
摘要

本次设计通过对现有数控铣镗床的分析争论,提出一种的设计方案,其自动化程度更高,构造也相比照较简洁。这一点在论文会得以表达。本方案中,主轴箱承受电磁离合器实现有级变速,在 X、Y、Z 三个方向上的进给运动均承受滚珠丝杆,而动力则由步进电动机通过调隙齿轮来传递,并且承受单片机进展数字掌握。

掌握系统承受 MCS-51 系列单片机,通过扩展程序存储器、数据存储器和 I/O 接口实现硬件电路的设计。论文中也对软件系统的设计做出了相关说明。

关键词: 电磁离合器 滚珠丝杆 步进电机 单片机系统扩展

Abstract

This design tries a new method after the analyze and research of the existed numerical control bed for mill and bore with the higher automatization degrees and the simpler configuration, which will be explained in the paper. In the method, electromagnetism clutch is used for the realization of the level shift in the headstock, and in the motion of , we all adopt ballbearing thread haulm for the X、Y、Z direction , The power of which is step by step electromotor transferred by gear that used for adjusting gaps. And more, we used singlechip for numerical control.

The control system introduces MCS-51 series singlechip, and the realization of hardware circuit was accomplished by enlarging program memorizer、data memorizer and I/O meet meatus. Also, the paper explained the design for software system.

Keywords: Electromagnetism clutch、Ball bearing thread haulm、
The step by step electromotor、The enlarge for SCM system



目 录

第一局部	机床总体布局设计	-----	1
● 1-1	机床总体尺寸参数的选定	-----	1
● 1-2	机床主要部件及其运动方式的选定	-----	1
● 1-3	机床总体布局确实定	-----	2
其次局部	主传动的设计	-----	3
● 2-1	拟定转速图	-----	3
● 2-2	主传动主要零件的强度计算	-----	7
第三局部	进给系统的设计计算	-----	27
● 3-1	垂直进给系统的设计计算	-----	27
● 3-2	横向进给系统的设计计算	-----	36
第四局部	掌握系统的设计	-----	40
● 4-1	掌握系统总体方案的拟定	-----	40
● 4-2	总掌握系统硬件电路设计	-----	41
● 4-3	局部掌握程序	-----	56
● 4-4	掌握系统的软件设计	-----	61
参考文献		-----	66
谢辞		-----	67

第一局部 机床总体布局设计

一、机床总体尺寸参数的选定

依据设计要求并参考实际状况，初步选定机床主要参数如下：

工作台宽度 ³ 长度	400 ³ 1600 mm ³ mm
主轴锥孔	7 : 24
工作台最大纵向行程	900 mm
工作台最大横向行程	375 mm
主轴箱最大垂直行程	400 mm
主轴转速级数	16 级
主轴转速范围	50~2023r/min
X、Y 轴步进电机	130BF001 (反响式步进电动机)
Z 轴步进电动机	130BF001 (反响式步进电动机)
主电动机的功率	4.0 KW
主轴电动机转速	1440 r/min
机床外形尺寸 (长 ³ 宽 ³ 高)	2450 ³ 1200 ³ 2300 mm ³ mm ³ mm
机床净重	500 Kg

二、机床主要部件及其运动方式的选定

1、主运动的实现

因所设计的机床要求能进展立式的铣和镗，垂直方向的行程比较大，因而承受工作台不动，而主轴箱各轴向摆放为立式的构造布局；为了使主轴箱在数控的计算机掌握上齿轮的传动更准确、更平稳，工作更牢靠，主轴箱主要承受离合器变换齿轮的有级变速。

2、进给运动的实现

本次所设计的机床进给运动均由单片机进展数字掌握，因此在 X、Y、Z 三个方向上，进给运动均承受滚珠丝杠螺母副，其动力由步进电机通过调隙齿轮传递。

3、数字掌握的实现

承受单片机掌握，各个掌握按钮均安装在掌握台上，而掌握台摆放在易操作的位置，这一点须依据实际状况而定。

4、机床其它零部件的选择

考虑到生产效率以及生产的经济性，机床附件如油管、行程开关等，以及标准件如滚珠丝杠、轴承等均选择外购形式。

三、机床总体布局确实定

依据以上参数及主要部件及其运动方式，则可拟定机床的总体布局图，具体图纸请参照 1 号 A0 图纸。

其次局部 主传动的设计

一. 拟定转速图

(一). 确定构造式和构造网式:

1. 主传动确实定 n_{\max} , n_{\min} 和公比 ϕ 确实定:

依据 XK5040 的使用说明书, 初步确定本次设计的 XTK7140 数控立式铣镗床的主轴转速范围为 $40 \sim 1600 r / \min$, 则 $\phi = \sqrt[Z]{\frac{n_{\max}}{n_{\min}}} = \sqrt[15]{\frac{1600}{40}} = 1.28$ 。

由设计手册取标准值得: $\Phi = 1.26$ 。

$$\text{令 } n_{\max} = 1600 r / \min, \text{ 则 } n_{\min} = \frac{n_{\max}}{\Phi^{Z-1}} = \frac{1600}{1.26^{15}} = 49.96 r / \min$$

则取 $n_{\min} = 50 r / \min, n_{\max} = 1600 r / \min$ 。

2. 确定变速组和传动副数目:

为了满足构造设计和操纵便利的要求, 主轴转速为 16 级的变速系统, 总共需要四个变速组。

3. 确定传动挨次方案:

按着传动挨次, 各变速组排列方案只有一个: $16 = 2^3 2^3 2^3 2$

也不存在不符合“前多后少、前疏后密”的原则, 本次设计即承受此方案。

4. 确定扩大挨次方案:

传动挨次方案确定以后, 还可列出假设干不同扩大挨次方案。如无特别要求, 依据“前密后疏”的原则, 应使扩大挨次和传动挨次全都, 通常能得到最正确的

构造式方案, 应选用 $16 = \underset{1}{2}^3 \underset{2}{2}^3 \underset{4}{2}^3 \underset{8}{2}$ 构造式方案。

检查最终扩大组的变速范围:

$$r = \Phi^{2 \times 2 \times 2 \times (2-1)} = \Phi^8 = 1.26^8 = 6.35 < 8 \sim 10$$

故符合要求。

(二). 拟定转速图:

依据已确定的构造式或构造网议定转速图时, 应留意解打算比传动和安排传

动比，合理确定传动轴的转速。

① 定比传动

在变速传动系统中承受定比传动，主要考虑传动、构造和性能等方面的要求，以及满足不同用户的使用要求。在铣镗床的设计中，总降速比为 $u=50/1440=1/30=0.035$ 。假设每一个变速组的最小降速比均取 $1/4$ 。则三个变速组

的总降速可达 $\frac{1}{4} \times \frac{1}{4} \times \frac{1}{4} = \frac{1}{64} = 0.016$ 。故无需要增加降速传动，但为了使中间两个变速组做到降速缓慢，以利于减小变速箱的径向尺寸和有利于制动便利，在 I—II 轴间增加一对降速传动齿轮 ($\frac{24}{30}$)，同时，也有利于设计变型机床，由于只要转变这对降速齿轮传动比，在其他三个变速组不变的情况下，就可以将主轴的 16 种转速同时提高或降低，以便满足不同用户的要求。

② 安排降速比

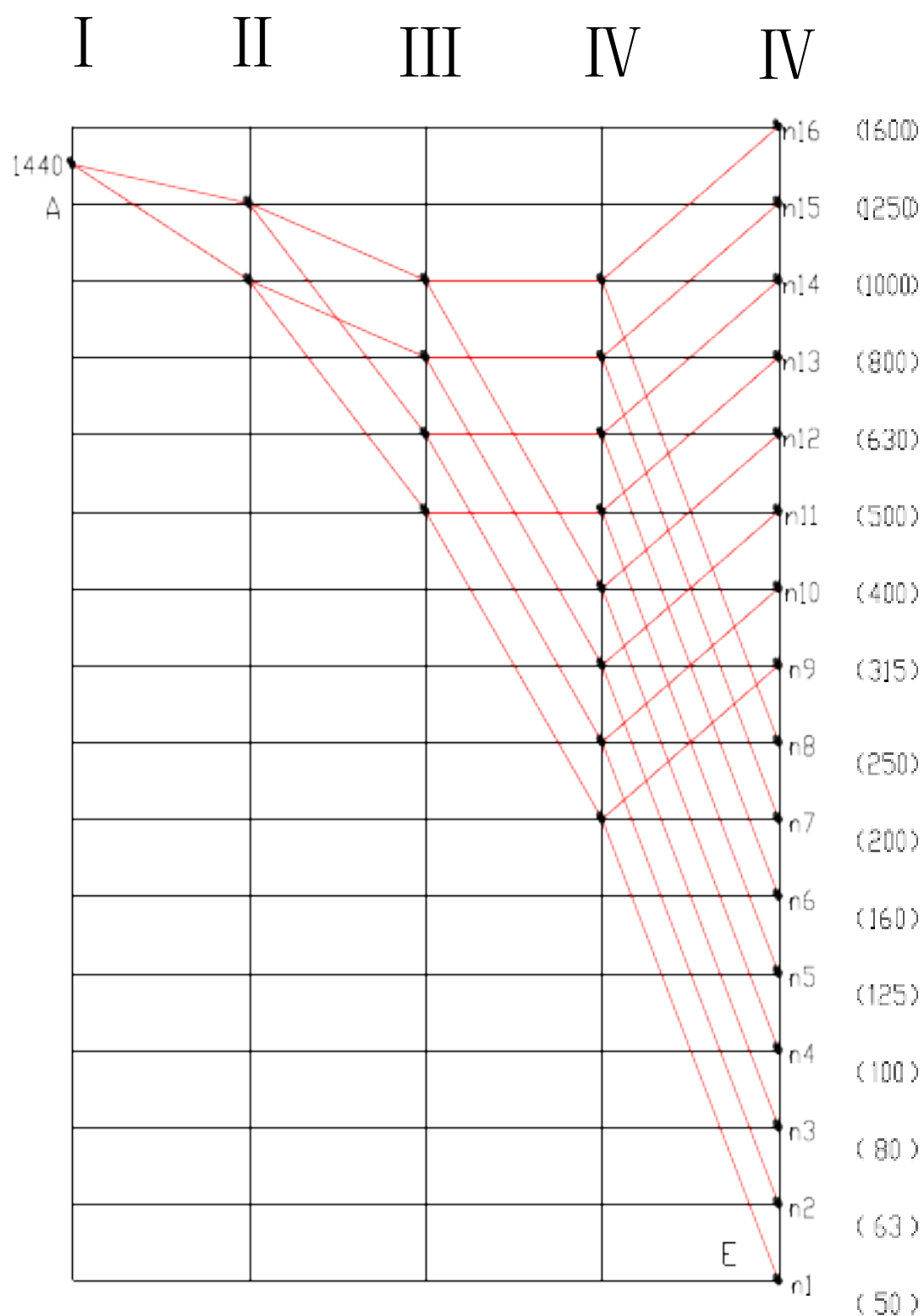
前面已确定， $16=2^3 \cdot 2^3 \cdot 2$ 共需三个变速组，并在 I—II 轴间增加一对降速传动齿轮，要用到四个变速组，在主轴 V 上标出 16 级转速：50~1600r/min，在第 I 轴上用 A 点代表电动机转速 $n_0 = 1440r/min$ ，最低转速用 E 点标出，因此

