

机械设计课程设计 计算说明书

设计题目：带式输送机

班级：07 机械 5 班

学号：**200730510512**

设计者：李健立

指导老师：卿艳梅

目录

1. 题目及总体分析···	3
2. 各主要部件选择···	4
3. 电动机选择···	4
4. 分配传动比···	5
5. 传动系统的运动和动力参数计算···	6
6. 设计高速级齿轮···	7
7. 设计低速级齿轮···	12
8. 链传动的设计···	16
9. 减速器轴及轴承装置、键的设计···	18
1 轴（输入轴）及其轴承装置、键的设计···	18
2 轴（中间轴）及其轴承装置、键的设计···	24
3 轴（输出轴）及其轴承装置、键的设计···	29
10. 润滑与密封···	34
11. 箱体结构尺寸···	35
12. 设计总结···	36
13. 参考文献···	36

一.题目及总体分析

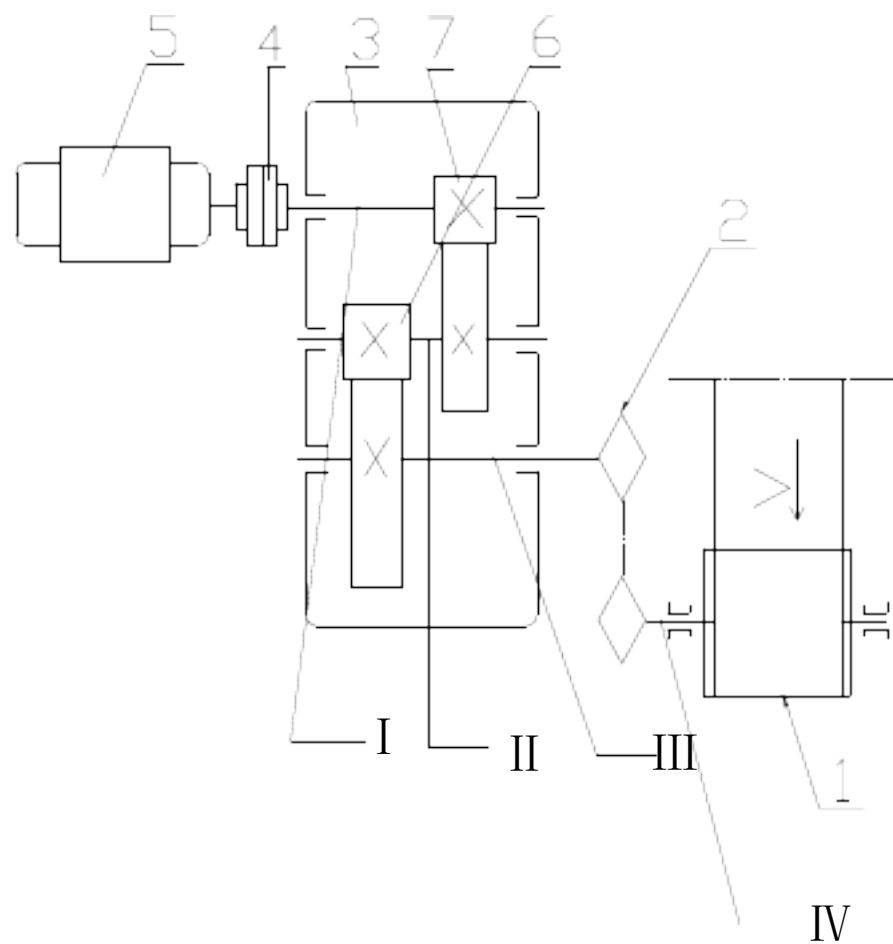
题目：设计一个带式输送机的减速器

给定条件：由电动机驱动，输送带的牵引力 $F = 4000\text{ N}$ ，运输带速度 $v = 0.8\text{ m/s}$ ，输送机滚筒直径为 $D = 315\text{ mm}$ 。单向运转，载荷平稳，室内工作，有粉尘。工作寿命为 10 年，每年 300 个工作日，每天工作 12 小时，具有加工精度 8 级（齿轮）。

