

目 录

| | |
|------------------------------------|-----------|
| 绪论..... | 1 |
| 第一章 数控加工技术概论 | 5 |
| 1.1 数控技术及数控加工的基本概念..... | 5 |
| 1.2 数控机床的组成与分类..... | 6 |
| 1.3 数控机床的特点与数控机床的发展方向 | 7 |
| 第二章 数控铣床主传动系统 | 9 |
| 2.1 数控机床对主传动的要求..... | 9 |
| 2.2 数控铣床主传动的配置方式..... | 9 |
| 第三章 主轴电动机的选取 | 12 |
| 第四章 同步带传动 | 13 |
| 4.1 材料选择..... | 13 |
| 4.2 参数计算..... | 13 |
| 第五章 主轴组件的设计 | 16 |
| 5.1 主轴组件的设计要求..... | 16 |
| 5.2 主轴材料的选择及尺寸、参数的计算..... | 18 |
| 5.3 主轴传动装置箱体的作用..... | 22 |
| 5.4 主轴箱体的截面形状和壁厚计算..... | 22 |
| 第六章 主轴轴承的选择 | 23 |
| 6.1 轴承的选择和轴承的精度..... | 23 |
| 6.2 轴承预紧力的要求..... | 24 |
| 6.3 主轴轴承的润滑与密封..... | 24 |
| 6.4 轴承寿命校核..... | 26 |
| 第七章 联接键的选择和碟形弹簧的选择与计算 | 27 |
| 7.1 联接键的选择 | 27 |
| 7.2 碟形弹簧的选择与计算 | 27 |
| 7.3 碟形弹簧材料及热处理、厚度和脱碳 | 28 |
| 7.4 碟形弹簧的强压处理、表面强化处理和防腐处理 | 28 |
| 第八章 螺钉联接的设计 | 30 |

| | |
|-----------------------------|----|
| 第九章 液压缸与密封件的设计 | 32 |
| 9.1 液压缸安装时应注意的问题 | 32 |
| 9.2 液压缸各部分的结构及主要尺寸的确定 | 33 |
| 9.3 强度校核 | 33 |
| 9.4 密封件的作用及其意义..... | 34 |
| 9.5 密封的分类及密封件的材料要求..... | 34 |
| 9.6 防尘圈设计要求 | 35 |

绪 论

在工业生产中，金属热切割一般有气割、等离子切割、数控铣床等。其中数控铣床与气割相比，其切割范围更广、效率更高。而精细等离子切割技术在材料的切割表面质量方面已接近了激光切割的质量，但成本却远低于激光切割。因此，数控铣床自 20 世纪 50 年代中期在美国研制成功以来，得到迅速发展。

1 国外数控铣床现状与发展趋势

国外数控铣床的生产厂家主要集中在德国、美国和日本。从机械结构上看，其发展经历了十字架型（轻型）、门型（小型）、龙门型（大型）3 个阶段，相应的型号种类繁多。能够代表数控铣床技术最高水平的厂家主要集中在德国，目前，国外已有厂家在龙门式切割机上安装一个专用切割机械手，开发出五轴控制系统的龙门式专用切割工具，该系统可以在空间切割出各种轨迹，利用特殊的跟踪探头，在切割过程中控制切割运行轨迹。

我国工厂的板材下料中应用最为普遍的是数控铣床和等离子切割，所用的设备包括手工下料、仿形机下料、半自动切割机下料及数控切割机下料等。与其他切割方式比较而言，手工下料随意性大、灵活方便，并且不需要专用配套下料设备。但手工切割下料的缺点也是显而易见的，其割缝质量差、尺寸误差大、材料浪费大、后道工序的工作量大，同时劳动条件恶劣。用仿形机下料，虽可大大提高下料工件的质量，但必须预先加工与工件相适应的靠模，不适于单件、小批量和大工件下料。半自动切割机虽然降低了工人劳动强度，但其功能简单，只适合一种形状的切割。上述 3 种切割方式，相对于数控切割来说由于设备成本较低、操作简单，所以在我国的中小企业甚至在一些大型企业中仍在广泛使用。

随着国内经济形势的蓬勃发展以及以焊代铸趋势的加速，数控铣床的优势正在逐渐为人们所认识。数控铣床不仅使板材利用率大幅度提高，产品质量得到改进，而且改善了工人的劳动环境，劳动效率进一步提高。目前，我国金属加工行业使用的数控铣床是以火焰和普通等离子切割机为主，但纯火焰切割，已不能适应现代生产的需要，该类切割机可满足不同材料、不同厚度的金属板材的下料以及金属零件的加工程的需要，因此需求量将会越来越大，但与国外的差距仍极为明显，主要表现为：发达国

家金属加工行业 90%为数控切割机下料，仅 10%为手工下料；而我国数控切割机下料仅占下料总量的 10%，其中数控铣床下料所占比例更小。

我国数控铣床每年市场需求量约在 400~500 台之间。相较而言，仿形切割机每年销售几千台，半自动切割机每年销售达上万台。由此可见，我国数控切割市场，尤其是数控铣床市场的发展潜力是巨大的。

2 数控技术的现状与发展

计算机技术的飞速发展推动了数控技术的更新换代，而这也日益完善了数控铣床的高精、高速、高效功能。代表世界先进水平的欧洲、美国、日本的数控系统生产商利用工控机丰富的软硬件资源开发的新一代数控系统具有开放式体系结构，即数控系统的开发可以在统一的运行平台上，面向最终用户，通过改变、增加或剪裁结构对象（数控功能），形成系列化，并可方便地将用户的特殊应用和技术诀窍集成到控制系统中，快速实现不同品种、不同档次产品的开发。

开放式体系结构使数控系统有更好的通用性、柔性、适应性、扩展性，并向智能化、网络化方向发展。

近几年来，由于对切割质量、劳动环境等的要求越来越高，其相应产品在我国的市场需求量也逐年上升。在我国的数控铣床设备生产行业中，由于缺乏切割理论与生产实践相转换的机制，因此新技术运用不广、新产品开发速度不快，制约了数控铣床技术的进一步发展和运用。

第一章 数控加工技术概论

1.1 数控技术及数控加工的基本概念

一 数控技术

数控技术是本世纪中期发展起来的机床控制技术,是用数字信息对机械运动和工作过程进行控制的技术。数控装备是以数控技术为代表的新技术对传统制造产业和新兴制造业的渗透行程的机电一体化铲平,即所谓的数字化装备。

