

目录

一、 设计任务·····	1
二、 任务分析·····	1
三、 结构与原理·····	1
四、 起重吊钩的选择·····	2
五、 起重链条、链轮的设计及计算·····	4
六、 传动系统的设计·····	6
(1) 传动比的分配·····	6
(2) 传动类型的选择及简图·····	7
(3) 配齿计算·····	8
(4) 齿轮主要参数的确定·····	9
(5) 啮合参数的确定·····	10
(6) 齿轮几何参数的确定·····	12
(7) 装配条件的验算·····	15
(8) 传动效率的计算·····	15
(9) 齿轮结构的结构设计·····	17
(10) 齿轮的强度校核·····	18
七、 制动系统的设计·····	21
(1) 棘轮与棘爪的设计计算与强度校核·····	21
(2) 摩擦片的选择与计算·····	24
八、 驱动轴的的设计计算与校核·····	26
九、 行星齿轮轴的计算与校核·····	29

十、 行星架的设计.....32

十一、 起重链轮的校核.....33

十二、 机架的设计.....33

十三、 轴承的选用与校核.....36

十四、 键的选择与校核.....36

十五、 参考文献.....37

手拉葫芦设计说明书

规格：起重量 0.5 吨。

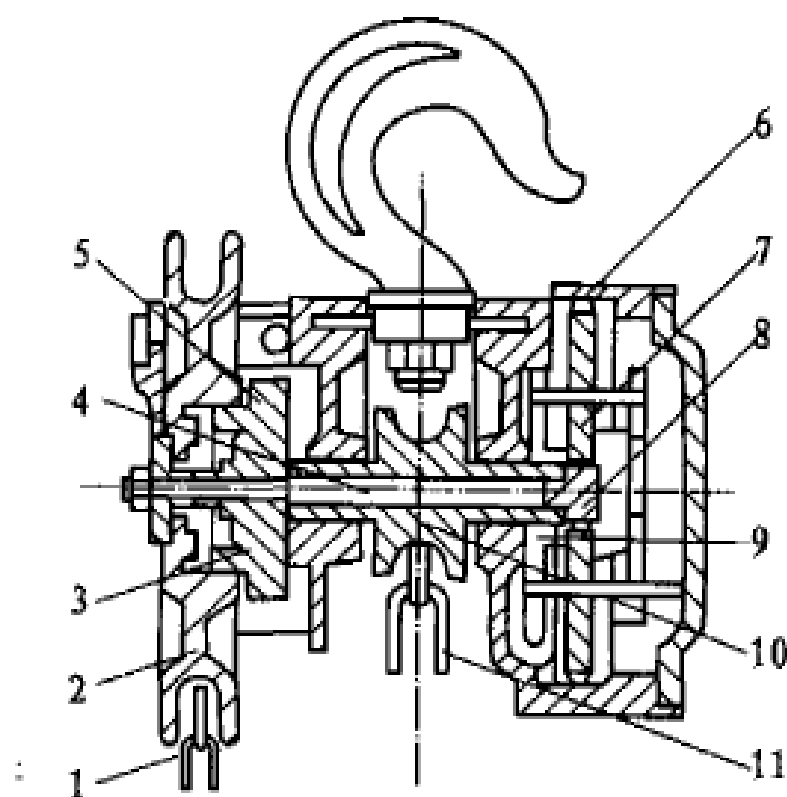
一、设计任务：

起重量 0.5 吨的手拉葫芦。

二、任务分析：

手拉葫芦也称倒链，在工程中广泛用于对构件的吊装或机具的安装，其具有短间断工作的特性。手拉葫芦有蜗杆式和齿轮式，此次设计采用 2 K - H 型行星传动机构，具有较大的传动比，采用了棘轮机构用于防止起重链轮逆转，导致不安全事故。

三、结构组成：



1. 手拉链条 2. 手拉链轮 3. 棘轮 4. 链轮
轴 5. 摩擦片 6. 齿

圈 7. 行星齿轮 8. 齿轮 9. 驱动机构 10. 起重链轮 11. 起重链

其工作原理如下：

提升重物时，拉动手拉链，手链轮由螺纹旋向摩擦片，使摩擦片、棘轮压为一体，如刚性连接一样转动。此时棘爪在棘轮齿上滑过，制动机构起着联轴器的作用。一旦停止操作，重物欲拽动长轴反转，但棘爪卡住棘轮，机构呈制动状态，使重物停止不动。下降重物时，反向拉动手拉链，由于手链轮反向微量转动，使摩擦片间的轴向压力降低，制动力矩下降，摩擦片打滑，此时棘爪仍卡住棘轮不动，重物徐徐下降。一旦停止拉动，重物欲动长轴继续下降，制动器座由螺纹旋向摩擦片，使摩擦片、棘轮、手链轮和制动器座再次压为一体，被棘爪卡住，机构再次进入制动状态，使重物停止不动。如此反复，即能完成重的的升降作业。