A, E 两点相距约 15 格，即代表总降速传动比为 $u \approx \frac{1}{\phi^{15}}$ 。

③ 定出各变速组的最小传动比

依据降速前慢后快的原则，在 IV—V 轴间变速组取 $u = \frac{1}{\phi_6}$ ，在 III—IV 轴间变速组取 $u = \frac{1}{\phi_4}$ ，在 II—III 轴间变速组取 $u = \frac{1}{\phi_3}$ ，在 I—II 轴间变速组取 $u = \frac{1}{\phi_2}$ 。

则：



依据构造式可知：II ~ V 轴间变速组的级比指数分别为：2, 4, 8。传动副为：2, 2, 2。则画出上图的转速图。

(三) 确定各齿轮的齿数：

在确定齿轮齿数时应留意：齿轮的齿数和不应过大，以免加大两轴之间的中心距，使机床的构造浩大，而且增大齿数和还会提高齿轮的线速度而增大噪声，所以在设计时要把齿数和掌握在 $S \leq 100 \sim 120$ ；为了掌握每组啮合齿轮不产生根切现象，使最小齿数 $z_{\min} \geq 18 \sim 20$ ，因而齿轮的齿数和不应过小。

$$\text{在IV-V轴间: } \because u_{78} = \phi^2 = 1.58 \quad u_{86} = \frac{1}{\phi^6} = \frac{1}{4}$$

则可查表 1.58 和 3.98 两行

又 $\because z_{\min} \geq 17$ 而最小齿轮的齿数是在 u_{86} 的齿轮副中，令 $z_{\min} = 20$

则 $S = 99, 100$ 等, \because 在高速轴中尽量使齿轮的几何尺寸小一点以减小主轴的尺寸, 所以可取 $s = 99$

$$\therefore \text{可查出: } Z_5 = 20, Z_6 = 99 - 20 = 79$$

$$Z_4 = 61, Z_3 = 99 - 61 = 38$$

同理: ① $u_s = 1$ $u_4 = \frac{1}{\phi} = \frac{1}{2.5}$ 且查得 $S_{z_3} = 70, 74, 78, \dots$

取 $S_{z_3} = 102$ 则查得: $Z_{11} = 29, Z_{12} = 102 - 29 = 73$

$$Z_9 = 51, Z_{10} = 102 - 51 = 51$$

② $u_3 = \frac{1}{\phi} = \frac{1}{1.2}$ $u_4 = \frac{1}{\phi} = \frac{1}{2}$ 查得: $S_z = 63, 66, 72, \dots$

取 $S_{z_3} = 66$ 则查得: $Z_{11} = 29, Z_{12} = 66 - 29 = 37$

$$Z_9 = 22, Z_{10} = 66 - 22 = 44$$

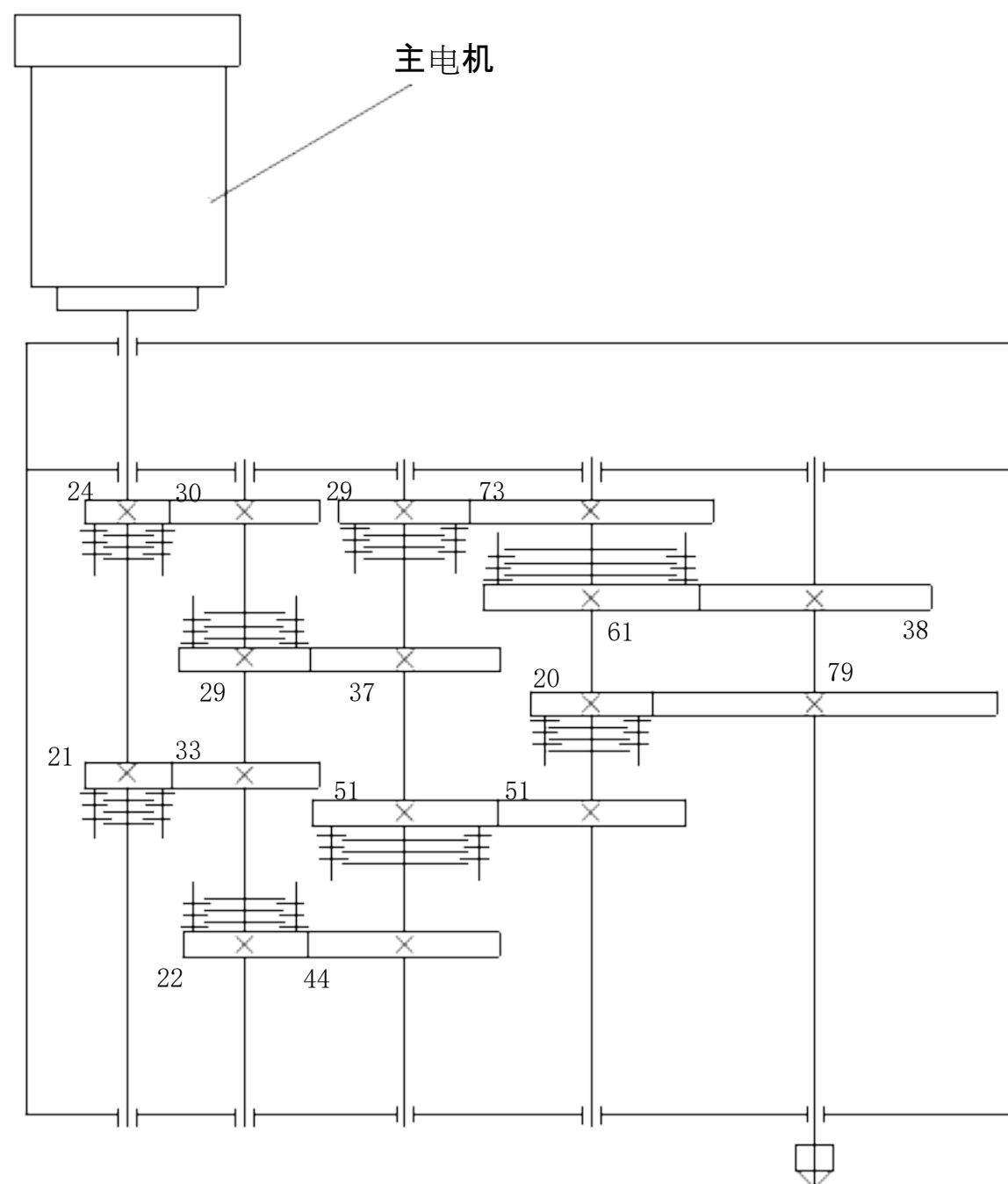
③ $u_1 = \frac{1}{\phi} = \frac{1}{1.2}$ $u_2 = \frac{1}{\phi} = \frac{1}{1.5}$ 查得: $S_{z_1} = 54, 59, 65, \dots$

取 $S_{z_3} = 54$ 则查得: $Z_{11} = 24, Z_{12} = 54 - 24 = 30$

$$Z_9 = 21, Z_1 = 54 - 21 = 33$$

(四). 传动系统图的拟定:

依据以上分析及计算, 拟定如下传动系统图:



二. 主传动主要零件的强度计算:

(一). 电动机的选择

1. 电动机的功率计算

查《机床主轴/变速箱设计指导》:

端铣: 硬质合金端铣刀 $D=120\text{mm}$; 铣刀材料是 45 号钢;

半精铣 $v=150\text{m/min}$, 齿数 $Z=3\sim 4$, 取 $Z=4$;

$\alpha_f = 0.1 \sim 0.3\text{mm/z}$, 取 $\alpha_f = 0.1\text{mm/z}$;

$\alpha_e = (0.6 \sim 0.9) / D$, 取 $\alpha_e = 0.6/D$;

$\alpha_p = 3 \sim 4\text{mm}$, 取 $\alpha_p = 3\text{mm}$ 。

1) 主〔切向〕切削力 F

硬质合金端面铣刀铣削碳钢工件： $F = 670 \alpha_e^{0.86} \alpha_f^{0.72} D^{-0.86} \alpha_p Z$ N

2) 切削功率 N

$$N_{\text{切}} = \frac{Fv}{61200} \text{ kW}$$

依据上面两个公式求得： $F = 1148.72$ N

$$\therefore N = \frac{Fv}{61200} = \frac{1148.72 \times 170}{61200} = 3.19 \text{ kW}$$

2、电动机参数的选择

在选择电动机时，必需使得 $P_{\text{额定}} \geq P_{\text{总}}$ ，依据这个原则，查《机械设计手册》选取 Y112M-4 型电动机，其根本参数如下（单位为 mm）：

A=190	B=140	C=70	D=28	E=60	F=8
G=24	H=112	K=12	AB=245	AC=230	
AD=190	HD=265	BB=180	L=400		

(二). 齿轮传动的设计计算

由于直齿圆柱齿轮具有加工和安装便利、生产效率高、生产本钱低等优点，而且直齿圆柱齿轮传动也能满足设计要求，所以本次设计选用渐开线直齿圆柱齿轮传动；主轴箱中的齿轮用于传递动力和运动，它的精度直接与工作的平稳性、接触误差及噪声有关。为了掌握噪声，机床上主传动齿轮都选用较高的精度，但考虑到制造本钱，本次设计都选用 7-6-6 的精度。具体设计步骤如下：

1、模数的估算：

按接触疲乏和弯曲疲乏计算齿轮模数比较简单，而且有些系数只有在齿轮各参数都道前方可确定，所以只在草图画完之后校核用。在画草图之前，先估算，再选用标准齿轮模数。

齿轮弯曲疲乏的估算公式：

$$m_w \geq 32 \sqrt[3]{\frac{N}{Zn_j}} \text{ mm} \quad (\text{式中 } N \text{ 即为齿轮所传递的功率})$$

齿面点蚀的估算公式：

$$A \geq 32 \sqrt[3]{\frac{N}{n_j}} \text{ mm} \quad (\text{式中 } N \text{ 即为齿轮所传递的功率})$$

