
编写说明

1、 机械设计课程设计应包含以下内容：

- 1) 设计任务书
- 2) 目录
- 3) 正文（分章、层次等，每章从新的一页开始）
 - A) 电动机的选择及减速器相关性能参数的计算
 - B) 带传动的设计计算
 - C) 齿轮的设计计算
 - D) 轴的设计计算
 - E) 轴承、键和联轴器的选择
 - F) 箱体主要结构尺寸计算
 - G) 润滑、密封及附件的选择确定
 - H) 设计小结
 - I) 参考文献

2、 说明书字数为 6000~8000 字；

3、 格式要求：

第一级标题： 三号，宋体，加粗，左右居中，上下空一行；

第二级标题： 小三号，宋体，加粗，居左，上下空一行；

第三级标题： 四号，宋体，加粗，居左，不空行；

正文： 小四号，宋体，行距为固定值 20 磅；段首行缩进 2 个汉字；

数字和字母： Times New Roman 体

公式

居中书写，采用公式编辑器编写，并标序号 (1)、(2) …；

图

居中布置，并标图号和图名称，标注在图下方，如：图 1 XXXXX

表

居中布置，并标表号和表名称，标注在表上方，如：表 1 XXXXX

指导教师评语：

该生课程设计态度（认真/ 较认真 / 不认真）；

表现（好 一般 较差）；

（有 无）违纪现象发生；

（是 否）独立完成；

（是 否）完成课程设计任务要求；

设计方案（是 否）合理；

计算（正确 基本正确 较多错误）；

设计（是 否）符合规范要求；

说明书逻辑（是 否）合理；层次（是 否）清晰；

设计（是 否）体现一定创新能力；

设计图纸（是 否）（干净整洁 较干净整洁）

（没有错误，有少量错误，有大量错误）

成绩：

指导教师签名：

年 月 日

机械设计课程设计任务书

一、课程设计的题目

带式运输机用单级直齿圆柱齿轮减速器；

二、设计内容

根据给定的工况参数，选择适当的电动机、选取联轴器、设计 V 带传动、设计单级斜齿圆柱齿轮传动（所有的轴、齿轮、轴承、减速箱体、箱盖以及其他附件）和与输送带连接的联轴器；

传动图如图 1 所示；

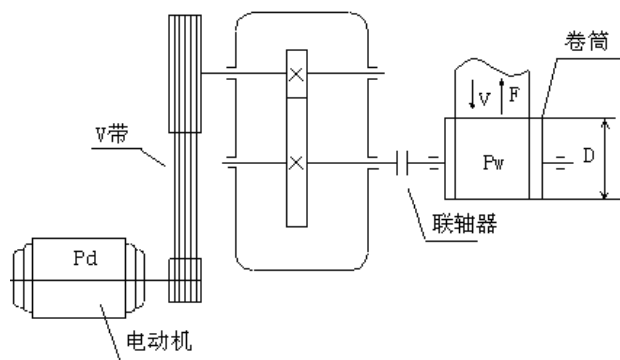


图 1 传动图

三、原始数据

运输带拉力 $F= 4350$ (N)
运输带速度 $V= 1.25$ (m/s)
滚筒直径 $D= 265$ (mm)

四、设计条件

1) 工作条件：载荷有轻微冲击，单向旋转；齿轮使用寿命为 10 年（每年工作 300 天），两班工作制，轴承使用寿命不小于 15000 小时

2) 运输带速度误差：±5%

四、设计成果要求

设计成果要求如表 1 所示；

表 1 设计成果要求

序号	内容	要求	提交作品
1	装配图 1 张	A1 图纸	电子版和打印版
2	零件图 2 张	A3 图纸	
3	设计计算说明书 1 份	电子版	

目录

第一章 系统总体方案设计.....	2
第二章 电动机的选择及减速器相关性能参数计算.....	3
第三章 带传动的设计计算.....	6
第四章 齿轮的设计计算.....	11
第五章 轴的设计计算.....	17
第六章 轴承、键和联轴器的选择.....	22
第七章 减速器的润滑、密封及附件的选择确定.....	25
第八章 减速器箱体主要结构尺寸计算.....	27
设计小结.....	30
参考文献.....	30

