

机械设计课程设计两级展开式斜齿 圆柱齿轮传动

课程名称: 学 院:
姓 名: 年 级: 课程设
计 带式运输机传动装置设计 机
械 工 程 学 院 专 业 :
学 号: 任课教师:

2014年6月27日 目
录 第 一 章 总
论

.....
1 第二章 机械传动装置总体设
计

..... 1 拟定传动方
案

..... 1 传动方
案 简
图

..... 2 第三章

选择电动机类型、确定传动方案及计算
参数

2 电 动 机 的 选
择

3 传动比
的 分 配 及 转 速 校
核

3 第四章 计算传动
装 置 各 轴 的 运 动 和 动 力 参
数

3 传 动 装 置 的 效 率 计
算

4 各轴功率、转
速 、 转 矩 计
算

4 第五章 齿轮传动设
计

5 高
速 级 斜 齿 圆 柱 齿 轮 传 动 的 设
计

5

低速级斜齿圆柱齿轮传动的设计	
..... 9 第六章 轴的设计	
..... 12	
中间轴的设计	
..... 12	高速
速轴的设计	
..... 16	低速
速轴的设计	
..... 18	第七章
轴承的校核计算	
..... 21	中间
轴承的校核	
..... 21	高速轴承
的校核	

低 速 轴 承 的 校
核
..... 23 第八章
箱体结构及减速器附件设
计
..... 25 外形尺
寸
..... 25 附
件 设
计
..... 26 总
结
.....
..... 31

1 传动装置的效率计算方案的选定有：弹性联轴器 $\eta_1=$ ，滑块联轴器 $\eta_4=$ ，两个 8 级精度齿轮啮合传动 $\eta_3\eta_2=$ ，运输机驱动轴一对滚动轴承 $\eta_5=$ 所以 $\eta=$ ，与上述估值很接近，故无误。 各轴功率、转速、转矩计算

功率 P I 轴
 $P_1=d\eta_1=$? II 轴 $P_2=P_1\eta_{23}=$ III

轴 $P_3 = P_2 \cdot \eta_3 =$ 转速 I 轴
 $n_1 = n_m = 1440 \text{ r/min}$ II 轴
 $n_2 = n_1 \cdot \eta_1 = 1440 \text{ r/min}$ /min??/min III 轴
 $n_3 =$ 转 矩 I 轴
 $T_1 = T_{d1} = 9550 \times 1000 \times P / n_1 = 104 \text{ N} \cdot \text{mm}$
 mm II 轴
 $T_2 = T_1 \cdot \eta_1 = 232566 \text{ N} \cdot \text{mm}$ III
 轴 $T_3 = T_2 \cdot \eta_2 = 105 \text{ N} \cdot \text{mm}$ 4

第五章 齿轮传动设计 齿轮作为两级减速器的重要零件，有着很重要的重要，设计的齿轮结构、参数对其他的零件有着直接或是间接地影响，甚至是影响整个减速器的外形结构特征。设计的内容有：齿轮的材料、齿轮的齿数、模数、中心距、齿宽、螺旋角、分度圆直径、齿顶圆直径、齿根圆直径和结构尺寸。按两种方式进行设计,即按弯曲疲劳和接触疲劳强度进行计算。高速级斜齿圆柱齿轮传动的设计计 1、齿轮强度设计 选择材料，确定极限应力

运输机为一般工作机器,转速不高,故选用 8 级精度《机械设计》第八版表 10-1 选择小齿轮材料为 40cr(调质),硬度为 280HBS,大齿轮材料为 45 钢,硬度为 240HBS,二者硬度差为 40HBS。

2、按接触疲劳强度设计 小齿

轮分度圆直径 d_1 确定各参数 选

取螺旋角,初选螺旋角 $\beta = 14^\circ$, 压力角

$\alpha = 20^\circ$ 。 1) 试选 K_t 2) 小齿轮传

递的扭矩已知 3) 表 10-7 选取齿宽

系 数

$2K_t T_1 \leq Z_H Z_E \sqrt{d_1 a} \leq H \sqrt{d_1}$? $d =$

4) 表 10-6 查得材料弹性影响系数 Z_E 5)

图 10-30 选区域系数 $Z_H =$ 。 6) 查

得小齿轮的接触疲劳强度极限 $\sigma_{H1} = 600 \text{MPa}$

齿轮的接触疲劳强度极限 $\sigma_{H2} = 550 \text{MPa}$ 。

7) $\beta = \arctan(\tan \beta_n / \cos \beta)$? $a_1 = \arccos z$

$1 \cos \beta_t / (z_1 \pm 2 \cos \beta)$?