其中 n_j 为大齿轮的计算转速， A 为齿轮中心距。

由中心距 A 及齿数 Z_1, Z_2 求出模数：

$$m_j = \frac{2A}{Z_1 + Z_2} \text{ mm}$$

依据估算所得 m_w 和 m_j 中较大的值，选取相近的标准模数。

前面已求得各轴所传递的功率，各轴上齿轮模数估算如下：

第一对齿轮副 $\because n_j = 1440 \text{ r/min}$

$$\therefore m_w \geq 32 \sqrt[3]{\frac{4.0 \times 0.99}{24 \times 1440}} \approx 1.55 \text{ mm}$$

$$A \geq 32 \sqrt[3]{\frac{4.0 \times 0.99}{1440}} = 4.48 \text{ mm}$$

$$m_j = \frac{2 \times 4.48}{24 + 30} = 0.17 \text{ mm}$$

所以，第一对齿轮副传动的齿轮模数应为 $m \geq m_w \geq 0.15 \text{ mm}$

其次对齿轮副 $\because n_j = 1002 \text{ r/min}$

$$\therefore m_w \geq 32 \sqrt[3]{\frac{4.0 \times 0.99^2 \times 0.98}{23 \times 1002}} = 1.76 \text{ mm}$$

$$A \geq 32 \sqrt[3]{\frac{4.0 \times 0.99^2 \times 0.98}{1002}} = 1.98 \text{ mm}$$

$$m_j = \frac{2 \times 1.98}{29 + 37} = 0.060 \text{ mm}$$

所以，其次对齿轮副传动的齿轮模数应为 $m \geq m_w \geq 0.060 \text{ mm}$

第三对齿轮副 $\because n_j = 631 \text{ r/min}$

$$\therefore m_w \geq 32 \sqrt[3]{\frac{4.0 \times 0.99^3 \times 0.98^2}{22 \times 631}} = 2.06 \text{ mm}$$

$$A \geq 32 \sqrt[3]{\frac{4.0 \times 0.99^3 \times 0.98^2}{631}} = 5.78 \text{ mm}$$

$$m_j = \frac{2 \times 5.78}{29 + 73} = 0.113 \text{ mm}$$

所以，第三对齿轮副传动的齿轮模数应为 $m \geq m_w \geq 0.113 \text{ mm}$

第四对齿轮副 $\because n_j = 315 \text{ r/min}$

$$\therefore m_w \geq 32 \sqrt[3]{\frac{4.0 \times 0.99^4 \times 0.98^3}{19 \times 315}} = 2.71 \text{ mm}$$

$$A \geq 32 \sqrt[3]{\frac{4.0 \times 0.99^4 \times 0.98^3}{315}} = 7.22 \text{ mm}$$

$$m_j = \frac{2 \times 7.22}{61 + 38} = 0.145 \text{ mm}$$

所以，第四对齿轮副传动的齿轮模数应为 $m \geq m_w \geq 0.145 \text{ mm}$

综上所述，为了降低本钱，机床中各齿轮模数值应尽可能取一样，但由于V轴得转速比较小，扭矩比较大，为了增加其强度和在主轴上能起到飞轮的作用，需增加V轴齿轮的几何尺寸。所以，本次设计中在I~IV间各个齿轮模数均为 $m_1 = 3 \text{ mm}$ ，在V轴上就取 $m_2 = 4 \text{ mm}$ 。

2、齿轮分度圆直径的计算

依据渐开线标准直齿圆柱齿轮分度圆直径计算公式可得各个传动副中齿轮的分度圆直径为：单位(mm)

$$d_1 = 24 \times 3 = 72 \quad d_2 = 21 \times 3 = 63 \quad d_3 = 30 \times 3 = 90$$

$$d_4 = 29 \times 3 = 87 \quad d_5 = 33 \times 3 = 99 \quad d_6 = 22 \times 3 = 66$$

$$d_7 = 29 \times 3 = 87 \quad d_8 = 37 \times 3 = 111 \quad d_9 = 51 \times 3 = 153$$

$$d_{10} = 44 \times 3 = 132 \quad d_{11} = 73 \times 3 = 219 \quad d_{12} = 51 \times 3 = 153$$

$$d_{13} = 64 \times 4 = 256 \quad d_{14} = 20 \times 4 = 80 \quad d_{15} = 38 \times 4 = 152$$

$$d_{16} = 79 \times 4 = 316$$

3、齿轮宽度 B 确实定

齿宽影响齿的强度，但假设太宽，由于齿轮制造误差和轴的变形，可能接触不均匀，反儿简洁引起振动和噪声。一般取 $B = (6 \sim 10) m$ 。本次设计中，取主动齿轮宽度 $B = 8m = 8 \times 3 = 24\text{mm}$ (在最终一对齿轮啮合取也取 $B = 7m \approx 24$)。4、齿轮其他参数的计算

依据《机械原理》中关于渐开线圆柱齿轮参数的计算公式及相关参数的规定，齿轮的其它参数都可以由以上计算所得的参数计算出来，本次设计中，这些参数在此不在一一计算。

5、齿轮构造的设计

不同精度等级的齿轮，要承受不同的加工方法，对构造的要求也不同，7级精度的齿轮，用较高精度的滚齿机或插齿机可以到达。但淬火后，由于变形，精度将下降。因此，需要淬火的7级齿轮一般滚或插后要剃齿，使精度高于7级，或者淬火后再珩齿。6级精度的齿轮，用周密滚齿机可以到达。淬火齿轮，必需到达6级。机床主轴箱中的齿轮齿部一般都需要淬火。

6、齿轮的校核〔接触疲乏强度〕：

∵ 计算齿轮强度用的载荷系数 K ，包括使用系数 K_A ，动载荷系数 K_V ，齿间载荷安排系数 K_α 及齿向载荷分布系数 K_β ，即：

$$K = K_A K_V K_\alpha K_\beta$$

$$= 1.25^3 \cdot 1.07^3 \cdot 1.1^3 \cdot 1.12 = 1.65$$

查表得： $Z_\epsilon = 0.88$ $Z_H = 2.5$ $Z_E = 189.8$

$$\sigma_H = Z_H Z_E Z_\epsilon \sqrt{\frac{2K\pi(u+1)}{b d}}$$

将数据代入得： $\sigma_H = 1100\text{mpa}$

齿轮接触疲乏强度满足，因此接触的应力小于许用的接触应力。其它齿轮也符合要求，故其余齿轮不在验算，在此略去。

(三)、轴的设计计算

1、各传动轴轴径的估算

滚动轴承的型号是依据轴端直径确定的，而且轴的设计是在初步计算轴径的

根底上进展的，因此先要初算轴径。轴的直径可按扭转强度法用以下公式进展估算。

$$d \geq A_0 \sqrt[3]{\frac{P}{n}} \text{ mm}$$

对于空心轴，则

$$d \geq A_0 \sqrt[3]{\frac{P}{n(1-\beta^4)}} \text{ mm}$$

式中， P ——轴传递的功率，kW；

n ——轴的计算转速，r/min；

A_0 ——其阅历值见表 15-3；

取 β 的值为 0.5。

(1)、计算各传动轴传递的功率 P

依据电动机的计算选择可知，本次设计所选用的电动机额定功率 $N_d = 4.0 \text{ kW}$

各传动轴传递的功率可按下式计算：

$$P = N_d \times \eta$$

η ——电机到传动轴之间传动效率；

由传动系统图可以看出，本次设计中承受了联轴器和齿轮传动，则各轴传递的功率为：

$$\eta_1 = 0.96, \quad \eta_2 = 0.93, \quad \eta_3 = 0.904, \quad \eta_4 = 0.877$$

所以，各传动轴传递的功率分别为：

$$P_1 = N_d \times \eta_1 = 4.0 \times 0.99 \times 0.99 \times 0.98 = 3.842 \text{ kW}$$

$$P_2 = P_1 \times \eta_2 = 3.842 \times 0.98 \times 0.99 = 3.728 \text{ kW}$$

$$P_3 = P_2 \times \eta_3 = 3.728 \times 0.98 \times 0.99 = 3.616 \text{ kW}$$

$$P_4 = P_3 \times \eta_4 = 3.616 \times 0.98 \times 0.99 = 3.509 \text{ kW}$$

(2) 估算各轴的最小直径

本次设计中，考虑到主轴的强度与刚度以及制造本钱的经济性，初步选

择主轴的材料为 40Cr，其它各轴的材料均选择 45 钢，取 A0 值为 115，各轴的计算转速由转速图得出：

$$n_{1j} = 1002 \text{r/min}, \quad n_{2j} = 631 \text{r/min}, \quad n_{3j} = 315 \text{r/min}, \quad n_{4j} = 250 \text{r/min},$$

所以各轴的最小直径为：

$$d_1 \geq 115 \times \sqrt[3]{\frac{3.842}{1002}} = 16.8 \text{mm}$$

$$d_1 \geq 115 \times \sqrt[3]{\frac{3.728}{631}} = 20.8 \text{mm}$$

$$d_1 \geq 115 \times \sqrt[3]{\frac{3.616}{315}} = 25.9 \text{mm}$$

$$d_1 \geq 115 \times \sqrt[3]{\frac{3.509}{250}} = 27.7 \text{mm}$$

在以上各轴中，每根轴都开有平键或花键，所以为了使键槽不影响轴的强度，应将轴的最小直径增大 5%，将增大后的直径圆整后分别取各轴的最小直径为：

$$d_{\text{II min}} = 18 \text{ mm}, \quad d_{\text{III min}} = 22 \text{ mm}, \quad d_{\text{IV min}} = 28 \text{ mm}, \quad d_{\text{V min}} = 30 \text{ mm}$$