第一章 系统总体方案设计

1 传动方案特点

1. 组成：传动装置由电机、V带、减速器、工作机组成；
2. 特点：齿轮相对于轴承对称分布；
3. 确定传动方案：考虑到电机转速高，V带具有缓冲吸振能力，将V带设置在高
速级；选择V带传动和一级直齿圆柱齿轮减速器；

2 计算传动装置总效率

查出各个传动件的效率：

带传动： $\eta_1=0.96$

齿轮传动的轴承： $\eta_2=0.99$

齿轮传动： $\eta_3=0.98$

联轴器： $\eta_4=0.97$

卷筒轴的轴承： $\eta_5=0.98$

卷筒： $\eta_6=0.94$

由电动机至工作机之间的总效率：

$$\begin{aligned}\eta\eta_a &= \eta_1 * \eta_2^2 * \eta_3 * \eta_4 * \eta_5 * \eta_6 \\ &= 0.96 \times 0.99^2 \times 0.98 \times 0.97 \times 0.98 \times 0.94 = 0.82\end{aligned}$$

第二章 电动机的选择及减速器相关性能参数计算

1、选择电动机的类型

按已知的工作要求和条件，选择 Y 系列三相异步电动机；

2、电动机的选择

圆周速度 v ：

$$v=1.25\text{m/s}$$

工作机的功率 P_w ：

$$P_w = \frac{F \times V}{1000} = \frac{4350 \times 1.25}{1000} = 5.44\text{Kw}$$

电动机所需工作功率为：

$$P_d = \frac{P_w}{\eta_a} = \frac{5.44}{0.82} = 6.63\text{Kw}$$

工作机的转速为：

$$n = \frac{60 \times 1000V}{\pi D} = \frac{60 \times 1000 \times 1.25}{\pi \times 265} = 90.13\text{r/min}$$

传动比范围：

V 带： $i_1=2\sim 4$

减速器的传动比： $i_2=3\sim 5$

合理传动比： $i'=6\sim 20$

电机转速范围： $n=i'\eta_a=(6\sim 20)\times 90.13$

$$=540.78\sim 1802.6 \text{ r/min}$$

综合考虑电动机和传动装置的尺寸、重量、价格和带传动、减速器的传动比，选定型号为 Y160M-6 的三相异步电动机，额定功率为 7.5KW,满载转速 $n_m=970\text{r/min}$ ，同步转速 1000r/min；

3、确定传动装置的总传动比和分配传动比

(1) 总传动比：

、为：

$$i_a = \frac{n_m}{n} = \frac{970}{90.13} = 10.76$$

(2) 分配传动装置传动比:

$$i_a = i_1 \times i_2$$

式中 i_1 、 i_2 分别为带传动和减速器的传动比; 为使 V 带传动外廓尺寸不致过大, 初步取 $i_1=2.5$, 则减速器传动比为

$$i = \frac{i_a}{i_1} = \frac{10.76}{2.5} = 4.3$$

4、各轴的动力参数

(1) 各轴转速:

输入轴:

$$n_I = \frac{n_m}{i_1} = \frac{970}{2.5} = 388 \text{ r/min}$$

输出轴:

$$n_{II} = \frac{n_I}{i} = \frac{388}{4.3} = 90.23 \text{ r/min}$$

卷筒轴:

$$n_3 = n_{II} = 90.23 \text{ r/min}$$

(2) 各轴输入功率:

输入轴:

$$P_I = P_d \times \eta_1 = 6.63 \times 0.96 = 6.36 \text{ Kw}$$

输出轴:

$$P_{II} = P_I \times \eta_2 \times \eta_3 = 6.63 \times 0.99 \times 0.98 = 6.17 \text{ Kw}$$