停止拉动手拉链条，则棘爪抵住棘轮，制止逆转，使重物准确地停在某一位置。

需要卸载时，按相反的方向拉动手拉链条而驱动手链轮反转，于是链轮和棘轮分开，重物便下降。

四、起重吊钩的选择：

根据吊钩的机械性能的强度等级和机构工作级

别下，选择起重吊钩，选择钩号 010，起重量为 0.5t。
(GB/T1005.1——1988)

五、起重链的选择：

起重链条一般用焊接环链，链条按强度高低分成不同等级。起重链条的平均额定载荷为：

$$Q_p = \frac{Q}{N} \text{ (N)}$$

式中 Q——手拉葫芦的额定起重量 (N)；

N——悬挂吊重的链条支数；

$$Q = mg = 500\text{kg} \times 10 = 5000\text{(N)}$$

$$Q = 5000\text{(N)}$$

$$N = 1$$

$$N = 1$$

$$Q_p = \frac{Q}{N} = \frac{5000}{1} = 5000\text{(N)}$$

$$Q_p = 5000\text{N}$$

选择链条应根据最大工作载荷及安全系数计算链条的破坏载荷 Qd，以 Qd 来选择链条。选择链条应使

$$Q_d \geq nQ_p \text{ (N) ;}$$

Qd——破坏载荷，N；

Qp——链条最大的工作载荷，N；

n ——安全系数，取安全系数 n=4.5。

$$nQ_p = 4.5 \times 5000 = 22500\text{N} = 22.5\text{KN} < 31.6\text{KN}$$

名义直径 d_n = 5mm

直径公差 d_n - d_n + 0.10

$$0.30$$

优选节距 P（内长） 15mm

优选外宽 W(3.25 d_n) 17 mm

最小破断力 F_{m min} =31.6 KN

极限工作载荷 F_p =80 KN

起重链轮的设计:

链轮上窝眼 Z 最少窝眼数不少于 4 取 Z=4;

中心夹角的半角 $\frac{180^{\circ}}{Z} = \frac{180^{\circ}}{4} = 45^{\circ}$

链轮节圆直径 $D_0 = \sqrt{\frac{t^2}{\sin^2 \frac{\alpha}{2}} + \frac{d^2}{\cos^2 \frac{\alpha}{2}}}$

$D_0 = \sqrt{\frac{19^2}{\sin^2 \frac{45}{2}} + \frac{6.3^2}{\cos^2 \frac{45}{2}}} = 39.6\text{mm}$

