

目录

- 1、前言 2
 - 1.1 金属切削机床在国民经济中的地位 2
 - 1.2 机床课程设计的目的 2
 - 1.3 设计内容和要求 2
- 2、参数的拟定 3
 - 2.1 车床的规格系列和用处 3
 - 2.2 确定极限转速 3
 - 2.3 主电机选择 3
- 3.传动设计 4
 - 3.1 主传动方案拟定 4
 - 3.2 传动结构式、结构网的选择 4
 - 3.2.1 确定传动组及各传动组中传动副的数目 4
 - 3.2.2 传动式的拟定 4
 - 3.2.3 结构式的拟定 5
 - 3.3 转速图的拟定 5
- 4. 传动件的估算 7
 - 4.1 V 带传动的计算 7
 - 4.2 传动轴的估算 9
 - 4.2.1 确定各轴转速 9
 - 4.2.2 传动轴直径的估算 10
 - 4.3 齿轮齿数确实定和模数的计算 11
 - 4.3.1 齿轮齿数确实定 11
 - 4.3.2 齿轮模数的计算 12
 - 齿宽确定 15
 - 4.4 带轮结构设计 16
 - 4.5 片式摩擦离合器的选择和计算 16
- 5. 动力设计 18
 - 5.1 主轴刚度验算 18
 - 5.1.1 选定前端悬伸量 C18
 - 5.1.2 主轴支承跨距 L 确实定 18
 - 5.1.3 计算 C 点挠度 18
 - 5.2 齿轮校验 20
 - 5.3 轴承的校验 21
- 6、结构设计及说明 22
 - 6.1 I 轴〔输入轴〕的设计 22
 - 6.2 齿轮块设计 23

6.3 传动轴的设计	24
6.4 主轴组件设计	25
6.4.1 各局部尺寸的选择	25
6.4.2 主轴轴承	26
6.4.3 润滑与密封	27
7、总结	28
8、参考文献	29

1、 前言

1.1 金属切削机床在国民经济中的地位

装备制造业是保证国民经济开展建设的根底，装备制造业的技术水平和现代化水平决定着整个国民经济水平的开展, 肩机床的属性决定了它在国民经济中的重要地位，负着为国民经济各部门提供现代化装备的任务，它为工业、农业、运输业、科研和国防等部门提供各种机器、仪器和工具，是国民经济赖以开展的根底，机床的种类、质量和加工效率直接影响着其他机械产品的生产技术水平 and 经济效益。因此，机床工业的现代化水平和规模，以及所拥有机床的数量和质量是一个国家工业兴旺程度的重要标志之一。

1.2 机床课程设计的目的

- 1、课程设计属于机械系统设计课的延续，通过设计实践，进一步学习和掌握机械系统设计的一般方法。
- 2、培养综合运用机械制图、机械设计根底、精度设计、金属工艺学、材料热处理及结构工艺等相关知识，进行工程设计的能力。
- 3、培养实用手册、图册、有关资料及设计标准规那么的能力。
- 4、提高技术总结及编制技术文件的能力。

1.3 设计内容和要求

设计内容：独立完成变速级数为 12 的机床主传动系统主轴变速箱的设计。

根本要求：

- 1、 课程设计必须独立的进行，每人必须完成展开图、截面图图样设计各一张，能够较清楚地表达各轴和传动件的空间位置及有关结构。
- 2、 根据设计任务书要求，合理确实定尺寸、运动及动力等相关参数。
- 3、 正确利用结构式、转速图等设计工具，认真进行方案分析。
- 4、 正确的运用手册、标准，设计图样必须符合国家标准规定。说明书要求用工程术语，文字通顺简练，字迹工整。

完成任务：

- 1) 课程设计说明书一份
- 2) 主轴箱展开图一张
- 3) 主轴剖面图一张

2、参数的拟定

2.1 车床的规格系列和用处

普通机床的规格和类型有系列型谱作为设计时应该遵照的根底。因此，对这些根本知识和资料作些简要介绍。本次设计的是普通型车床 C6140 主轴变速箱。主要用于加工回转体。