(1) 数控与数控机床

数字控制 (Numerical Control, 简称 NC), 国家标准定义为:“是用数字化信号对机床的运动及其加工过程进行控制的一种方法”。定义中的“机床”,不仅指金属切削机床,还包括其他各类机床,如线切割机床等。

数控机床 (Numerical Control Machine Tools) 是技术密集度及自动化程度很高的机电一体化加工装备。简单地说就是采用了数控技术的机床,或者说是装备了数控系统的机床。国际信息处理联盟 (Internaional Federation of Information Proceccing, 简称 IFIP) 第五技术委员会对数控机床作了如下定义:数控机床是一种装有程序控制系统的机床,该系统能逻辑地处理具有特定代码和其他符号编码指令规定的程序。

(2) 数控系统

数控系统 (NC System) 就是上诉定义中所指的那种程序控制系统,它是逻辑地处理驶入到系统中具有特定代码的程序,并将其译码,从而使机床运行并加工零件。

数控系统在本质上是一台计算机。在硬件方面,它经历了电子管、晶体管、小规模集成电路、微处理机到当前 PC 结构的五代发展;在体系结构上,经历了硬件数控系统 (NC)、计算机数控 (CNC)、到目前的 PC 数控 (PC-NC) 三个阶段。^[9]

二 数控加工

数控加工技术是 20 世纪 40 年代后期为适应加工复杂外形零件而发展起来的一种自动化加工技术。数控加工就是用数控机床加工零件的方法。数控加工是伴随数控机床的产生、发展而逐步完善起来的一种应用技术,它是人们长期从事数控加工实践的

经验总结。

1.2 数控机床的组成与分类

一 数控机床的组成

数控机床的种类很多，但是任何一种数控机床都主要由数控系统、伺服系统和机械系统组成。

1 数控系统

数控系统是数控机床的核心，是数控机床的“指挥系统”。数控系统通常是一台带有专门系统软件的专用微型计算机。

2 伺服系统

伺服系统（或称驱动系统）是数控机床的执行机构，是由驱动和执行两大部分组成。用于实现数控机床的进给伺服控制和株洲伺服控制。它接受数控装置的指令信息，并按指令信息的要求控制执行部件的进给速度、方向和位移。

3 机械系统

数控机床的机械系统，除机床基础件意外，有下列各部分组成：

- (1) 主轴部件：包括主轴电动机和主轴传动系统。
- (2) 进给系统：包括进给执行电动机和进给传动系统。
- (3) 实现共转回转、定位的装置和附件。
- (4) 实现某些部件动作和辅助功能的系统和装置。
- (5) 刀库和自动换刀装置 (Automatic Tools Changer, 简称 ATC)
- (6) 自动托盘交换装置 (Automatic Pallet Changer, 简称 APC)

机床基础件或称机床大件，通常是指床身(或底座)、立柱、滑座和工作台等，它是整台机床的基础和框架。^[9]

二 数控机床的分类

1 按工艺用途分

按照工艺的不同，数控机床可分为数控车床、数控铣床、数控钻床、数控镗床、数控齿轮加工机床、数控电火花加工机床、数控线切割机床、数控冲床、数控剪床、数控液压机等各种工艺用途的数控机床。

2 按运动方式划分

按运动方式即刀具与工件相对运动方式，数控机床可分为：点位控制、直线控制和轮廓控制。

3 按伺服系统类型划分

按伺服系统类型的不同，数控机床可分为：开环伺服系统数控机床、闭环伺服系统数控机床和半闭环伺服系统数控机床。

(1) 开环伺服系统数控机床

开环伺服系统数控机床是一种不叫原始的数控机床。这类机床的数控系统将零件的程序处理后，输出数据指令给伺服系统，驱动机床运动，没有来自位置传感器的反馈信号。最典型的系统就是采用步进电动机的伺服系统。这类系统的信息流是单向的，即进给脉冲发出去以后，实际移动值不再反馈回来，所以称为开环控制。这类机床较为经济，但加工速度和加工精度较低。

(2) 闭环伺服系统数控机床

闭环伺服系统数控机床带有检测装置，直接对工作台的位移量进行检测。这类控制系统，因为把机床工作台纳入位置控制环，故称为闭环控制系统。该系统可以消除包括工作台传动链在内的运动误差，因而定位精度高、调节速度快。但由于该系统受进给丝杠的拉压刚度、扭转刚度、摩擦阻尼特性和间隙等非线性因素的影响，给调试工作造成较大的困难。由于闭环伺服系统复杂和成本高，故适用于精度要求很高的数控机床，如精密镗铣床、超精密数控机床等。

(3) 半闭环伺服系统数控机床

大多数数控机床是半闭环伺服系统，这类系统介于开环和闭环之间，精度没有闭环高，调试却比闭环方便，因而得到了广泛的应用。

4 按数控机床系统的功能水平划分

按数控机床系统的功能水平可分为：低档、中档和高档。按控制轴数和联动轴数可分为几轴联动等多种数控机床；按数控机床功能多少可分为经济型数控机床和全能型数控机床等。^[9]

1.3 数控机床的特点与数控机床的发展方向

1 数控机床的特点

数控机床与普通机床比较具有以下特点。

- (1) 自动化程度高。
- (2) 进给传动机构简单。
- (3) 工艺复合化和功能集成化。
- (4) 具有加工复杂形状两件的能力。
- (5) 具有高度柔性，适用性强。
- (6) 加工精度高、质量稳定。
- (7) 生产效率高。

2 数控机床的发展方向

当今数控机床正朝着以下几个方向发展。

- (1) 高速度、高精度。
- (2) 多功能化。
- (3) 智能化。
- (4) 目前 CAD/CAM 图形交互式自动变成已得到较多的应用，是数控技术发展的新趋势。
- (5) 可靠性最大化数控机床的可靠性一直是用户最关心的主要指标。
- (6) 控制系统小型化和时空系统小型化便于将机、电装置结合为一体。^[20]

第二章 数控铣床主传动系统

数控机床的主传动系统包括主轴电动机，传动系统和主轴组件。与普通机床的主传动系统相比数控机床在结构上比较简单，这是因为变速功能全部或大部分由主轴电动机的无级调速来承担。省去了繁杂的齿轮变速机构，还有一些数控机床设计中还存在二级或三级齿轮变速机构用以扩大主轴电动机无级变速的范围。

