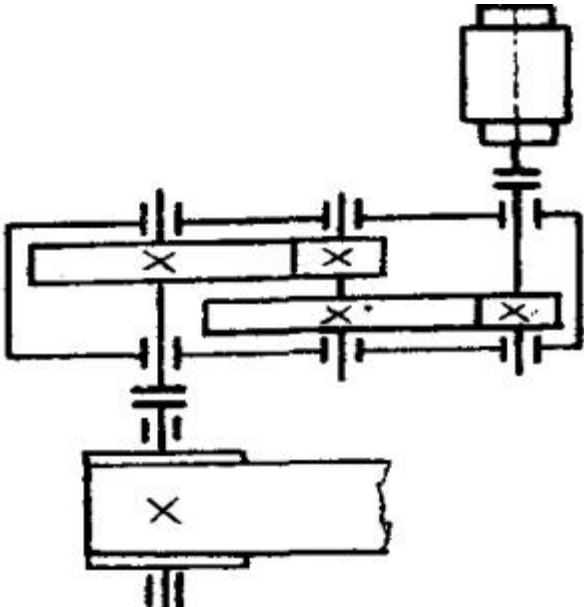


设计内容	计算及说明	结果
<p>1.前言</p> <p>2.传动装置的总体设计</p> <p>2.1 比较和选择传动方案</p>	<p>这次设计的机构要求连续单向运转，载荷平稳，室内工作环境恶劣（灰尘较大，环境最高温度35°C），还要求维修方便，故选用的是展开式二级圆柱齿轮减速器。</p> <p>在这次课程设计过程中，为了更好地达到培养设计能力的要求，应养成独立思考，严肃认真，精益求精的好习惯。还要综合考虑多种因素，要采取多种办法进行比较分析。</p> <p>最重要的是，通过这次的课程设计，要学会机械设计的一半规律，树立正确的设计思想，还要学会用计算机绘图。</p> <p>这次设计的机构要求连续单向运转，载荷平稳，室内工作环境恶劣（灰尘较大，环境最高温度35°C），还要求维修方便，故选用的是展开式二级圆柱齿轮减速器。</p> <p>本传动机构的特点是：减速器横向尺寸较小，两大齿轮浸油深度可以大致相同。结构较复杂，轴向尺寸大，中间轴较长、刚度差，中间轴承润滑较困难。</p> <p>结构如下：</p> 	

设计内容	计算及说明		结果
	参数	题号	9
	输送带工作拉力 F/KN		4.2
	输送带工作速度 v(m/s)		1.9
	滚筒直径 D(mm)		450
<p>2.2 电动机的选择</p> <p>2.2.1 电动机类型</p> <p>2.2.2 确定电动机功率</p>	<p>选用 Y 系列三相异步电动机</p> <p>工作机的效率 $\eta_w = \eta_j = 0.96$</p> <p>传动装置中各部分的效率，查机械设计课程设计手册表 1-7</p> <p>8 级精度的一般齿轮传动效率 $\eta_{齿} = 0.97$</p> <p>高速级弹性联轴器传动效率 $\eta_{联} = 0.99$</p> <p>低速级齿式联轴器传动效率 $\eta_i = 0.99$</p> <p>滚子轴承传动效率 $\eta_{球} = 0.99$(一对)</p> <p>电动机至工作机之间传动装置的总效率</p> <p>$\eta = \eta_{联}\eta_{滚子} \eta_{齿}\eta_{滚子} \eta_{齿}\eta_{滚子} \eta_i$</p> <p>$= 0.99 \times 0.99 \times 0.97 \times 0.99 \times 0.97 \times 0.99 \times 0.99 = 0.89$</p> <p>工作机所需功率</p> $P_w = \frac{Fv}{1000\eta_w} = \frac{4200 \times 1.9}{1000 \times 0.96} = 8.31KW$ <p>所需电动机功率 $P_d = \frac{P_w}{\eta} = \frac{8.31}{0.89} = 9.34KW$</p> <p>采用同步转速 1500r/min</p>		<p>$\eta_w = 0.96$</p> <p>$\eta_{齿} = 0.97$</p> <p>$\eta_{联} = 0.99$</p> <p>$\eta_i = 0.99$</p> <p>$\eta_{球} = 0.99$</p>