5 ? $a_2 = \arccos z_2 \cos \beta_t / (z_2 \pm 2 \cos \beta)$?

8 β_a 8) 式 10-13 计算应力循

环 次 数 。 $N_1 = 60 n_1 j L_h$

$= 60 \times 1440 \times 24000 \approx 10^9$ $N_2 =$

N1???108 9) 图 10-19 取接触疲劳寿命系数=; KHN2=

10) 计算解除疲劳许用应力 $H_1 = 540 \text{MPa}$ $H_2 = K_{HN1} H_{lim1} = 523 \text{MPa}$ S 11) 计算小齿轮分度圆直径时代入 H_1 小值 $d_1 \geq 3k \sqrt{K_{HN1} H_{lim1}}$ 、 $H_2 = K_{HN2} H_{lim2}$ 中 较

$SS_2 K_t T_1 \geq 1$ $ZHZE \geq d_a \sqrt{H_1}$

$= 212$) 计算圆周速度 $v = d_1 n / 60 = 1440 \text{m/s} / 60 = 1000 \text{m/s}$ $1 \leq v < 113$) 计算齿宽 b 及模数 $b \geq d_1 t$ 3、调整小齿轮分度圆直径 1) 计算载荷系数 $???$ 6 工作条件, 查表 10-2 得使用系数 $=$ 。根据 $v = 1000 \text{m/s}$, 8 级精度, 图查得动载系数 $K_v =$; 表查得 $K_H =$ $K_a = 1$ 表利用插值法查得 $K_H =$ 。故载荷 $K = K_A K_V K_H = K_H =$

2) 按实际的载荷系数校正所得的分度圆直径, 式 10-10a 得 $d_1 \geq d_1 t \sqrt{3K} / K_t d_1 \cos \alpha \cos 14^\circ = 33 \text{mm}$ $z_1 \geq 23$ 3) 计算法面模数 m_n 4) 按齿根弯曲强度设计

3) 计算齿宽 b 及模数 $b \geq d_1 t$ 3、调整小齿轮分度圆直径 1) 计算载荷系数 $???$ 6 工作条件, 查表 10-2 得使用系数 $=$ 。根据 $v = 1000 \text{m/s}$, 8 级精度, 图查得动载系数 $K_v =$; 表查得 $K_H =$ $K_a = 1$ 表利用插值法查得 $K_H =$ 。故载荷 $K = K_A K_V K_H = K_H =$

2) 按实际的载荷系数校正所得的分度圆直径, 式 10-10a 得 $d_1 \geq d_1 t \sqrt{3K} / K_t d_1 \cos \alpha \cos 14^\circ = 33 \text{mm}$ $z_1 \geq 23$ 3) 计算法面模数 m_n 4) 按齿根弯曲强度设计

3) 计算齿宽 b 及模数 $b \geq d_1 t$ 3、调整小齿轮分度圆直径 1) 计算载荷系数 $???$ 6 工作条件, 查表 10-2 得使用系数 $=$ 。根据 $v = 1000 \text{m/s}$, 8 级精度, 图查得动载系数 $K_v =$; 表查得 $K_H =$ $K_a = 1$ 表利用插值法查得 $K_H =$ 。故载荷 $K = K_A K_V K_H = K_H =$

2) 按实际的载荷系数校正所得的分度圆直径, 式 10-10a 得 $d_1 \geq d_1 t \sqrt{3K} / K_t d_1 \cos \alpha \cos 14^\circ = 33 \text{mm}$ $z_1 \geq 23$ 3) 计算法面模数 m_n 4) 按齿根弯曲强度设计

3) 计算齿宽 b 及模数 $b \geq d_1 t$ 3、调整小齿轮分度圆直径 1) 计算载荷系数 $???$ 6 工作条件, 查表 10-2 得使用系数 $=$ 。根据 $v = 1000 \text{m/s}$, 8 级精度, 图查得动载系数 $K_v =$; 表查得 $K_H =$ $K_a = 1$ 表利用插值法查得 $K_H =$ 。故载荷 $K = K_A K_V K_H = K_H =$

确定计算参数 1) 计算公式

$$\sigma = \frac{K_T K_{F1} K_{F2} K_{H\beta} K_{H\alpha} F_t}{b d Y_{Fa} Y_{Sa}} \leq [\sigma]$$