2.1 数控机床对主传动的要求

1. 范围：各种不同的机床对调速范围的要求不同，多用途，通用性比较大的机床，要求主轴的调速范围大，不但有低速大转矩的功能，而且还要有比较高的速度。

2. 热变形：电动机、主轴及传动件都有热源。降低温升，减少热变形是对主传动系统要求的重要指标。

3. 旋转精度和运动精度

(1) 主轴的旋转精度：是指装配后，在无载荷，低速转动条件下，测量主轴前端和 300mm 处的径向和轴向跳动值。

(2) 主轴在以工作速度旋转时，测量上述两项精度称为运动精度。

4. 主轴的静刚度和抗振性

由于数控机床的加工精度比较高，主轴的转速又很高。因此，主轴组件的质量分布是否均匀以及主轴组件的阻尼等，对主轴组件的静刚度和抗振性都会产生影响。

5. 主轴组件的耐磨性

主轴组件必须有足够的耐磨性，使之能够长期保持要求的准确精度。凡是有机件摩擦的部位，轴承，锥孔等都要有足够的硬度，轴承还应具有良好的润滑。^[6]

2.2 数控铣床主传动的配置方式

数控铣床的主传动系统要求有较大的调速范围，以保证进行加工时能选用合理的切削用量，从而获得最佳的生产效率、加工精度和表面质量。数控机床的变速是按照控制指令自动进行的，因此机构必须适应自动操作的要求。大多数的数控铣床是用无

级变速系统控制的。数控机床主传动系统主要有以下三种配置方式：

1. 带有变速齿轮的主传动

这种配置方式在大中型数控机床中采用比较普遍。它通过少数几对齿轮进行降速，使之能够分段变速，确保低速时拥有足够的扭矩，以满足主轴输出扭矩特性。但也有一部分小型数控机床也采用这种传动方式，以获得强力切削时所需要的扭矩。

2. 通过带传动的主传动

主要应用在中小数控机床上，可以避免齿轮传动时引起的振动和噪声，但它只能适用于低扭矩特性要求的主轴。同步带有楔形带，齿形带，圆弧带等，是一种综合了带传动和链传动优点的新型传动。带的工作面及带轮外圆上均制成齿形，通过带轮与轮齿相嵌合，做无滑动的啮合传动。带内采用了承载后无弹性伸长的材料作强力层，以保持带的节距不变，使主动和从动带轮可做无相对滑动的同步传动。与一般带传动相比，同步带传动具有以下优点：

(1) 无滑动，传动比准确。

(2) 传动效率高，可达 98% 以上。

(3) 传动平稳可靠，噪声小。

(4) 使用范围广，速度要达到 50m/s，速比可达 10 左右，传动功率由几瓦到数千瓦。

(5) 修保养方便，不需要润滑。

但是同步带也有不足之处，其安装时中心距要求严格，带与带轮制造工艺较复杂，成本高。

3. 由调速电动机直接驱动的主传动

这种主传动方式大大简化了主轴箱与主轴的结构，有效地提高了主轴部件的刚度。但主轴输出扭矩小，电动机转动时发出的热量对主轴的精度影响比较大。在低于额定转速时为恒转矩输出，高于额定转矩时为恒功率输出。使用这种电动机可实现电气定向。我们把机床主轴驱动与一般工业的驱动相比较，便可知机床要求其驱动系统有较高的速度精度和动态刚度，而且要求具有能连续输出的高转矩能力和非常宽的恒功率运动范围。随着功率电子，计算机技术，控制理论，新材料和电动机设计的进一步发展和完善，矢量控制交流主轴电动机驱动系统的性能已经达到甚至超过了直流电

动机驱动系统，交流主轴驱动系统正在逐步取代直流系统。 [4]

第三章 主轴电动机的选取

正确选择电动机的类型、型号及容量是机床设计的重要问题之一，它直接影响着机床的结构和寿命，选择时要根据机床的功能要求，所设计的结构，工作状况等全面考虑，然后选择适宜的结构型式及容量。

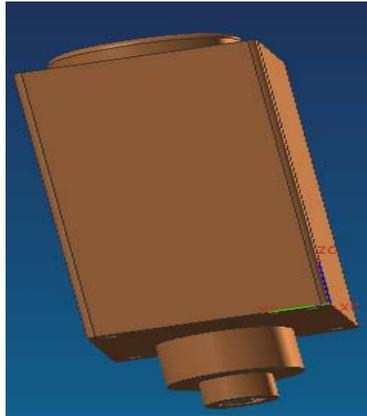


图 3-1 主轴电动机

电动机功率的选择，工作机所需的有效功率为： $P_w = Fv/1000 = 17.5 \text{ kW}$ ^[1]，为了计算电动机所需的功率，先要确定从电动机到工作部件的总效率 η ，设 η_1 、 η_2 、分别为同步带轮和同步带的传动效率，查表所得 η_1 和 η_2 都等于 0.97。则传动的总效率为 $\eta = \eta_1 \times \eta_2 = 0.94$ ^[1]，所以电动机所需的功率为 $P_d = P_w / \eta = 18.5 \text{ kW}$ ^[1]

电动机转速的选择：此次设计要求电动机必须有额定转速 1500r/min，最高转速必须达到 4000r/min.

电动机型号的选取：根据设计要求，本次设计中选取兰州电机厂生产的 1PH5167-4CF4 型号交流主轴电动机。

其主要参数如下表：

表 3-1 1PH5167-4CF4 型号交流主轴电动机的主要参数^[1]

| 额定转速 (r/min) | 最高转速 (r/min) | 额定转 矩 | 惯性矩 (N. M) | 电机 功率 (KW) | 恒功 率范围 |
|-----------------|-----------------|----------|---------------|------------------|-----------|
| 1500 | 6000 | 117.7 | 0.046 | 18.5 | 1:90 |

第四章 同步带传动

同步带传动综合了带传动和链传动的特点，同步带传动的优点是：

- (1) 无相对滑动，带长不变，传动比稳定；
- (2) 带薄而轻，强力层强度高，适用于高速传动，速度可达 40 m/s；
- (3) 带的柔性好，课用直径较小的带轮，传动结构紧凑，能获得较大的传动比；
- (4) 传动效率高，可达 0.98-0.99，因而应用日益广泛；
- (5) 初拉力较小，故轴和轴承上所受的载荷小。

主要缺点是制造、安装精度要求较高、成本高。

同步带主要用于要求传动比准确的中、小功率传动中，如计算机、录音机、磨床和纺织机等。 [13]

4.1 材料选择

根据设计要求，选用聚氨酯同步带，由带背、带齿、抗拉层三部分组成。带背和带齿材料为聚氨酯，抗拉层采用钢丝绳，适用于中小功率的高速运转部分。 [13]