查出电动机型号为 Y160L-4,其额定功率为 11kW ,
满载转速 1460r/min 。基本符合题目所需的要求。

2.2.3 确定电动机转速

2.2.4 选定电动机

2.3 计算总传动比和分配各级传动比

设计内容	计算及说明	结果
2.3.1 工作机转速	$n_w = v \times 60 \times 1000 / \pi D = 1.9 \times 60 \times 1000 / \pi \times 450 = 80.68 r/min$	
2.3.2 分配各级传动比	<p>总传动比 $i = \frac{n_m}{n_w} = \frac{1460}{80.68} = 18.10$</p> <p>$i = i_1 i_2$</p> <p>$i_1 = (1.3 \sim 1.5) i_2$</p> <p>取 $i_1 = 1.5 i_2$ 则 $i_1 = 5.2$, $i_2 = 3.5$</p>	<p>$i_1 = 5.2$</p> <p>$i_2 = 3.5$</p>
2.4 计算传动装置运动及动力参数		
2.4.1 计算各轴转速	<p>$n_I = n_m = 1460 r/min$</p> <p>$n_{II} = \frac{n_I}{i_1} = \frac{1460}{5.2} = 280.76 r/min$</p> <p>$n_{III} = \frac{n_{II}}{i_2} = \frac{280.76}{3.5} = 80.22 r/min$</p> <p>$n_w = n_{III} = 80.22 r/min$</p> <p>式中: n_m—为电动机满载转速,r/min;</p> <p>n_I、n_{II}、n_{III}—分别为 I、II、III 轴转速,r/m I 为高速轴, III 为低速轴.</p> <p>$P_n = P_d \eta_{01} = 9.34 \times 0.99 = 9.25 KW$</p> <p>$P_I = P_I \eta_{12} = P_I \eta_{齿} \eta_{滚} = 9.25 \times 0.97 \times 0.99 = 8.88 KW$</p>	
2.4.2 计算各轴输入功率	<p>$P_{III} = P_{III} \eta_{23} = P_{III} \eta_{齿} \eta_{滚} = 8.88 \times 0.97 \times 0.99 = 8.53 KW$</p> <p>式中: P_d—为电动机输出功率,KW;</p> <p>P_I、P_{II}、P_{III}—分别为 I、II、III 轴输入功率,KW ;</p> <p>η_{01} , η_{12} , η_{23} —依次为电动机与 I 轴 I</p>	

轴 I 轴的传动效率。

设计内容	计算及说明	结果
2.4.3 计算各轴 输入转矩	$T_I = 9550P_1/n_1 = 9550 \times 9.25/1460 = 60.50 N.m$ $T_{II} = 9550P_{II}/n_{II} = 9550 \times 8.88/280.76 = 302.05 N.m$ $T_{III} = 9550P_{III}/n_{III} = 9550 \times 8.53/80.22 = 1015.48 N.m$	
3.传动零件的设计计算	<p>因该机构传动尺寸无严格限制，且进行小批量生产，故小齿轮用 40Cr,调质处理,硬度 241HB ~ 286 HB,平均取为 260 HB,大齿轮用 45 钢,调质处理,硬度 229 HB ~ 286 HB , 平均取为 240HB 。</p>	
3.1 第一级齿轮传动的计算		
3.1.1 齿面接触疲劳强度计算		
(1) 初步计算转矩 T_1		
齿宽系数 ψ_d	$T_1 = 9.55 \times 10^6 \times \frac{P_1}{n_1} = 9.55 \times 10^6 \times \frac{9.25}{1460}$	
接触疲劳极限 σ_{Hlim}	<p>由表 12.13,取 $\psi_d = 1.0$</p> <p>由图 12.17c</p>	$T_1 = 60500 N.mm$
初步计算的许用接触应力 $[\sigma_H]$	$[\sigma_{H1}] \approx 0.9 \times \sigma_{Hlim1} = 0.9 \times 710$ $[\sigma_{H2}] \approx 0.9 \times \sigma_{Hlim2} = 0.9 \times 580$ <p>(式 12.15)</p>	$\psi_d = 1.0$
		$\sigma_{Hlim1} = 710 \text{ Mpa}$ $\sigma_{Hlim2} = 580 \text{ Mpa}$