减速器类型选择：选用展开式两级圆柱齿轮减速器。

特点及应用：结构简单，但齿轮相对于轴承的位置不对称，因此要求轴有较大的刚度。高速级齿轮布置在远离转矩输入端，这样，轴在转矩作用下产生的扭转变形和轴在弯矩作用下产生的弯曲变形可部分地互相抵消，以减缓沿齿宽载荷分布不均匀的现象。高速级一般做成斜齿，低速级可做成直齿。

整体布置如下：



图示：5 为电动机，4 为联轴器，3 为减速器，2 为链传动，1 为输送机滚筒，6 为低速级齿轮传动，7 为高速级齿轮传动，。

辅助件有：观察孔盖，油标和油尺，放油螺塞，通气孔，吊环螺钉，吊耳和吊钩，定位销，启盖螺钉，轴承套，密封圈等。

二.各主要部件选择

部件	因素	选择
动力源		电动机
齿轮	斜齿传动平稳	高速级做成斜齿，低速级做成直齿
轴承	此减速器轴承所受轴向力不大	球轴承
联轴器	结构简单，耐久性好	弹性联轴器
链传动	工作可靠，传动效率高	单排滚子链

三.电动机的选择

目的	过程分析	结论
类型	根据一般带式输送机选用的电动机选择	选用 Y 系列封闭式三相异步电动机
功率	<p>工作机所需有效功率为 $P_w = F \times V = 4000N \times 0.8m/s$</p> <p>圆柱齿轮传动(8级精度)效率(两对)为 $\eta_1 = 0.97^2$</p> <p>滚动轴承传动效率(四对)为 $\eta_2 = 0.98^4$</p> <p>弹性联轴器传动效率 $\eta_3 = 0.99$</p> <p>输送机滚筒效率为 $\eta_4 = 0.97$</p> <p>链传动的效率 $\eta_5 = 0.96$</p> <p>电动机输出有效功率为</p> $P' = \frac{P_w}{\eta_1 \times \eta_2 \times \eta_3 \times \eta_4 \times \eta_5} = \frac{4000 \times 0.8}{0.97^2 \times 0.98^4 \times 0.99 \times 0.97 \times 0.96} = 3841.28W$	电动机输出功率为 $P' = 3841.28W$
型号	查得型号Y112M-4 三相异步电动机参数如下 额定功率 $p=4.0 kW$ 满载转速 1440 r/min 同步转速 1500 r/min	选用 型号 Y112M-4 三相异步电动机

四.分配传动比

目的	过程分析	结论
分配传动比	<p>传动系统的总传动比 $i = \frac{n_m}{n_w}$ 其中 i 是传动系统的总传动比，多级串联传动系统的总传动等于各级传动比的连乘积；n_m 是电动机的满载转速，r/min；n_w 为工作机输入轴的转速，r/min。</p> <p>计算如下 $n_m = 1440 r/min$, $n_w = \frac{60v}{\pi d} = \frac{60 \times 0.8}{3.14 \times 0.315} = 48.5 r/min$</p> $i = \frac{n_m}{n_w} = \frac{1440}{48.5} = 29.69$ <p>取 $i_1 = 3$</p> $i_2 = \frac{i}{i_1} = \frac{29.69}{3} = 9.90$ $i_h = \sqrt{(1.3 \sim 1.4) i_2} = 3.59 \sim 3.72$ <p>取 $i_h = 3.60$</p> <p>则 $i_l = \frac{i}{i_h} = 2.75$</p> <p>$i$: 总传动比 i_1: 链传动比 i_l: 低速级齿轮传动比 i_h: 高速级齿轮传动比</p>	$i_1 = 3$ $i_2 = 9.90$ $i_h = 3.60$ $i_l = 2.75$