链轮节距 t' = D₀ sin α = 39.6 sin 45° = 28mm

齿顶圆直径 D_c = D₀ + 0.6d = 39.6 + 0.6 × 5 = 42.6 mm

窝眼槽底宽度 B₁ = 1.1B = 1.1 × 17 = 18.7mm

窝眼槽顶宽度 B₂ = 1.2B = 1.2 × 17 = 20.4mm

沟底圆直径

$D_g = D_0 + 1.2 \times 1.25 B = 39.6 + 1.2 \times 17 = 19.2\text{mm}$

链轮外径 D_w = D₀ + 1 + 1.3 d = 39.6 + 5 = 34.6mm

齿顶圆直径 D_c = D₀ + 0.6d = 39.6 + 0.6 × 5 = 42.6 mm

导向侧缘直径 D_w = D_w + 1.2B = 34.6 + 1.2 × 17 = 55mm

窝眼槽底宽度 B₁ = 1.1B = 1.1 × 17 = 18.7mm

P=15mm

W=17 mm

F_{m min} =31.6

F_p =80 KN

=45

Do=39.6mm

t = 28 mm

D_c =42.6mm

B1=18.7mm

B2=20.4mm

Dg=19.2mm

Dw=19.2mm

Dc=42.6mm

D=55mm

B1=18.7mm

窝眼槽顶宽度 B_2	$1.2B_1$	1.2×17	20.4mm	$B_2=18.7\text{mm}$
齿根宽 b_{t1}	$2.2d_1$	2.2×5	4mm	$b_{t1}=4\text{mm}$
齿顶宽 b_{t2}	$2.5d_2$	2.5×5	2.5mm	$b_{t2}=4\text{mm}$
齿根半径 r_{f1}	$0.5d_1$	0.5×5	2.5mm	$r_{f1}=2.5\text{mm}$
沟底半径 r_2	$0.6d_2$	0.6×5	3mm	$r_2=3\text{mm}$
窝眼槽半径 r_3	$0.5B_1$	0.5×18.7	9.35mm	$r_3=9.35\text{mm}$
r_3	圆	心	位	置
e	$0.45(t_2 - d_2 - B_2)$	$0.45 \times (15 - 10 - 17)$	3.6mm	$e=3.6\text{mm}$
窝眼槽底平面到中心距离				
H	$0.5 t_2 \cot \frac{\alpha}{2} + d_2 \tan \frac{\alpha}{2} + 0.5d_1$			$H=14.57\text{mm}$
	$0.5 \times 15 \times \cot 22.5^\circ + 5 \times \tan 22.5^\circ + 0.5 \times 5$			14.57mm

六、传动系统的设计

(1) 传动比的分配

预设手的拉力为 300N，计算行星装置的传动比

i ,

$$F_s = P_{lt} \frac{D_z}{i \frac{D_s}{D_z}} = 300\text{ N}$$

式中 D_z ——起重链轮的节圆直径 mm

D_s ——手拉链轮的节圆直径 mm

——传动系统的总效率（不包括机外游动链轮组）取 $\eta_z=0.84$

i ——传动比

P_{lt} ——绕上起重链轮处的最后一个链节上的拉

力，其值为

$$P_{lt} = \frac{Q + G_0 + G_{lt}}{1} \times \frac{1}{\eta_{to}}$$

其中 Q——额定起重量

G₀——吊钩组重量

G_{lt}——起重链条自重

η_{to}——链轮组中每个链轮的效率，η_{to} = 0.96

z——起重链条的倍率，单根链条的倍率为 1

预设起重链轮直径与起重链轮直径的比值为 D

$$z/D_s = 1/3$$

人的手拉力为 300N

$$P_{lt} = 5000N$$

$$P_{lt} = \frac{Q + G_0 + G_{lt}}{1} \times \frac{1}{\eta_{to}} = 5000N$$

则行星传动机构的传动比 i——传动比

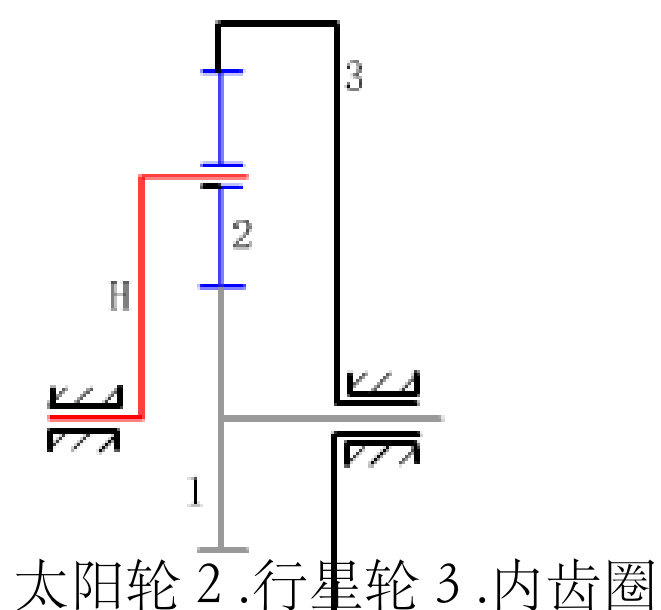
$$i = \frac{P_{lt}}{F_s \times 3} = \frac{5000}{300 \times 3 \times 0.84} = 6.613$$

$$i = 6.613$$

(2) 传动类型的选择及简图

已知手拉链轮的输入转速为 30 r/min,传动比 6.613，并且手拉葫芦具有短时间间断工作的特点，其结构紧凑，手拉链轮运行较平稳。

选择行星齿轮传动中的 2 K -H（A）型行星齿轮传动结构，由于载荷较小，选取两个行星轮。其结构简图如下：



(3) 进行行星齿轮传动的配齿计算

据 2 K H (A) 型行星齿轮传动的传动比 i_p 按其配齿计算公式可求的中心轮 1，行星齿轮 2，内齿圈 3 的齿数 Z_1, Z_2 和 Z_3 。现考虑到该行星齿轮传动的外廓尺寸较小,选择中心轮 1 的齿数为 $Z_1=10$ 和行星齿轮数目 $n_p=2$, 现将 Z_1, n_p, i_p 带入公式求得行星轮和内齿圈的齿数。