A_d 值

由表12.16, 取 $A_d = 85$

$$[\sigma_{H1}] = 639 \text{ MPa}$$

$$[\sigma_{H2}] = 522 \text{ MPa}$$

设计内容	计算及说明	结果
初步计算小齿轮直径 d_1	$d_1 \geq A_d \sqrt[3]{\frac{T_1}{\psi_d [\sigma_H]^2} \cdot \frac{u+1}{u}}$ $= 85 \times \sqrt[3]{\frac{60500}{1 \times 522^2} \times \frac{5.2+1}{5.2}}$ $= 54.58$ (式 12.14)	取 $d_1=57\text{mm}$
初步齿宽 b	$b = \Psi_d d_1 = 1 \times 57$	$b=57\text{mm}$
(2) 较核计算		
圆周速度 v	$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 57 \times 1460}{60 \times 1000}$	$v=4.36\text{m/s}$
精度等级	由表 12.6	选 8 级精度
齿数 z 各模数 m	初取齿数 $z_1=30; z_2=iz_1=5.2 \times 30=156$	
使用系数 K_A	$m=d_1/z_1=57/30=1.9$ 由表 12.3,取 $m=2.5$	
动载系数 K_V	$z_1 = d_1/m = 57/2.5 = 22.8$	
	$z_2 = iz_1 = 5.2 \times 23 = 119.6$	$z_1=23;$
	由表 12.9	$z_2=120$

验算传动比误差

由表 12.9

$K_A=1.00$

$K_v=1.20$

$$i_1' = \frac{z_2}{z_1} = \frac{120}{23} = 5.22, \Delta\delta = \frac{i_1 - i_1'}{i_1} = \frac{5.2 - 5.22}{5.2}$$

$\times 100\% = -0.38\% \leq \pm(3 : 5)\%$ 满足要求

载荷系数 K	$K = K_A K_v K_{H\alpha} K_{H\beta} = 1 \times 1.2 \times 1.82 \times 1.47$ (式 12.5)	K=2.15
弹性系数 Z_E	由表 12.12	$Z_E = 189.8 \sqrt{MPa}$
节点区域系数 Z_H	由图 12.16	$Z_H = 2.5$

设计内容	计算及说明	结果
接触最小安全系数 S_{Hmin}	由表 12.14	$S_{Hmin} = 1.05$
总工作时间 t_h	$t_h = 8 \times 300 \times 16$	$t_h = 38400h$
应力循环系数 N_L	<p>由表12.15,估计$10^9 \leq N_L \leq 10^{10}$, 则指数$m = 7.08$</p> $N_{L1} = N_{V1} = 60 Y_{n1} t_h \text{ (式12.12)}$ $= 60 \times 1 \times 1460 \times 38400$ $= 3.36 \times 10^9$ <p>原估计应力循环次数正确。</p> $N_{L2} = N_{L1} / i = \frac{3.36 \times 10^9}{5.2}$	$N_{L1} = 3.36 \times 10^9$ $N_{L2} = 6.47 \times 10^8$
接触寿命系数 Z_N	由图 12.18	$Z_{N1} = 0.95$ $Z_{N2} = 1.04$
许用接触应力 $[\sigma_H]$	$[\sigma_{H1}] = \frac{\sigma_{Hlim1} Z_{N1}}{S_{Hmin}} = \frac{710 \times 0.95}{1.05}$ $[\sigma_{H2}] = \frac{\sigma_{Hlim2} Z_{N2}}{S_{Hmin}} = \frac{580 \times 1.04}{1.05} \text{ (式 12.11)}$	$[\sigma_{H1}] = 642.38 Mpa$ $[\sigma_{H2}] = 574.48 Mpa$

验算

$$\sigma_H = Z_E Z_H Z_\varepsilon \sqrt{\frac{2KT_1}{bd_1^2} \cdot \frac{u+1}{u}} \quad (\text{式12.8})$$

$$= 189.8 \times 2.5 \times 0.87$$

$$\times \sqrt{\frac{2 \times 2.15 \times 60500}{57 \times 57^2} \times \frac{5.2+1}{5.2}}$$

计算结果表明,接触疲劳强度较为合适,齿轮尺寸无需调整.