2、各轴段长度值确实定

各轴段的长度值，应依据主轴箱的具体构造而定，且必需满足以下的原则：应满足轴承及齿轮的定位要求；

3、轴的刚度与强度校核

依据本次设计的要求，需选择除主轴外的一根轴进展强度校核，而主轴必需进展刚度校核。在此选择第III根轴进展强度校核。

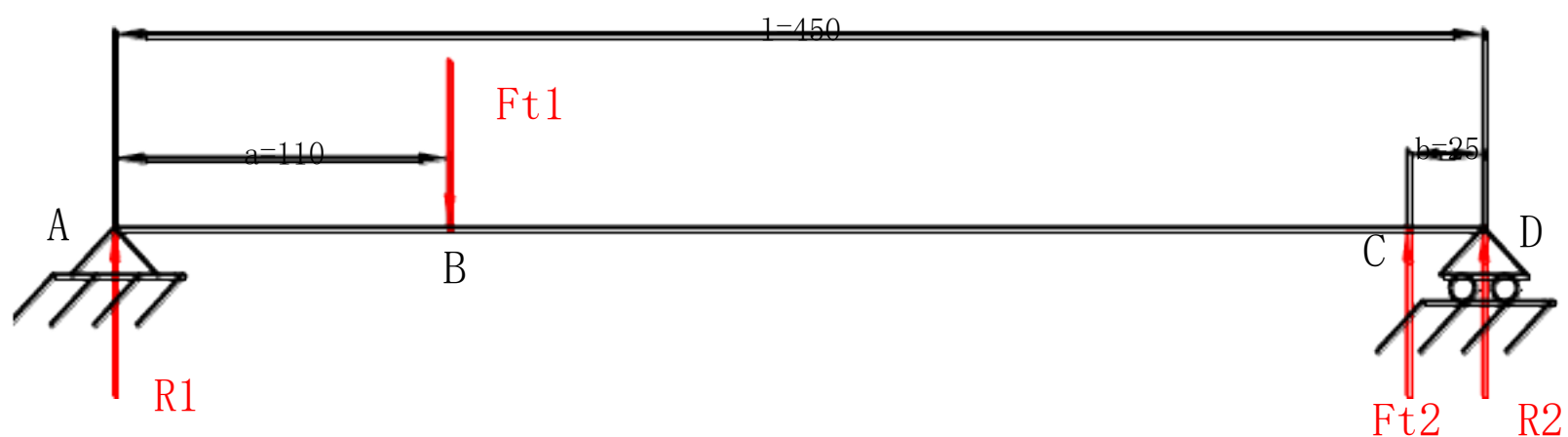
Ø 、第III根轴的强度校核

1)、轴的受力分析及受力简图

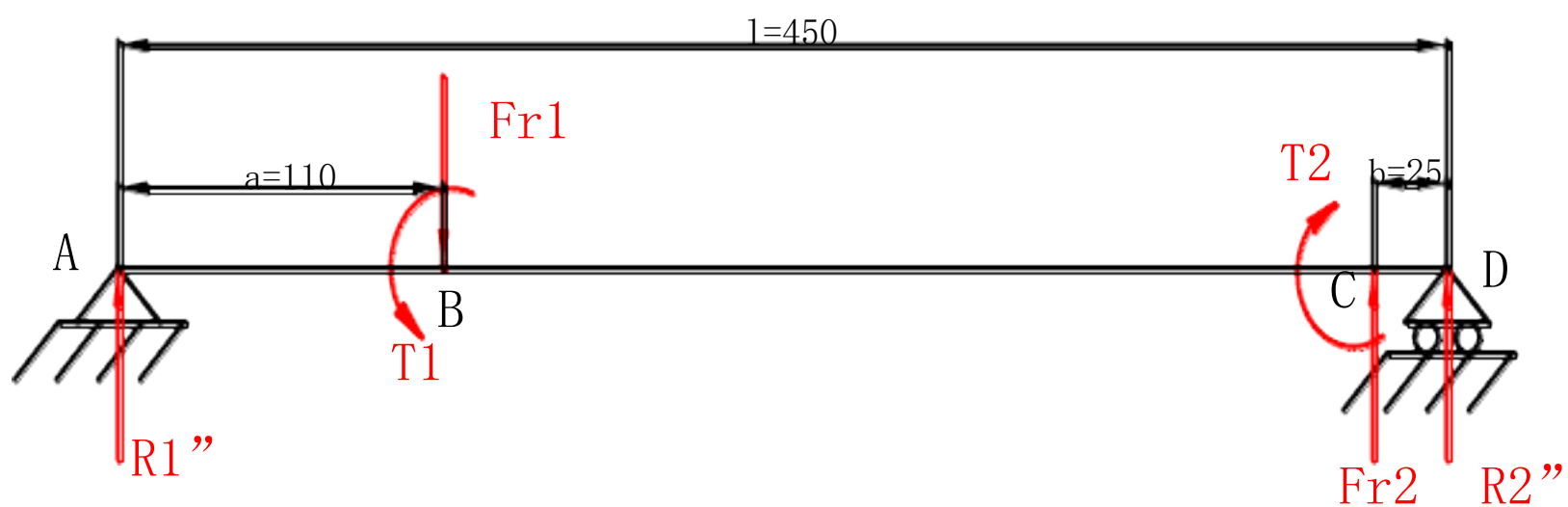
由主轴箱的开放图可知，该轴的动力源由电动机通过弹性联轴器传递过来，而后通过齿轮将动力传递到下一根轴。其两端通过一对角接触球轴承将力转移到箱体上去。由于传递的齿轮承受的是直齿圆柱齿轮，因此其轴向力可以无视不计。所以只要校核其在 xz 平面及 yz 平面的受力。轴所受载荷是从轴上零件传来的，计算时常将轴上的分布载荷简化为集中力，其作用点取为载荷分

布段的中点。作用在轴上的扭矩，一般从传动件轮毂宽度的中点算起。通常把轴当作铰链支座上的梁，支反力的作用点与轴承的类型和布置方式有关。其受力简图如下：

在 xz 平面内：



在 yz 平面内：



2)、作出轴的弯矩图

依据上述简图，分别按 xz 平面及 yz 平面计算各力产生的弯矩，并按计算结果分别作出两个平面的上的弯矩图。

在 xz 平面内，依据力的平衡原理可得：

$$R_1 + R_2 + F_{t2} = F_{t1}$$

将各个力对 R_1 取矩可得：

$$F_{t1} \cdot a = F_{t2} \cdot (l - b) + R_2 \cdot l$$

$$\therefore F_{t1} = 2 \frac{P}{d} \cdot \frac{1}{7}$$

$$F_{t2} = 2 \frac{P}{d} \cdot \frac{1}{11}$$

由以上两式可解出：

$$R1 = Ft1(1-a) / (1 - Ft2^3 b/l)$$

$$R2 = Ft1^3 a / (1 - Ft2^3 b/l)$$

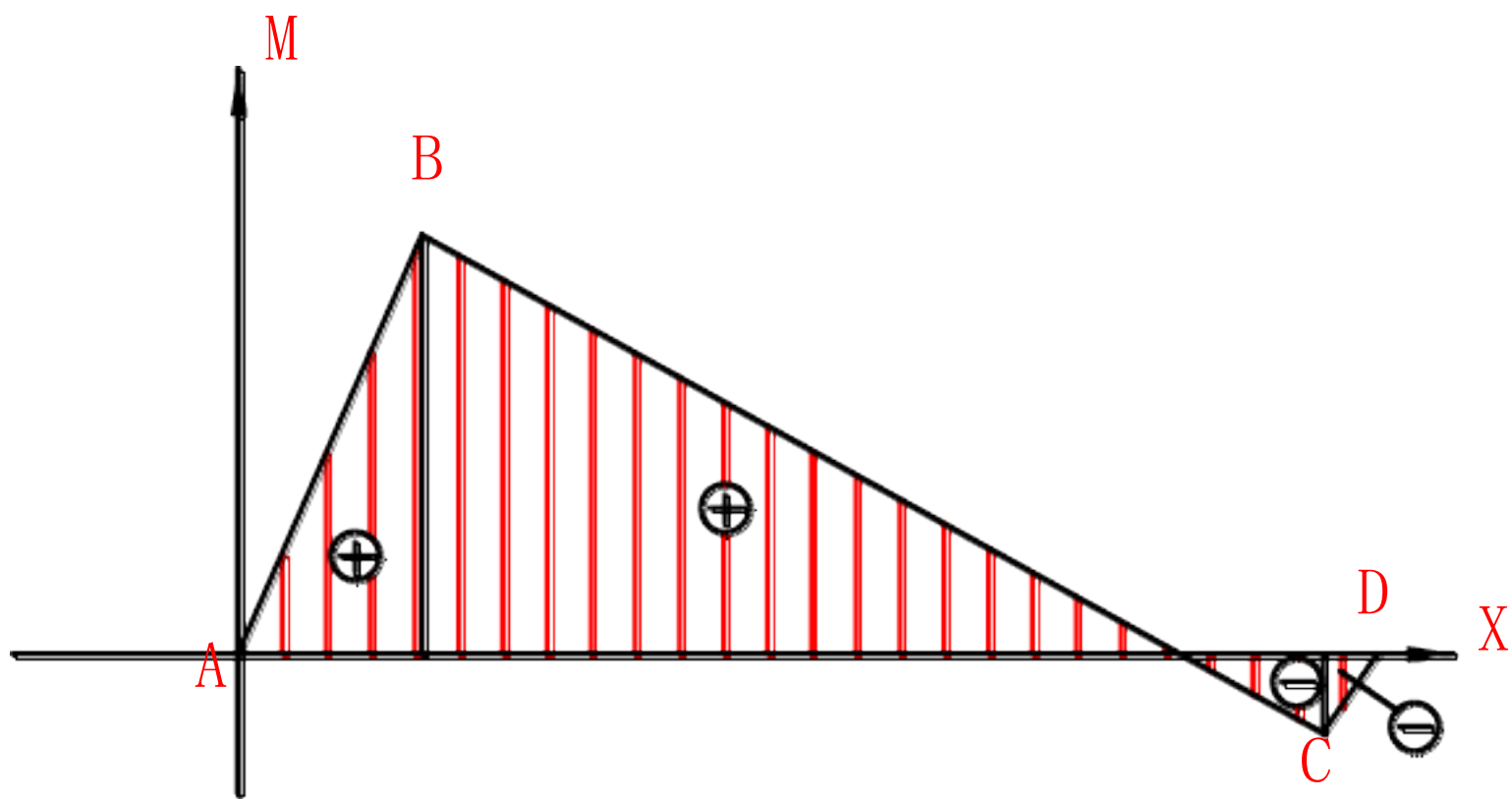
由于有多个力的存在，弯矩无法用一个方程来表示，用 x 来表示所选截面距 $R1$ 的距离，则每段的弯矩方程为：