五.传动系统的运动和动力参数计算

目的	过程分析					结论	
传动系统的运动和动力参数计算	设：从电动机到输送机滚筒轴分别为 1 轴、2 轴、3 轴、4 轴；对应于各轴的转速分别为 n_1 、 n_2 、 n_3 、 n_4 ；对应各轴的输入功率分别为 P_1 、 P_2 、 P_3 、 P_4 ；对应各轴的输入转矩分别为 T_1 、 T_2 、 T_3 、 T_4 ；相邻两轴间的传动比分别为 i_{12} 、 i_{23} 、 i_{34} ；相邻两轴间的传动效率分别为 η_{12} 、 η_{23} 、 η_{34} 。						
	轴号	电动机	两级圆柱减速器			工作机	
			1 轴	2 轴	3 轴	4 轴	
	转速 $n(\text{r/min})$	$n_0=1440$	$n_1=1440$	$n_2=400$	$n_3=145.45$	$n_4=48.48$	
	功率 $P(\text{kw})$	$P=4.0$	$P_1=3.96$	$P_2=3.764$	$P_3=3.758$	$P_4=3.366$	
	转矩 $T(\text{N} \cdot \text{m})$		$T_1=26.263$	$T_2=89.866$	$T_3=246.743$	$T_4=663.063$	
	两轴联接	联轴器	齿轮	齿轮	链轮		
	传动比 i	$i_{01}=1$	$i_{12}=3.6$	$i_{23}=2.75$	$i_{34}=3$		
传动效率 η	$\eta_{01}=0.99$	$\eta_{12}=0.97$	$\eta_{23}=0.97$	$\eta_{34}=0.96$			

六.设计高速级齿轮

1. 选精度等级、材料及齿数，齿型

- 1) 确定齿轮类型. 两齿轮均为标准圆柱斜齿轮
- 2) 材料选择. 小齿轮材料为 40Cr (调质), 硬度为 280HBS, 大齿轮材料为 45 钢 (调质), 硬度为 240HBS, 二者材料硬度差为 40HBS。
- 3) 运输机为一般工作机器, 速度不高, 故选用 7 级精度
- 4) 选小齿轮齿数 $Z_1 = 24$, 大齿轮齿数 $Z_2 = i_1 \cdot Z_1 = 3.6 \times 24 = 86.4$, 取 $Z_2 = 87$ 。
- 5) 选取螺旋角。初选螺旋角 $\beta = 14^\circ$

2. 按齿面接触强度设计

按式 (10-21) 试算, 即
$$d_{1t} \geq \sqrt[3]{\frac{2k_t T_1}{\Phi_d \varepsilon_\alpha} \cdot \frac{u+1}{u} \left(\frac{Z_H Z_E}{[\sigma_H]} \right)^2}$$

1) 确定公式内的各计算数值

(1) 试选 $K_t = 1.6$

(2) 由图 10-30, 选取区域系数 $Z_H = 2.433$

(3) 由图 10-26 查得 $\varepsilon_{\alpha 1} = 0.78$ $\varepsilon_{\alpha 2} = 0.87$

$$\varepsilon_\alpha = \varepsilon_{\alpha 1} + \varepsilon_{\alpha 2} = 1.65$$

(4) 计算小齿轮传递的转矩

$$T_1 = 95.5 \times \frac{P_1}{n_1} = 95.5 \times \frac{5}{3000} = 1.5917 \text{ kNm}$$

(5) 由表 10-7 选取齿宽系数 $\Phi_d = 1$

(6) 由表 10-6 查得材料的弹性影响系数 $Z_E = 189.8 \text{ MPa}^{1/2}$

(7) 由图 10-21d 按齿面硬度查得小齿轮的接触疲劳强度极限

$$\sigma_{H \text{ lim}1} = 600 \text{ MPa}, \text{ 大齿轮的接触疲劳强度极限 } \sigma_{H \text{ lim}2} = 550 \text{ MPa}$$

(8) 由式 10-13 计算应力循环次数

$$N_1 = 60 n_1 L_h = 60 \times 1440 \times 1 \times (2 \times 8 \times 300 \times 10) = 4.1472 \times 10^9$$

$$N_2 = 4.1472 \times 10^9 / 3.6 = 1.152 \times 10^9$$

(9) 由图 10-19 查得接触疲劳强度寿命系数 $K_{HN1} = 0.90$ $K_{HN2} = 0.95$

(10) 计算接触疲劳强度许用应力

取失效概率为1%，安全系数为S=1，由式10-12得

$$[\sigma_{H1}] = \frac{K_{HN1} \sigma_{Hlim1}}{S} = 0.9 \times 600 MPa = 540 MPa$$

$$[\sigma_{H2}] = \frac{K_{HN2} \sigma_{Hlim2}}{S} = 0.95 \times 550 MPa = 522.5 MPa$$

$$[\sigma_H] = ([\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}]) / 2 = (540 + 522.5) / 2 MPa = 531.25 MPa$$