车床的主参数〔规格尺寸〕和根本参数〔GB1582-79，JB/Z143-79〕

工件最大回 转直径 $D_{\max}(\text{mm})$	正转最低转速 $n_{\min}(\text{r}/\text{min})$	电机功率 $N(\text{kw})$	公比 ϕ	转速级数 Z
---------------------------------------	---	------------------------	--------------	----------

400	31.5	5.5	1.41	12
-----	------	-----	------	----

2.2 确定极限转速

由 $n_{\min}=31.5$, $\varphi=1.41$, $z=12$ 确定各级转速，分别为 1400、1000、710、500、355、250、180、125、90、63、45、 $31.5 \frac{r}{\min}$ 。

2.3 主电机选择

合理确实定电机功率 N，使机床既能充分发挥其使用性能，满足生产需要，又不致使电机经常轻载而降低功率因素。

电动机的功率是 5.5KW，根据《车床设计手册》附录表 2 选 Y132S-4，额定功率 5.5 kw，满载转速 1440 $\frac{r}{\min}$ ，最大额定转矩 2.2。

3.传动设计

3.1 主传动方案拟定

拟定传动方案，包括传动型式的选择以及开停、制动、操纵等整个传动系统确实定。传动型式那么指传动和变速的元件、机构以及组成、安排不同特点的传动型式、变速类型。

传动方案和型式与结构的复杂程度密切相关，和工作性能也有关系。因此，确定传动方案和型式，要从结构、工艺、性能及经济等多方面统一考虑。

传动方案有多种，传动型式更是众多，比方：传动型式上有集中传动，别离传动；扩大变速范围可用增加传动组数，也可用背轮结构、分支传动等型式；变速箱上既可用多速电机，也可用交换齿轮、滑移齿轮、公用齿轮等。

显然，可能的方案有很多，优化的方案也因条件而异。此次设计中，我们采用集中传动型式的主轴变速箱。

3.2 传动结构式、结构网的选择

结构式、结构网对于分析和选择简单的串联式的传动不失为有用的方法，但对于分析复杂的传动并想由此导出实际的方案，就并非十分有效。

确定传动组及各传动组中传动副的数目

级数为 Z 的传动系统由假设若干个顺序的传动组组成，各传动组分别有 Z_1 、 Z_2 、……个传动副。

即 $Z = Z_1 Z_2 Z_3 \cdots$

传动副中由于结构的限制以 2 或 3 为适宜，即变速级数 Z 应为 2 和 3 的因子： $Z = 2^a \times 3^b$ ，可以有三种方案：

$12=3 \times 2 \times 2$ ； $12=2 \times 3 \times 2$ ； $12=2 \times 2 \times 3$ ；

传动式的拟定

12 级转速传动系统的传动组，选择传动组安排方式时，考虑到机床主轴变速箱的具体结构、装置和性能。

在 I 轴如果安置换向摩擦离合器时，为减少轴向尺寸，第一传动组的传动副数不能多，以 2 为宜。

主轴对加工精度、外表粗糙度的影响很大，因此主轴上齿轮少些为好。最后一个传动组的传动副常选用 2。

综上所述，传动式为 $12=2 \times 3 \times 2$ 。

结构式的拟定

对于 $12=2 \times 3 \times 2$ 传动式，有 6 种结构式和对应的结构网。分别为：

$$12 = 2_1 \times 3_2 \times 2_6, \quad 12 = 2_3 \times 3_1 \times 2_6, \quad 12 = 2_2 \times 3_4 \times 2_1,$$

由于本次设计的机床 I 轴装有摩擦离合器，在结构上要求有一齿轮的齿根圆大于离合器的直径。初选 $12 = 2_1 \times 3_2 \times 2_6$ 的方案。