$$Z_1=10$$

$$\text{内齿圈齿数 } Z_3 = i_p \cdot Z_1 = 5.613 \cdot 10 = 56.13$$

$$Z_3 = 56$$

$$\text{取 } Z_3 = 56$$

$$\text{行星轮齿数 } Z_2 = \frac{Z_3 - Z_1}{n_p} = \frac{56 - 10}{2} = 23$$

显然,由上式所求得的 Z_3 适用于非变位的或高变位的行星齿轮传动,如果采用角变位的传动时,行星轮 3 的齿数 Z_3 应按照如下公式计算,即

$$Z'_2 = \frac{Z_3 - Z_1}{2} - Z_2$$

当 $Z_3 - Z_1 = 56 - 10 = 46$ 为偶数,可取齿数修正量为

$z_2 = -1$ ，此时，通过角变位后，既不增大该行星传动的径向尺寸，又可改善 1 - 2 啮合齿轮副的传动特性。所以，求得行星齿轮 2 的齿数

$$z_2' = \frac{z_3}{z_2} z_1 = \frac{56}{22} \times 10 = 25.45$$

$$z_2 = 22$$

验算其实际传动比 $i_{13} = 1 + \frac{z_3}{z_1} = 1 + \frac{56}{10} = 6.6$

其传动比误差为

$$\delta i = \frac{i_p - i_{13}}{i_p} = \frac{6.613 - 6.6}{6.613} = 0.00196 = 0.196\%$$

故满足传动比误差的要求，即得该行星齿轮传动的实际传动比为 $i_{13} = 6.6$ 。最后确定该行星传动的各轮的齿数为 $z_1 = 10$ ， $z_2 = 22$ 和 $z_3 = 56$ 。

(4) 初步确定齿轮的主要参数

(1) 选择齿轮材料和热处理方法，确定齿轮的疲劳极限应力。中心轮 1 和内齿圈 3，均采用 40Cr 调质，行星轮 2 采用 45 号钢正火。由表 6-2 查得齿面硬度达到 $HBS_1 = 260HBS$ ， $HBS_2 = 210HBS$ ，

$$HBS_1 = 260HBS$$

$$HBS_2 = 210HBS$$

中心轮和行星轮的加工精度为 8 级，由图查得 40 ($\sigma_{Hlim} = 700Mpa$, $\sigma_{Flim} = 378Mpa$)，45 号钢正火 ($\sigma_{Hlim} = 550Mpa$, $\sigma_{Flim} = 294Mpa$) 内齿轮的加工精度也为 8 级。

$$\sigma_{Hlim} = 700Mpa$$

$$\sigma_{Flim} = 378Mpa$$

$$\sigma_{Hlim} = 550Mpa$$

$$\sigma_{Flim} = 294Mpa$$

按齿面接触疲劳强度估算齿轮尺寸，即按式

(14-1) 计算中心距

$$a = J_a (u + 1) \sqrt[3]{\frac{KT_1}{u^2 \sigma_{HP}^2}}$$

式中 $u=2.2, J_a=480$ (表 14-36)。

考虑到速度较慢，运行比较平稳，取载荷系数 $K=1.2$ ，取齿宽系数 $\phi_d = 0.5$ (表 14-3)。取 $S_{Hmi} = 1$ ，则 $\sigma_{HP} = 700 \text{ Mpa}$ 。

中心轮传递的扭矩 (表 14-3)

$$T = \frac{P}{\omega} = \frac{D}{2} z_1 i = \frac{5000}{2} \frac{39.6}{2} = 6.6 \times 10^3 \text{ N} \cdot \text{m}$$

将以上数据带入 a 的计算公式中

$$a = J_a (u + 1) \sqrt[3]{\frac{KT_1}{u^2 \sigma_{HP}^2}} = 480 (2.2 + 1) \sqrt[3]{\frac{1.2 \times 6.6 \times 10^3}{0.5^2 \times 700^2}} = 49.43 \text{ mm}$$

计算模数 m

$$m = \frac{a}{z_1 + z_2} = \frac{49.43}{10 + 22} = 3.08 \text{ mm}$$

取模数 $m=3\text{mm}$

(5) 啮合参数计算

在两个啮合齿轮副 1-2 2-3 中，其标准中心距 a 为

$$a_{12} = \frac{1}{2} m (z_1 + z_2) = \frac{1}{2} \times 3 \times (10 + 22) = 48 \text{ mm}$$

$$a_{23} = \frac{1}{2} m (z_3 + z_2) = \frac{1}{2} \times 3 \times (56 + 22) = 51 \text{ mm}$$