卷筒轴: :

$$P_3 = P_{II} \times \eta_2 \times \eta_4 = 6.17 \times 0.99 \times 0.97 = 5.93\text{Kw}$$

(3) 各轴输入转矩:

电动机轴输出转矩:

$$T_d = 9550 \times \frac{P_d}{n_m} = 9550 \times \frac{6.63}{970} = 65.27\text{Nm}$$

输入轴:

$$T_I = T_d \times i_1 \times \eta_1 = 65.27 \times 2.5 \times 0.96 = 156.648\text{Nm}$$

输出轴:

$$T_{II} = T_I \times i_2 \times \eta_2 \times \eta_3 = 156.48 \times 4.3 \times 0.99 \times 0.98 = 653.51\text{Nm}$$

工作机轴:

$$T_3 = T_2 \times \eta_2 \times \eta_4 = 653.51 \times 0.99 \times 0.97 = 627.57\text{Nm}$$

第三章 带传动的设计计算

1、V 带的设计与计算

1. 确定计算功率 P_{ca}

由表查得工作情况系数 $K_A = 1.1$ ，故

$$P_{ca} = K_A P_d = 1.1 \times 6.63 = 7.293 \text{kw}$$

2. 选择 V 带的带型

根据 P_{ca} 、 n_m 由图选用 B 型；

3. 确定带轮的基准直径 d_d 并验算带速 v

1) 初选小带轮的基准直径 d_{d1} ；由表，取小带轮的基准直径 $d_{d1} = 140 \text{ mm}$ ；

2) 验算带速 v ；按课本公式验算带的速度

$$v = \frac{\pi d_{d1} n_m}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 140 \times 970}{60 \times 1000} = 7.11 \text{ m/s}$$

因为 $5 \text{ m/s} < v < 30 \text{ m/s}$ ，故带速合适；

3) 计算大带轮的基准直径；根据课本公式，计算大带轮的基准直径

$$d_{d2} = i_1 d_{d1} = 2.5 \times 140 = 350 \text{ mm}$$

根据课本查表，取标准值为 $d_{d2} = 355 \text{ mm}$ ；

4. 确定 V 带的中心距 a 和基准长度 L_d

1) 根据课本公式，初定中心距 $a_0 = 500 \text{ mm}$ ；

2) 由课本公式计算带所需的基准长度

$$L_{d0} \approx 2a_0 + \frac{\pi}{2}(d_{d1} + d_{d2}) + \frac{(d_{d2} - d_{d1})^2}{4a_0} = 2 \times 500 + \frac{\pi}{2}(140 + 355) + \frac{(355 - 140)^2}{4 \times 500} = 1800.66 \text{ mm}$$

由表选带的基准长度 $L_d = 1950 \text{ mm}$;

3) 按课本公式计算实际中心距 a_0 ;

$$a \approx a_0 + \frac{L_d - L_{d0}}{2} = 500 + \frac{1950 - 1800.66}{2} = 574.67 \text{ mm}$$

按课本公式, 中心距变化范围为:

$$a_{\min} = a - 0.015L_d = 545.42 \text{ mm}$$

$$a_{\max} = a + 0.03L_d = 633.17 \text{ mm}$$

5. 验算小带轮上的包角 α_1

$$\alpha_1 \approx 180^\circ - \frac{(d_{d2} - d_{d1}) \times 57.3^\circ}{a} = 180^\circ - \frac{(355 - 140) \times 57.3^\circ}{475} = 158.56 > 120^\circ$$

6. 计算带的根数 z

1) 计算单根 V 带的额定功率 P_r ;

由 $d_{d1} = 140 \text{ mm}$ 和 $n_m = 970 \text{ r/min}$, 查表得 $P_0 = 2.1 \text{ kW}$;

根据 $n_m = 970 \text{ r/min}$, $i_1 = 2.5$ 和 B 型带, 查表得 $\Delta P_0 = 0.30 \text{ kW}$;

查表得 $K_\alpha = 0.95$, 查表得 $K_L = 0.97$, 于是

$$P_r = (P_0 + \Delta P_0) K_\alpha K_L = (2.1 + 0.3) \times 0.95 \times 0.97 = 2.21 \text{ kW}$$