$$\sigma_H = 534.26 < [\sigma_{H2}]$$

满足条件

设计内容	计算及说明	结果
(3) 确定传动主要尺寸		
实际分度圆直径 d	因模数取标准值时,齿数已重新确定,但并未圆整,故分度圆直径不会改变,即 $d_1 = mz_1 = 2.5 \times 23 = 57.5\text{mm}$ $d_2 = mz_2 = 2.5 \times 120 = 300\text{mm}$	$d_1 = 57\text{mm}$ $d_2 = 300\text{mm}$ $a = 178.75\text{mm}$
中心距 a	$a = \frac{m(z_1 + z_2)}{2} = \frac{2.5 \times (23 + 120)}{2}$	取 $b_1 = 67\text{mm}$ $b_2 = 57\text{mm}$
齿宽 b	$b = \Psi_d d_1 = 1 \times 57 = 57\text{mm}$	
3.1.2 齿根弯曲疲劳强度验算		
重合度系数 Y_ϵ	$Y_\epsilon = 0.25 + \frac{0.75}{\epsilon_\alpha} = 0.25 + \frac{0.75}{1.71}$ (式12.18)	$Y_\epsilon = 0.69$
齿间载荷分配系数 K_{Fa}	由表 12.10, $K_{Fa} = \frac{1}{Y_\epsilon} = \frac{1}{0.69}$	$K_{Fa} = 1.45$
齿向载荷分布系数 $K_{F\beta}$	$b/h = 57 / (2.25 \times 2.5) = 10.13$ 由图 12.14	$K_{F\beta} = 1.4$
载荷系数 K	$K = K_A K_V K_{Fa} K_{F\beta}$ $= 1.0 \times 1.2 \times 1.45 \times 1.4$	$K = 2.44$
齿形系数 Y_{fa}	由图 12.2.1	$Y_{Fa1} = 2.68$ $Y_{Fa2} = 2.17$

设计内容	计算及说明	结果
应力修正系数 Y_{Sa}	由图 12.22	$Y_{Sa1}=1.57$ $Y_{Sa2}=1.82$
弯曲疲劳极限 $\sigma_{F\lim}$	由图 12.23c	$\sigma_{F\lim 1} = 600\text{Mpa}$ $\sigma_{F\lim 2} = 450\text{Mpa}$
弯曲最小安全系数 S_{fmin}	由表 12.14	$S_{fmin}=1.25$
应力循环系数 N_L	<p>由表12.15,估计$3 \times 10^6 \leq N_L \leq 10^{10}$, 则 指数$m = 49.91$</p> $N_{L1} = N_{V1} = 60 Y_{n1} t_h \text{ (式12.12)}$ $= 60 \times 1 \times 1460 \times 38400$ $= 3.36 \times 10^9$ <p>原估计应力循环次数正确。</p> $N_{L2} = N_{L1} / i = \frac{3.36 \times 10^8}{5.2}$	$N_{L1} = 3.36 \times 10^9$ $N_{L2} = 6.47 \times 10^8$
弯曲寿命系数 Y_N	由图 12.24	$Y_{N1}=0.90$ $Y_{N2}=0.93$
尺寸系数 Y_X	由图 12.25	$Y_X=1.0$

<p>许用弯曲应力 [σ_F]</p>	$[\sigma_{F1}] = \frac{\sigma_{F\lim1} Y_{N1} Y_X}{S_{F\min}} = \frac{600 \times 0.9 \times 1.0}{1.25} \text{ (式12.9)}$ $[\sigma_{F2}] = \frac{\sigma_{F\lim2} Y_{N2} Y_X}{S_{F\min}} = \frac{450 \times 0.93 \times 1.0}{1.25}$	<p>[σ_{F1}]=432Mpa [σ_{F2}]=334.8Mpa</p>
---	--	--