$K=1.2$

$\phi_d = 0.5$

$S_{Hmi} = 1$

$\sigma_{HP} = 700 \text{ Mpa}$

$T=14.97\text{N.m}$

$A=49.43\text{mm}$

$m=3\text{mm}$

$a_{12} = 48 \text{ mm}$

$a_{23} = 51 \text{ mm}$

由此可见，二个齿轮副的中心距不相等，且 $a_{23} > a_{12}$ 因此，该行星齿轮传动不能满足非变位的同心条件，为使该行星传动满足给定的传动比 $i=6.613$ 的要求，又能满足啮合条件传动的同心条件，即应使各齿轮副的 a' 相等，则必须对该 2K-H 型行星传动进行角变位。

根据各标准中心距的关系 $a_{23} > a_{12}$ 现选取其啮合中心距 $a' = a_{23} = 51\text{mm}$ 作为各齿轮幅的公用中心距值。

已知 $z_1 + z_2 = 32$, $z_3 - z_2 = 56 - 22 = 34$, $m = 3\text{mm}$, $a' = 51\text{mm}$ 及压力角

20 .按公式(行星齿轮传动设计课本公式 4-19) 公式 (4-22) 计算该 2K-H 型行星传动角度变位的啮合参数，对各齿轮幅的啮合参数计算如下：

2K-H 型行星传动啮合参数计算

1-2 齿轮副采用正变位，其啮合参数如下：

中心距变动系数 $y_1 = \frac{a' - a_{12}}{m} = \frac{51 - 48}{3} = 1$

啮合角 $\alpha'_{12} = \arccos\left(\frac{a}{a'} \cos \alpha\right) = 27^\circ 49' 12''$

变位系数和 $x = \frac{Z}{2 \tan \alpha} (\text{inv } \alpha' - \text{inv } \alpha)$
 $= \frac{32}{2 \tan 20^\circ} (\text{inv } 27^\circ 49' - \text{inv } 20^\circ) = 1.199$

齿顶高变动系数 $y = x = 1.199$ 1 0.2

$a' = 51\text{mm}$

20

$y_1 = 1$
 $\alpha'_{12} = 27^\circ 49' 12''$

$x = 1.199$

$y = 0.2$

$$\text{重合度} = \frac{1}{2\pi} z_1 (\tan \alpha_{a1} - \tan \alpha') + \frac{1}{2\pi} z_2 (\tan \alpha_{a2} - \tan \alpha')$$

2-3 齿轮副采用高变位，其啮合参数如下

$$\text{中心距变动系数} y_1 = \frac{a' - a_{12}}{m} = \frac{51 - 51}{3} = 0$$

$$\text{啮合角} \frac{\alpha}{23} = 20^\circ$$

$$\text{变位系数和} x_2 + x_3 = 0$$

$$\text{齿顶高变动系数} y = 0$$

$$\text{重合度} = \frac{1}{2\pi} z_1 (\tan \alpha_{a1} - \tan \alpha') + \frac{1}{2\pi} z_2 (\tan \alpha_{a2} - \tan \alpha')$$

确定各齿轮的变位系数：

(1) 1-2 齿轮副 在 1-2 齿轮副中，由于中心轮的齿数是

$Z_1=10<Z_{min}=17, Z_1+Z_2=10+22=32<34=2Z_{min}$ 和中心距 $a_{12}=48<a'=51\text{mm}$ ，由此可知，该齿轮副变位的目的是避免小齿轮 1 产生根切，凑合中心距和改善配合性能，其变位方式应采用角变位的正传动，即

$$x_1 + x_2 = 0$$

当齿顶高系数 $h_a=1$ ，压力角 $\alpha=20^\circ$ 时，避免根切的最小变位系数 x_{min} 为

$$x_{min} = \frac{17 - z_1}{17} = \frac{17 - 10}{17} = 0.41176$$

但由于该行星减速器所传递的功率小，故允许产生轻微根切，仿上允许轻微的最小变位系数为

$$\begin{aligned} y_1 &= 0 \\ \frac{\alpha}{23} &= 20^\circ \\ x_2 + x_3 &= 0 \\ x_2 &= x_3 \\ y &= 0 \end{aligned}$$

$$x_{min} = 0.41176$$

中心轮的变位系数 x_1 为

$$x_1 = 0.5 - x_2 \frac{\frac{z_2}{z_2} - \frac{z_1}{z_1}}{\frac{z_2}{z_2} + \frac{z_1}{z_1}} = 0.5 - 1.2 \frac{22 - 10}{22 + 10} = 0.5 - 1.2 \times 0.2 = 0.4125$$
$$x_{\min} = 0.2325$$