3.3 转速图的拟定

图 3-1 正转转速图

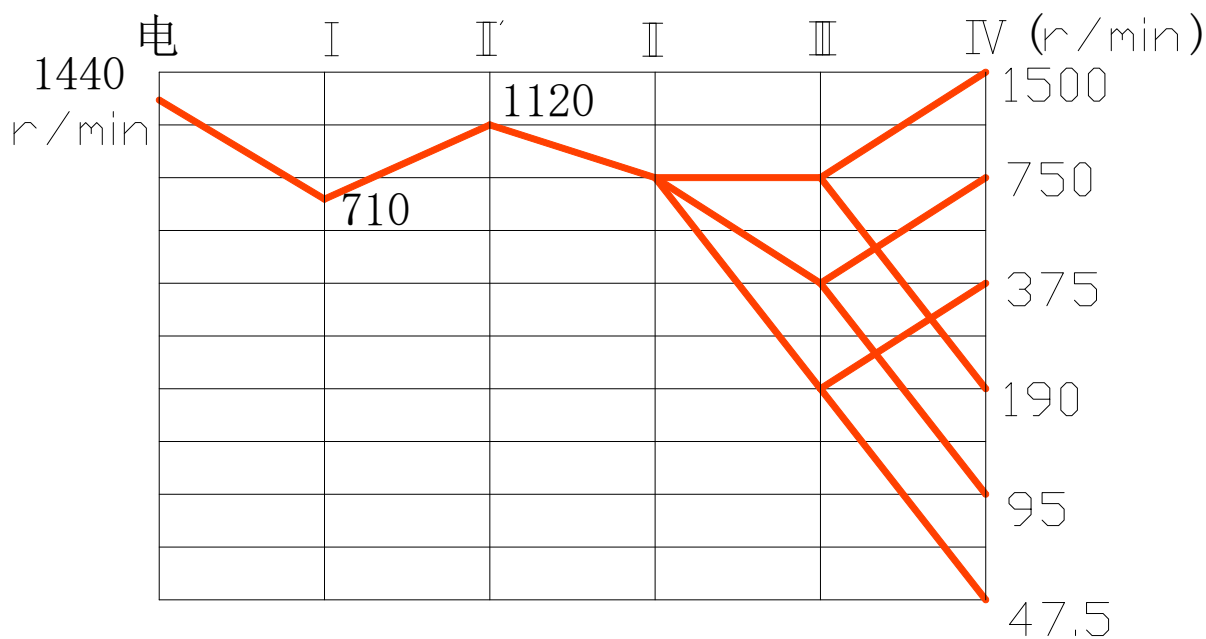


图 3-2 反转转速图

图 3-3 主传动系图

4. 传动件的估算

4.1 V 带传动的计算

V 带传动中，轴间距 A 可以加大。由于是摩擦传递，带与轮槽间会有打滑，宜可缓和冲击及隔离振动，使传动平稳。带轮结构简单，但尺寸大，机床中常用作电机输出轴的定比传动。

(1) 选择 V 带的型号

根据公式

式中 P——电动机额定功率， K_a ——工作情况系数(此处取为 1.1)。

查《机械设计》图 5-10，因此选择 A 型带，尺寸参数为 B=80mm， $b_d=11\text{mm}$ ， $h=10$ ， $\varphi=40^\circ$ 。

(2) 确定带轮的计算直径 D_1 ， D_2

带轮的直径越小带的弯曲应力就越大。为提高带的寿命，小带轮的直径 D_1 不宜过小，即

$D_1 \geq D_{\min}$ 。查《机械设计》取主动轮基准直径 $D_1=125\text{mm}$ 。

由公式
$$D_2 = \frac{n_1}{n_2} D_1 (1 - \varepsilon)$$

式中： n_1 -小带轮转速， n_2 -大带轮转速， ε -带的滑动系数，一般取 0.02。

$$\text{所以 } D_2 = \frac{1440}{710} \times 125(1 - 0.02) = 248.5\text{mm},$$

由《机械设计》V 带带轮基准直径的标准系列，取圆整为 250mm。

$$\text{实际传动比 } i' = \frac{D_2}{(1 - \varepsilon)D_1} = \frac{250\text{mm}}{(1 - 0.02) \times 125\text{mm}} = 2.04$$

$$\text{传动比误差相对值 } \Delta i = \frac{i' - i}{i} = \frac{2.04 - 2.03}{2.03} = 0.49\%$$

