

矿用调度绞车的设计

摘 要

调度绞车是矿山生产系统中最常用的机电设备，主要用于煤矿井下和其他矿山在倾角度小于 30 度的巷道中拖运矿车及其它辅助搬运工作，也可用于回采工作面和掘进工作面装载站上调度编组矿车。

在设计过程中根据绞车牵引力选择电动的型号以及钢丝绳的直径，选择后验证速度是否与设计要求速度一致，根据要求设计绞车是通过两级行星轮系及所采用的浮动机构完成绞车的减速和传动，其两级行星齿轮传动分别在滚筒的两侧，从而根据设计要求确定行星减速器的结构和各个传动部件的尺寸，根据滚筒的结构形式选择制动装置为带式制动，并对各个设计零部件进行校核等等。绞车通过操纵工作闸和制动闸来实现绞车卷筒的正转和停转，从而实现对重物的牵引和停止两种工作状态。设计中绞车内部各转动部分均采用滚动轴承，运转灵活。

JD-0.5 型调度绞车采用行星齿轮传动，绞车具有结构紧凑、刚性好、效率高、安装移动方便、起动平稳、操作灵活、制动可靠、噪音低以及隔爆性能、设计合理、操作方便，用途广泛等特点。

关键词：调度绞车； 带式制动； 行星轮系

ABSTRACT

Mine production Dispatching winch system is the most commonly used in electrical and mechanical equipment, mainly for underground coal mine and other mines in the dumping of less than 30 degrees angle of the roadway in the haulage mine car handling and other auxiliary work, can also be used for mining and tunneling Face loading station on the scheduling grouping tramcar.

In the design process in accordance with electric winch traction choose the type and the diameter of wire rope, after the choice of whether or not verify the speed consistent with the design requirements of speed, according to winch was designed by two rounds of the planet and used by the body floating completion of the slowdown and drive winch , The two planetary gear transmission in the drum on both sides, in accordance with design requirements so as to determine the structure and planetary reducer in various parts of the drive size, according to choose the form of the structure of drum brakes for the belt brake, and various design Parts and components for checking and so on. Winch through the manipulation of gates and brake drum gates to achieve the winch is to turn and stop, thus realizing the weight of traction and the suspension of the two working condition. Winch in the design of the internal rotation of the rolling bearings are used, flexible operation.

JD-0.5 to Dispatching winch used planetary gear transmission, the winch is compact, rigid and efficient, easy to install mobile, starting a smooth, flexible operation, the brake reliable, low noise and flameproof performance, design reasonable, easy to operate, such as extensive use Characteristics.

Keywords: Scheduling winch; Belt braking; Round of the planet.

目录

绪论	1
1 调度绞车的总体设计	3
1.1 设计参数	3
1.2 结构特征与工作原理	3
1.3 选择电动机	5
1.3.1 电动机输出功率的计算	5
1.3.2 确定电动机的型号	6
2 滚筒及其部件的设计	7
2.1 钢丝绳的选择	7
2.2 滚筒的设计计算	8
2.2.1 滚筒直径	8
2.2.2 滚筒宽度	8
2.2.3 滚筒的外径	8
3 减速器设计	10
3.1 总传动比及传动比分配	10
3.1.1 总传动比	10
3.1.2 传动比分配	10
3.2 高速级计算	12
3.2.1 配齿计算	12
3.2.2 变位方式及变位系数的选择	13
3.2.3 初算传动的中心距和模数	14
3.2.4 几何尺寸计算	16
3.2.5 验算传动的接触强度和弯曲强度	18
3.2.6 验算传动接触强度和弯曲强度	23
3.3 低速级计算	24
3.3.1 配齿计算	24
3.3.2 变位方式及变位系数的选择	25
3.3.3 初算太阳轮行星轮传动的中心距和模数	26
3.3.4 几何尺寸计算	28
3.3.5 验算接触强度和弯曲强度	30
3.3.6 验算大接触强度和弯曲强度	35
3.4 传动装置运动参数的计算	37
3.4.1 各轴转速计算	37
3.4.2 各轴功率计算	37

3.4.3 各轴扭矩计算.....	38
3.4.4 各轴转速 功率 扭矩列表.....	38
4 传动轴的设计计算.....	39
4.1 计算作用在齿轮上的力.....	39
4.2、初步估算轴的直径.....	39
4.3 轴的结构设计.....	40
4.3.1 确定轴的结构方案.....	40
4.3.2 确定各轴段直径和长度.....	40
4.3.3 确定轴承及齿轮作用力位置.....	41
4.4 绘制轴的弯矩图和扭矩图.....	42
4.5 轴的计算简图.....	44
4.6 按弯矩合成强度校核轴的强度.....	44
5 滚动轴承的选择与寿命计算.....	46
5.1 基本概念及术语.....	46
5.2 轴承类型选择.....	47
5.3 按额定动载荷选择轴承.....	48
6 键的选择与强度验算.....	50
6.1 电机轴与中心轮联接键的选择与验算.....	50
6.1.1 键的选择.....	50
6.1.2 键的验算.....	51
6.2 主轴（滚筒轴）与行星架联接键的选择与验算.....	51
6.2.1 键的选择.....	51
6.2.2 键的验算.....	51
6.3 主轴与太阳轮联接键的选择与验算.....	52
6.3.1 键的选择.....	52
6.3.2 键的验算.....	52
6.4 行星架与滚筒联接键的选择与验算.....	53
6.4.1 键的选择.....	53
6.4.2 键的验算.....	53
7 制动器的设计计算.....	55
7.1 制动器的作用与要求.....	55
7.1.1 制动器的作用.....	55
7.1.2 制动器的要求.....	55
7.2 制动器的类型比较与选择.....	55
7.2.1 制动器的类型.....	55
7.2.2 制动器的选择.....	56

7.3 外抱带式制动器结构.....	56
7.4 外抱带式制动器的几何参数计算.....	57
8 主要零件的技术要求.....	69
8.1 对齿轮的要求.....	69
8.1.1 齿轮精度.....	69
8.1.2 对行星轮制造方面的几点要求.....	69
8.1.3 齿轮材料和热处理要求.....	70
小 结.....	71
参考文献.....	72
致 谢.....	73

绪论

我国调度绞车的生产经历了仿制和自行设计两个阶段。50年代测绘仿制了日本、苏联的各型绞车。1958年后，苏联DJ14.5型和日本内齿轮相继淘汰。1960年对调度绞车进行了方案整顿，型号用DJ表示，保留了DJ4.5、DJ11.4型两种规格。从1964年开始自行设计了调度绞车，已投入批量生产。结构为多行星齿轮转动，结构紧凑，体积小，重量轻，操作简单，搬运方便，适于矿山井下使用。近几年各厂加强了新产品的研制工作，对产品的结构进行了很大的改进和创新，在提高寿命、降低噪声方面取得了一定的效果。

调度绞车在国外使用也很普遍，生产厂家也很多。根据目前收集到的资料，苏、法、美、英、波、捷、匈、罗、加拿大、丹麦、瑞典等国家都在制造绞车，有国家从三十年代就已生产。种类繁多，规格较多，拉力小到100kg，大到3600kg。动力有电动、液动和风动。工作机构有单筒、双筒和摩擦式。传统形式有皮带传动、链式传动、齿轮传动、蜗轮传动、液压传动、行星齿轮传动和摆线传动等。其中用行星齿轮传动的比较多。