按公式可得行星轮 2 的变位系数

$$x_2 = x_1 - 1.2 \times 0.4125 = 0.7875$$

(2) 2-3 齿轮副 在 2-3 齿轮副中, $Z_2=22 > Z_{\min}=17, Z_3+Z_2=56+22=78 > 34=2Z_{\min}$ 和中心距 $a_{12}=51=a'=51\text{mm}$, 由此可知, 该齿轮副变位的目的是为了改善啮合性能和修复啮合齿轮副, 故其变位方式应采用高度变位, 即 $x_{23} = x_2 - x_3 = 0$, 则可得内齿轮 3 的变位系数为 $x_3 = x_2 = 0.7875$

(6) 齿轮几何尺寸计算

对于该 2 K-H (A) 型行星齿轮传动可按照以下公式进行其集合尺寸的计算:

(1) 1-2 齿轮副

变位系数 $x_1=0.4125 \quad x_2=0.7875$

分度圆直径 $d_1 = m z_1 = 3 \times 10 = 30\text{mm}$

$d_2 = m z_2 = 3 \times 22 = 66\text{mm}$

基圆直径 $d_{b1} = d_1 \cos \alpha = 28.1970\text{mm}$

$d_{b2} = d_2 \cos \alpha = 62.0197\text{mm}$

$x_1 = 0.7875$

$x_2 = 0.7875$

$x_3 = 0.7875$

$x_1=0.4125$

$x_2=0.7875$

$d_1 = 30 \text{ mm}$

$d_2 = 30 \text{ mm}$

$d_{b1} = 30 \text{ mm}$

$d_{b2} = 30 \text{ mm}$

节圆直径 $d_1' = 2a' \frac{z_1}{z_1 + z_2} = 2 \times 51 \times \frac{10}{10 + 22} = 31.875\text{mm}$

$d_2' = 2a' \frac{z_2}{z_1 + z_2} = 2 \times 51 \times \frac{10}{10 + 22} = 70.125\text{mm}$

齿顶圆直径

$d_{a1} = d_1 + 2m h_a x_1 y = 30 + 6 \times 1 \times 0.4125 \times 0.2 = 37.275\text{mm}$

$d_{a2} = d_2 + 2m h_a x_2 y = 66 + 6 \times 1 \times 0.7875 \times 0.2 = 75.525\text{mm}$

齿根圆直径

$d_{f1} = d_1 + 2m h_a c x_1 = 30 + 6 \times 1 \times 0.25 \times 0.4125 = 24.975\text{mm}$

$d_{f2} = d_2 + 2m h_a c x_2 = 66 + 6 \times 1 \times 0.25 \times 0.4125 = 63.225\text{mm}$