一般允许误差 5%，所选大带轮直径可选。

(3) 确定三角带速度

$$\text{按公式 } v = \frac{\pi D_1 n_1}{60 \times 1000} = \frac{3.14 \times 125 \times 1440}{60 \times 1000} = 9.42\text{m/s}$$

v 在 5~25m/s 之间，满足带速要求。

(4) 初定中心距

带轮的中心距，通常根据机床的总体布局初步选定，一般可在以下范围内选取：根据经验公式

$$0.7(D_1 + D_2) < A_0 < 2(D_1 + D_2)\text{mm}$$

$$\text{即 } 0.7 \times (125 + 250) = 262.5\text{mm} < A_0 < 2 \times (125 + 250) = 750\text{mm}, \text{ 取 } A_0 = 500\text{mm}.$$

(5) V 带的计算基准长度 L_0

由《机械设计》表 5-4，选取带轮的基准长度为 $L = 1600\text{mm}$ 。

(6) 确定实际中心距 A

(7) 验算小带轮包角 α

$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{D_2 - D_1}{A} \times 57.3^\circ = 165.7^\circ > 120^\circ, \text{ 主动轮上包角适宜。}$$

(8) 确定 V 带根数 z

$$\text{由式 } z = \frac{P_{ca}}{(p_0 + \Delta p_0) k_\alpha k_l}$$

查表 5-9，5-6 得 $\Delta p_0 = 0.17\text{KW}$ ， $p_0 = 1.92\text{KW}$

查表 5-11， $k_\alpha = 0.98$ ；查表 5-12， $k_l = 0.99$

所以取 $z = 3$ 根。

(9) 验算 V 带的挠曲次数

$$u = \frac{1000mv}{L} = 17.66 \leq 40 \text{ 次/s}, \text{ 符合要求。}$$

(10) 计算带的张紧力和压轴力

查《机械设计》表 5-2, $q=0.1\text{kg/m}$

$$\begin{aligned} F_0 &= 500 \frac{P_{ca}}{vz} \left(\frac{2.5}{k_\alpha} - 1 \right) + qv^2 \\ \text{单根带的张紧力} \quad &= 500 \times \frac{6.05}{9.42 \times 3} \left(\frac{2.5}{0.98} - 1 \right) + 0.1 \times 9.42^2 = 175 \text{ N} \end{aligned}$$

$$\text{带轮轴的压轴力} \quad F = 2zF_0 \sin \frac{\alpha_1}{2} = 2 \times 3 \times 175 \times \sin \frac{165.7^\circ}{2} = 966.2 \text{ N}$$

4.2 传动轴的估算

传动轴除应满足强度要求外, 还应满足刚度的要求, 强度要求保证轴在反复载荷和扭载荷作用下不发生疲劳破坏。机床主传动系统精度要求较高, 不允许有较大变形。因此疲劳强度一般不失是主要矛盾, 除了载荷很大的情况外, 可以不必验算轴的强度。刚度要求保证轴在载荷下不至发生过大的变形。因此, 必须保证传动轴有足够的刚度。

确定各轴转速

(1) 确定主轴计算转速: 主轴的计算转速为

(2) 各传动轴的计算转速:

轴Ⅲ可从主轴 90r/min 按 22/88 的传动副找上去, 轴Ⅲ的计算转速 125r/min; 轴Ⅱ的计算转速为 500r/min; 轴Ⅰ的计算转速为 710r/min。