纵观国内外调度绞车的发展概况，其发展趋势有以下几个特点：

- 1) 向标准化、系列化方向发展；
- 2) 向体积小、重量轻、结构紧凑方向发展；
- 3) 向高效、节能方向发展；
- 4) 向寿命长、低噪音方向发展；
- 5) 向一机多能，通用化方向发展；

- 6) 向大功率方向发展；
- 7) 向外形简单、平滑、美观大方方向发展。

当前我国调度绞车还存在一些不足之处。主要是寿命、噪音、可靠性等综合性技术指标与国外有差距。由于我国尚不具备测试手段，是寿命无法考核，噪声也比较大，目前还不能达到环保卫生部门的要求。在可靠性方面，目前尚无要求。这些反映了我国的产品质量还存在一定差距。所以我国还需要加强对调度绞车这个学科的建设，努力完善各方面测试手段及性能要求。

作为一名机械专业的本科毕业生，针对国内外矿用调度绞车的发展现状，本文选题矿用调度绞车设计。采用行星齿轮传动，绞车具有结构紧凑、刚性好、效率高、安装移动方便、起动平稳、操作灵活、制动可靠、噪音低等特点。绞车的电气设备具有防爆性能，可用于有煤尘及瓦斯的矿井。

本文所做的基本工作：

- 1) 设计完成总体装配图设计；
- 2) 设计完成主减速器装配图设计；
- 3) 完成主要传动组件、零件的工作图设计；
- 4) 编写完成整体设计计算说明书。

1 调度绞车的总体设计

1.1 设计参数

最大牵引力：6KN；

容绳量：150m

平均速度：0.6m/s~1.2m/s

1.2 结构特征与工作原理

绞车由下列主要部分组成。电动机、滚筒、行星齿轮传动装置、刹车装置和机座。在结构上采用两级行星齿轮传动，分别布置在主轴的两端，主轴贯穿滚筒，左端支承在左支架上，右端支承在右支架上，电动机采用法兰盘固定在左支架上。

绞车的传动系统见附图：

- 1) 如果将左侧制动闸刹住，右侧工作闸松开，此时滚筒被刹住，行星轮架 3 与滚筒相连接，也不旋转，行星齿轮 Z_5 不作公转只作自转，同时带动内齿轮 Z_6 空转（此为停止状态）；
- 2) 如果将左侧制动闸松开，右侧工作闸刹住，内齿轮 Z_6 停止不转，行星齿轮 Z_5 除作自转外，还要作公转，带动行星轮架 3 转动，滚筒与行星轮架相连接，也旋转起来，即可进行牵引（此为工作状态）；
- 3) 如果两侧闸都松开，行星轮架 3 呈浮动状态，牵引绳可以带动滚筒反向松绳（此为下放状态）。

1.3 选择电动机

1.3.1 电动机输出功率的计算

已知：最大拉力： $F=6\text{KN}$

最低绳速： $V_{\min} = 0.6\text{m/s}$

$$\text{则： } P' = \frac{F \times V}{1000 \times \eta} (\text{kW}) \quad (1.1)$$

根据传动方案图 1-1 可得：

$$\text{总传动效率 } \eta \quad \eta = \eta_1^{11} \times \eta_2 = 0.99^{11} \times 0.97 = 0.86$$

式中： 轴承的效率 η_1 为 0.99；

行星轮传动效率 η_2 为 0.97。

1.3.2 确定电动机的型号

按公式(1.1)可计算出电动机的输出功率:

$$p' = \frac{F \times V}{1000 \times \eta} = \frac{6 \times 1000 \times 0.6}{1000 \times 0.86} = 4.2 \text{KW}$$

电动机所需的额定功率 P 与电动机输出功率 P' 之间有以下关系:

$$P \geq K_A \times P' \quad (1.2)$$

其中: K_A —用以考虑电动机和工作机的运转等外部因素引起的附加动载荷而引入的系数, 取 $K_A = 1$

由式(1.2)可计算出额定功率 P : $P \geq 1 \times 4.2 = 4.2 \text{KW}$, 圆整取 $P = 5.5 \text{KW}$ 。

同时, 绞车井下使用, 条件比较恶劣, 要求电动机必须具有防爆功能, 查《机械零件设计手册》, 得到电动机的型号: YB2-132S-4。

额定功率 $P = 5.5 \text{KW}$, 实际转速 $n = 1440 \text{r/min}$;

$$\frac{\text{最大转矩}}{\text{额定转矩}} = 2.4;$$

$$\frac{\text{堵转转矩}}{\text{额定转矩}} = 2.3;$$

$$\frac{\text{堵转电流}}{\text{额定电流}} = 7.0;$$

其外形尺寸: 长×宽×高 = 515×365×470;

电机中心高度 H : $H = 132 \text{mm}$;

电动机轴直径×长度: 28×80 (mm)。

2 滚筒及其部件的设计

2.1 钢丝绳的选择

选择钢丝绳时，应根据使用条件和钢丝绳的特点来考虑。我国提升钢丝绳多用同向捻绳，至于是左捻还是右捻，我国的选择原则是：绳的捻向与绳在卷筒上的缠绕螺旋线方向一致。我国单绳缠绕式提升机多为右螺旋缠绕，故应选右捻绳，目的是防止钢丝绳松捻；多绳摩擦提升为了克服绳的旋转性给容器导向装置造成磨损，一般选左、右捻各一半。

由于调度绞车是用以调度车辆的一种绞车，常用于井下采区、煤仓用装车站调度室、牵引矿车，湿度较大，酸碱度很高，为了增加钢丝绳的搞腐蚀能力，延长它的使用寿命。因此选择镀锌钢丝绳。因为镀锌以后，对于防腐蚀及防锈有很好的效果。

钢丝绳的安全系数取 $K = 5$ ，则钢丝绳所能承受的拉力 F 需满足以下的

要求： $F \geq 5 \times F_{\text{拉}}$ 其中： $F_{\text{拉}} = 6\text{KN}$

则： $F \geq 30\text{KN}$

查《矿井运输提升》表 2-2（2）

选择：绳 6×19 股 $(1+6+12)$

绳纤维芯，钢丝绳表面镀络。

其主要参数如下：

钢丝绳直径： $\phi 9.3\text{mm}$

钢丝直径： $\phi 0.6\text{mm}$

钢丝总断面面积：32.22mm²

参考重力：304.5N/mm²

钢丝绳公称抗拉强度：1550Mpa

钢丝破断拉力总和 $\sum S$ ：≥ 49900N

2.2 滚筒的设计计算

2.2.1 滚筒直径

$$D \geq (16 \sim 20) \times d$$

式中， d —钢丝绳直径， $d = 9.3\text{mm}$

则： $D \geq (16 \sim 20) \times 9.3 = 148.8 \sim 186(\text{mm})$

取 $D = 180\text{mm}$

2.2.2 滚筒宽度

滚筒的宽度直接影响到最终产品的宽度，因此它的宽度不能太宽。滚筒的宽度太窄的话，就会显得不协调。最好是在画图的过程中把它定下来，这样有利于整体的配合。让人看起来协调、美观、大方。根据总装图，我们定下来的滚筒宽度为 $B = 240\text{mm}$ 。