在 AB 段： $M = R1^3 x$ $(a \geq x \geq 0)$

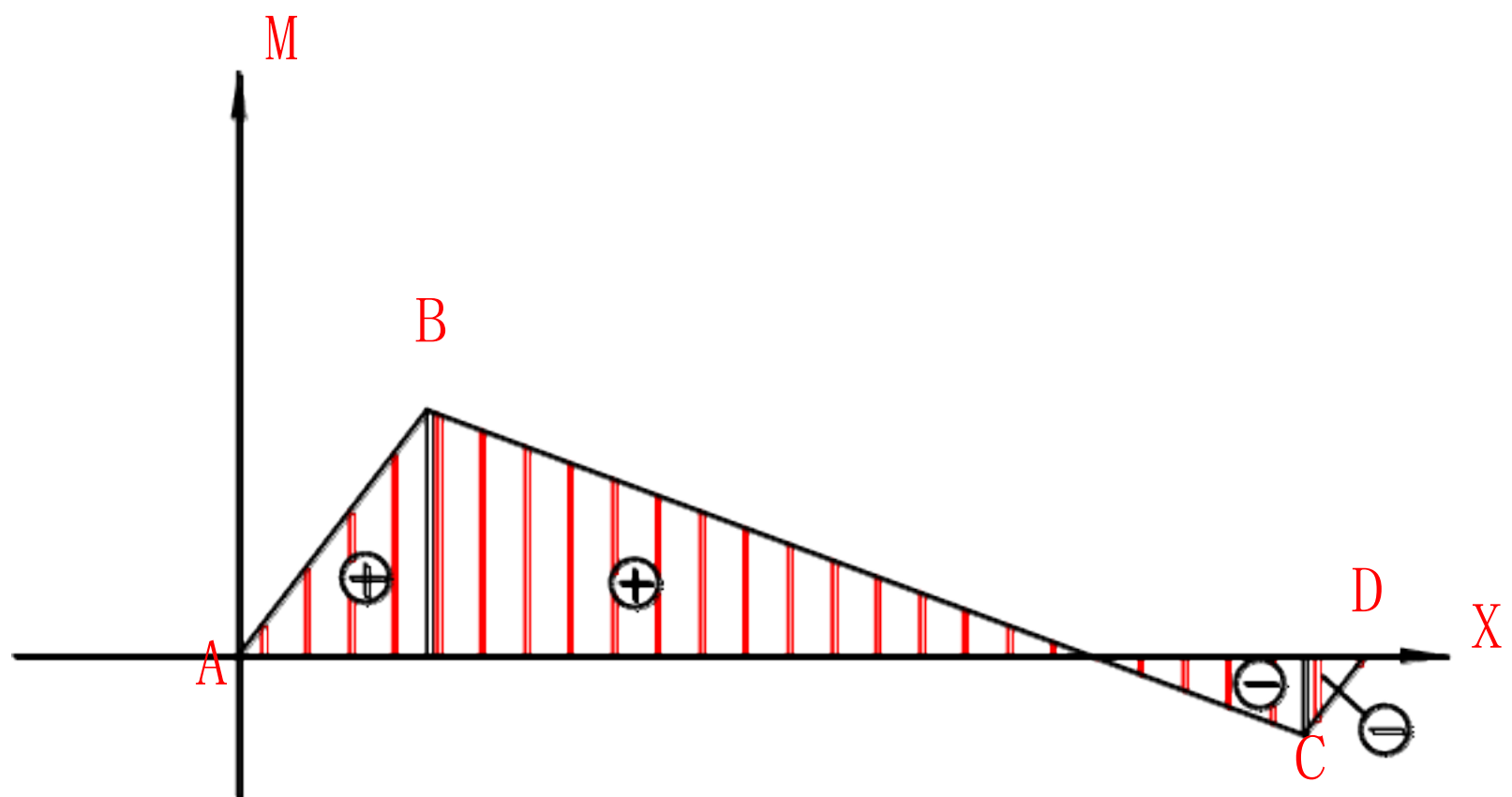
在 BC 段： $M = R1^3 (a+x) - Ft1^3 x$ $(1-b \geq x \geq a)$