(3) 核算主轴转速误差

主轴各级实际转速值用下式计算:

式中 u_1 、 u_2 、 u_3 分别为第一、第二、第三变速组齿轮传动比, ε 取 0.02。

$$n_1 = 31.38 \text{ r/min}, n_2 = 43.93 \text{ r/min}, n_3 = 62.76 \text{ r/min}, n_4 = 87.87 \text{ r/min}$$

$$\text{正转实际转速 } n_5 = 125.52 \text{ r/min}, n_6 = 175.73 \text{ r/min}, n_7 = 247.66 \text{ r/min}, n_8 = 346.72 \text{ r/min}$$

$$n_9 = 495.31 \text{ r/min}, n_{10} = 693.44 \text{ r/min}, n_{11} = 990.63 \text{ r/min}, n_{12} = 1386.88 \text{ r/min}$$

$$\text{反转实际转速 } n'_1 = 46.6 \text{ r/min}, n'_2 = 93.19 \text{ r/min}, n'_3 = 186.38 \text{ r/min}$$

$$n'_4 = 367.73 \text{ r/min}, n'_5 = 735.46 \text{ r/min}, n'_6 = 1470.93 \text{ r/min}$$

转速误差用主轴实际转速与标准转速相对误差的绝对值表示:

$$\Delta n = \left| \frac{n_{\text{标}} - n}{n} \right| \leq 10(\varphi - 1)\%$$

其中 $n_{\text{标}}$ 为主轴标准转速。

正转转速误差表

主轴转速	n_1	n_2	n_3	n_4	n_5	n_6
标准转速	31.5	45	63	90	125	180
实际转速	31.38	43.93	62.76	87.87	125.52	175.73
转速误差%	0.30	2.34	0.38	2.37	0.42	2.37
主轴转速	n_7	n_8	n_9	n_{10}	n_{11}	n_{12}
标准转速	250	355	500	710	1000	1400
实际转速	247.66	346.72	495.31	693.44	990.63	1386.88
转速误差%	0.94	2.30	0.94	2.30	0.94	0.94

转速误差满足要求。

反转转速误差表

主轴转速	n'_1	n'_2	n'_3	n'_4	n'_5	n'_6
标准转速	47.5	95	190	375	750	1500
实际转速	46.60	93.19	186.38	367.73	735.46	1470.93
转速误差%	1.90	1.90	1.90	1.90	1.90	1.90

转速误差满足要求。

传动轴直径的估算

其中：P-电动机额定功率

K-键槽系数

A-系数

η -从电机到该传动轴之间传动件的传动效率的乘积；

n_j -该传动轴的计算转速。

计算转速 n_j 是传动件能传递全部功率的最低转速。各传动件的计算转速可以从转速图上，按主轴的计算转速和相应的传动关系确定。

查《机械制造装备设计》表 3-11, I、II、III 轴都是花键轴, $[\phi]=1.5^\circ, A=83, K=1.07$; IV 轴是单键轴, $[\phi]=1^\circ, A=92, K=1.05$ 。

[1] I 轴的直径: $\eta_1 = 0.95, n_1 = 710r/\min$

$$d_1 \geq (83 \times 1.07) \sqrt[4]{\frac{5.5 \times 0.95}{710}} = 26.01mm, \text{ 取 } 28mm.$$

[2] II 轴的直径: $\eta_2 = \eta_1 \times 0.98 \times 0.99 \times 0.99 = 0.912, n_2 = 500r/\min$

$$d_2 \geq (83 \times 1.07) \sqrt[4]{\frac{5.5 \times 0.912}{500}} = 28.11mm, \text{ 取 } 30mm.$$

[3] III 轴的直径: $\eta_3 = \eta_2 \times 0.98 \times 0.98 = 0.876, n_3 = 125r/\min$

$$d_3 \geq (83 \times 1.07) \sqrt[4]{\frac{5.5 \times 0.876}{125}} = 39.35mm, \text{ 取 } 42.5mm.$$