2) 计算

(1) 试算小齿轮分度圆直径 d_{1t} ，由计算公式得

$$d_{1t} = \sqrt[3]{\frac{2 \times 1 \times 6 \times 2 \times 6 \times 2 \times 6 \times 2}{1 \times 1.65} \times \frac{2}{3.6} \times \left(\frac{0 \times 4.6}{531.25} \right)^2} = 30.58 mm$$

(2) 计算圆周速度

$$v = \frac{\pi d_{1t} n}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 30.58 \times 1440}{60 \times 1000} = 2.30 m/s$$

(3) 计算齿宽b及模数 m_{nt}

$$b = \Phi_d d_{1t} = 1 \times 30.58 = 30.58 mm$$

$$m_{nt} = \frac{d_{1t} \cos \beta_s}{Z_1} = \frac{30.58 \cos 14^\circ}{24} = 1.2 mm$$

$$h_{nt} = 2.25 m_{nt} = 2.25 \times 1.2 = 2.7 mm$$

$$b/h = 30.58 / 2.7 = 11.33$$

(4) 计算纵向重合度 ϵ_β

$$\epsilon_\beta = 0.318 \Phi_d Z_1 \tan \beta = 0.318 \times 1 \times 24 \times \tan 14^\circ = 1.903$$

(5) 计算载荷系数K

$$\text{已知使用系数 } K_A = 1$$

根据 $v = 2.30 m/s$ ，7级精度，由图10-8查得动载荷系数 $K_v = 1.11$

由表10-4查得

$$\begin{aligned} K_{H\beta} &= 1.12 + 0.18(1 + 0.6 \Phi_d^2) \Phi_d^2 + 0.23 \times 10^{-3} b \\ &= 1.12 + 0.18(1 + 0.6 \times 1^2) \times 1^2 + 0.23 \times 10^{-3} \times 37.10 = 1.417 \end{aligned}$$

由图10-13查得 $K_{F\beta} = 1.34$

假定 $\frac{K_A F_t}{b} < 100 \text{ N/mm}$ ，由表 10-3 查得 $K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = 1.4$

故载荷系数 $K = K_A K_V K_{H\alpha} K_{H\beta} = 1 \times 1.11 \times 1.4 \times 1.42 = 2.21$

(6) 按实际的载荷系数校正所算得的分度圆直径，由式 10-10a 得

$$d_1 = d_1 \sqrt[3]{\frac{K}{K_t}} = 30.58 \sqrt[3]{\frac{2.21}{1.6}} = 34.06 \text{ mm}$$

(7) 计算模数 m_n

$$m_n = \frac{d_1 \cos \beta}{Z_1} = \frac{34.06 \cos 14^\circ}{24} = 1.34 \text{ mm}$$

3. 按齿根弯曲强度设计

由式 10-17
$$m_n \geq \sqrt[3]{\frac{2KT Y_{Fa} Y_{Sa} \cos^2 \beta}{\Phi Z^2 \varepsilon_\beta} \cdot \frac{Y_{Fa} Y_{Sa}}{[\sigma_F]}}$$

1) 确定计算参数

(1) 计算载荷系数

$$K = K_A K_V K_{F\alpha} K_{F\beta} = 1 \times 1.11 \times 1.4 \times 1.34 = 2.08$$

(2) 根据纵向重合度 $\varepsilon_\beta = 1.903$ ，从图 10-28 查得螺旋角影响系数

$$Y_\beta = 0.88$$

(3) 计算当量齿数

$$Z_{v1} = \frac{Z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{24}{\cos^3 14^\circ} = 26.27$$

$$Z_{v2} = \frac{Z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{87}{\cos^3 14^\circ} = 95.24$$