在 CD 段： $M = R2 (1-x)$ $(1 \geq x \geq 1-b)$

则该轴在 xz 平面内的弯矩图为：



同理可得在 yz 平面内的弯矩图为：



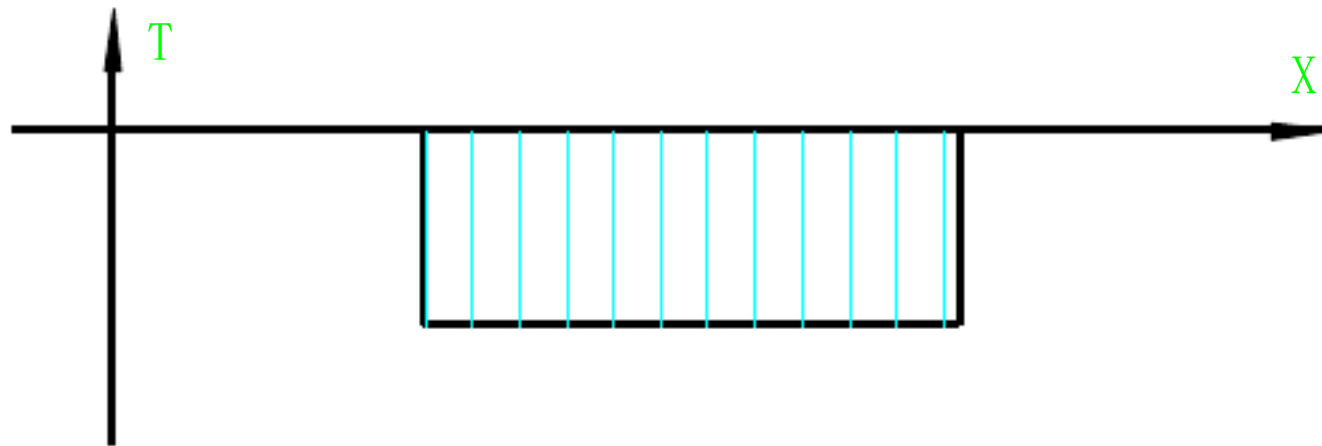
3)、作出轴的扭矩图

由受力分析及受力简图可知，该轴只在 yz 平面内存在扭矩。其扭矩大小为：

$$T_1 = Ft_1^2 r_7$$

$$T_2 = Ft_2^2 r_{11}$$

则扭矩图为：

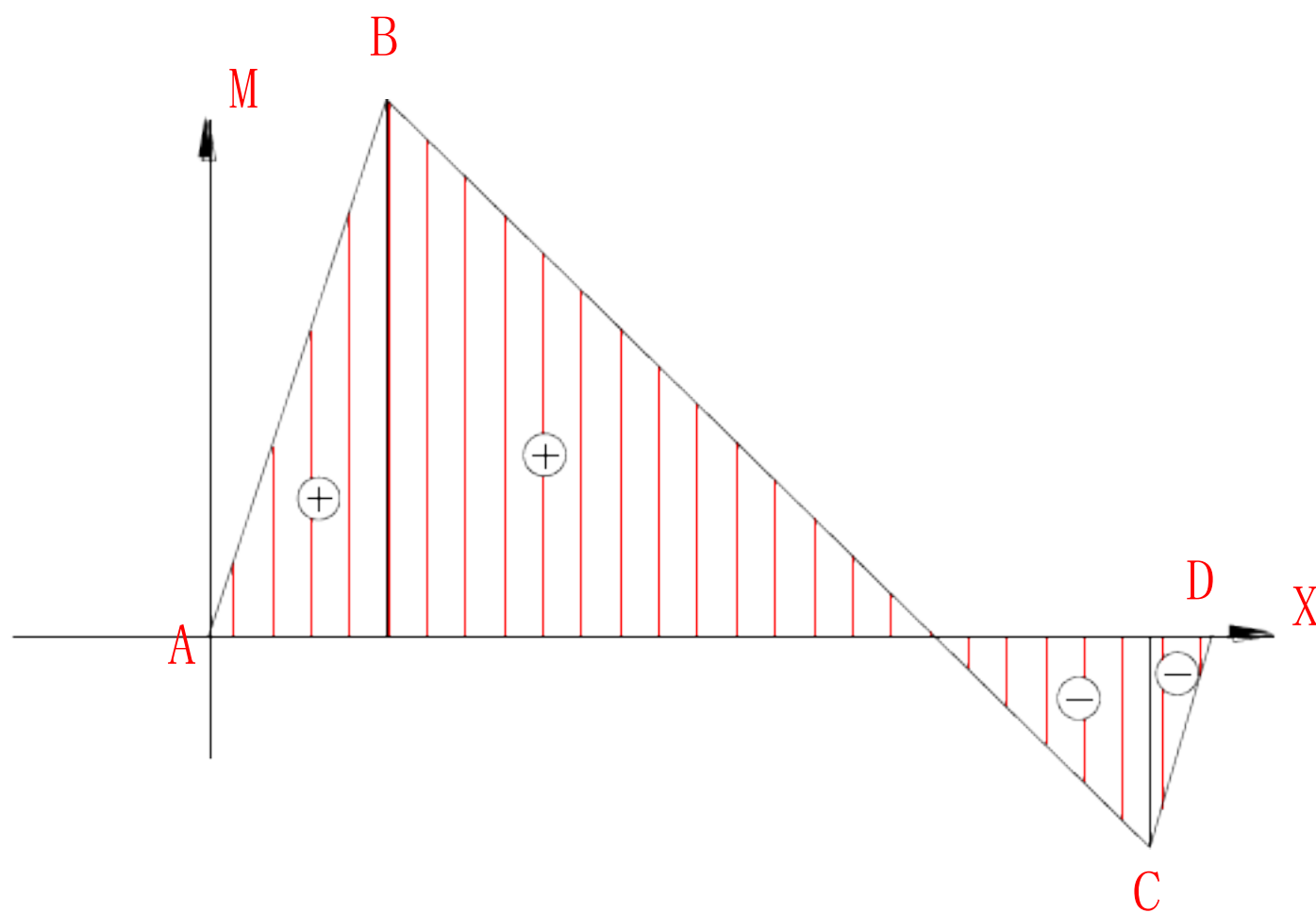


4 、作出总的弯矩图

由以上求得的在 xz 、 yz 平面的弯矩图，依据 $M = \sqrt{M_{xz}^2 + M_{yz}^2}$ 可得总的弯

矩图为：

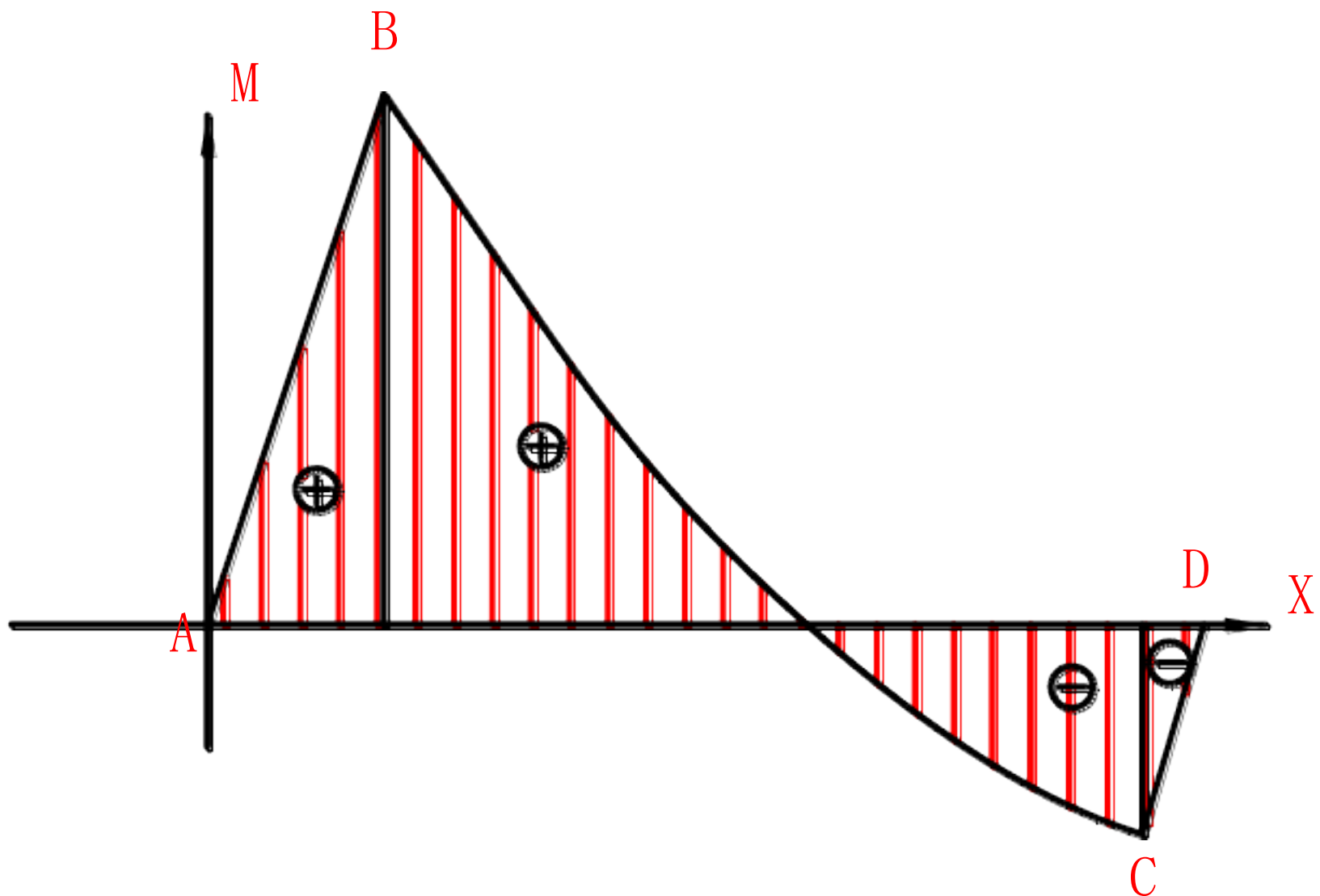
矩图为：



5 、作出计算弯矩图

依据已作出的总弯矩图和扭矩图，则可由公式 $M_{ca} = \sqrt{M^2 + (\alpha T)^2}$ 求出计算弯矩，其中 α 是考虑扭矩和弯矩的加载状况及产生应力的循环特性差异的系数，因通常由弯矩产生的弯曲应力是对称循环的变应力，而扭矩所产生的扭转切应力

则常常不是对称循环的变应力，故在求计算弯矩时，必需计及这种循环特性差异的影响。即当扭转切应力为静应力时，取 $\alpha \approx 0.3$ ；扭转切应力为脉动循环变应力时，取 $\alpha \approx 0.6$ ；假设扭转切应力也为对称循环变应力时，则取 $\alpha = 1$ 。应本次设计中扭转切应力为静应力，所以取 $\alpha \approx 0.3$ ，则计算弯矩图为：



4 、校核轴的强度

选择轴的材料为 45 钢，并经过调质处理。由机械设计手册查得其许用弯曲应力为 60MP，由计算弯矩图可知，该轴的危急截面在 B 的作用点上，由于该作用点上开有花键，由机械设计可查得其截面的惯性矩为：

$$W = [\pi d^4 + (D-d)(D+d)zb] / 32D$$

其中 z 为花键的数目，在本次设计中， $z=6$ ， $D=32\text{mm}$ ， $d=28\text{mm}$ ， $b=6\text{mm}$

所以其截面的惯性矩为 $W=524.38\text{mm}^3$

依据标准直齿圆柱齿轮受力计算公式可得圆周力与径向力：

$$F_t = 2T_1 / d_1 \quad F_r = F_t \tan \alpha$$

其中 T_1 为小齿轮传递的扭矩， N^2m ； α 为啮合角，对标准齿轮，取 $\alpha = 20^\circ$ ；而 F_t 与 F_r 分别对应与 xz 平面及 yz 平面的力。各段轴的长度可从 2 号 A0 图中得出，则依据前面的公式可得出该轴危急截面的计算弯矩为： $M_{ca} = 25014.22\text{N}^2\text{m}$ ，

则该轴危急截面所受的弯曲应力为： $\delta_{ca} = 25014.22/524.38 \approx 47.7\text{MP} \leq 60\text{MP}$ ，所以该轴的强度满足要求。

2、主轴的刚度校核

1)、主轴材料的选择

考虑到主轴的刚度及强度，选择主轴的材料为 40Cr，并经过调质处理；

2)、主轴构造确实定

①主轴直径的选择

依据机床主电机功率来确定 D_1 (参考《金属切削机床》〔下〕的 154 页)：

$\because P=4\text{KW}$ ，属于中等以上转速，中等以下载荷的机床

\therefore 可取 $D_1 = 60 \sim 70\text{mm}$

②主轴内孔直径

$$\therefore \frac{K_0}{K} = \frac{I_0}{I} = \frac{\frac{\pi(D^4 - d^4)/64}{\pi D^4/64}}{\frac{\pi d^4}{\pi D^4}} = 1 - \xi^4$$

其中 K_0, I_0 -----空心主轴的刚度和截面惯性矩

K, I -----实心主轴的刚度和截面惯性矩

当 $\xi \geq 0.7$ 则主轴的刚度急剧下降，故取 $\xi < 0.7$

主轴的构造应依据主轴上应安装的组件以及在主轴箱里的具体布置来确定，主轴的具体构造已在三维图上表达清楚，其图号为 6，在此不在绘出。

其中： $D_1 = 69.832$ $D = 31.750$ $D_2 = 54.0$

$d = 18$ $d_1 = 14$ $L = 73$

3)、主轴的刚度验算

①轴的变形和允许值

轴上装齿轮和轴承处的挠度和倾角 (y 和 θ) 应当小于弯曲变形的许用值 $[y]$ 和 $[\theta]$

即 $y \leq [y]$ $[\theta] \geq \theta$

轴的类型	$[y]$ (mm)	变形部位	$[\theta]$ (rad)
------	------------	------	------------------

一般传动轴	4.0003~0.00051	装向心轴承处	0.0025
刚度的要求较高	-0.00021	装齿轮处	0.001
安装齿轮轴	{0.01~0.00} m	装单列圆锥滚子轴承	0.006

其中：L 表跨距，m 表模数

①轴的变形计算公式

计算轴本身弯曲变形产生的绕度 y 及倾角 θ 时，一般常将轴简化为集中载荷下的简支梁。按材料力学相关公式计算，主轴的直径相差不大且计算精度要求不高的时候，可把轴看作等径轴，承受平均直 d 来计算，计算花键时同样选择用平均直径

圆轴：
$$d = \frac{\sum d_i}{i}$$

惯性矩：
$$I = \frac{\pi d^4}{64}$$

矩形花键轴：
$$d1 = \frac{D + d}{2}$$

$$d2 = 4 \sqrt{\frac{64i}{\pi}}$$

惯性矩：
$$I = \frac{\pi d^4 + 6z(D - d)(D + d)^2}{64}$$

①轴的分解和变形合成

对于简单受力的变形，先将受力分解为三个垂直面上的分力，应用弯曲变形公式求出所求截面的两个垂直平面的 θ 和 y 。然后进展叠加，在同一平面内的可进展代数叠加，在两平面内的按几何公式，求出该截面的总绕度和总倾角

危急工作面的推断

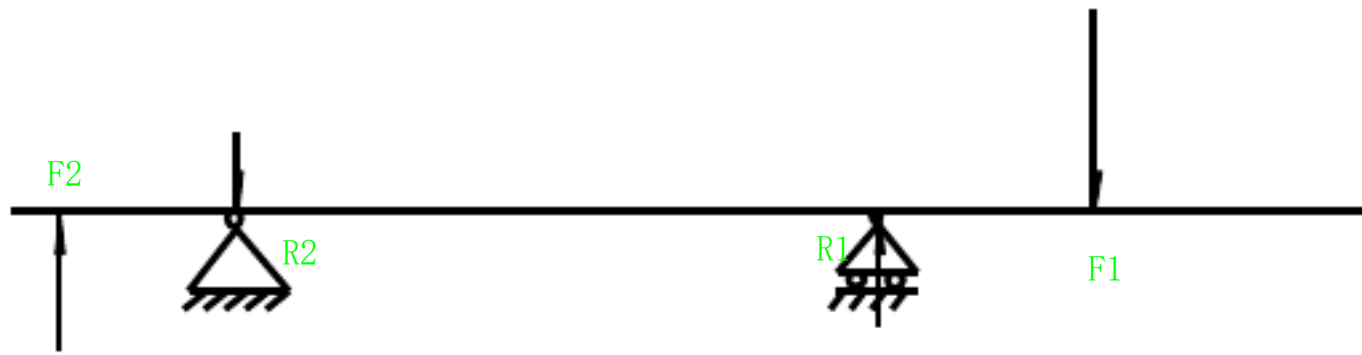
验算刚度应选择在最危急的工作条件状况下进展，一般状况下，轴的计算转速低，传动齿轮的直径小。且位于轴的中心时，轴受力将使总变形猛烈，如对：二、三种工作条件难以推断那一种最危急，就分别进展计算，找到最大弯曲变形值 θ 和 y 。

① 提高轴刚度的一些措施

加大轴的直径，适当削减轴的跨度或增加第三支承，重安排齿轮在轴上的位置转变轴的布置方位等。

② 轴的校核计算

轴的计算简图在 xz 平面内：



同理可得在 yz 平面内的受力图，在此不再画出。

主轴的传动功率：

$$P_{\text{主}} = 4 \times 0.996 \times 0.94 = 3.513 \text{KW}$$

$$\text{主轴转矩: } T_{\text{主}} = \frac{9.500 \times 10^6 \times 3.513}{250} = 156900 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$\text{支点上的力: } F_{tB} = 2 \frac{T_{\text{主}}}{d1} = \frac{2 \times 1.569 \times 10^5}{30} = 2614.8 \text{N}$$

$$F_{tC} = 2 \frac{T_{\text{主}}}{d1} = \frac{2 \times 1.569 \times 10^5}{35} = 2092 \text{N}$$

