.4}{1000 \times 0.95} = 3.83 \text{ Kw}$$

电动机的输出功率功率 P_o 。按下式

$$P_o = \frac{P_w}{\eta} \text{ kw}$$

式中 η 为电动机轴至卷筒轴的传动装置总效率

经查表，弹性联轴器 1 个，联轴器传动效率

$\eta_c=0.99$ ；滚动轴承 2 对，滚动轴承效率

$\eta_r=0.99$ ；圆柱齿轮闭式 1 对，齿轮传动效率

$\eta_g=0.97$ ；V 带开式传动 1 幅， $\eta_1=0.95$ ；卷筒轴

滑动轴承润滑良好 1 对， $\eta_5=0.98$ ；

$$\text{总功率 } \eta = \eta_1 \eta_r \eta_g \eta_c \eta_5 = 0.8762$$

所以电动机所需工作功率为 $P_o = \frac{3.83}{0.8762} = 4.37\text{Kw}$ 考虑 1.0~1.3 的系数，电动机额定功率 $P_m =$ $(1.0 \sim 1.3) P_o$ $P_m = 4.37 \sim 5.68 \text{ kW}$，取 5.5kW 3. 确定电动机转速 按《机械设计课程设计》表 2-3 推荐的传动比合理范围，一级同轴式圆柱齿轮减速器传动比 $i_\Sigma = 6 \sim 20$ 而工作机卷筒轴的转速为 $n_w = \frac{6 \times 10^4 \times 1.4}{\pi D} = 74.31 \text{ r/min}$ 所以电动机转速的可选范围为 $n_m = 455.86 \sim 1486.2$ 电动机选型：Y132M1-6 参数如下 额定功率 $P_m = 5.5 \text{ kW}$ 电动机转速 $n_m = 960$ 四、计算总传动比及分配各级的传动比 1) 总传动比 $i_\Sigma = n_m / n_w = 960 / 74.31 = 12.92$ 2) 总传动比 $i_\Sigma = i_1 \times i_2$ 试取 $i_1 = 3.2$，$i_2 = 4$	$P_w = 3.83\text{Kw}$ 总效率 $\eta = 0.8762$
--	--

五、运动参数及动力参数计算 1、各轴的转速 I 轴 $n_1 = n_m = 960 \text{ r/min}$ II 轴 $n_2 = \frac{960}{3.2} = 300 \text{ r/min}$ 滚筒轴 $n_w = n_2 = 300 \text{ r/min}$ 2、各轴转速输入功率 $p_0 = 4.37 \text{ kw}$ I 轴 $p_1 = p_0 \eta_c = 4.37 \times 0.99 = 4.33 \text{ kw}$ II 轴 $P_2 = P_1 \eta_g \eta_r = 4.33 \times 0.99 \times 0.97 = 4.15 \text{ kw}$ 滚筒轴 $p_w = P_2 \eta_c \eta_r = 4.07 \text{ kw}$ 3、各轴的输入转矩计算 I 轴 $T_1 = 9550 \times \frac{p_1}{n_1}$ $= 9550 \times \frac{4.33}{960} \text{ N.m} = 43.07 \text{ N.m}$ II 轴 $T_2 = 9550 \times \frac{P_2}{n_2}$ $= 9550 \times \frac{4.15}{300} \text{ N.m} = 132.11 \text{ N.m}$ 工作轴 $T_w = 9550 \times \frac{P_w}{n_w}$ $= 9550 \times \frac{4.07}{300} \text{ N.m} = 129.56 \text{ N.m}$ 电机轴 $T_m = 9550 \times \frac{p_m}{n_m}$	电机所需工 作功率 $p_o =$ 4.37Kw 电机的额定 功率 $P_m = 5.5 \text{ kW}$ $n_w = 74.31 \text{ r/min}$ 电机型号为： Y132M1-6
---	---