4.2 参数计算

设计计算的内容主要是：齿形带的模数、齿数、和宽度的结构和尺寸，传动中心距，作用在轴上载荷以及结构设计。

1. 模数的选取

模数主要根据齿形带所传递的计算功率 P_d 和小带轮转速 n_1 确定的，通过查《现代数控机床》表 4-33 查得 $P_d=K_A \cdot P$ ，

式中 P ——传动功率

表 4-1 工作情况系数 K_A

| | |
|------|----------|
| 载荷性质 | 一天运转时间/h |
|------|----------|

| | | | |
|-------|-----|-------|-------|
| | ≤10 | 10~16 | 16 以上 |
| 载荷平稳 | 1.0 | 1.1 | 1.2 |
| 载荷变化小 | 1.2 | 1.4 | 1.6 |
| 载荷变化大 | 1.4 | 1.7 | 2.0 |

选取 $K_A=1.7$ ，所以 $P_C=5.5 \times 1.7=9.35\text{KW}$

由齿形带模数选用图可选 $m=4$

2. 小带轮齿数 Z_1 : 由《机械传动装置设计手册》表 8-38 得 $Z_{\min}=22$, 所以取 $Z_1=24$

3. 同步带节距 P_b : 由 $P_D=9.35\text{KW}$ $n_1=1500\text{r/min}$, 查表选取节距

$P_b=12.566\text{mm}$, 齿形角 $2\beta=40^\circ$ 齿根厚 $S=5.75\text{mm}$ 。齿顶厚 $S_t=4\text{mm}$, 齿高 $h_g=h_t+e=2.4+2.7=5.1\text{mm}$, 齿根圆半径 R_f =齿顶圆半径 $R_a=0.40\text{mm}$, 带高 $h_s=4.4\text{mm}$, 节顶距 $\delta=1.000\text{mm}$, 带 $b_s=35\sim40\text{mm}$ 。

4. 节圆直径 $d_1:d_1=\frac{P_b Z_1}{\pi}=96\text{ mm}$

5. 大带轮齿数 z_2 与直径: $z_2=iz_1=36$

6. 大带轮直径 $d_2=id_1=1.5 \times 96=144\text{ mm}$

7. 带的速度 $V:V=\frac{\pi d_1 n_1}{60 \times 1000}=7.536$, (式 4-1)

由表查得^[13]

$$V_{\max}=35\sim40 \quad V < V_{\max} \text{ 所以合格。}$$

8. 定中心距 a_0 : $5(d_1+d_2) \leq a_0 \leq 2(d_1+d_2)$

$$\text{所以: } 0.7(96+144) \leq a_0 \leq 2(96+144)$$

$$\text{则有 } 168 \leq a_0 \leq 480 \quad \text{初选 } a_0=300$$

9. 带的节线长度 L_p 以及齿数 Z_b :

$$L_{p0}=2a_0+\frac{\pi}{2}(d_1+d_2)+\frac{(d_2-d_1)}{4a_0}=\frac{\pi}{2} \times 240+\frac{2304}{4 \times 220}=978.72 \quad (\text{式 4-2})$$

查表选取 $L_p=1005\text{ mm}$ $Z_b=80$

10. 计算中心距 a (采用中心距可调)

$$a \approx a_0 + \frac{Lp - Lp_0}{2} = 300 + \frac{753.98 - 724.07}{2} = 313.36 \text{ mm} \quad (\text{式 4-3})$$

选取 $a=314 \text{ mm}$

11. 带轮与带的啮合齿数 Z_m :

$$Z_m \approx \frac{Z}{2} \left[1 - \frac{(Z_2 - Z_1)}{10a} \right] = 11.82 \quad \text{取 } Z_m = 12 \quad (\text{式 4-4})$$

因为当 $m \geq 2$ 时, Z_m 应不小于 6, 所以计算的 Z_m 满足条件。

12. 带宽 b_s :

$$b_s \geq \frac{Pd}{K_z(F_a - F_c)V} \times 10^3 \quad \text{查表取 } K_z = 1.20, F_a = 20 \text{ N/mm} \quad (\text{式 4-5})$$

$$F_c = m_b V^2 = 4.8 \times 10^{-3} \times 7.536^2 = 0.273$$

$$\text{所以 } b_s \geq \frac{9.35}{1.20 \times (20 - 0.273) \times 7.536} \times 10^3 = 39.12 \text{ mm} \quad \text{选取 } b_s = 40 \text{ mm}$$

13. 作用与轴上的力 F_r :

$$F_r = \frac{P_d}{V} \times 10^3 = \frac{9.35}{7.536} \times 10^3 = 1240.7 \text{ N} \quad (\text{式 4-6})$$

14. 小带轮最小包角 α :

$$\alpha \approx 180^\circ - 60^\circ (d_2 - d_1) / a = 180^\circ - 60^\circ (144 - 96) / 314 = 170.8^\circ$$

15. 带轮宽度 b_f, b_{f1}, b_{f2}

$$b_f = b_s + (1.5 \sim 3) = 41.5 \sim 43$$

$$b_{f1} = b_s + (6 \sim 7) = 46 \sim 47$$

$$b_{f2} = b_s + (3 \sim 5) = 43 \sim 4 \quad [14]$$

第五章 主轴组件的设计

主轴组件主要包括：主轴、主轴支撑和安装在主轴上的传动件、密封件等，因为主轴带动工件或刀具直接参加工件表面形成运动，所以它的工作性能对加工质量和生产率产生直接影响，是机床最重要的部件之一。

5.1 主轴组件的设计要求

1. 回转精度

主轴组件的回转精度,是指主轴的回转精度。当主轴做回转运动时,线速度为零的点的连线称为主轴的得回转中心线。回转中心线的空间位置,每一瞬间都是变化的,这些瞬间回转中心线的平均空单位转移不为理想回转中心线。瞬时回转中心线相对于理想回转中心线在空间位置的距离,就是主轴的回转误差,而回转误差的范围,就是主轴的回转精度。纯径转误差、角度误差和轴向误差,它们很少单独存在。当径向误差和角度误差同时存在构成径向跳动,而轴向误差和角度误差同时存在构成端面跳动。由于主轴的回转误差一般都是一个空间旋转矢量,它并不是在所有的情况下都表示为被加工工件所得的加工形状。