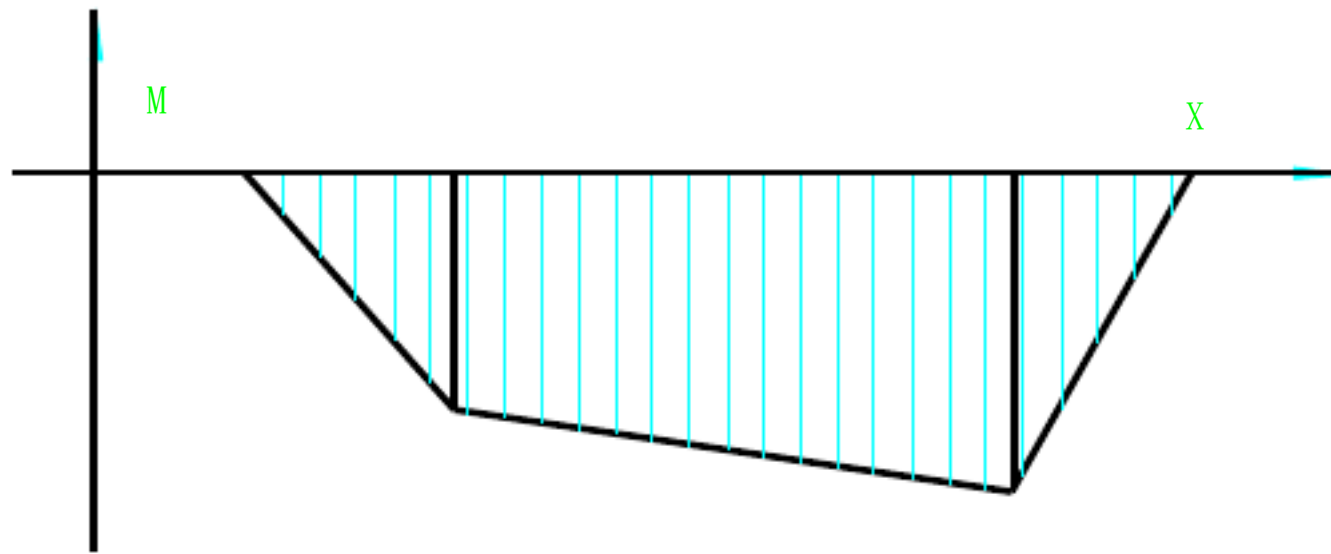
依据弯矩平衡：

$$R_{HE} \times 623 - F_{tC} \times (623 - 329) + F_{tB} (623 - 408) = 0$$

$$\text{求得: } R_{HE} = -84.9$$

$$\text{依据力得平衡: } R_{HA} = 607.7 \text{N}$$

则弯矩图为：



2) 垂直平面得弯矩图:

$$F_{RB} = F_{tB} \times \operatorname{tg}\alpha = 951.71\text{N}$$

$$F_{rC} = F_{rC} \times \operatorname{tg}\alpha = 761.4\text{N}$$

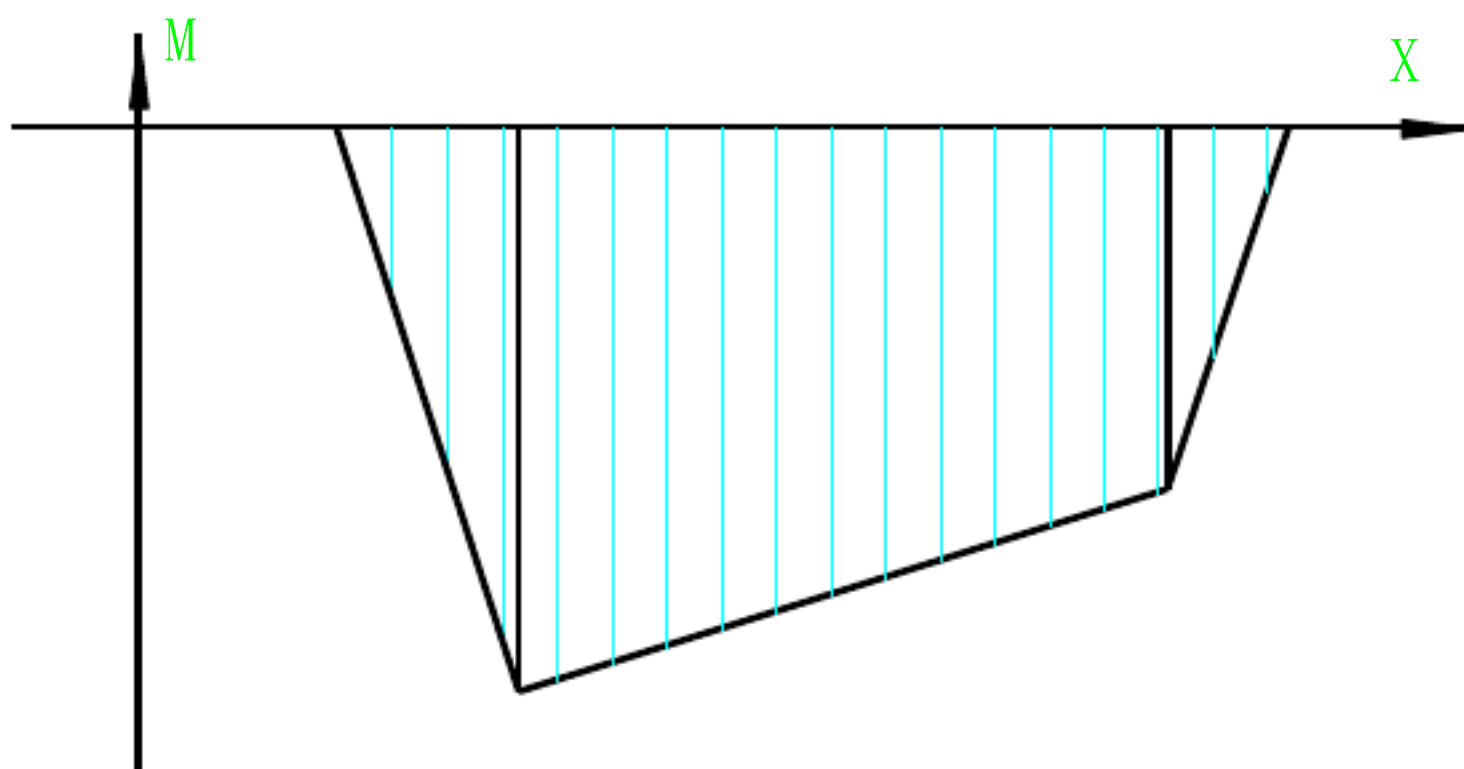
依据平面内得弯矩平衡有:

$$R_{NE} \times 623 - F_{rC} \times (623 - 329) + (623 - 408) = 0$$

$$R_{NE} = 88.6\text{N}$$

再依据力得平衡: $R_{NA} = -101.71\text{N}$

则可得 B、C 点得弯矩图:

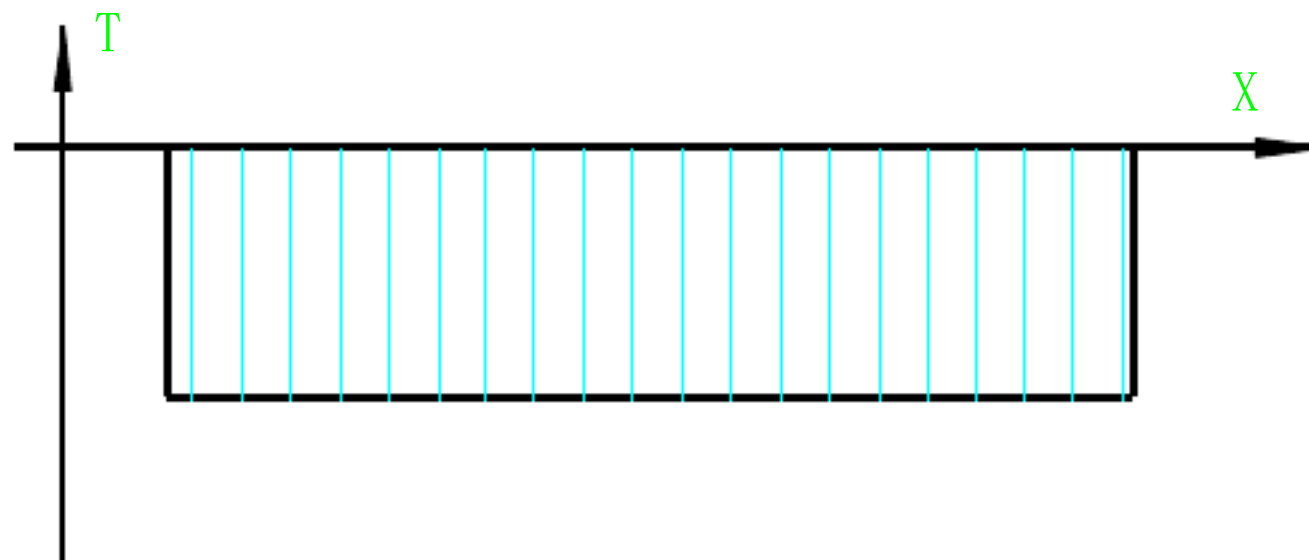


在 B 点和 C 点为最危急截面, 要满足要求, B、C 点满足即可, 在 B、C 截面得弯矩为:

$$M_{B\Sigma} = \sqrt{M_{BH}^2 + M_{BV}^2} = 803403.1\text{N}^2\text{mm}$$

$$M_{c\Sigma} = \sqrt{M_{CH}^2 + M_{CV}^2} = 675702.3 \text{ N}^2 \text{ mm}$$

扭矩图为：



经分析可知 B 所在得位置为最危急截面，只要 B 满足条件即可，则刚度满足。

计算弯矩

$$M_{CB} = \sqrt{M_{B\Sigma}^2 + (2T_B)^2} \\ = 862517.2 \text{ N}^2 \text{ mm}$$

轴得抗弯截面系数为：

$$W = \frac{\pi d^4 + (D-d)(D+d)zb}{32D} \\ = \frac{40694400 + 20 \times 140 \times 8 \times 10}{32 \times 80} \\ = 145983.7 \text{ mm}^3 \\ \therefore \sigma_{ca} = \frac{Mca}{W} = 53.96 < [\sigma]_{-1}$$