设计内容	计算及说明	结果
验算	$\sigma_{F1} = \frac{2KT_1}{bd_1m} Y_{Fa1} Y_{Sa1} Y_\epsilon$ $= \frac{2 \times 2.24 \times 60500}{57 \times 57^2 \times 2.5} \times 2.68 \times 1.57 \times 0.69$ $\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \frac{Y_{Fa2} Y_{Sa2}}{Y_{Fa1} Y_{Sa1}} = 105.53 \times \frac{2.17 \times 1.82}{2.68 \times 1.57}$ <p>传动无严重过载，故不作静强度校核</p>	$\sigma_{F1} = 105.53 \text{MPa}$ $< [\sigma_{F1}]$ $\sigma_{F2} = 99.05 \text{MPa}$ $< [\sigma_{F2}]$
<p>3.2 第二级齿轮传动的设计计算</p> <p>3.2.1 齿面接触疲劳强度计算</p> <p>(1) 初步计算 转矩 T_1</p> <p>齿宽系数 ψ_d</p> <p>接触疲劳极限 σ_{Hlim}</p>	$T_1 = 9.55 \times 10^6 \times \frac{P_{II}}{n_{II}} = 9.55 \times 10^6 \times \frac{8.88}{280.76}$ <p>由表12.13, 取 $\psi_d = 1.0$</p> <p>由图 12.17c</p> $[\sigma_{H1}] \approx 0.9 \times \sigma_{Hlim1} = 0.9 \times 710$	$T_2 = 302050 \text{N}\cdot\text{mm}$ $\psi_d = 1.0$ $\sigma_{Hlim1} = 710 \text{Mpa}$ $\sigma_{Hlim2} = 580 \text{Mpa}$

初步计算的许用

接触应力 $[\sigma_H]$

A_d 值

$$[\sigma_{H2}] \approx 0.9 \times \sigma_{Hlim2} = 0.9 \times 580$$

(式 12.15)

由表12.16,取 $A_d = 85$

$$[\sigma_{H1}] = 639 \text{ MPa}$$

$$[\sigma_{H2}] = 522 \text{ MPa}$$

动载系数 K_v

由表 12.9

$K_v=1.15$

节点区域系数 Z_H	由图 12.16	$Z_H = 2.5$
接触最小 安全系数 $S_{H\min}$	由表 12.14	$S_{H\min} = 1.05$
总工作时间 t_h	$t_h = 8 \times 300 \times 16$	$t_h = 38400\text{h}$

设计内容	计算及说明	结果
应力循环系数 N_L	<p>由表12.15,估计$10^7 \leq N_L \leq 10^9$, 则 指数$m = 8.78$</p> $N_{L1} = N_{V1} = 60\gamma n_1 t_h \text{ (式12.12)}$ $= 60 \times 1 \times 280.76 \times 38400$ $= 6.47 \times 10^8$ <p>原估计应力循环次数正确。</p> $N_{L2} = N_{L1} / i = \frac{6.47 \times 10^8}{3.5}$ <p>由图 12.18</p>	$N_{L1} = 6.47 \times 10^8$ $N_{L2} = 1.85 \times 10^8$
接触寿命系数 Z_N	$[\sigma_{H1}] = \frac{\sigma_{Hlim1} Z_{N1}}{S_{Hmin}} = \frac{710 \times 1.04}{1.05}$ $[\sigma_{H2}] = \frac{\sigma_{Hlim2} Z_{N2}}{S_{Hmin}} = \frac{580 \times 1.14}{1.05} \text{ (式 12.11)}$	$Z_{N1}=1.04$ $Z_{N2}=1.14$ $[\sigma_{H1}]=703.24\text{Mpa}$ $[\sigma_{H2}]=629.71\text{Mpa}$
许用接触应力 $[\sigma_H]$	$\sigma_H = Z_E Z_H Z_\epsilon \sqrt{\frac{2KT_H}{bd_3^2} \cdot \frac{u+1}{u}} \text{ (式12.8)}$ $= 189.8 \times 2.5 \times 0.86$ $\times \sqrt{\frac{2 \times 2.16 \times 302050}{97 \times 97^2} \times \frac{3.5+1}{3.5}}$	$\sigma_H = 553.26 < [\sigma_{H2}]$
验算	<p>计算结果表明,接触疲劳强度较为合适,齿轮尺寸无需调整.</p> <p>因模数取标准值时,齿数已重新确定,但并未圆整,故分度圆直径不会改变,即</p> $D_3 = mz_3 = 3 \times 33 = 99\text{mm}$	<p>满足条件</p>

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/986152140131011030>