2.2.3 滚筒的外径

滚筒的容绳量，我们设定为150mm

，据以上设计可知，每一层缠绕的圈数 n ：

$$n = 240 / 9.3 = 25(\text{圈})$$

每一圈所缠绕的长度 l ：

$$l = 2 \times \pi \times R = 2 \times 3.14 \times 180 / 2 = 565\text{mm}$$

∴ 钢丝绳的缠绕层数为 $150 / (25 \times 0.565) = 10(\text{层})$

则：滚筒的外径 D_1 ：

$$D_1 > D + 2 \times 5 \times d$$

式中， d 为钢丝绳直径， $d = 9.3\text{mm}$

$$\therefore D_1 > 180 + 2 \times 5 \times 9.3 = 366\text{mm}$$

取外径 $D_1 = 366\text{mm}$ ，可算出最大速度 v_1 。

$$\begin{aligned} \text{转速 } n &= \frac{60 \times 1000 \times v}{\pi \times D} \\ &= \frac{60 \times 1000 \times 0.6}{3.14 \times 180} \\ &= 63.7(\text{r/min}) \end{aligned}$$

$$\text{由于 } \frac{60 \times 1000 \times v_1}{\pi \times D_1} = n,$$

$$\text{即 } \frac{60 \times 1000 \times v_1}{\pi \times 240} = 63.7$$

可得 $v_1 = 1.2\text{m/s}$ ，同已知的最高速度一样，所以符合条件。

3 减速器设计

3.1 总传动比及传动比分配

3.1.1 总传动比

$$i = \frac{n}{n'} \quad (3.1)$$

式中， n 为电动机转速 n' 为滚筒转速

据滚筒及其部件设计，滚筒直径 $D = 180\text{mm}$

$$\text{则 } n' = \frac{60 \times 1000 \times v}{\pi \times D} = \frac{60 \times 1000 \times 0.6}{3.14 \times 180} = 57.32\text{r/min}$$

所以，总传动比 $i' = n/n' = 1440/57.32 = 25.12$

在传递动力时，行星轮数目越多越容易发挥行星齿轮传动的优点，但是行星数目的增加会使其载荷均衡困难，而且由于邻接条件限制又会减小传动比的范围。因而在设计行星齿轮传动时，通常采用 3 个或 4 个，特别是 3 个行星轮。取行星轮的数目为 3。

因为行星轮数目 $n_w = 3$ ，传动范围只有 $i_{AX}^B = 2.1 \sim 13.7$ ，故选用两级行星齿轮传动机构。

3.1.2 传动比分配

多级行星齿轮传动的传动比分配原则是各级传动之间等强度，并希望获得最小的外廓尺寸，在两级 NGW 型行星齿轮传动中，用角标 I 表示高速级参数，II

表示低速级参数。设高速级和低速级外啮合齿轮材料，齿面硬度相同，则 $\sigma_{H\lim I} = \sigma_{H\lim II}$ ；取行星轮数目 $n_w = 3$ ；对于两级 NGW 型行星齿轮传动，可使低速级内齿轮分度圆直径 d_{bII} 与高速级内齿轮分度圆直径 d_{bI} 之比接近于 1，之比值用 B 表示，通常令 $B = 1 \sim 1.2$ ，并取 $B = 1.2$ ；取载荷不均匀系数 $K_{CI} = K_{CII}$ ；取齿宽系数 $\varphi_{d2}/\varphi_{d1} = 1.2$ 。

两级 NGW 型行星齿轮传动的传动比分配可利用图 17.2-4 《机械设计手册》，图中 i_1 和 i 分别为高速级及总的传动比， E 可按式计算

$$E = AB^3$$

$$A = \frac{n_{wII} \varphi_{dII} K_{CI} K_{V1} K_{H\beta} Z_{NII}^2 Z_{WII}^2 \sigma_{H\lim II}^2}{n_{wI} \varphi_{dI} K_{CII} K_{VII} K_{H\beta I} Z_{NI}^2 Z_{WI}^2 \sigma_{H\lim I}^2}$$

式中 n_w ——行星轮数目； φ_d ——齿宽系数；

K_C ——载荷不均匀系数见表 17.2-16；查《机械设计手册》

$K_{H\beta}$ ——接触强度的齿向载荷分布系数； K_V ——动载系数；

Z_N ——接触强度的寿命系数； Z_W ——工作硬化系数；

$\sigma_{H\lim}$ ——计算齿轮的接触疲劳极限，取值查第 16 篇第 2 章。查

《机械设计手册》

K_V 、 $K_{H\beta}$ 、 Z_N^2 的比值，可用类比法进行试凑，或取三项比值的乘

积 $\left(\frac{K_{V1} K_{H\beta} Z_{NII}^2}{K_{VII} K_{H\beta I} Z_{NI}^2} \right)$ 等于 1.8~2.0。取 $\frac{K_{V1} K_{H\beta} Z_{NII}^2}{K_{VII} K_{H\beta I} Z_{NI}^2} = 1.9$

如全部齿轮硬度 $HBS > 350$ ，可取 $\frac{Z_{WII}^2}{Z_{WI}^2} = 1$ 。

$$\therefore A = \frac{n_{wII} \varphi_{dII} K_{Cl} K_{V1} K_{H\beta} Z_{NII}^2 Z_{WII}^2 \sigma_{H\lim II}^2}{n_{wI} \varphi_{dI} K_{CII} K_{VII} K_{H\beta I} Z_{NI}^2 Z_{WI}^2 \sigma_{H\lim I}^2} = 1.2 \times 1.9 = 2.28$$

由公式 $E = AB^3$ 可计算出 E 值：

再使用图 17.2-4 《机械设计手册》，即可查出 NGW 型两级行星齿轮传动的传动比分配，图中 i_1 和 i 分别为高速级及总的传动比，如果最后标得的 E 值大于 6，则取 $E = 6$ 。

$$E = AB^3 = 2.28 \times 1.2^3 = 3.94$$

由图 17.2-4，查得 $i_1 = 5.1$

$$那么低速级传动比 \quad i_{II} = \frac{i}{i_1} = \frac{22.61}{5.1} = 4.4333。$$

3.2 高速级计算

3.2.1 配齿计算

确定齿数应满足的条件：

行星齿轮传动各齿轮齿数的选择，除去应满足渐开线圆柱齿轮齿数的选择，还须满足其传动比条件、同心条件、装配条件和邻接条件。

通常电动滚筒中取行星轮数目 $n_w = 3$ ，过多会使其载荷均衡困难，过少又发挥不了行星齿轮传动的优点，由于 $i_{AX}^B = 5.1$ 距可能达到的传动比极限值较远，所以可不检验邻接条件。