2) 计算 V 带的根数 z

$$z = \frac{P_{ca}}{P_r} = \frac{7.293}{2.21} = 3.29$$

取 4 根;

7. 计算单根 V 带的初拉力 F_0

由表查得 B 型带的单位长度质量 $q = 0.170 \text{ kg/m}$ ，所以

$$F_0 = 500 \times \frac{(2.5 - K_\alpha) P_{ca}}{K_\alpha z v} + qv^2 = 500 \times \frac{(2.5 - 0.95) \times 7.293}{0.95 \times 4 \times 7.11} + 0.170 \times 7.11^2 = 217.79 \text{ N}$$

8. 计算压轴力 F_p

$$F_p = 2zF_0 \sin\left(\frac{\alpha_1}{2}\right) = 2 \times 4 \times 217.79 \times \sin\left(\frac{158.6}{2}\right) = 1284.02 \text{ N}$$

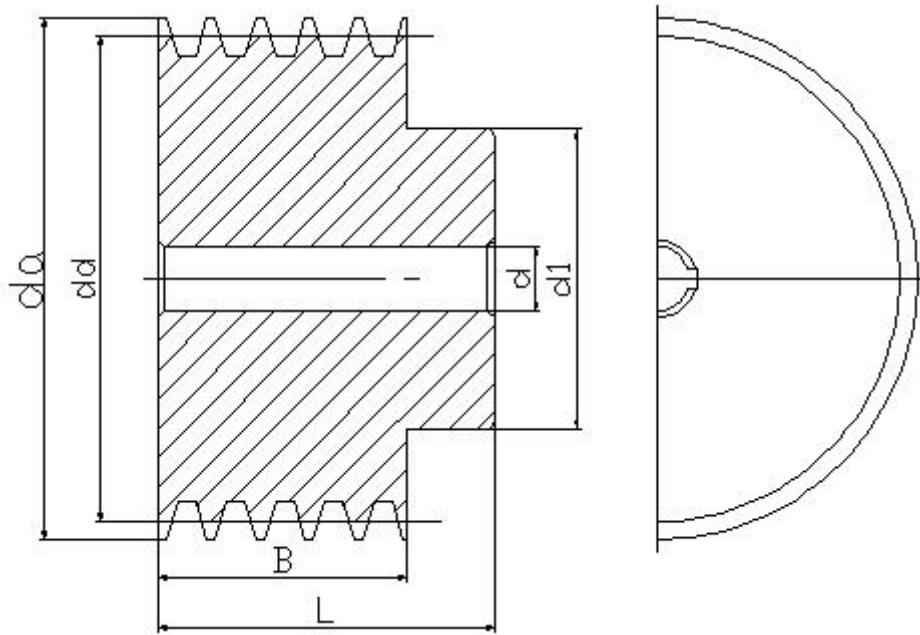
9. 主要设计结论

带型	B 型	根数	4 根
小带轮基准直径 dd1	140mm	大带轮基准直径 dd2	355mm
V 带中心距 a	574.67mm	带基准长度 Ld	1950mm
小带轮包角 α_1	158.6°	带速	7.11m/s
单根 V 带初拉力 F_0	217.79N	压轴力 F_p	1284.02N