(2) 2-3 齿轮副

变位系数 $x_2=0.7875 \quad x_3=0.7875$

分度圆直径 $d_3 = m z_3 = 3 \times 56 = 168\text{mm}$

$d_2 = m z_2 = 3 \times 22 = 66\text{mm}$

基圆直径 $d_{b3} = d_3 \cos \alpha = 157.8683\text{mm}$

$d_{b2} = d_2 \cos \alpha = 62.0197\text{mm}$

节圆直径 $d_3' = 168\text{mm}$

$d_2' = 66\text{mm}$

齿顶圆直径 $d_{a2} = d_2 + 2m h_a x_2 e = 75.525\text{mm}$

$d_{a3} = d_3 + 2m h_a x_2 = 168 + 6 \times 1 \times 0.7875 = 166.725\text{mm}$

齿根圆直径

$d_1' = 31.875\text{ mm}$

$d_1' = 70.125\text{ mm}$

$d_{a1} = 37.275\text{ mm}$

$d_{a2} = 75.525\text{ mm}$

$d_{f1} = 24.975\text{ mm}$

$d_{f2} = 24.975\text{ mm}$

$x_2=0.7875$

$x_3=0.7875$

$d_3 = 168\text{ mm}$

$d_2 = 66\text{ mm}$

$d_{b3} = 158\text{ mm}$

$d_{b2} = 62\text{ mm}$

$d_3' = 168\text{mm}$

$d_2' = 66\text{mm}$

$d_{a2} = 75.525\text{ mm}$

$d_{a3} = 166.7\text{ mm}$

$$d_{f2} = d_2 - 2m h_a - c x_2 = 66 - 6 - 1 - 0.25 - 0.4125 = 63.225\text{mm}$$

用插齿刀加工 $d_{f3} = d_{a0} - 2a'_{02} = 179.59\text{mm}$

关于用插齿刀加工内齿轮，其齿根圆 d_{f3} 的计算：

已知模数 $m=3\text{mm}$ ，插齿刀齿数 $Z_0 = 25$ ，齿顶高系数 $h_{a0} = 1.25$ ，变位系数 $x_{0=0}$ (中等磨损程度)，试求被插制内齿轮的齿根圆直径 d_{f3} 。

齿根圆直径 d_{f3} 按下式子计算，即

$$d_{f3} = d_{a0} - 2a'_{02}$$

式中—— d_{a0} 插齿刀的齿顶圆直径；

a'_{02} ——插齿刀与被加工内齿轮的中心距；

$$d_{a0} = mz_0 - 2m h_{a0} - x_0 = 3 \times 25 - 2 \times 3 \times 1.25 - 0 = 82.5\text{mm}$$

现对内啮合齿轮副 2 - 3 计算如下：($x_3 = 0.7875$

$$z_3 = 56, z_0 = 25)$$

$$\text{inv}'_{03} = \frac{2(x_3 - x_0) \tan \alpha}{z_3 - z_0} = \text{inv}'_{03} = \frac{2(0.7875 - 0) \tan 20^\circ}{56 - 25} = 0.033396$$

查表 4 - 6 (行星传动设计) 得 $\text{inv}'_{03} = 25^\circ 50'$ 。

$$y_{02} = \frac{z_3 - z_0}{2} \left(\frac{\cos \alpha'_{02}}{\cos \alpha} - 1 \right) = 0.68241$$

$$d_{f2} = 63.225 \text{ mm}$$

$$d_{f3} = 179.59 \text{ mm}$$

$$m=3\text{mm}$$

$$Z_0 = 25$$

$$h_{a0} = 1.25$$

$$x_{0=0}$$

$$d_{a0} = 179.59 \text{ mm}$$

$$\text{inv}'_{03} = 25^\circ 50'$$

$$y_{02} = 0.6824 \text{ mm}$$

$$a'_{02} = m \left(\frac{z_3}{2} + \frac{z_0}{2} - y_{02} \right)$$

加工中心距为 $3 \left(\frac{56}{2} + \frac{25}{2} - 0.68241 \right)$

48.54723

$$d_{f3} = d_{a0} - 2a'_{02}$$

82.5 - 2 * 48.54723

179.59mm

(7) 装配条件的验算

对于所设计的上述行星齿轮传动应满足如下装配条件。

(1) 邻接条件公式 $d_{ac} = 2a'_{13} \sin \frac{\pi}{n_p}$

将已知的 d_{ac} , a'_{13} , n_p 值代入上式则得

$$54.689 = 2 * 51 * \sin \frac{180}{2}$$

102

即满足邻接条件

(2) 同心条件

按公式 3-8 a 验算 2K-H(A) 型行星传动同心条件

$$a'_{12} = a'_{23} = 51 \text{ mm}$$

满足同心条件

(3) 安装条件

$$\frac{z_1}{n_p} + \frac{z_3}{2} = \frac{10}{2} + \frac{56}{2} = 33 \text{ (整数)}$$

所以满足安装条件

(8) 传动效率的计算

对于 2K-H(A) 型行星齿轮传动

$$a'_{02} = 48.54723$$

$$d_{f3} = 179.59 \text{ mm}$$

邻接条件满足

满足同心条件

满足安装条件

$$i_{ax}^x=6.613$$

$$P=\frac{z_3}{z_1}=5.6$$

$$i_{ab}^x=\frac{z_3}{z_1}=5.6$$

其传动效率为

$$i_{ax}^b=1-\frac{p}{1-p}^x$$

ϵ^x —转化机构损失系数

$$\epsilon^x=1-\epsilon^x_m-\epsilon^x_n$$

ϵ_m^x —啮合损失系数

ϵ_n^x —轴承损失系数

对于 2 Z-X(A) 型 ϵ_m^x ϵ_{ma}^x ϵ_{mb}^x

$$i_{ax}^b=1-\frac{z_b}{z_a},\quad i_{bx}^a=1-\frac{z_a}{z_b},\quad i_{ab}^x=\frac{z_b}{z_a}$$