(4) 查取齿形系数

由表 10-5 查得 $Y_{Fa1} = 2.592$ $Y_{Fa2} = 2.172$

(5) 查取应力校正系数

由表 10-5 查得 $Y_{Sa1} = 1.596$ $Y_{Sa2} = 1.798$

(6) 由图 10-20c 查得，小齿轮的弯曲疲劳强度极限 $\sigma_{FE1} = 500 \text{ MPa}$

大齿轮的弯曲疲劳强度极限 $\sigma_{FE2} = 380 \text{ MPa}$

(7) 由图 10-18 查得弯曲疲劳强度寿命系数

$$K_{FN1} = 0.85 \quad K_{FN2} = 0.88$$

(8) 计算弯曲疲劳许用应力

取弯曲疲劳安全系数 $S=1.4$ ，由式 10-12 得

$$[\sigma_{F1}] = \frac{K_{FN1} \sigma_{FE1}}{S} = \frac{0.85 \times 500}{1.4} = 303.57 MPa$$

$$[\sigma_{F2}] = \frac{K_{FN2} \sigma_{FE2}}{S} = \frac{0.88 \times 380}{1.4} = 238.86 MPa$$

(9) 计算大小齿轮的 $\frac{Y_{Fa} Y_{Sa}}{[\sigma_F]}$

$$\frac{Y_{Fa1} Y_{Sa1}}{[\sigma_{F1}]} = \frac{2.592 \times 1.596}{303.57} = 0.01363$$

$$\frac{Y_{Fa2} Y_{Sa2}}{[\sigma_{F2}]} = \frac{2.172 \times 1.798}{238.86} = 0.01635$$

大齿轮的数据大

2) 设计计算

$$m_n \geq \sqrt[3]{\frac{2 \times 2.08 \times 2.6262 \times 10^4 \times 0.88 \times \cos^2 14^\circ}{1 \times 24^2 \times 1.65}} \times 0.01635 = 1.159 mm$$

对比计算结果，由齿面接触疲劳强度计算的法面模数 m_n 大于由齿根弯曲疲劳强度计算的

法面模数，取 $m_n = 1.5 mm$ ，已可满足弯曲强度。但为了同时满足接触疲劳强度，须

按接触疲劳强度算得的分度圆直径 $d_1 = 34.06 mm$ 来计算应有的齿数。于是有

$$Z_1 = \frac{d_1 \cos \beta}{m_n} = \frac{34.06 \times \cos 14^\circ}{1.5} = 22.03$$

取 $Z_1 = 22$ ，则 $Z_2 = i Z_1 = 3.6 \times 22 = 79.2$

取 $Z_2 = 80$

4. 几何尺寸计算

1) 计算中心距 $a = \frac{(Z_1 + Z_2) m_n}{2 \cos \beta} = \frac{(22 + 80) \times 1.5}{2 \times \cos 14^\circ} = 78.84 mm$

将中心距圆整为 $79 mm$

按圆整后的中心距修正螺旋角

$$\beta = \arccos \frac{(Z_1 + Z_2) m_n}{2a} = \arccos \frac{(22 + 80) \times 1.5}{2 \times 79} = 14.45^\circ$$

因 β 值改变不多，故参数 ε_α 、 K_β 、 Z_H 等不必修正。

3) 计算大、小齿轮的分度圆直径

$$d_1 = \frac{Z_1 m}{\cos \beta} = \frac{22 \times 1.5}{\cos 14.45^\circ} = 34.07 \text{ mm}$$

$$d_2 = \frac{Z_2 m}{\cos \beta} = \frac{80 \times 1.5}{\cos 14.45^\circ} = 123.92 \text{ mm}$$

4) 计算大、小齿轮的齿根圆直径

$$d_{f1} = d_1 - 2.5m = 34.07 - 2.5 \times 1.5 = 30.32 \text{ mm}$$

$$d_{f2} = d_2 - 2.5m = 123.92 - 2.5 \times 1.5 = 120.17 \text{ mm}$$

5) 计算齿轮宽度

$$b = \Phi_d d_1 = 1 \times 34.07 = 34.07 \text{ mm}$$

圆整后取 $B_2 = 35 \text{ mm}$; $B_1 = 40 \text{ mm}$

5. 验算

$$F_t = \frac{2T}{d_1} = \frac{2 \times 26262}{34.07} = 1541.6 \text{ N}$$

$$K_{At} \frac{F_t}{b} = \frac{1 \times 1541.6}{34.07} = 45.24 \text{ N/mm} < 100 \text{ N/mm}$$