2) 图 10-20c 查得小齿轮的弯曲疲劳强度极限 $\sigma_{F1} = 500 \text{MPa}$; 大齿轮的弯曲疲劳强度极限 $\sigma_{F2} = 380 \text{MPa}$ 。

3) 图 10-18 取弯曲疲劳寿命系数 $K_{FN1} =$, $K_{FN2} =$ 。

4) 计算完全疲劳许用应力 取弯曲疲劳安全系数 $S =$ $\sigma_{F1} K_{FN1} / S = 500 \text{MPa}$ $\sigma_{F2} K_{FN2} / S = 380 \text{MPa}$

5) 根据纵向重合度 $\epsilon_{\beta} =$, 从图 10-28 查得螺旋角影响系数 $K_{H\beta} =$

$$z_{v1} z_{v2} = \frac{z_1 z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{33 \cos 14^\circ z_1 z_2}{\cos^3 14^\circ} = z_{v2} z_2$$

7) 查取齿形系数 表利用插值法算得 $Y_{Fa1} =$, $Y_{Fa2} =$

8) 查取应力校正系数 表 10-5 利用插值法算得 $Y_{Sa1} =$, $Y_{Sa2} =$

9) 计算大小齿轮的 $Y_{Fa} Y_{Sa} / \sigma_{F1}$ 并加以比较 $Y_{Fa1} Y_{Sa1} / \sigma_{F1}$ $Y_{Fa2} Y_{Sa2} / \sigma_{F2}$

$$\frac{Y_{Fa1} Y_{Sa1}}{\sigma_{F1}} \leq \frac{Y_{Fa2} Y_{Sa2}}{\sigma_{F2}} \leq \frac{2KT_1 Y_{Fa} Y_{Sa}}{b d^2}$$

故大齿轮的数值大。于是
 调整齿轮模数 1) 计算后的分
 度圆直径 $d = \frac{v}{s}$ $b = h$ 及 b/h : $h =$
 $b/h =$ 2) 计算实际载荷系数
 $K_H = K_F =$ $K_F =$ $K_a = 1$ $K_v =$
 $K_H K_A K_V K_F K_F = 1$ 所以有
 $m_n = 3$ $K_F = K_F T$ 3) 最终取 $m_n =$
 4、几何尺寸 8

1) 计算中心距
 $a = \frac{z_1 + z_2}{2} m_n = \frac{23 + 112}{2} \times 3 =$
 $2 \cos^2 \alpha \cos 14^\circ$ 2) 按圆整后的中心距
 修正螺旋角
 $\alpha = \arccos \frac{z_1 + z_2}{2} \frac{m_n}{a} = \arccos \frac{23 + 112}{2} \frac{3}{174} =$
 23.112° 2) 174 因 α 值改变不多,
 故参数 a, K_H, Z_H 等不必修正。 3) 计
 算打、小齿轮的分度圆直径
 $d_1 = z_1 m_n = 23 \times 3 = 69 \text{ mm}$ $d_2 = z_2 m_n = 112 \times 3 = 336 \text{ mm}$ $\cos \alpha = 0.9703$ 4)
 计算齿轮宽度 $b = d_1 \tan \alpha$ 圆整后
 取 $B_2 = 59 \text{ mm}$ $B_1 = 66 \text{ mm}$ 低速
 级斜齿圆柱齿轮传动的设计计算

设计的内容有：齿轮的材料、齿轮的齿数、模数、中心距、齿宽、螺旋角、分度圆直径、齿顶圆直径、齿根圆直径和结构尺寸。

1、选定齿轮的精度等级、材料及齿数 1)选用 8 级精度。

2) 材料选择。8 选择小齿轮材料为 40cr(调质), 硬度为 250HBS,大齿轮材料为 45 钢, 硬度为 220HBS, 二者硬度差为 30HBS。 3) 选小齿轮齿数 $z_1=29$ 大齿轮齿数,取 $Z_2=112$ 。

4) 选取螺旋角, 初选螺旋角 $\beta=20^\circ$ 2、按齿面接触面强度设计

9 计算公式 $d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{9549 P_2}{z_1^2} \frac{K_t Z_H Z_E}{\sigma_H} \frac{1}{\cos^3 \beta}}$ 1) 试选 $K_t=1.1$ 2) 扭矩 $T_2=106 P_2=103 N \cdot mm$ $n=22$ 3) 选取齿宽系数 $\phi_d=1$ 4) 材料弹性影响系数 $Z_E=189.8$ 5) 选区域系数 $Z_H=2.5$ 6) 查得小齿轮的接触疲劳强度极限 $\sigma_{Hlim1}=600 MPa$ 齿轮的接触疲劳强度极限 $\sigma_{Hlim2}=550 MPa$ 。