各轮齿数按公式

$$\frac{i_{AX}^B z_A}{n_w} = c$$

进行配齿计算，计算中根据 i_{AX}^B 并适当调整，使 c 等于整数，再求出 z_A ， z_A 应尽可能取质数，并使 $z_A/n_w \neq$ 整数。

$$\text{则} \quad \frac{i_{AX}^B z_A}{n_w} = \frac{5.1 \times z_A}{3} = 34 \quad z_A = 20$$

$$z_B = cn_w - z_A = 34 \times 3 - 20 = 82$$

$$z_C = \frac{1}{2}(z_B - z_A) = \frac{1}{2} \times (82 - 20) = 31$$

这些符合 z_A 取质数， $z_A/n_w \neq$ 整数， $z_B/n_w \neq$ 整数，且 z_B/z_C 及 z_A/z_C 无公约数， $c/n_w \neq$ 整数的 NGW 型配齿要求。

3.2.2 变位方式及变位系数的选择

在渐开线行星齿轮传动中，合理采用变位齿轮可以获得如下效果：获得准确的传动化、改善啮合质量和提高承载能力，在保证所需传动比前提下得到合理的中心距、在保证装配及同心等条件下使齿数的选择具有较大的灵活性。

常用行星齿轮传动的变位方法及变位系数可按表 13-5-13 及 13-5-4、图 13-5-5 和图 13-5-6 确定。参考《机械零件设计手册》

此行星齿轮传动采用的变位方式为高变位；

表 13-5-13 《机械零件设计手册》详细说明了高变位的系数的选择的情况：

(1) $i_{AX}^B < 4$ 太阳轮负变位，行星轮和内齿轮正变位。即： $-x_A = x_C = x_B$

x_A 和 x_C 按图 13-5-4 及图 13-5-5 确定。选《机械零件设计手册》

(2) $i_{AX}^B \geq 4$ 太阳轮正变位，行星轮和内齿轮负变位。即： $x_A = -x_C = -x_B$

x_A 和 x_C 按图 13-5-4 及图 13-5-5 确定。选《机械零件设计手册》

由于 $i_{AX}^B = 5.1 \geq 4$ ，故 $x_A = -x_C = -x_B$ 查得 $x_A = 0.3$ ， $x_C = x_B = -0.3$

3.2. 初算传动的中心距和模数

$$\text{输入转矩 } T_1 = 9550 \frac{P}{n_1} = 9550 \frac{4.2}{1440} = 23.2(\text{N} \cdot \text{m})$$

因传动中有一个或两个基本构件浮动动作为均载机构，且齿轮精度低于 6 级，所以取载荷不均匀系数 $K_c = K_{CH} = K_{CF} = 1.15$ 。

在一对 A-C 传动中，小齿轮（太阳轮）传递的扭矩

$$T_{A1} = \frac{T_1}{n_w} K_c = \frac{23.2}{3} \times 1.15 = 8.9(\text{N} \cdot \text{m})$$

全面硬齿面的外啮合，在对称，中等冲击载荷时：精度采用 8-7-7 GB/T100951-2001。使用的综合系数 $K = 2.0 \sim 2.8$

考虑电动滚筒加工和使用的实际条件，取 $K = 2.4$ 。齿数比

$$u = \frac{z_C}{z_A} = \frac{31}{20} = 1.55$$

太阳轮和行星轮的材料用 40Cr 钢表面的影响系数。调质处理后 HBS240~285，取 $\sigma_{H\lim} = 1100\text{N}/\text{mm}^2$ 。

齿宽系数 $\varphi_a = b/a$ （GB10098—88）线偏斜可以忽略因齿面硬度 $HB > 350$ ，则取 $\varphi_a = 0.30$ 。

按接触强度初算中心距 a 公式：

$$a = 484(u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{KT_A}{\varphi_a \sigma_{H\lim}^2 u}} \quad (3.2)$$

由公式(3.2)可计算出中心距（内啮合用“-”号）：

$$a = 484 \times (1.55 + 1) \times \sqrt[3]{\frac{2.4 \times 8.9}{0.3 \times 1100^2 \times 1.55}} = 41.48(\text{mm})$$

求模数 m

$$m = \frac{2a}{z_A + z_C} = \frac{2 \times 41.48}{20 + 31} = 1.63$$

1) 计算 A-C 传动的实际中心距和啮合角 a'_{AC} 取模数 $m_1 = 3\text{mm}$ （渐开线齿轮标准模数（GB1357-87）），则实际中心距

$$a_{AC1} = \frac{m_1}{2}(z_A + z_C) = \frac{3}{2} \times (20 + 31) = 76.5(\text{mm})$$

因为直齿轮高变位，则

$$Y_{AC1} = \frac{a' - a_{AC}}{m_1} = \frac{76.5 - 76.5}{3} = 0$$

$$\cos a'_{AC} = \frac{a_{AC1}}{a'} \cos \alpha = \frac{76.5}{76.5} \cos 20^\circ = \cos 20^\circ$$

所以啮合角 $a'_{AC} = 20^\circ$

2) 计算 C-B 传动的中心距和啮合角 a'_{CB}

实际中心距：

$$a_{CBI} = \frac{m_1}{2}(z_B - z_C) = \frac{3}{2} \times (82 - 31) = 76.5(\text{mm})$$

因为中心距变动系数 $Y_{CBI} = \frac{a' - a_{CBI}}{m_1} = \frac{76.5 - 76.5}{3} = 0$ ，所以啮合角

$$a'_{CB} = 20^\circ。$$

3.2.4 几何尺寸计算

按高变位齿轮传动的几何计算 A、C、B 三轮的集合尺寸。

1) 分度圆直径

$$d_{A1} = m_1 z_A = 3 \times 20 = 60\text{mm} \quad d_{C1} = m_1 z_C = 3 \times 31 = 93\text{mm}$$

$$d_{B1} = m_1 z_B = 3 \times 82 = 246\text{mm}$$

2) 齿顶高

$$h_{aA1} = (h_a^* + x_A) m_1 = (1 + 0.3) \times 3 = 3.9\text{mm}$$

$$h_{aC1} = (h_a^* + x_C) m_1 = (1 - 0.3) \times 3 = 2.1\text{mm}$$

$$h_{aB1} = (h_a^* - \Delta h_a^* - x_B) m_1$$

$$\text{式中 } \Delta h_a^* = \frac{7.55(1 - x_B)^2}{z_B} = \frac{7.55(1 + 0.3)^2}{82} = 0.156；$$

$$h_{aB1} = (1 - 0.156 + 0.3) \times 3 = 3.432\text{mm}。$$

3) 齿根高

$$h_{fA1} = (h_a^* + c^* - x_A) m_1 = (1 + 0.25 - 0.3) \times 3 = 2.85\text{mm}$$

$$h_{fC1} = (h_a^* + c^* - x_C) m_1 = (1 + 0.25 + 0.3) \times 3 = 4.65\text{mm}$$

$$h_{fB1} = (h_a^* + c^* + x_B)m_1 = (1 + 0.25 - 0.3) \times 3 = 2.85\text{mm}$$

4) 齿高

$$h_{A1} = h_{aA1} + h_{fA1} = 3.9 + 2.85 = 6.75\text{mm}$$

$$h_{C1} = h_{aC1} + h_{fC1} = 2.1 + 4.65 = 6.75\text{mm}$$

$$h_{B1} = h_{aB1} + h_{fB1} = 3.432 + 2.85 = 6.282\text{mm}$$

5) 齿顶圆直径

$$d_{aA1} = d_{A1} + 2h_{aA1} = 60 + 2 \times 3.9 = 67.8\text{mm}$$

$$d_{aC1} = d_{C1} + 2h_{aC1} = 93 + 2 \times 2.1 = 97.2\text{mm}$$

$$d_{aB1} = d_{B1} - 2h_{aB1} = 246 - 2 \times 3.432 = 239.136\text{mm}$$

6) 齿根圆直径

$$d_{fA1} = d_{A1} - 2h_{fA1} = 60 - 2 \times 2.85 = 54.3\text{mm}$$

$$d_{fC1} = d_{C1} - 2h_{fC1} = 93 - 2 \times 4.65 = 83.7\text{mm}$$

$$d_{fB1} = d_{B1} + 2h_{fB1} = 246 + 2 \times 2.85 = 251.7\text{mm}$$

7) 齿宽:

查《机械设计手册》表 13-1-79, 即: 齿宽系数 ψ_d 的推荐范围表。

查表得: $\psi_d = 0.4 \sim 0.9$, 取 $\psi_d = 0.8$

太阳轮齿宽 b_A : $b_A = \psi_d d_{A1} = 0.8 \times 60 = 48\text{mm}$;

行星轮齿宽 b_C : $b_C = b_A - (5 \sim 10) = 43 \sim 38\text{mm}$ 取 $b_C = 42\text{mm}$;

内齿轮齿宽 b_B : $b_B = 42\text{mm}$ 。

3.2.5 验算传动的接触强度和弯曲强度

1) 动载系数 K_v 和速度系数 Z_v

动载系数 K_v 和速度系数 Z_v 按齿轮相对于行星架 X 的圆周速度

$$v^x = \frac{\pi d_A (n - n_X)}{60 \times 1000} \text{ (m/s)}, \text{ 查图 13-1-18 (或按表 13-1-90 和表 13-1-84 计}$$

算) 和图 13-1-28 (或按表 13-1-107 计算) 求出。查看《机械设计手册》。

K_v 和 Z_v 所用的圆周速度用相对于行星架的圆周速度：

$$\begin{aligned} v^x &= \frac{\pi d_A (n - n_X)}{60 \times 1000} = \frac{\pi d_A n_1 \left(1 - \frac{1}{i_1}\right)}{1000 \times 60} = \frac{\pi \times 60 \times 1440 \times \left(1 - \frac{1}{5.1}\right)}{1000 \times 60} \\ &= 3.635 \text{ (m/s)} \end{aligned}$$

动载系数 K_v

K_v 是用来考虑齿轮副在啮合过程中，因基节误差、齿形误差而引起的内部附加动载荷对轮齿受载的影响。

对于圆柱齿轮传动，可取 $K_v = 1.05 \sim 1.4$ 取 1.06

速度系数 Z_v 由《机械设计手册》查得 $Z_v = 0.96$

2) 齿向载荷分布系数 $K_{H\beta}$ 、 $K_{F\beta}$

如果 NGW 型和 NW 型行星齿轮传动的内齿轮宽度与行星轮分度圆直径的比值小于或等于 1 时，可取 $K_{F\beta} = K_{H\beta} = 1$ 。

另外在 NGW 型和 NW 型行星齿轮传动的内齿轮宽度与行星轮分度圆直径的比值小于或等于 1 时，可取 $K_{F\beta} = K_{H\beta} = 1$ 。

3) 求齿间载荷分配系数 $K_{H\alpha}$ 及 $K_{F\alpha}$

先求端面重合度 ε_{α} ：

$$\varepsilon_{\alpha} = \frac{1}{2\pi} \left[z_A (\tan \alpha_{a1} - \tan \alpha) + z_C (\tan \alpha_{a2} - \tan \alpha) \right]$$

式中 $\alpha_{a1} = \arccos \frac{d_{A1} \cos \alpha}{d_{aA1}} = \arccos \frac{60 \times 0.9397}{67.8} = 33.74^\circ$

$$\alpha_{a2} = \arccos \frac{d_{C1} \cos \alpha}{d_{aC1}} = \arccos \frac{93 \times 0.9397}{97.2} = 26^\circ$$

$$\begin{aligned} \text{则 } \varepsilon_{\alpha} &= \frac{1}{2 \times \pi} \left[20 (\tan 33.74^\circ - \tan 20^\circ) + 31 (\tan 26^\circ - \tan 20^\circ) \right] \\ &= \frac{1}{2 \times \pi} \left[20 \times (0.668 - 0.364) + 31 \times (0.488 - 0.364) \right] \\ &= 1.58 \end{aligned}$$

因为是直齿齿轮，总重合度 $\varepsilon_{\gamma} = \varepsilon_{\alpha}$

$$K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = 0.645 \varepsilon_{\gamma} = 0.645 \times 1.58 = 1.02$$

节点区域系数 Z_H ： $Z_H = Z'_H - 0.00833(\beta - 8)$ 式中 $\beta = 0$

$$Z'_H = 4.88 \times (0.71 - Y)^2$$

$$Y = \frac{x_C + x_A}{z_C + z_A} = \frac{-0.3 + 0.3}{31 + 20} = 0$$

$$\therefore Z_H = 4.88 \times 0.71^2 - 0.00833 \times (-8) = 2.53$$

弹性系数 Z_E ：

$$Z_E = \frac{1}{2} \sqrt{E(1-\gamma)} = \frac{1}{2} \sqrt{206000(1-0.3)} = 189.8 \sqrt{N/mm^2}$$

接触强度计算的重合度系数 Z_ϵ :

$$Z_\epsilon = \sqrt{\frac{4-\epsilon_\alpha}{3}} = \sqrt{\frac{4-1.58}{3}} = 0.898$$

接触强度计算的螺旋角系数 Z_β :

$$Z_\beta = \sqrt{\cos \beta} = \sqrt{\cos 0} = 1$$

接触强度计算的寿命系数 Z_V : $Z_V = 0.96$

因为当量循环次数 $N_e > 5 \times 10^7$, 则 $Z_N = 1$ 。

最小安全系数 $S_{H \min}$: 取 $S_{H \min} = 1$

润滑剂系数 Z_L , 考虑用 N46 机械油作为润滑冷却剂, 取 $Z_L = 0.93$ 。

粗糙度系数 Z_R : 取 $Z_R = 1.0$ 。 齿面工作硬化系数 Z_W : 取 $Z_W = 1$ 。

接触强度计算的尺寸系数 Z_X : $Z_X = 1$

4) A-C 传动接触强度验算

计算接触应力 σ_H :

$$\begin{aligned} \sigma_H &= \sqrt{\frac{F_t}{d_1 b} i^\alpha \frac{u+1}{u} i^\alpha K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha} i^\alpha Z_H Z_E Z_\epsilon Z_\beta} \\ &= \sqrt{\frac{2000 T_A}{d_{A1}^2 \times 0.3 a} i^\alpha \frac{1.55+1}{1.55} \times 1 \times 1.068 \times 1 \times 1.02 \times 2.53 \times 189.8 \times 0.898 \times 1} \\ &= \sqrt{\frac{2000 \times 8.9}{60^2 \times 0.3 \times 76.5} \times \frac{1.55+1}{1.55} \times 1 \times 1.068 \times 1 \times 1.02 \times 2.53 \times 189.8 \times 0.898 \times 1} \end{aligned}$$

$$= 266(\text{N/mm}^2)$$

许用接触应力 σ_{HP} :