合适

七.设计低速级齿轮

1. 选精度等级、材料及齿数，齿型

1) 确定齿轮类型. 两齿轮均为标准圆柱直齿轮

2) 材料选择. 小齿轮材料为 40Cr (调质), 硬度为 280HBS, 大齿轮材料为 45 钢 (调质), 硬度为 240HBS, 二者材料硬度差为 40HBS。

3) 运输机为一般工作机器, 速度不高, 故选用 7 级精度

4) 选小齿轮齿数 $Z_1 = 24$, 大齿轮齿数 $Z_2 = i \cdot Z_1 = 2.75 \times 24 = 66$ 。

2. 按齿面接触疲劳强度设计

由设计计算公式 10-9a 进行试算, 即

$$d_{1t} \geq 2.323 \sqrt{\frac{k_t T_1}{\Phi_d} \cdot \frac{u+1}{u} \left(\frac{Z_E}{[\sigma_H]} \right)^2}$$

1) 确定公式各计算数值

(1) 试选载荷系数 $K_t = 1.3$

(2) 计算小齿轮传递的转矩

$$T_1 = \frac{9.55 \times 55 \text{ H}}{n_1} = \frac{9.55 \times 55 \times 10^3}{400} = 8.9 \times 774 \text{ N} \cdot \text{m}$$

(3) 由表 10-7 选取齿宽系数 $\phi_d = 1$

(4) 由表 10-6 查得材料的弹性影响系数 $Z_E = 198.8 \text{ MPa}^{1/2}$

(5) 由图 10-21d 按齿面硬度查得

$$\text{小齿轮的接触疲劳强度极限 } \sigma_{H \text{ lim}1} = 600 \text{ MPa}$$

$$\text{大齿轮的接触疲劳强度极限 } \sigma_{H \text{ lim}2} = 550 \text{ MPa}$$

(6) 由式 10-13 计算应力循环次数

$$N_1 = 6.0 n_1 j L_h = 6.0 \times 4.0 \times 0 \times 1 \times (2 \times 8 \times 0.0 = 1.0) \times 1.152 \times 10^7$$

$$N_2 = 1.152 \times 10^9 / 2.75 = 0.4189 \times 10^9$$

(7) 由图 10-19 查得接触疲劳强度寿命系数 $K_{HN1} = 0.96$ $K_{HN2} = 1.05$

(8) 计算接触疲劳强度许用应力

取失效概率为 1%，安全系数为 $S=1$ ，由式 10-12 得

$$[\sigma_{H1}] = \frac{K_{HN1} \sigma_{H\lim1}}{S} = 0.96 \times 600 \text{MPa} = 576 \text{MPa}$$

$$[\sigma_{H2}] = \frac{K_{HN2} \sigma_{H\lim2}}{S} = 1.05 \times 550 \text{MPa} = 577.5 \text{MPa}$$

2) 计算

(1) 试算小齿轮分度圆直径 d_{1t} ，代入 $[\sigma_H]$ 中的较小值

$$d_{1t} \geq 2.32 \sqrt{\frac{1.3 \times 8.987 \times 10^4}{1} \cdot \frac{3.75}{2.75} \left(\frac{189.8}{576}\right)^2} = 60.00 \text{mm}$$

(2) 计算圆周速度 v

$$v = \frac{\pi d n}{1000} = \frac{\pi \times 60.00 \times 400}{1000} = 1.256 \text{m/s}$$

(3) 计算齿宽 b

$$b = \Phi d_{1t} = 1 \times 60.00 = 60.00 \text{mm}$$

(4) 计算齿宽与齿高之比 b/h

$$\text{模数 } m_{nt} = \frac{d_{1t}}{Z_1} = \frac{60.00}{24} = 2.5 \text{mm}$$

$$\begin{aligned} \text{齿高 } h_{nt} &= 2.25 m_{nt} = 2.25 \times 2.5 = 5.625 \text{mm} \\ b/h &= 60.00 / 5.625 = 10.67 \end{aligned}$$