主轴回转精度的测量,一般分为三种静态测量、动态测量和间接测量。目前我国在生产中沿着传统的静态测量法,用一个精密的检测棒插入主轴锥孔中千分表触头触及检测棒圆柱表面,以低速转动主轴进行测量。千分表最大和最小的读数差既认为是主轴的径向回转误差。端面误差一般以包括主轴所在平面内的直角坐标系的垂直度,数据综合表示。动态测量是用一标准球装在主轴中心线上,与主轴中心线上,与主轴同时旋转;在工作台上安装两个互成 90 度角的非接触传感器,通过仪器记录回转情况。间接测量是用小的切削量用小的切削量回工有色金属试件,然后在圆度仪上测量试件的圆度来评价。出厂时,普通级加工中心的回转精度用静态测量法测量,当 $L=300\text{mm}$ 时允许误差应小于 0.02 mm 。造成主轴回转误差的原因主要是由于主轴的结构及其加工精度、主轴轴承的选用及刚度等,而主轴及其回转零件的不

平衡，在回转时引起的激振力，也会造成主轴的回转误差。因此加工中心的主轴不平衡量要控制在 0.4 mm/s 以下。

2. 主轴刚度

主轴组件的刚度是指受外力作用时，主轴组件抵抗变形的能力。通常以主轴前端产生单位位移时，在位移方向上所施加的作用力大小来表示。主轴组件的刚度越大，主轴受力的变形就越小。主轴组件的刚度不足，在切削力及其他力的作用下，主轴将产生较大的弹性变形，不仅影响工件的加工质量，还会破坏齿轮、轴承的正常工作条件，使其加快磨损，降低精度。主轴部件的刚度与主轴结构尺寸、支撑跨距、所选轴承类型及配置形势、砂间隙的调整、主轴上传动元件的位置等有关。

3. 主轴抗振性

主轴组件的抗振性是指切削加工时，主轴保持平稳的运转而不发生振动的能力。主轴组件抗振性及在必要时安装阻尼（消振）器。另外，使主轴固有频率远远大于激振力的频率。

4. 主轴温升

主轴组件在运转中，温升过高会起两方面的不良结果：一是主轴组件和箱体因热膨胀而变形，主轴的回转中心线和机床其他件的相对位置会有变化，直接影响加工精度；其次是轴承等元件会因温度过高而改变已调好的间隙和破坏正常润滑条件，影响轴承的正常工作。严重时甚至会发生：“抱轴”。数控机床在解决温升问题时，一般采用恒温主轴箱。

5. 主轴的耐磨性

主轴组件必须有足够的耐磨性，以便长期保持精度。主轴上易磨损的地方是刀具或工件的安装部位以及移动式主轴的工作部位。为了提高耐磨性，主轴的上述部位应该淬硬，或者经过氮化处理，以提高硬度增加耐磨性。主轴轴承也需要有良好的润滑，提高其耐磨性。

以上这些要求，有的还是矛盾的，例如高刚度和高速，高速和高精度等，这就要具体问题具体分析，例如设计高效数控机床的主轴组件的主轴应满足高速和高刚度的要求；设计高精度数控机床时，主轴应满足高刚度、低温升的要求。同时，主轴结构要保证个部件定位可靠，工艺性能好等要求。

6. 提高主轴组件抗振性的措施

- (1) 尽量缩短主轴前轴承结构的长度，适当增大跨距；
- (2) 尽量提高前轴承的刚度和阻尼；
- (3) 提高前轴承的精度，把推力轴承放在前支撑初可提高抗振性；
- (4) 对高速旋转的零件作静、动平衡，提高齿轮、主轴的制造精度都可适当减少强迫振动源；
- (5) 对于非连续切削过程的铣削，滚削等加装飞轮可减少振动；
- (6) 应用阻尼器消耗振动能量是有效的措施；考虑系统的固有频率，避免共振。

7. 减少主轴组件热变形的措施

- (1) 把热源移至机床以外。
- (2) 改善主传动的润滑条件。如进行箱外循环润滑，用低粘度的润滑油、油雾润滑等，特别注意前轴承的润滑情况。
- (3) 采用冷却散热装置。例如用热管冷却减少机床各部位的温差, 进行热补偿。如可以在结构设计采用一些自动补偿的装置设法使热变形朝不影响加工精度的方向发展。还可以在工艺上减少热变形的影响。如先空运转一段时间再加工。把粗、精加工分开等。

5.2 主轴材料的选择及尺寸、参数的计算



图 5-1 主轴

主轴是主轴组件的重要组成部分，它的结构尺寸和形状、制造精度、材料、及其

热处理，对主轴组件的工作性能都有很大的影响。主轴结构随系统设计要求的不同而有各种形式。

主轴的主要尺寸参数包括：主轴直径、内孔直径、悬伸长度和支撑跨距。评价和考虑主轴的主要尺寸参数的依据使主轴的刚度、结构工艺性和主轴组件的工艺适应范围。

1. 主轴直径

主轴直径越大，其刚度越高，但使得轴承和轴上其他零件的尺寸相应增大。轴承的直径越大，同等级精度轴承的公差值也越大，要保证主轴的旋转精度就越困难。同时极限转数下降。主轴后端支撑轴颈的直径可视为 0.7~0.8 的前支承轴颈值，实际尺寸要在主轴组件结构设计时确定。前、后轴颈的差值越小则主轴的刚度越高，工艺性能也越好。

2. 主轴内孔直径

主轴的内孔用来安放棒料、刀具夹紧装置固定刀具、传动气动或液动卡盘等。主轴孔径越大，可通过的棒料直径也越大，机床的适用范围就越广，同时主轴部件的相对重量也越轻。主轴孔径的大小主要受主轴刚度的制约。主轴的孔径与主轴的直径之比，小于 0.3 时空心主轴的刚度几乎与实心主轴的刚度相当；等于 0.35 时，空心主轴的刚度为实心主轴刚度的 90%；大于 0.7 时空心主轴的刚度急剧下降。一般可取其比值为 0.5 左右。

根据设计要求，此设计选用的主轴材料是 45 号钢。其热处理及参数如下表

表 5-1 45 号钢热处理参数^[13]

| 材料 | 热处理 | 硬度 (HBS) | 抗拉强度极限 | 屈服强度极限 σ_s | 弯曲疲劳极限 σ_{-1} | 剪切疲劳极限 τ_{-1} | 许用弯曲应力 $[\sigma_{-1}]$ |
|----|-------|----------|--------|-------------------|----------------------|--------------------|------------------------|
| 45 | 调质、渗氮 | 217~255 | 640 | 355 | 300 | 155 | 60 |

因为选用的主轴电机功率为 $P=18.5\text{KW}$ ，额定转速 $n_c=1500\text{r/min}$

所以主轴功率

$$p = p_c / \eta_1 \eta_2 \eta_3 = \frac{18.5}{0.98 \times 0.97 \times 0.98} = 9.67 \text{ kw}$$