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hlim} Z_N}{S_{Hmin}} Z_L Z_V Z_R Z_W Z_X$$

其强度条件: $\sigma_H \leq \sigma_{HP}$

$$\text{则 } S_{Hmin} \geq \frac{\sigma_H}{Z_N Z_L Z_V Z_R Z_W Z_X} \leq \sigma_{Hlim}$$

$$1 \times \frac{266}{1 \times 0.93 \times 0.96 \times 1 \times 1 \times 1} = 299(\text{N/mm}^2) < \sigma_{Hlim} = 1100 \text{N/mm}^2$$

计算结果, A-C 接触强度通过。用 40Cr 钢 (40MnB 钢) 调质后表面淬火, 安全可靠。

5) A-C 传动弯曲强度验算

齿根应力为:

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b m_n} K_A K_V K_{F\beta} K_{F\alpha} Y_{Fa} Y_{Sa} Y_\varepsilon Y_\beta (\text{N/mm}^2) \quad (3.3)$$

式中, Y_{Fa} ——齿形系数, 考虑当载荷作用于齿顶时齿形对弯曲应力的影响, 与齿数、变位系数有关, 与模数无关。标准齿轮齿形系数可查表 10-5 《机械设计》课本。

Y_{Sa} ——应力修正系数, 考虑齿根过渡曲线处的应力集中及其他应力对齿根应力的影响, 与齿数、变位系数有关, 与模数无关。标准齿轮应力修正系数可查表 10-5 《机械设计》课本。

Y_ε ——

重合度系数，是将载荷作用于齿顶时的齿根弯曲应力折算为载荷作用在单齿对啮合区上界点时齿根弯曲应力的系数， $Y_\varepsilon = 0.25 + 0.75/\varepsilon_\alpha$

相啮合的大、小齿轮，由于其齿数不同，两轮的 Y_{Fa} 和 Y_{Sa} 不相等，故它们的弯曲应力一般是不相等的，而且，当大、小齿轮的材料及热处理不同时，其许用应力也不相等，所以进行轮齿的弯曲疲劳强度校核时，大、小齿轮应分别计算。

由表 10-5 查得：小轮： $Y_{FaA} = 2.8$ 大轮： $Y_{FaC} = 2.51$

小轮： $Y_{SaA} = 1.55$ 大轮： $Y_{SaC} = 1.62$

重合度系数 $Y_\varepsilon = 0.25 + 0.75/\varepsilon_\alpha = 0.25 + 0.75/1.58 = 0.725$

式中， Y_β ——螺旋角系数；因为是直齿轮，所以取 $Y_\beta = 1$

由公式(3.3)计算：

$$\begin{aligned}\sigma_F &= \frac{F_t}{bm_n} K_A K_V K_{F\beta} K_{F\alpha} Y_{Fa} Y_{Sa} Y_\varepsilon Y_\beta \\ &= \frac{2000T_{A1}}{d_{A1} \times 0.3am_1} \times 1 \times 1.068 \times 1 \times 1.02 \times 2.8 \times 1.62 \times 0.725 \times 1 \\ &= \frac{2000 \times 8.9}{60 \times 0.3 \times 76.5 \times 3} \times 1 \times 1.068 \times 1 \times 1.02 \times 2.8 \times 1.62 \times 0.725 \times 1 \\ &= 15.44 (\text{N/mm}^2)\end{aligned}$$

考虑到行星轮轮齿受力可能出现不均匀性，齿根最大应力

$$\sigma_{F\max} = \sigma_F \times 1.5 = 15.44 \times 1.5 = 23.16 (\text{N/mm}^2)$$

由强度条件 $\sigma_{FP} \geq \sigma_{Fmax}$

$$\text{即 } \sigma_{FP} \approx \frac{\sigma_{Flim} Y_{ST}}{S_{Fmin}} \geq \sigma_{Fmax}$$

$$\text{则 } \sigma_{Flim} \geq \frac{\sigma_{Fmax} S_{Fmin}}{Y_{ST}} \quad (3.4)$$

式中， S_{Fmin} ——弯曲强度计算的最小安全系数，由于断齿破坏比点蚀破坏具有更严重的后果，所以通常设计时，弯曲强度的安全系数应大于接触强度的安全系数， $S_{Fmin} = 1.4 \sim 3$ ，取 $S_{Fmin} = 1.4$

$$\text{公式(3.4)算出齿根最大应力: } \frac{\sigma_{Fmax} S_{Fmin}}{Y_{ST}} = \frac{23.16 \times 1.4}{2} = 16.212 (\text{N/mm}^2)$$

由《机械设计》课本查取：40Cr 调质、表面淬火 $\sigma_{Flim} = 350 \text{N/mm}^2$ 。

A-C 传动改用材质后，弯曲强度验算也通过。（参考图 6-3 查取）

3.2.6 验算传动接触强度和弯曲强度

1) 根据 A-C 传动的 σ_H 来确定 C-B 传动的接触应力 σ_{HCB} ，因为 C-B

传动为内啮合， $u = \frac{z_B}{z_C} = \frac{82}{31} = 2.645$ ，所以

$$\sigma_{HCB} = \sigma_H \sqrt{\frac{2.645-1}{2.645}} / \sqrt{\frac{1.55+1}{1.55}} = 266 \times 0.615 = 163.6 (\text{N/mm}^2)$$

2) 核算内齿轮材料的接触疲劳极限 σ_{Hlim}

由 $\sigma_{HP} \geq \sigma_{HCB}$ ， $\sigma_{Hlim} \geq \frac{\sigma_{HCB}}{Z_N Z_L Z_V Z_R Z_W Z_X} S_{Hmin}$ ，即：

$$S_{Hmin} \geq \frac{\sigma_{HCB}}{Z_N Z_L Z_V Z_R Z_W Z_X} \leq \sigma_{Hlim}$$

式中， S_{Hmin} ：接触强度计算的最小安全系数，通常 $S_{Hmin} = 1 \sim 1.5$

取 $S_{Hmin} = 1$

$$\text{则 } 1 \times \frac{163.6}{1 \times 0.93 \times 0.96 \times 1 \times 1 \times 1} = 183.244 (\text{N/mm}^2) < \sigma_{Hlim}$$

45号钢调 $\sigma_{Hlim} = 570 \text{N/mm}^2 > 183.244 \text{N/mm}^2$ ，则内齿轮用45号钢调质钢，调质硬度 HB229~286，接触强度符合要求。

3) 弯曲强度的验算

只对内齿轮进行验算，计算齿根应力，其大小和 A-C 传动的外啮合一样，即 $\sigma_F = 15.44 \text{N/mm}^2$ $\sigma_{Fmax} = 23.16 \text{N/mm}^2$

$$\begin{aligned} \text{由强度条件 } \sigma_{FP} \geq \sigma_{Fmax} \text{ 得 } \sigma_{Flim} &\geq \frac{\sigma_{Fmax} S_{Fmin}}{Y_{ST}} \\ &= \frac{23.16 \times 1.4}{2} = 16.212 \text{N/mm}^2 \end{aligned}$$