(5) 计算载荷系数 K

根据 $v = 1.256 \text{m/s}$ ，7级精度，由图 10-8 查得动载荷系数 $K_V = 1.07$

假设 $K_A F_t / b < 100 \text{N/mm}$ ，由表 10-3 查得

$$K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = 1$$

由表 10-2 查得使用系数 $K_A = 1$

由表 10-4 查得

$$\begin{aligned} K_{H\beta} &= 1.12 + 0.18(1 + 0.6 \Phi^2) \Phi^2 + 0.23 \times 10^{-3} b \\ &= 1.12 + 0.18(1 + 0.6 \times 1^2) \times 1^2 + 0.23 \times 10^{-3} \times 63.39 = 1.422 \end{aligned}$$

由图 10-23 查得 $K_{F\beta} = 1.35$

$$\text{故载荷系数 } K = K_A K_V K_{H\alpha} K_{H\beta} = 1 \times 1.07 \times 1 \times 1.422 = 1.522$$

(6) 按实际的载荷系数校正所算得分度圆直径，由式 10-10a 得

$$d = d_1 \sqrt[3]{K_t / K_t} = 60.00 \sqrt[3]{1.522 / 1.3} = 63.24 \text{ mm}$$

(7) 计算模数 m

$$m = d / Z_1 = 63.24 / 24 = 2.63$$

3. 按齿根弯曲强度设计

由式 10-5 得弯曲强度的设计公式为

$$m_n \geq \sqrt[3]{\frac{2KT_1}{\Phi_d Z_1^2} \cdot \frac{Y_{Fa} Y_{Sa}}{[\sigma_F]}}$$

1) 确定公式内的计算数值

(1) 由图 10-20c 查得

$$\text{小齿轮的弯曲疲劳强度极限 } \sigma_{FE1} = 500 \text{ MPa}$$

$$\text{大齿轮的弯曲疲劳强度极限 } \sigma_{FE2} = 380 \text{ MPa}$$

(2) 由图 10-18 查得弯曲疲劳寿命系数

$$K_{FN1} = 0.85 \quad K_{FN2} = 0.88$$

(3) 计算弯曲疲劳许用应力

取失效概率为 1%，安全系数为 $S=1.4$ ，由式 10-12 得

$$[\sigma_{F1}] = \frac{K_{FN1} \sigma_{FE1}}{S} = \frac{0.85 \times 500}{1.4} \text{ MPa} = 303.57 \text{ MPa}$$

$$[\sigma_{F2}] = \frac{K_{FN2} \sigma_{FE2}}{S} = \frac{0.88 \times 380}{1.4} \text{ MPa} = 238.86 \text{ MPa}$$

(4) 计算载荷系数

$$K = K_A K_V K_{Fa} K_{F\beta} = 1 \times 1.07 \times 1 \times 1.35 = 1.4445$$

(5) 查取齿形系数

$$\text{由表 10-5 查得 } Y_{Fa1} = 2.65 \quad Y_{Fa2} = 2.212$$

(6) 查取应力校正系数

$$\text{由表 10-5 查得 } Y_{Sa1} = 1.58 \quad Y_{Sa2} = 1.774$$

(7) 计算大小齿轮的 $\frac{Y_{Fa} Y_{Sa}}{[\sigma_F]}$ ，并比较

$$\frac{Y_{Fa1} Y_{Sa1}}{[\sigma_{F1}]} = \frac{2.65 \times 1.58}{303.57} = 0.01379$$

$$\frac{Y_{Fa2} Y_{Sa2}}{[\sigma_{F2}]} = \frac{2.212 \times 1.774}{238.86} = 0.01643$$

大齿轮的数据大

2) 设计计算

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2 \times 1.4445 \times 8.987 \times 10^4}{1 \times 24^2}} \times 0.01643 = 1.95 \text{ mm}$$