$=9550 \times \frac{5.5}{960} \text{ N.m} = 54.71$	电动机转速
六、传动零件的设计计算	nm
1、 皮带轮传动的设计计算	=960r/min
(1) 选择普通 V 带截型	
由课本[3]P153表8-9得： $k_A=1.3$ $P_0=4.37\text{KW}$	$i_z=12.92$
V 带传送功率 $P_c=K_A P_0=1.3 \times 4.37=5.681\text{KW}$	
据 $P_c=5.681\text{KW}$ 和 $n_1=960 \text{ r/min}$	
由课本[3]P154图8-12得： 选用 B 型 V 带	初选
(2) 确定带轮基准直径，并验算带速	$i_{\text{带}}=i_1=3.2,$
由 [3] 课 本 P145 表 8-4 , 取	$i_{\text{齿轮}}=i_2=4$
$d_1=140\text{mm} > d_{\min}=125$	
$d_2=i_{\text{带}} d_1(1-\varepsilon)=3.2 \times 125 \times (1-0.02)=$	$n_1=960 \text{ r/min}$
392mm	$n_2=300 \text{ r/min}$
由[3]课本 P145表8-4，取 $d_2=400\text{mm}$	$n_w=n_2=300$
带速 V: $V=\pi d_1 n_1 / 60 \times 1000$	r/min
$=\pi \times 125 \times 960 / 60 \times 1000$	
$=6.28\text{m/s}$	$P_0=4.37\text{kw}$
在 $5 \sim 25\text{m/s}$ 范围内，带速合适。	$P_1=4.33\text{kw}$

(3) 确定带长和中心距 初定中心距 $a_0 = 1.5 \times (d_1 + d_2) = 810\text{mm}$ $L_0 = 2a_0 + \pi (d_1 + d_2) / 2 + (d_2 - d_1)^2 / 4a_0$ $= 2 \times 810 + 3.14 (140 + 400) + (400 - 140)^2 / 4 \times 450$ $= 3336.46\text{mm}$ 根据课本 [3] 表 P143 (8-5) 选取相近的 $L_d = 3550\text{mm}$ 确 定 中 心 距 $a \approx a_0 + (L_d - L_0) / 2 = 810 + (3550 - 3336.46) / 2$ $= 916.77\text{mm}$ (4) 验算小带轮包角 $\alpha_1 = 180^\circ - 57.3^\circ \times (d_2 - d_1) / a$ $= 180^\circ - 57.3^\circ \times (400 - 140) / 916.7$ $= 163.75^\circ > 120^\circ$ (适用) (5) 确定带的根数 单根 V 带传递的额定功率. 据 d_1 和 n_1, 查课本 [3]P151图8-6得 $P_0 = 2.08\text{KW}$,	$P_2 = 4.15 \text{ kw}$ $P_W = 4.07\text{kw}$ $T_1 = 43.07$ $N.m$ $T_2 = 132.11$ $N.m$ $T_w = 129.56$ $N.m$ $T_m = 54.71$
--	---

由课本[3]式（8 -17）得传动比 $i=d_2/d_1(1-\varepsilon)=400/140(1-0.02)=2.92$ 查[3]表8-8，得 $K_\alpha=0.95$；查[3]表8-3得 $K_L=1.09$，查[3]表8 -7得 $\Delta P_o =0.3 \text{ KW}$ $Z= PC/[(P_o+\Delta P_o)K_\alpha K_L]$ $=5.681/[(2.08+0.3)$ $\times 0.95 \times 1.09]$ $=2.31$（取3根） (6) 计算轴上压力 由课本[3]表8-2，查得 $q=0.17\text{kg/m}$，由课本[3]式（8-32）单根 V 带的初拉力： $F_0=500PC/ZV[2.5/K_\alpha-1]+qV^2$ $=500 \times 5.681/3 \times 6.28[(2.5/0.95-1)]+0.17 \times 39.4384$ $=252.69\text{N}$ 则作用在轴承的压力 F_Q	$N.m$ $P_c=5.681\text{KW}$ $d_1=140\text{mm}$ $d_2=400\text{mm}$ $V=6.28\text{m/s}$ $a_0=810\text{mm}$
---	--

$F_Q = 2ZF_0 \sin(\alpha_1/2)$ $= 2 \times 3 \times 252.69 \sin(163.75^\circ / 2)$ $= 291.55 \text{ N}$	$L_0 = 3336.46 \text{ mm}$
2、齿轮传动的设计计算 (1) 选择齿轮材料与热处理：所设计齿轮传动属于闭式传动，通常 齿轮采用软齿面。查阅表[3] 表5-5，选用价格便宜便于制造的材料，小齿轮材料为45钢，调质，齿面硬度260HBS；大齿轮材料也为45钢，正火处理，硬度为215HBS； 精度等级：运输机是一般机器，速度不高，查阅表[3] 表5-4，故选8级精度。 (2) 按齿面接触疲劳强度设计 由 $d_1 \geq$ $(6712 \times k T_1 (u+1) / \phi_d u [\sigma_H])^{1/3}$ 确定有关参数如下：传动比 i 齿=4 取小齿轮齿数 $Z_1=20$。则大齿轮齿数：$Z_2=iZ_1=4 \times 20=80$ 取 $Z_2=80$	$a = 916.77 \text{ mm}$ $\alpha_1 = 163.75^\circ$ $P_0 = 2.08 \text{ KW}$ 传动比 $i = 2.92$ $\Delta P_0 = 0.3 \text{ KW}$ Z 取 3 根
	$F_0 = 252.69 \text{ N}$ $F_Q = 291.55 \text{ N}$