2、带轮结构设计

1. 小带轮的结构设计

1) 小带轮的结构图

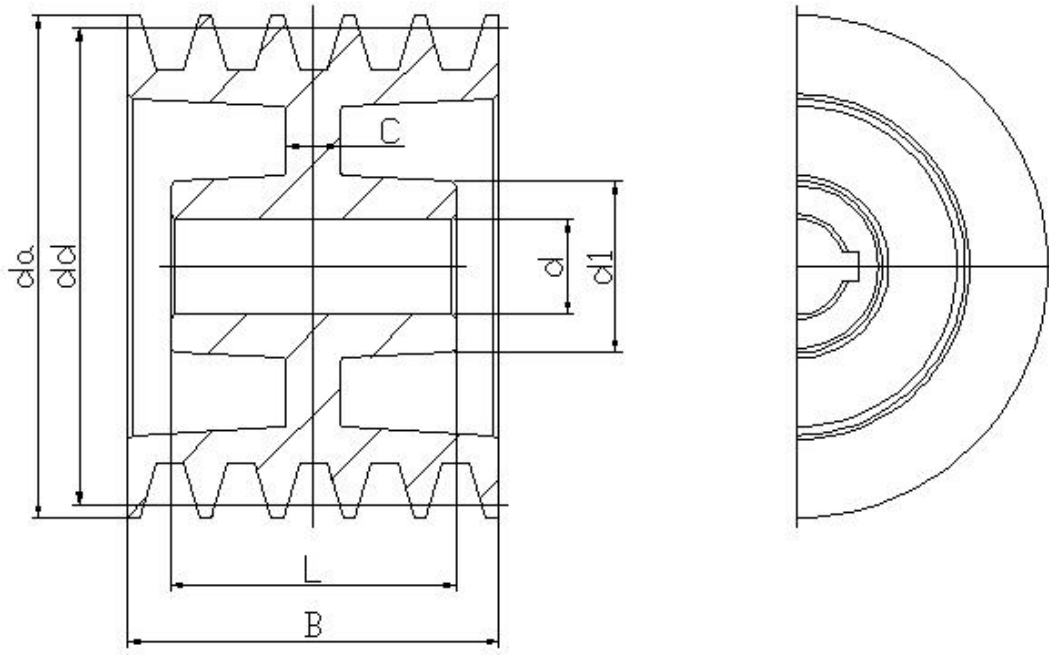


2) 小带轮主要尺寸计算

代号名称	计算公式	代入数据	尺寸取值
内孔直径 d	电动机轴直径 D	$D = 42\text{mm}$	42mm
分度圆直径 dd1			140mm
da	$dd1 + 2ha$	$140 + 2 \times 3.50$	147mm
d1	$(1.8 \sim 2)d$	$(1.8 \sim 2) \times 42$	84mm
B	$(z-1) \times e + 2 \times f$	$(4-1) \times 19 + 2 \times 11.5$	80mm
L	$(1.5 \sim 2)B$	$(1.5 \sim 2) \times 80$	120mm

2. 大带轮的结构设计

1) 大带轮的结构图



2) 大带轮主要尺寸计算

代号名称	计算公式	代入数据	尺寸取值
内孔直径 d	输入轴最小直径	$D = 32\text{mm}$	32mm
分度圆直径 dd_2			355mm
d_a	$dd_1 + 2ha$	$355 + 2 \times 3.50$	362mm
d_1	$(1.8 \sim 2)d$	$(1.8 \sim 2) \times 32$	64mm
B	$(z-1) \times e + 2 \times f$	$(4-1) \times 19 + 2 \times 11.5$	80mm
L	$(1.5 \sim 2)d$	$(1.5 \sim 2) \times 64$	64mm

第四章 齿轮的设计计算

1、选精度等级、材料及齿数

(1) 材料选择：由表选小齿轮材料为 40Cr 调质处理，硬度范围取为 280HBS，

大齿轮材料为 45 钢调质处理，硬度范围取为 240HBS；

(2) 一般工作机器，选用 7 级精度；

(3) 选小齿轮齿数 $Z_1 = 24$ ，大齿轮齿数 $Z_2 = 24 \times 4.3 = 103.2$ ，取 $Z_2 = 103$ ；

(4) 压力角 $\alpha = 20^\circ$

2. 按齿面接触疲劳强度设计

(1) 由式试算小齿轮分度圆直径，即

$$d_{1t} \geq \sqrt[3]{\frac{2KT_{1u} + 1}{\phi_d u} \left(\frac{Z_E Z_H Z_\varepsilon}{[\sigma_H]} \right)^2}$$

1) 确定公式中的各参数值:

①试选载荷系数 $K_{Ht} = 1.3$;

②计算小齿轮传递的转矩

$$T_1 = 9.55 \times 10^3 \frac{P_1}{n_1} = 9.55 \times 10^6 \times \frac{6.36}{970} = 6.26 \times 10^4 \text{Nmm}$$

③选取齿宽系数 $\phi_d = 1$;

④由图查取区域系数 $Z_H = 2.5$;

⑤查表得材料的弹性影响系数 $Z_E = 189.8 \sqrt{\text{MPa}}$

⑥计算接触疲劳强度用重合度系数 Z_ε ;

端面压力角:

$$\alpha_{a1} = \arccos \left[\frac{Z_1 \cos \alpha}{Z_1 + 2h_a^*} \right] = \arccos \left[\frac{24 \times \cos 20^\circ}{24 + 2 \times 1} \right] = 29.841^\circ$$

$$\alpha_{a2} = \arccos \left[\frac{Z_2 \cos \alpha}{Z_2 + 2h_a^*} \right] = \arccos \left[\frac{103 \times \cos 20^\circ}{103 + 2 \times 1} \right] = 22.81^\circ$$

端面重合度:

ε_α

$$= \frac{1}{2\pi} [Z_1 (\tan \alpha_{a1} - \tan \alpha') + Z_2 (\tan \alpha_{a2} - \tan \alpha')] = \frac{1}{2\pi} [24 \times (\tan 29.841^\circ - \tan 20^\circ) + 103 \times (\tan 22.81^\circ - \tan 20^\circ)] = 1.726$$

重合度系数:

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}} = \sqrt{\frac{4 - 1.726}{3}} = 0.871$$

⑦计算接触疲劳许用应力 $[\sigma_H]$

查得小齿轮和大齿轮的接触疲劳极限分别为 $\sigma_{Hlim1} = 600 \text{MPa}$ 、 $\sigma_{Hlim2} = 550 \text{MPa}$;

计算应力循环次数:

$$N_1 = 60n_1jL_h = 60 \times 970 \times 1 \times 10 \times 2 \times 8 \times 300 = 2.79 \times 10^9$$

$$N_2 = \frac{N_1}{i_{12}} = \frac{2.79 \times 10^9}{4.3} = 6.51 \times 10^8$$

查取接触疲劳寿命系数: $K_{HN1} = 0.90$ 、 $K_{HN2} = 0.95$;

取失效概率为 1%, 安全系数 $S=1$, 得:

$$[\sigma_{H1}] = \frac{\sigma_{Hlim1}K_{HN1}}{S} = \frac{600 \times 0.90}{1} = 540\text{MPa}$$

$$[\sigma_{H2}] = \frac{\sigma_{Hlim2}K_{HN2}}{S} = \frac{550 \times 0.95}{1} = 523\text{MPa}$$

取 $[\sigma_H]_1$ 和 $[\sigma_H]_2$ 中的较小者作为该齿轮副的接触疲劳许用应力, 即

$$[\sigma_H] = [\sigma_{H2}] = 523\text{MPa}$$

2) 试算小齿轮分度圆直径

$$d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{2KT_1u + 1}{\phi_d u} \left(\frac{Z_E Z_H Z_\epsilon}{[\sigma_H]} \right)^2} = \sqrt[3]{\frac{2 \times 10000 \times 1.3 \times 6.26}{1} \times \frac{4.3 + 1}{4.3} \times \left(\frac{189.8 \times 2.5 \times 0.871}{523} \right)^2} = 50.036\text{mm}$$

(2) 调整小齿轮分度圆直径

1) 计算实际载荷系数前的数据准备

① 圆周速度 v

$$v = \frac{\pi \times d_{1t} \times n_1}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 50.036 \times 970}{60 \times 1000} = 2.54\text{m/s}$$

② 齿宽 b

$$b = \phi_d d_{1t} = 1 \times 50.036 = 50.036\text{mm}$$

2) 计算实际载荷系数 K_H

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/096023005044010112>