对比计算结果，由齿面接触疲劳强度计算的模数 m 大于由齿根弯曲疲劳强度计算的模数，可取有弯曲强度算得的模数 1.95，并就近圆整为标准值 $m = 2.0 \text{ mm}$ 。但为了同时满足接触疲劳强度，须按接触疲劳强度算得的分度圆直径 $d_1 = 63.24 \text{ mm}$ 来计算应有的齿数。

$$\text{于是有 } Z_1 = d_1 / m = 63.24 / 2.0 = 31.62 \text{ 取 } Z_1 = 32$$

$$\text{大齿轮齿数 } Z_2 = i Z_1 = 2.75 \times 32 = 88$$

4. 几何尺寸计算 1

1) 计算分度圆直径

$$d_1 = Z_1 m = 32 \times 2.0 = 64.0 \text{ mm}$$

$$d_2 = Z_2 m = 88 \times 2.0 = 176.0 \text{ mm}$$

2) 计算齿根圆直径

$$d_{f1} = m(Z_1 - 2.5) = 2.0 \times (32 - 2.5) = 59.0 \text{ mm}$$

$$d_{f2} = m(Z_2 - 2.5) = 2.0 \times (88 - 2.5) = 171.0 \text{ mm}$$

3) 计算中心距

$$a = (d_1 + d_2) / 2 = (64 + 176) / 2 = 120 \text{ mm}$$

4) 计算齿宽

$$b = \phi d_1 = 1 \times 64.0 = 64.0 \text{ mm}$$

$$\text{取 } B_2 = 65 \text{ mm} \quad B_1 = 70 \text{ mm}$$

5. 验算

$$F_t = \frac{2T}{d_1} = \frac{2 \times 89870}{64.0} = 2808.44 \text{ N}$$

$$\frac{K F_t}{b} = \frac{1 \times 2808.44}{64.0} = 43.88 \text{ N/mm} < 100 \text{ N/mm}$$

合适

八. 链传动的设计

1. 选择链轮齿数和材料

取小齿轮齿数 $Z_1 = 15$ ，大齿轮的齿数为 $Z_2 = i \times Z_1 = 3 \times 15 = 45$

材料选择 40 钢，热处理：淬火、回火

2. 确定计算功率

由表 9-6 查得 $K_A = 1.0$ ，由图 9-13 查得 $K_z = 1.35$ ，单排链，则计算功率为：

$$P_{ca} = K_A K_z P = 1.0 \times 1.35 \times 3.758 = 5.073 \text{ kW}$$

3. 选择链条型号和节距

根据 $P_{ca} = 5.073 \text{ kW}$ 及 $n_3 = 145.45 \text{ r/min}$ 查图 9-11，可选 20A-1。查表 9-1，链

条节距为 $p = 31.75 \text{ mm}$ 。

4. 计算链节数和中心距

初选中心距 $a_0 = (30 \sim 50)p = (30 \sim 50) \times 31.75 = 952.5 \sim 1587.5 \text{ mm}$ 。

取 $a_0 = 1200 \text{ mm}$ 。

相应得链长节数为 $L_{p0} = 2 \frac{a_0}{p} + \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \left(\frac{Z_2 - Z_1}{2\pi} \right)^2 \frac{p}{a_0} \approx 106.15$ 取链长节数

$L_p = 106$ 节。查表 9-7 得到中心距计算系数 $f_1 = 0.24799$ ，则链传动的最大中心中心

距为： $a = f_1 p [2L_p - (Z_1 + Z_2)] \approx 1196.8 \text{ mm}$

5. 计算链速 v ，确定润滑方式

$$v = \frac{n_3 Z_1 P}{60 \times 1000} = \frac{145.45 \times 15 \times 31.75}{60 \times 1000} = 1.15 \text{ m/s}$$

由 $v = 1.46 \text{ m/s}$ 和链号 20A-1，查图 9-14 可知应采用油池润滑或油盘飞溅润滑。

6. 计算压轴力

有效圆周力为： $F_P = 1000 \frac{P}{v} = 1000 \times \frac{3.758}{1.15} \approx 3267.8 \text{ N}$

链轮水平布置时的压轴力系数 $K_{Fp} = 1.15$ ，则压轴力为

$$F_P \approx K_{Fp} F_P = 1.15 \times 3267.8 \approx 3758 \text{ N}$$

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/925122021022011234>