(式 5-1)

因为主轴是空心转轴，所以

$$d_1 = 21.68 \times \sqrt[3]{\frac{\sqrt{M^2 + (\Psi T)^2}}{\sigma_{-1}}} \cdot \frac{1}{\sqrt[3]{1 - \alpha^4}} \quad (\text{式 5-2})$$

查表得 $\frac{1}{\sqrt[3]{1 - \alpha^4}} = 1.23$ 所以 $d_1 = 21.68 \times 1.23 = 26.67 \text{ mm}$

又因为此处轴上有一个键槽，所以 $d_1 = d \times (1 + 5\%) = 59.45 \text{ mm}$ 取 $d_1 = 60 \text{ mm}$;
 $d_2 = d_1 + 2a$, a 为轴肩高度，用于轴上零件的定位和固定，故 a 值应该稍微大于毂孔的圆角半径或倒角深，通常取 $a \geq (0.07 \sim 0.1) d_1$ ； d_2 应符合密封件的孔径要求。

所以 $d_2 = 63 \text{ mm}$

$d_3 = d_2 + 5 \sim 8 \text{ mm} = 72 \text{ mm}$ 。

$d_4 = d_3 + 1 \sim 5 \text{ mm} = 74 \text{ mm}$ 。

$d_5 = d_4 + 1 \sim 5 \text{ mm} = 78 \text{ mm}$ 。

$d_6 = d_5 + 2a$ 。 $a \geq (0.07 \sim 0.1) d_1$ 所以 $d_6 = 80 \text{ mm}$ 。

根据选用的轴承确定 $d_7 = 98 \text{ mm}$

主轴的疲劳强度安全系数校核，危险截面安全系数 s 的校核计算：

$$s = \frac{s_\sigma s_\tau}{\sqrt{s_\sigma^2 + s_\tau^2}} \geq [s] \quad (\text{式 5-3})$$

s_σ — 只考虑弯矩作用的安全系数；

s_τ — 只考虑扭矩作用的安全系数；

$[s]$ — 许用安全系数；^[14]

在此查表所得 $[s] = 1.3 \sim 1.5$ ；

$$s_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{\beta_{\xi\sigma}} \sigma_\alpha + \psi_\alpha \sigma_m} \quad s_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau}{\beta_{\xi\sigma}} \tau_\alpha + \Psi_\tau \tau_m}$$

查表得出 $\sigma_{-1} = 270 \text{ Mpa}$

$$\tau_{-1} = 155 \text{ Mpa} \quad k_\sigma = 1.71 \quad k_\tau = 1.44 \quad \beta = 1.6 \quad \varepsilon_\sigma = 0.78 \quad \varepsilon_\tau = 0.74,$$

$$\psi_{\sigma}=0.3, \quad \psi_{\tau}=0.21, \quad \sigma_{\alpha}=\frac{M}{2W}, \quad \sigma_{m}=\sigma_{\alpha} \quad M=\frac{\pi d^3}{32}(1-\nu^4) \quad \nu=\frac{d_0}{d}$$

$$W_p=\frac{\pi d^3}{16}(1-\nu^4)$$

$$\text{所以: } s=\frac{S_{\sigma}S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2+S_{\tau}^2}}=1.08 < [s]=1.3\sim 1.5$$

所以主轴设计符合要求。

3. 主轴的轴端结构

主轴的轴端是用于安装夹具和刀具。要求夹具和刀具在轴端定位精度高、定位好、装卸方便，同时使主轴的悬伸长度短。数控铣床的主轴端部结构，一般采用短圆锥法兰盘式。

4. 轴主要精度指标

前支承轴承轴颈得同轴度约为 $5\mu\text{m}$ 左右；轴承轴颈需要按轴承内孔“实际尺寸”配合，并且需要保证配合过盈 $1\mu\text{m}\sim 5\mu\text{m}$ ；锥孔与轴承轴颈得同轴度为 $3\mu\text{m}\sim 5\mu\text{m}$ ，与锥面的接触面积不小于 80%，且大端接触较好；装圆柱滚子轴承与轴承内圈的接触面积应该不小于 85%。

5. 主轴动态特性的改善

改善主轴动态特性的措施有以下几个方面：

(1) 使主轴组件的固有频率避开激振力的频率

通常应该使固有频率高于激振力频率的 30% 以上。如果发生共振的那阶模态属于主轴在弹性基础上（轴承）的刚度振动则应提高轴承的刚度。如果属于主轴的弯曲振动，则应提高主轴的刚度，如加粗直径。激振力可能来自主轴组件的不平衡，这时激振频率等于主轴转速乘以 $\pi/30$ 。也可能来自断续切削，这时激振频率还应该乘以刀齿数 z 。

(2) 增大阻尼

如前面所述，低阶模态常是主轴的刚体振动。这时主轴轴承，特别是前轴承的阻

尼对主轴组件的抗振性影响很大。如果要求得到很光的加工表面，主轴又是水平的，可用滑动轴承。滚动轴承适当预紧可以增大阻尼，但过大的预紧反而使阻尼减少，故选择预紧时还应该考虑阻尼的因素。

(3) 采用三支承

如主轴后端悬深很长，可增加辅助支承，成为三支承主轴。辅助支承可用深沟球轴承，保留游动间隙。辅助支承的作用，与其说是提高刚度，不如说是为了提高抗振性。^[12]

5.3 主轴传动装置箱体的作用

通过传动轴承支撑传动件的轴；存储润滑剂，实现传动件和轴承的润滑；密封作用，减少环境不良因素；保护机器操作者的人身安全，避免伤亡事故。

5.4 主轴箱体的截面形状和壁厚计算

传动装置箱体的典型纵截面形状为矩形或圆形。箱体壁厚 N 的计算：

$$N = \frac{2l + b + h}{3000} = 23\text{mm} \quad [14] \quad (\text{式 5-4})$$

第六章 主轴轴承的选择

主轴轴承是主轴组件的重要组成部分，它的类型、结构、配置、安装、调整、润滑和冷却都直接影响了主轴组件的工作性能。在数控机床上主轴轴承常用的有滚动轴承和滑动轴承两大类。