啮合效率计算公式

$$\eta_{ax}^b=\eta_{xa}^b=1-\frac{\epsilon^x}{1-\left|i_{ba}^x\right|}$$

$$\eta_{bx}^a=\eta_{xb}^a=1-\frac{\epsilon^x}{1-\left|i_{ab}^x\right|}$$

$$\eta_{ab}^x=\eta_{ba}^x=1-\epsilon^x$$

查表 17.1-6 （机械设计师手册）

ϵ_{ma}^x —中心轮a与行星轮c的啮合损失

ϵ_{mb}^x b与c的啮合损失

$$\epsilon_{ma}^x=2.3f_m\frac{1}{z_c}-\frac{1}{z_a}$$

取轮齿啮合摩擦系数 $f_m=0.1$

$$=2\times0.1\times(\frac{1}{22}-\frac{1}{10})=0.033454$$

$$i_{ax}^x=6.613$$

$$P=5.6$$

$$f_m=0.1$$

$$\epsilon_{ma}^x=0.0334$$

$$\begin{aligned} x_{mb} &= 2.3 f_m \left(\frac{1}{z_c} - \frac{1}{z_b} \right) \\ &= 2.3 \cdot 0.1 \cdot \left(\frac{1}{22} - \frac{1}{56} \right) \\ &= 0.6347 \end{aligned}$$

即 $x_m = x_{ma} = x_{mb} = 0.039801$

$$\begin{aligned} b_{ax} &= 1 - \frac{p}{1-p} x_m \\ &= 1 - \frac{5.6}{1-5.6} \cdot 0.039801 = 0.9662 \end{aligned}$$

考虑到轴承摩擦损失，取 $\eta_n = 0.98$ 则

2z_x(A)型行星传动的效率为

$$b_{ax} = 0.9662 \cdot 0.98 = 0.9469$$

(9) 齿轮结构设计

根据 2K-H (A) 型行星传动的工作特点，传递功率的大小和转速高低等情况，对其进行具体的结构设计，首先确定中心轮的结构因为其直径小，所以做成齿轮轴的结构形式；即将中心轮 1 与输入轴连成一个整体。且按照该行星传动的输入转速 n 和功率 p 初步估算输入轴的直径 d_a ，同时进行轴的结构设计。为了便于轴上零件便于装拆，通常将轴做成阶梯形状。总之，在满足使用条件的前提下，轴的结构形状和尺寸应力求简单，以便于加工制造。

内齿轮固定，与机架连在一体。

行星轮的齿宽应较宽，以保证与太阳轮和内齿圈的啮合。在每个行星齿轮的内孔内装哟滚动轴承来支

$$x_{mb} = 0.6347$$

$$b_{ax} = 1 - \frac{p}{1-p} x_m = 0.96$$

$$b_{ax} = 0.9469$$

撑，而行星轮轴在安装到转臂 x 的侧板上之后，还采用矩形截面的弹性挡圈来进行轴向固定。转臂 x 采用双侧板式的结构型式。

转臂上各个行星轮轴孔与转臂轴线的中心距极限偏差 fa 可按下列公式计算。现已知啮合中心距 a'=51mm,则得

$$a'=51\text{mm}$$

$$f_a = \frac{8\sqrt{a'}}{1000} = \frac{8\sqrt{51}}{1000} = 0.02966\text{ mm}$$

$$f_a = 30\text{ }\mu\text{m}$$

取 $f_a = 30\text{ }\mu\text{m}$

各行星轮轴孔的孔距相对偏差 δ_1 可按下式计算，即

$$\delta_1 = 27\mu\text{m}$$

$$\delta_1 = 3 \sim 4.5 \frac{\sqrt{a'}}{1000} = 3 \sim 4.5 \frac{\sqrt{51}}{1000} = 0.0214 \sim 0.0321$$

取 $\delta_1 = 0.027\text{ mm}=27\mu\text{m}$ 。

$$e_x = 13.5\text{ }\mu\text{m}$$

转臂 x 的偏心误差 ex 约为孔距相对偏差 δ_1 的 1／2，即

$$e_x = \frac{\delta_1}{2} = 13.5\text{ }\mu\text{m}$$

(10) 齿轮的强度校核（行星传动设计）

由于本机构采用的 2KH－A 具有短时间间断工作的特点，且具有结构紧凑，外廓尺寸较小和传动比大的特点。针对其工作特点，只需按其齿根弯曲应力的强度条件公式进行校核计算，即

$$F \leq F_p$$

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/178117047117006067>