根据工作条件，选取载荷系数为 $K=1.3$ 由课本[3]表5-8取 $\phi_d=1.1$ (3) 转矩 T_1 $T_1=9550 \times 10 \times 10 \times 10 \times P_1/n_1$ $=9550 \times 10 \times 10 \times 10 \times$ $4.37/960=43472.4\text{Nm}$ (4) 根据工作条件，选取载荷系数为 $K=1.3$ 2、齿轮传动的设计计算 (1) 选择齿轮材料与热处理：所设计齿轮传动属于闭式传动，通常 齿轮采用软齿面。查阅表[3] 表5-5，选用价格便宜便于制造的材料，小齿轮材料为45钢，调质，齿面硬度240HBS；大齿轮材料也为45钢，正火处理，硬度为200HBS； 精度等级：运输机是一般机器，速度不高，查阅表[3]表5-4，故选8级精度。 (2) 按齿面接触疲劳强度设计 $\text{由 } d_1 \geq [(2KT_1/\phi_d)(u+1/u)(Z_E Z$	$Z_1=20$ $Z_2=80$ $T_1=43074.48\text{Nm}$ $N_1=1.3824 \times 10^9$
--	--

$\sigma_H / [\sigma_H])^2]^{1/3}$ 确定有关参数如下：传动比 i 齿=4 取小齿轮齿数 Z1=20。则大齿轮齿数：Z2=iZ1=4×20=80 取 Z2=80 根据工作条件，选取载荷系数为 K=1.3 由课本[3]表5-8取 $\phi_d=1.1$ (3) 转矩 T1 $T1 = 9550 \times 10 \times 10 \times 10 \times P1 / n1$ $= 9550 \times 10 \times 10 \times 10 \times 4.33 / 960 = 43074.48 \text{ Nm}$ 74.48Nm (4) 根据工作条件，选取载荷系数为 K=1.3, 标准齿轮 $Z_H=2.5$ (5) 由课本[3]表5-7查得材料的影响系数 $Z_E=188 \text{ Mpa}^{1/2}$ (5) 许用接触应力 $[\sigma_H]$，由课本[3]图5-28查得： $\sigma_{Hlim1} = 600 \text{ Mpa} \quad \sigma_{Hlim2} = 550 \text{ Mpa}$ (6) 应力循环次数：	$N2 = 3.456 \times 10^8$ $d_1 \geq 43.85 \text{ mm}$ $m = 2.5 \text{ mm}$
--	---

按一年300个工作日,每班8h 计算,由课本[3] 公式(5-16) $N=60njL_h$ 计算 $N_1=60 \times 960 \times 1 \times 2 \times 8 \times 300 \times 5=1.3824 \times 10^9$ $N_2=N_1/i_{\text{齿}}=1.3824 \times 10^9/4=3.456 \times 10^8$ (7) 查[3]课本图5-26中曲线1,得 $K_{HN1}=1.0$, $K_{HN2}=1.05$ (8) 接触疲劳许用应力 取安全系数 $S=1.0$, 失效率为1%, 由[3]课本式5-15得: $[\sigma_H]_1 = K_{HN1} \sigma_{Hlim1}/S=600 \times 1/1=600 \text{ Mpa}$ $[\sigma_H]_2 = K_{HN2} \sigma_{Hlim2}/S=550 \times 1.05/1=577.5 \text{ Mpa}$ 故得: (9) 计算小齿轮分度直径 d_1, 带入 $[\sigma_H]$ 中较小值 $d_1 \geq [(2KT_1/\phi_d)(u+1/u) (Z_E Z_H/[\sigma_H])^2]^{1/3}$ $=[(2 \times 1.3 \times 43074.48/1.1) (5/4) (2.5 \times 188/577.5)^2]^{1/3}$ $=43.85 \text{ mm}$	$d_1=50 \text{ mm}$ $d_2=200 \text{ mm}$ $F_1=1772.98 \text{ N}$ $\sigma_{F1}=72.75 \text{ Mpa}$ $\sigma_{F2}=65.88 \text{ Mpa}$
---	--

模数： $m=d_1/Z_1=43.85/20=2.19\text{mm}$	
--	--

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/648006003054006111>