7) $\beta = \arctan(\tan \beta_n / \cos \beta_n)$ $\beta_{at1} = \arccos \frac{z_1 \cos \beta_n}{z_1 + 2 \cos \beta_n}$

$\beta_{at2} = \arccos \frac{z_2 \cos \beta_n}{z_2 + 2 \cos \beta_n}$

0

1

1

6 ?a? ??? z?? 8) 式 10-13 计
算 应 力 循 环 次 数 。 ?108
N2?N1?60n1jLh????108

9) 接触疲劳寿命系数 $K_{HN1} = K_{HN2} =$ 10) 计算解除疲劳许用应力
 计算 $\sigma_{Hlim1} = 650\text{MPa}$, $\sigma_{Hlim2} = 630\text{MPa}$ 11) 计
 算小齿轮分度圆直径 $d_1 = 32\text{mm}$, $Z_1 = 24$, $Z_2 = 94$, $a = 50\text{mm}$, $\sigma_H = ?$
 2) 计算圆周速度 $v = \frac{d_1 n_1}{60} = \frac{32 \times 1000}{60} = 533.33\text{m/s}$
 计算齿宽 b 及模数 m $b = d_1 \tan \alpha = 32 \times 2 = 64\text{mm}$
 $m = \frac{d_1}{z_1} = \frac{32}{24} = 1.33\text{mm}$ 4) 计算载荷
 系数 $K_A = 1$, $K_V = 1.1$, $K_H = 1.1$, $K_F = 1.1$ 所以 $K = K_A K_V K_H K_F = 1.464$
 5) 按实际的载荷系数校正所得的分度圆直径
 $d_1' = \sqrt[3]{\frac{K}{K_H} \frac{d_1^3}{z_1}} = \sqrt[3]{\frac{1.464}{1.1} \frac{32^3}{24}} = 34.2\text{mm}$
 3、按齿根弯曲强度设计 计算
 公式 $\sigma_F = \frac{K T_1 Y_F Y_{Sa}}{b d_1^2 m} \leq \sigma_{FE}$
 1) 计算载荷系数 $K = K_A K_V K_F K_H = 1.464$
 2) 查得小齿轮的弯曲疲劳强度极限 $\sigma_{FE1} = 540\text{MPa}$; 大齿轮的弯曲疲劳强
 度极限 $\sigma_{FE2} = 430\text{MPa}$ 。 3)
 图 10-18 取弯曲疲劳寿命系数 $K_{FN1} =$,
 $K_{FN2} =$ 。

4) 计算完全疲劳许用应力, 取弯曲疲劳安全系数

$$S = \frac{540 \text{ MPa}}{430 \text{ FN}^2 \text{ FE}^2 \text{ MPa}} \cdot \frac{1}{25}$$

计算当量齿数 $z_{v1} = \frac{z_1}{\cos^3 20^\circ}$, $z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 20^\circ}$

6) 查取齿形系数利用插值法算得 $Y_{Fa1} =$, $Y_{Fa2} =$

11 7) 查取应力校正系数利用插值法算得 $Y_{Sa1} =$, $Y_{Sa2} =$

8) 计算大小齿轮的 $Y_{Fa} Y_{Sa}$ 并加以比较。

$Y_{Fa1} Y_{Sa1} < Y_{Fa2} Y_{Sa2}$ 选较大者 于是有

$$m_n \geq \sqrt[3]{\frac{KT_1 Y \cos^2 \beta}{Y_{Fa} Y_{Sa}}}$$

调整模数 1) 计算实际

载荷 $K_f = K_A K_V K_F =$ 2) 计算法面模

数 $m_n = m_t \cos^3 \beta$ 3) 综上可取 $m_n =$ 4、几

何尺寸 $K_F = K_{FT}$ 计算中心距

$a = \frac{z_1 + z_2}{2} m_n = \frac{29 + 112}{2} \cdot$ 取整为 187mm

按圆整后的中心距修正螺旋角

$\beta = \arccos \frac{z_1 + z_2}{2} \frac{m_n}{a} = \arccos \frac{29 + 112}{2} \cdot \frac{187}{112}$

因 $\beta = 187$ 故参数值改变不

多, ?a,K?,ZH 等不必修正。

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/126205231131011020>