滚动轴承摩擦阻力小，可以预紧，润滑维护简单，能在一定的转速范围和载荷变动范围下稳定的工作。滚动轴承由专业化的工厂生产，选购维修很方便，在数控机床上被广泛采用。但与滑动轴承相比，滚动轴承的噪声大，滚动体数目有限，刚度是变化的，抗振性略差，并且对转速有很大的限制。数控机床主轴组件在可能条件下，尽量使用了滚动轴承，特别是大多数立式主轴和主轴装在套筒内能够作轴向移动的主轴。这时用滚动轴承可以用润滑脂润滑以避免漏油。滚动轴承根据滚动体的结构的不同可分为球轴承、圆柱轴承、圆锥滚子轴承三大类。^[6]

6.1 轴承的选择和轴承的精度

选用轴承时，首先是选择类型。选择轴承类型应考虑多种因素，如轴承所受载荷的大小、方向及性质；轴向的固定方式；转速与工作环境；调心性能要求；经济性和其他特殊要求等。滚动轴承的选用原则概括如下。

1. 载荷条件

轴承承受载荷的大小、方向、性质是选择轴承类型的主要依据。载荷较大时应选用线接触的滚子轴承。受纯轴向载荷时通常选用推力轴承；主要受径向载荷时应选用深沟球轴承；同时受径向和轴向载荷时应选用角接触轴承；受冲击载荷时宜选用滚子轴承。

2. 转速条件

当转速较高且旋转精度要求较高时，应选用球轴承。推力轴承的极限转速低。当工作转速较高，而轴向载荷不大时，可采用角接触轴承或深沟球轴承。对高速回转的轴承，为减小滚动体施加于外圈滚道的离心力，宜选用外径和滚动体直径较小的轴承。

3. 装调性能

3类（圆锥滚子轴承）和N类（圆柱滚子轴承）的内外圈可分离，便于装拆。为方便安装在长轴上轴承的装拆和紧固，可选用带内缀孔和紧定套的轴承。

4. 调心性能

轴承内、外圈轴线间的偏位角应控制在极限值之内，否则会增加轴承的附加载荷而降低其寿命。对于刚度差或安装精度较差的轴组件，宜选用调心轴承，如1类（调心球轴承）、2类（调心滚子轴承）轴承。

5. 经济性

在满足使用要求的情况下优先选用价格低廉的轴承。一般球轴承的价格低于滚子轴承。轴承的精度要求越高价格就越高。在同精度的轴承中深沟球轴承的价格最低。同型号不同公差等级轴承的价格比为： $P0:P6:P5:P4=1:1.5:1.8:6$ 。选用高精度轴承时应进行性能价格比的分析。

本次设计中选用了的轴承是角接触轴承和双向推力向心球轴承。角接触轴承可以同时承受径向载荷和轴向载荷的联合作用，其轴上载荷能力的大小，随接触角的增大而增大；轴承的精度，分为2、4、5、6、0五级。其中2级最高，0级为普通精度级。主轴轴承以4级为主。高精度主轴可用P2级。要求较低的主轴或三支撑主轴的辅助轴承可用P5级。P6级和P0级一般不用。^[6]

6.2 轴承预紧力的要求

因为预紧力提高刚度有一定的效果，这是与线接触的滚子轴承不同的。点接触的球轴承，应在温升允许的条件下，尽量用较高的预紧力。

在轴向力的作用下，不受力测轴承的滚动体与滚道不配时为最大轴向载荷的35%；三联组配时为24%。

6.3 主轴轴承的润滑与密封

主轴的密封有接触式密封和非接触式密封，主轴轴承的润滑与密封是机床使用和维护过程中值得重视的两个问题。良好的润滑效果可以降低轴承的工作温度和延长使

使用寿命。密封不仅要防止灰尘屑末和切削液进入，还要防止润滑油的泄漏。

数控机床上，主轴轴承润滑方式有：油脂润滑、油液循环润滑、油雾润滑、油气润滑等方式。此次设计选用的是油脂润滑方式。主轴的润滑状态可分为流体润滑状态和非流体润滑状态两大类，流体润滑状态又可分为边界润滑状态和干摩擦润滑状态。除上述外，还常见有混合润滑状态，即流体润滑状态和边界润滑状态同时存在。

油脂润滑方式：是目前在数控机床的主轴轴承上最常用的润滑方式，特别是在前支承轴承上更是常常用到。当然，如果主轴箱中没有冷却润滑油系统，那么后支承轴承和其他轴承，一般采用油脂润滑方式润滑。

(1) 油液润滑方式：在数控机床主轴上，有采用油液循环润滑方式的。装有 CA-MET 轴承的主轴，即可使用这种方式润滑，对一般主轴轴承，后支承上采用这种方式润滑比较常见。不过在用油液润滑角接触轴承的时候，要注意角接触轴承有泵油效应，必须使油液从小口进入。

(2) 油雾润滑方式：油雾润滑方式是将油液经高压气体雾化后从喷嘴成雾状喷出到需要润滑的部位达到润滑目的的方式。由于雾状油吸热性好，又无油液搅拌作用，所以常用于高速主轴轴承的润滑。但是，油雾容易吹出，污染环境。

(3) 油气润滑方式：油气润滑方式是针对高速主轴而开发的新型的润滑方式。它是用极微量的油（约 0.03 cm^3 ）润滑轴承，以抑制轴承发热。油箱中的油位开关和管路的压力开关，确保在油箱中无油或者压力不足的时候，能自动启动切断主电动机电源。

轴承间隙调整和预紧 主轴轴承的内部间隙，必须能够调整。多数轴承，还应在过盈状态下滚动体与滚道之间有一定的预变形，这就叫做轴承的预紧。

轴承预紧后，内部无间隙，滚动体从各个方向支承主轴，有利于提高运动精度。滚动体的直径不可能绝对相等，滚道也不可能绝对正圆，因而预紧前只有部分滚动体与滚道接触。预紧后，滚动体和滚道都有了一定的变形，参加工作的滚动体将更多，各滚动体的受力将更为均匀。这些都有利于提高轴承的精度、刚度和寿命。如主轴产生振动，则由于各个方面都有滚动体支承，可以提高抗振性。但是，预紧将使轴承寿命下降，故预紧要适量。[17]

6.4 轴承寿命校核

主轴轴承通常载荷相对较轻,除一些特殊的重载主轴外,轴承的承载能力是没有问题的。主轴轴成的寿命,主要不是取决于疲劳点蚀,而是因为磨损而降低精度。通常,如轴承精度为P4级,经使用导致磨损后跳动精度降至P5级时,这个轴承就不能满足加工精度要求了。应该更换了。虽然还远未达到其疲劳寿命,但是这种“精度寿命”目前还难以估算准确。