故满足第三强度理论

刚度验算：

在水平面内， F_{tB} 单独作用时：

$$fc1 = \frac{pb(3l^2 - 4b^2)}{48EI} \\ = \frac{2614.8 \times 2.5(3 \times 623^2 - 4 \times 215^2)}{48 \times 2.1 \times 10^5 \times I} \\ = -0.02598 \text{ mm}$$

$$\text{其中 } I = \frac{\pi (D^4 - d^4)}{32} = 2747500$$

在 f_{tc} 单独作用下:

$$f_{c2} = \frac{pb(3l^2 - 4b^2)}{48EI}$$

$$= \frac{2092 \times 294(3 \times 623^2 - 4 \times 294^2)}{48 \times 2.1 \times 10^5 \times I}$$

$$= -0.0182\text{mm}$$

在两力得共同作用下:

$$f_c = f_{c2} - f_{c1} = 0.00778\text{mm}$$

在垂直面内有(在 F_{rB} 单独作用时)

$$f_{c1} = \frac{pb(3l^2 - 4b^2)}{48EI}$$

$$= \frac{951.71 \times 2.15(3 \times 623^2 - 4 \times 215^2)}{48 \times 2.1 \times 10^5 \times I}$$

$$= -0.0072\text{mm}$$

$$\text{其中 } I = \frac{\pi(D^4 - d^4)}{32} = 2747500$$

在 F_{rC} 单独作用下:

$$f_{c2} = \frac{pb(3l^2 - 4b^2)}{48EI}$$

$$= \frac{761.4 \times 294(3 \times 623^2 - 4 \times 294^2)}{48 \times 2.1 \times 10^5 \times I}$$

$$= -0.0182\text{mm}$$

在两力得共同作用下:

$$f_c = f_{c2} - f_{c1} = 0.0006\text{mm}$$

故在 F_{tB} 、 F_{rB} 、 F_{tC} 、 F_{rC} 共同作用下, $x = \frac{1}{2}l$ 处为危急截面, 其最大挠度为

$$f_c = \sqrt{f_c''^2 - f_c'^2} = 0.0078031\text{mm}$$

而一般的刚度 $[y] = (0.0003 \sim 0.0005)l$

$$=0.21 \sim 0.35 \text{mm}$$

故 $f_c < [f_c]$ 符合刚度要求，其转角就不验算了。

B) 下面校核由 V 传到主轴时的强度，刚度，校核，

主轴的传动功率： $P_{\text{主}} = 7.5 \times 0.96 \times 0.976 = 5.9974 \text{KW}$

$$\text{主轴转矩： } T_{\text{主}} = \frac{9.500 \times 10^6 \times 5.9974}{50} = 143188 \text{Nmm}$$

$$\text{支点上的力： } F_{tB} = 2 \frac{T_{\text{主}}}{d_1} = \frac{2 \times 143188}{120} = 2386.5 \text{N}$$

$$F_{tC} = 2 \frac{T_{\text{主}}}{d_1} = \frac{2 \times 143188}{150} = 1910.9 \text{N}$$

依据弯矩平衡：

$$R_{HE} \times 623 - F_{tD} \times 483.5 + F_{tB} \times 215 = 0$$

求得： $R_{HE} = -244.9 \text{N}$

依据力得平衡： $R_{HA} = 1254.6 \text{N}$

2) 垂直平面得弯矩：

$$F_{rB} = F_{tB} \times \tan \alpha = 868.6 \text{N}$$

$$F_{rC} = F_{tC} \times \tan \alpha = 501.1 \text{N}$$

依据平面内得弯矩平衡有：

$$R_{NE} \times 623 - F_{rD} \times 483.5 + F_{rB} \times 215 = 0$$

$$R_{NE} = -89.1 \text{N}$$

再依据力得平衡： $R_{NA} = 278.4 \text{N}$

则可得 B、C 点得弯矩图：

在 B 点和 C 点为最危急截面，要满足要求，B、C 点满足即可，在 B、C 截面得弯矩为：

$$M_{B\Sigma} = \sqrt{M_{BH}^2 + M_{BV}^2} = 110489.6 \text{N}^2 \text{mm}$$

$$M_{C\Sigma} = \sqrt{M_{CH}^2 + M_{CV}^2} = 708402.5 \text{N}^2 \text{mm}$$

扭矩图为：

经分析可知 B 所在得位置为最危急截面，只要 B 满足条件即可，则刚度满足。

计算弯矩

$$M_{CB} = \sqrt{M_{B\Sigma}^2 + (2T_B)^2} = 942100 \text{ N}^2 \text{ mm}$$

轴得抗弯截面系数为：

$$\begin{aligned} W &= \frac{\pi d^4 + (D-d)(D+d)zb}{32D} \\ &= \frac{40694400 + 20 \times 140 \times 8 \times 10}{32 \times 80} \\ &= 145983.7 \text{ mm}^3 \end{aligned}$$

$$\therefore \sigma_{ca} = \frac{Mca}{W} = 58.94 < [\sigma]_{-1}$$

故满足第三强度理论

刚度验算：

在水平面内， F_{tB} 单独作用时：

$$\begin{aligned} f_{c1} &= \frac{pb(3l^2 - 4b^2)}{48EI} \\ &= \frac{2386.5 \times 215(3 \times 623^2 - 4 \times 215^2)}{48 \times 2.1 \times 10^5 \times I} \\ &= -0.018147 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$\text{其中 } I = \frac{\pi(D^4 - d^4)}{32} = 2747500$$

在 f_{tc} 单独作用下：

$$\begin{aligned} f_{c2} &= \frac{pb(3l^2 - 4b^2)}{48EI} \\ &= \frac{1376.8 \times 483.5(3 \times 623^2 - 4 \times 483.5^2)}{48 \times 2.1 \times 10^5 \times I} \\ &= -0.00551 \text{ mm} \end{aligned}$$

在两力得共同作用下：

$$f_c = f_{c2} - f_{c1} = 0.01264 \text{ mm}$$

在垂直面内有(在 F_{rB} 单独作用时)

$$f_{c1} = \frac{pb(3l^2 - 4b^2)}{48EI}$$

$$= \frac{868.6 \times 215(3 \times 623^2 - 4 \times 215^2)}{48 \times 2.1 \times 10^5 \times I}$$

$$= -0.0066\text{mm}$$

其中 $I = \frac{\pi(D^4 - d^4)}{32} = 2747500$

在 F_{rC} 单独作用下:

$$f_{c2} = \frac{pb(3l^2 - 4b^2)}{48EI}$$

$$= \frac{501.1 \times 483.5(3 \times 623^2 - 4 \times 483.5^2)}{48 \times 2.1 \times 10^5 \times I}$$

$$= -0.001515\text{mm}$$

在两力得共同作用下:

$$f_c = f_{c2} - f_{c1} = 0.00848\text{mm}$$

故在 F_{tB} 、 F_{rB} 、 F_{tC} 、 F_{rC} 共同作用下, $x = \frac{1}{2}l$ 处为危急截面, 其最大挠度为

$$f_c = \sqrt{f_c'^2 - f_c''^2} = 0.01264\text{mm}$$

而一般的刚度 $[y] = (0.0003 \sim 0.0005)l = 0.21 \sim 0.35\text{mm}$

故 $f_c < [y]$ 符合刚度要求, 其转角就不验算了。

(四)、离合器的选用

离合器在机器运转中可将传动系统随时分别或接合, 对离合器的要求有: 接合平稳, 分别快速彻底; 调整和修理便利; 外廓尺寸小; 质量小; 耐磨性好和有足够的散热力量; 操作便利省力。离合器的类型很多, 常用的可分牙嵌式和摩擦式。依据设计要求, 我选用了无滑环多片摩擦电磁式离合器。依据阅历值

$$D = (2 \sim 3)d ; \quad = (1.5 \sim 2.5)d。$$

D_1
2

第三局部 进给系统的设计计算

一、垂直进给系统的设计计算

假定主轴箱的重量: $w = 100\text{kgf} = 100^3 \cdot 9.8 = 980\text{N}$

Z 轴的行程为: 400mm

垂直脉冲当量: 0.005mm

预选滚珠丝杠根本导程: $L_0 = 10\text{mm}$

步距角: $\theta_b = 0.75^\circ$

快速进给速度: $V_{\max} = 2.0\text{m/min}$

(一)、脉冲当量和传动比确实定

(1)、传动比的选定

对于步进电机, 当脉冲当量 θ_b 确定, 并且滚珠丝杠导程 L_0 和步进电机步距角 θ_b 都已初步选定后, 则可用下式来计算该轴伺服传动系统的传动比:

$$i = \frac{\theta_b L_0}{360 \rho} = \frac{0.75 \times 10}{360 \times 0.005} = \frac{25}{6} = 4.17$$

(2)、计算转动惯量

初选步进电机的型号为 130BF001

则查表查出电机转子转动惯量 $J_D = 40.06^3 \cdot 10^{-5} \text{kg} \cdot \text{m}^2$

对于轴, 轴承, 齿轮, 联轴节, 丝杠等圆柱体的转动惯量公式为:

$$J = \frac{M}{8} D^2 \text{ (kg} \cdot \text{cm}^2 \text{)}$$

对于钢材, 材料密度为 $7.8 \times 10^{-3} \text{ (kg / cm}^3 \text{)}$, 则有

$$J = 0.78 D^4 L \times 10^{-3} \text{ (kg} \cdot \text{cm}^2 \text{)}$$

从资料定出齿轮副为:

$$Z_1 = 23 \quad Z_2 = 96 \quad m = 1.5 \text{ mm} \quad B = 20\text{mm}$$

则: 齿轮转动惯量:

$$J_1 = 0.78D^4L \times 10^{-3} = 0.78 \times 4.4^4 \times 2.0 \times 10^{-3} = 584.7 \times 10^{-3} \text{ (kg. cm}^2\text{)}$$

$$= 5.85 \times 10^{-5} \text{ kg. m}^2$$

$$J_2 = 0.78D^4L \times 10^{-3} = 0.78 \times 9.6^4 \times 2.0 \times 10^{-3} = 13249.8 \times 10^{-3} \text{ (kg. cm}^2\text{)}$$

$$= 132.5 \times 10^{-5} \text{ kg. m}^2$$

滚珠丝杆转动惯量折算：

$$J_s = 0.78D^4L \times 10^{-3} = 0.78 \times 4^4 \times 58 \times 10^{-3} = 11581.4 \times 10^{-3} \text{ (kg. cm}^2\text{)}$$

$$= 115.8 \times 10^{-5} \text{ kg. m}^2$$

工作台质量折算：

$$J_G = \frac{(L_0)^2}{2\pi} M = \frac{(1.0)^2}{2\pi} \times 100 = 2.53 \text{ (kg. cm}^2\text{)} = 25.3 \times 10^{-5} \text{ kg. m}^2$$

传动系统等效转动惯量计算：

$$J_\Sigma = J_D + J_1 + (J_2 + J_s + J_G) / i^2$$

$$= 40.06 \times 10^{-5} + 5.85 \times 10^{-5} + (132.5 + 115.8 + 25.3) \times 10^{-5} / 4.17^2$$

$$= 61.64 \times 10^{-5} \text{ kg. m}^2 = 6.16 \text{ kg. cm}^2$$

(二)、滚珠丝杠设计计算

滚珠丝杠副已经标准化，因此，滚珠丝杠副的设计归结为滚珠丝杠副型号的选择。

1) 计算作用在丝杠上的最大动负荷C

首先依据切削力和运动部件的重量引起的进给抗力，计算出丝杠的轴向载荷，再依据要求的寿命值计算出丝杠副应能承受的最大动载荷 C：

$$C = \sqrt[3]{L f_m F_m}$$

式中 f_m ——运转状态系数，一般运转取 1.2~1.5，有冲击的运转取 1.5~2.5；

F_m ——滚珠丝杠工作载荷 (N)；

L ——工作寿命，单位为 $10^6 r$ ， L 可按下式计算

$$L = \frac{60nT}{10^6}$$