45号钢调 $\sigma_{Flim} = 220 \text{N/mm}^2 > 16.212 \text{N/mm}^2$ ，所以 C-B 传动中的内齿轮弯曲强度符合要求。

3.3 低速级计算

3.3.1 配齿计算

由高速级计算得 $i_{11} = 4.4333$ ，由于 $i_{AX}^B = 4.4333$ 距可能达到的传动比极限值较远，所以可不检验邻接条件。

各轮齿数按公式

$$\frac{i_{AX}^B z_A}{n_w} = c$$

进行配齿计算，计算中根据 i_{AX}^B 并适当调整，使 c 等于整数，再求出

z_A ，

z_A 应尽可能取质数，并使 $z_A/n_w \neq$ 整数。

$$\text{则 } \frac{i_{AX}^B z_A}{n_w} = \frac{4.4333 \times z_A}{3} = 46 \quad z_A = 31$$

$$z_B = cn_w - z_A = 46 \times 3 - 31 = 107$$

$$z_C = \frac{1}{2}(z_B - z_A) = \frac{1}{2} \times (107 - 31) = 38$$

这些条件符合 z_A 取质数， $z_A/n_w \neq$ 整数， $z_B/n_w \neq$ 整数，且 z_B/z_C 及 z_A/z_C 无公约数， $c/n_w \neq$ 整数的 NGW 型配齿要求，而且 $z_B > 100$ 不是质数，以便于加工。速比误差

$$\frac{i - i_1 i_{11}}{i} = \frac{22.61 - 5.1 \times 4.4333}{22.61} = 0。$$

3.3.2 变位方式及变位系数的选择

在渐开线行星齿轮传动中，合理采用变位齿轮可以获得如下效果：获得准确的传动比、改善啮合质量和提高承载能力，在保证所需传动比前提下得到合理的中心距、在保证装配及同心等条件下使齿数的选择具有较大的灵活性。变位齿轮有高变位和角变位，两者在渐开线行星齿轮传动中都有应用。高变位主要用于消除根切和使相啮合齿轮的滑动比及弯曲强度大致相等。角变位主要用于更灵活地选择齿数，拼凑中心距，改善啮合特性及提高承载能力。由于高变位的应用在某些情况下受到限制，因此角变位在渐开线行星齿轮传动中更为广泛的应用。

常用行星齿轮传动的变位方法及变位系数可按表 13-5-13 及 13-5-4、图 13-5-5 和图 13-5-6 确定。参考《机械零件设计手册》

此行星齿轮传动采用的变位方式为高变位：

表 13-5-13 《机械零件设计手册》详细说明了高变位的系数的选择的情况：

1) $i_{AX}^B < 4$ 太阳轮负变位，行星轮和内齿轮正变位。即：

$$-x_A = x_C = x_B$$

x_A 和 x_C 按图 13-5-4 及图 13-5-5 确定。选《机械零件设计手册》

2) $i_{AX}^B \geq 4$ 太阳轮正变位，行星轮和内齿轮负变位。即：

$$x_A = -x_C = -x_B$$

x_A 和 x_C 按图 13-5-4 及图 13-5-5 确定。选《机械零件设计手册》

由于 $i_{AX}^B = 4.4333 \geq 4$ ，故 $x_A = -x_C = -x_B$

查得 $x_A = 0.3$ ， $x_C = x_B = -0.3$

3.3.3 初算太阳轮行星轮传动的中心距和模数

低速级输入扭矩：

$$T_{II} = T_I i_1 \eta = 23.2 \times 5.1 \times 0.98 = 114.77 (\text{N} \cdot \text{m})$$

因传动中有一个或两个基本构件浮动动作为均载机构，且齿轮精度低于 6 级，所以取载荷不均匀系数 $K_c = K_{CH} = K_{CF} = 1.15$ 。

在一对 A-C 传动中，小齿轮（太阳轮）传递的扭矩

$$T_{AIII} = \frac{T_{II}}{n_w} K_c = \frac{114.77}{3} \times 1.15 = 44 (\text{N} \cdot \text{m})$$

全面硬齿面的外啮合，在对称，中等冲击载荷时：精度采用 8-7-7 GB/T100951-2001。使用的综合系数 $K = 2.0 \sim 2.8$ 。

考虑电动滚筒加工和使用的实际条件，取 $K = 2.4$ 。齿数比

$$u = \frac{z_C}{z_A} = \frac{38}{31} = 1.23$$

太阳轮和行星轮的材料和高速级一样，改用 40Cr 调质处理，齿面硬度 HRS240~285，取 $\sigma_{Hlim} = 1100 \text{N/mm}^2$ 。

齿宽系数 $\varphi_a = b/a$ （GB10098—88）线偏斜可以忽略因齿面硬度 HB>350，则取 $\varphi_a = 0.35$ 。

按接触强度初算中心距 a 公式：

$$a = 484(u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{KT_A}{\varphi_a \sigma_{Hlim}^2 u}}$$

计算中心距（内啮合用“-”号）：

$$a = 484 \times (1.23 + 1) \times \sqrt[3]{\frac{2.4 \times 44}{0.35 \times 1100^2 \times 1.23}} = 63.4(\text{mm})$$

求模数 m

$$m = \frac{2a}{z_A + z_C} = \frac{2 \times 63.4}{31 + 38} = 1.84$$

1) 计算 A-C 传动的实际中心距和啮合角 a'_{AC} 取模数 $m_{II} = 4\text{mm}$ （渐开线齿轮标准模数（GB1357-87）），则实际中心距

$$a_{ACII} = \frac{m_{II}}{2}(z_A + z_C) = \frac{4}{2} \times (31 + 38) = 138(\text{mm})$$

因为直齿轮高变位，则

$$Y_{ACII} = \frac{a' - a_{AC}}{m_I} = \frac{138 - 138}{4} = 0$$

$$\cos a'_{AC} = \frac{a_{ACII}}{a'} \cos \alpha = \frac{138}{138} \cos 20^\circ = \cos 20^\circ$$

所以啮合角 $a'_{AC} = 20^\circ$

2) 计算 C-B 传动的中心距和啮合角 a'_{CB}

实际中心距：

$$a_{CBII} = \frac{m_{II}}{2}(z_B - z_C) = \frac{4}{2} \times (107 - 38) = 138(\text{mm})$$

因为中心距变动系数 $Y_{CBII} = \frac{a' - a_{CBII}}{m_{II}} = \frac{138 - 138}{4} = 0$ ，所以啮合角