[4] 主轴的直径: $\eta_4 = \eta_3 \times 0.99 \times 0.98 \times 0.98 = 0.85, n_4 = 90r/\min$

$$d_4 \geq (92 \times 1.05) \sqrt[4]{\frac{5.5 \times 0.85}{90}} = 46.12mm, \text{ 取 } 50mm.$$

此轴径为平均轴径, 设计时可相应调整。

4.3 齿轮齿数确实定和模数的计算

齿轮齿数确实定

当各变速组的传动比确定以后, 可确定齿轮齿数。对于定比传动的齿轮齿数可依据机械设计手册推荐的方法确定。对于变速组内齿轮的齿数, 如传动比是标准公比的整数次方时, 变速组内每对齿轮的齿数和 S_z 及小齿轮的齿数可以从表 3-9 (机械制造装备设计) 中选取。一般在主传动中, 最小齿数应大于 18~20。采用三联滑移齿轮时, 应检查滑移齿轮之间的齿数关系。三联滑移齿轮的最大齿轮之间的齿数差应大于或等于 4, 以保证滑移是齿轮外圆不相碰。

第一组齿轮:

$$\text{传动比: } u_1 = \frac{1}{\phi^0} = 1, \quad u_2 = \frac{1}{\phi} = \frac{1}{1.41}$$

查《机械制造装备设计》表 3-9, 齿数和 S_z 取 84

$$Z_1=42, \quad Z_2=42, \quad Z_3=35, \quad Z_4=49;$$

第二组齿轮：

$$\text{传动比: } u_1 = \frac{1}{\varphi^0} = 1, u_2 = \frac{1}{\varphi^2} = \frac{1}{2}, u_3 = \frac{1}{\varphi^4} = \frac{1}{4}$$

齿数和 S_z 取 90：

$$Z_5=18, Z_6=72, Z_7=45, Z_8=45, Z_9=30, Z_{10}=60;$$

第三组齿轮：

$$\text{传动比: } u_1 = \frac{\varphi^2}{1} = 2, u_2 = \frac{1}{\varphi^4} = \frac{1}{4}$$

齿数和 S_z 取 110：

$$Z_{11}=73, Z_{12}=37, Z_{13}=22, Z_{14}=88,$$

反转齿轮：

$$\text{传动比: } u_1 = \frac{n_1}{n_2'} = \frac{710}{1120} = \frac{71}{112}, u_2 = \frac{n_2'}{n_2} = \frac{1120}{800} = \frac{7}{5}$$

$$\text{取 } Z_{15} = 35, \text{ 得 } Z_{16} = Z_{15} \cdot u_1 = 35 \times \frac{71}{112} = 23$$

齿轮模数的计算

(1) I-II 齿轮弯曲疲劳的计算：

(机床主轴变速箱设计指导 P36, n_j 为大齿轮的计算转速, 可根据转速图确定)

$$\text{齿面点蚀的计算: } A \geq 370 \sqrt[3]{\frac{N}{n_j}} \text{ mm} = 370 \sqrt[3]{\frac{5.23}{500}} \text{ mm} = 80.91 \text{ mm}$$

取 $A=81$, 由中心距 A 及齿数计算出模数：

根据计算选取两个中的较大值, 选取相近的标准模数。

取 $m_j = 1.93$, 所以取 $m = 3$

(2) II-III 齿轮弯曲疲劳的计算：

$$\text{齿面点蚀的计算: } A \geq 370 \sqrt[3]{\frac{N}{n_j}} \text{ mm} = 370 \sqrt[3]{\frac{5.02}{125}} \text{ mm} = 126.71 \text{ mm}$$

取 $A=127$, 由中心距 A 及齿数计算出模数：

根据计算选取两个中的较大值, 选取相近的标准模数。

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/818112047133006056>