$a'_{CB} = 20^\circ$ 。

3.3.4 几何尺寸计算

按高变位齿轮传动的几何计算 A、C、B 三轮的集合尺寸。

1) 分度圆直径

$$d_{AII} = m_{II}z_A = 4 \times 31 = 124\text{mm} \quad d_{CII} = m_{II}z_C = 4 \times 38 = 152\text{mm}$$

$$d_{BII} = m_{II}z_B = 4 \times 107 = 428\text{mm}$$

2) 齿顶高

$$h_{aAII} = (h_a^* + x_A)m_{II} = (1 + 0.3) \times 4 = 5.2\text{mm}$$

$$h_{aCII} = (h_a^* + x_C)m_{II} = (1 - 0.3) \times 4 = 2.8\text{mm}$$

$$h_{aBII} = (h_a^* - \Delta h_a^* - x_B)m_{II}$$

$$\text{式中, } \Delta h_a^* = \frac{7.55(1 - x_B)^2}{z_B} = \frac{7.55(1 + 0.3)^2}{107} = 0.119$$

$$h_{aBI} = (1 - 0.119 + 0.3) \times 4 = 4.732\text{mm}。$$

3) 齿根高

$$h_{fAII} = (h_a^* + c^* - x_A)m_{II} = (1 + 0.25 - 0.3) \times 4 = 3.8\text{mm}$$

$$h_{fCII} = (h_a^* + c^* - x_C)m_{II} = (1 + 0.25 + 0.3) \times 4 = 6.2\text{mm}$$

$$h_{fBII} = (h_a^* + c^* + x_B)m_{II} = (1 + 0.25 - 0.3) \times 4 = 3.8\text{mm}$$

4) 齿高

$$h_{AII} = h_{aAII} + h_{fAII} = 5.2 + 3.8 = 9\text{mm}$$

$$h_{CII} = h_{aCII} + h_{fCII} = 2.8 + 6.2 = 9\text{mm}$$

$$h_{BII} = h_{aBII} + h_{fBII} = 4.732 + 3.8 = 8.532\text{mm}$$

5) 齿顶圆直径

$$d_{aAII} = d_{AII} + 2h_{aAII} = 124 + 2 \times 5.2 = 134.4\text{mm}$$

$$d_{aCII} = d_{CII} + 2h_{aCII} = 152 + 2 \times 2.8 = 157.6\text{mm}$$

$$d_{aBII} = d_{BII} - 2h_{aBII} = 428 - 2 \times 4.732 = 418.5\text{mm}$$

6) 齿根圆直径

$$d_{fAII} = d_{AII} - 2h_{fAII} = 124 - 2 \times 3.8 = 116.4\text{mm}$$

$$d_{fCII} = d_{CII} - 2h_{fCII} = 152 - 2 \times 6.2 = 139.6\text{mm}$$

$$d_{fBII} = d_{BII} + 2h_{fBII} = 428 + 2 \times 3.8 = 435.6\text{mm}$$

7) 齿宽:

查《机械设计手册》表 13-1-79, 即: 齿宽系数 ψ_d 的推荐范围表。

查表得: $\psi_d = 0.4 \sim 0.9$, 取 $\psi_d = 0.5$

太阳轮齿宽 b_A : $b_A = \psi_d d_{AII} = 0.5 \times 124 = 62\text{mm}$ 取 $b_A = 60\text{mm}$;

行星轮齿宽 b_C : $b_C = b_A - (5 \sim 10) = 55 \sim 50\text{mm}$ 取 $b_C = 54\text{mm}$;

内齿轮齿宽 b_B : $b_B = 54\text{mm}$ 。

3.3.5 验算接触强度和弯曲强度

1) 动载系数 K_v 和速度系数 Z_v

动载系数 K_v 和速度系数 Z_v 按齿轮相对于行星架 X 的圆周速度

$$v^x = \frac{\pi d_A (n - n_x)}{60 \times 1000} (\text{m/s}), \text{ 查图 13-1-18 (或按表 13-1-90 和表 13-1-84 计}$$

算和图 13-1-28 (或按表 13-1-107 计算) 求出。查看《机械设计手册》

K_V 和 Z_V 所用的圆周速度用相对于行星架的圆周速度:

$$\begin{aligned} v^x &= \frac{\pi d_A (n - n_x)}{60 \times 1000} = \frac{\pi d_{a11} n_{11} \left(1 - \frac{1}{i_{11}}\right)}{1000 \times 60} \\ &= \frac{\pi \times 124 \times \frac{1440}{5.1} \times \left(1 - \frac{1}{4.4333}\right)}{1000 \times 60} = 1.42 (\text{m/s}) \end{aligned}$$

动载系数 K_V : K_V 是用来考虑齿轮副在啮合过程中, 因基节误差、齿形误差而引起的内部附加动载荷对轮齿受载的影响。

对于圆柱齿轮传动, 可取 $K_V = 1.05 \sim 1.4$ 取 $K_V = 1.04$;

速度系数 Z_V 由《机械设计手册》查得 $Z_V = 0.94$

2) 齿向载荷分布系数 $K_{H\beta}$ 、 $K_{F\beta}$

如果 NGW 型和 NW 型行星齿轮传动的内齿轮宽度与行星轮分度圆直径的比值小于或等于 1 时, 可取 $K_{F\beta} = K_{H\beta} = 1$ 。

另外在 NGW 型和 NW 型行星齿轮传动的内齿轮宽度与行星轮分度圆直径的比值小于或等于 1 时, 可取 $K_{F\beta} = K_{H\beta} = 1$ 。

3) 求齿间载荷分配系数 $K_{H\alpha}$ 及 $K_{F\alpha}$

先求端面重合度 ε_α :

$$\varepsilon_\alpha = \frac{1}{2\pi} \left[z_A (\tan \alpha_{a1} - \tan \alpha) + z_C (\tan \alpha_{a2} - \tan \alpha) \right]$$

$$\text{式中 } \alpha_{a1} = \arccos \frac{d_{aIII} \cos \alpha}{d_{aIII}} = \arccos \frac{124 \times 0.9397}{134.4} = 30^\circ$$

$$\alpha_{a2} = \arccos \frac{d_{aII} \cos \alpha}{d_{aII}} = \arccos \frac{152 \times 0.9397}{157.6} = 25^\circ$$

$$\begin{aligned} \text{则 } \varepsilon_\alpha &= \frac{1}{2 \times \pi} \left[31(\tan 30^\circ - \tan 20^\circ) + 38(\tan 25^\circ - \tan 20^\circ) \right] \\ &= \frac{1}{2 \times \pi} \left[31 \times (0.577 - 0.364) + 38 \times (0.466 - 0.364) \right] \\ &= 1.66 \end{aligned}$$

因为是直齿齿轮，总重合度 $\varepsilon_\gamma = \varepsilon_\alpha$

$$K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = 0.645 \varepsilon_\gamma = 0.645 \times 1.66 = 1.07$$

节点区域系数 Z_H ： $Z_H = Z'_H - 0.00833(\beta - 8)$ 式中， $\beta = 0$

$$Z'_H = 4.88 \times (0.71 - Y)^2$$

$$Y = \frac{x_C + x_A}{z_C + z_A} = \frac{-0.3 + 0.3}{31 + 20} = 0$$

$$\therefore Z_H = 4.88 \times 0.71^2 - 0.00833 \times (-8) = 2.53$$

弹性系数 Z_E ：

$$Z_E = \frac{1}{2} \sqrt{E(1-\gamma)} = \frac{1}{2} \sqrt{206000(1-0.3)} = 189.8 \sqrt{N/mm^2}$$

$$\text{接触强度计算的重合度系数 } Z_\varepsilon： Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}} = \sqrt{\frac{4 - 1.58}{3}} = 0.898$$

$$\text{接触强度计算的螺旋角系数 } Z_\beta： Z_\beta = \sqrt{\cos \beta} = \sqrt{\cos 0} = 1$$

$$\text{接触强度计算的寿命系数 } Z_V： Z_V = 0.94$$

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/985031300312012010>