所选轴承按照每天两班工作制,每班工作8小时,预计使用五年。则 $T=16 \times 365 \times 5=29200\text{h}$

根据轴承寿命校核公式:

$$L_h=500\left(\frac{Cf_n}{K_A K_{HP} K_n K_{LP}}\right)^\varepsilon \geq T \quad (\text{式 6-1})$$

L_h ----轴承寿命。

T ----滚动轴承许用寿命。

C ----滚动轴承额定动负荷。

f_n ----速度系数 $f_n=\sqrt[\varepsilon]{\frac{1000}{3n_c}}=0.281$

ε ----寿命指数。对球轴承 $\varepsilon=3$;对滚子轴承 $\varepsilon=10/3$ 。

K_A ----使用系数。查表取 $K_A=1.2$ 。

K_n ----转速变化系数,查表取 $K_n=0.89$ 。

K_L ----齿轮轮换工作系数,查表取 $K_L=0.8$ 。

P ----当量动载荷。^[14]

所以根据公式计算得:

$$L_h=500\left(\frac{38.4 \times 0.281}{1.2 \times 0.85 \times 0.89 \times 0.8 \times 3.28}\right)^3 = 46013.8 \text{ h} > T$$

因为轴承使用寿命远大于轴承预期的寿命所以轴承合格的。

第七章 联接键的选择和碟形弹簧的选择与计算

7.1 联接键的选择

键的类型可根据联接的结构特点,使用要求和工作条件选择,键截面尺寸通常根据轴的直径,从标准中选取,对于某些特殊情况(如阶梯轴)在保证传递所需的转矩的条件下,允许选用较标准规定小一档的截面尺寸,有时候由于工艺和强度原因,也可以选用较标准规定尺寸大一档的键,键的长度按轮毂长度而定,即键的长度等于略短于轮毂的长度,而导向平键就得按轮毂的长度及滑动距离而定,键的长度应该符合标准规定的长度系列。

根据设计尺寸和 GB/T1096-1979 选普通平键联接,键的公称尺寸是 $b \times h \times L=10 \times 8 \times (28 \sim 36)$,材料选取 45 号钢。

7.2 碟形弹簧的选择与计算

碟形弹簧它是一种用钢板冲压的截面锥形压缩弹簧,其特点是:

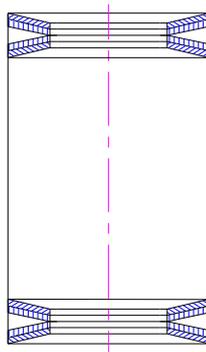


图 7-1 碟形弹簧

- (1) 刚度大,用于负荷大,轴向空间要求小的地方。
- (2) 具有变刚度特性,适应范围广,根据其极限变形量 h_0 和弹簧板厚度 t 不同,可有各种不同的特性曲线和承载能力。

(3) 在工作过程中，碟片之间有摩擦损失，加载和卸载时的特性曲线不重合，吸振能力强，制造维修方便。

根据设计要求，选用 A 系列碟形弹簧。采用对合组合方式安装。 [17]

7.3 碟形弹簧材料及热处理、厚度和脱碳

碟形弹簧材料为 60Si₂MnA，碟簧成型后，进行淬火，回火后的硬度必须在 HRC42~45 范围内单面脱碳层深度，对于厚度小于 1.25mm 的第一类碟形弹簧，不得超过其厚度的 5%，对于厚度不小于 1.25mm 的碟形弹簧，不超过其厚度的 3%（其最小值允许为 0.06 mm）。

7.4 碟形弹簧的强压处理、表面强化处理和防腐处理

碟形弹簧应全部进行强压处理，处理方法为：一次压平，持续时间不少于 12h，或者进行短时压平，压平次数不小于 5 次，压平力不小于二倍的 $P_f=0.75h_0$ ，强化处理后自由高度应稳定。

对于受变负荷的碟形弹簧，内锥面推荐表面作强化处理，例如喷丸处理等，根据需要，碟形弹簧表面进行防腐处理（如磷化、氧化、镀锌等），经电镀后的碟形弹簧，必须进行去氢处理，不过对受变负载的碟形弹簧应该避免采用电镀方法处理。 [6]

其主要设计参数如下： $D=50$ $d=25.4$ $t=3$ $h_0=1.1$ $H_0=4.1$ $P=12000N$
 $f=0.83$ $H_0-f=3.27$ $\sigma_M=-1250N/mm^2$ $\sigma_{II}=1430 N/mm^2$ $Q=34.30kg/1000$ 件

$D/t\approx 18$ $h_0=0.4$ $E=206000N/mm^2$ $\mu=0.3$ $K_4=1$ $C=2$

压平弹簧的负载：

$$P_C = \frac{4E}{1-\mu_2^2} \times \frac{t^3 h_0}{K_1 D^2} K^4 = 8410N \quad (\text{式 7-1})$$

$$K_1 = \frac{1}{\pi} \times \frac{\left(\frac{C-1}{C}\right)^2}{\frac{C+1}{C-1} - \frac{2}{\ln C}} = 0.69, \quad (\text{式 7-2})$$

$P/P_c=5000/8410=0.59$ 因为 $h_0/t=0.4$ (查表所得) 所以 $\frac{f}{h_0}=0.57$

$f=0.57 \times h_0=0.51$ 所以对合组合的片数为 $l=\frac{f_z}{f}=\frac{6}{0.51}=11.76$ 取 12 片.

未受负载的高度是 $H_z=i \cdot H_0=22 \times 3.15=69.3$

受负载时的高度 $H_1=H_z-if=69.3-22 \times 0.51=58.08$

压平弹簧时($f=h_0$)M 点的应力

$$\sigma_M = -\frac{4E}{1-\mu^2} \times \frac{t^2}{K_1 D^2} \cdot K_4 \times \frac{f}{t} \times \frac{3}{\pi} = -1350 \quad (\text{式 7-3})$$

此数据与 60Si₂MnA 的屈服极限 1400 接近

碟形弹簧的刚度

$$P = \frac{4E}{1-\mu^2} \times \frac{t^3}{K_1 \times D^2} \times K^2_4 \left\{ K^2_4 \left[\left(\frac{h_0}{t} \right)^2 - 3 \times \frac{h_0}{t} \times \frac{f}{t} + \frac{3}{2} \left(\frac{f}{t} \right)^2 \right] + 1 \right\} = 9015.53N \quad (\text{式 7-4})$$

第八章 螺钉联接的设计

设计要求：

1. 螺钉的布置一般对称形式，并应该根据结构和力流方向使螺钉受力合理，加工与安装方便。
2. 形心与结合面的形心应该重合。
3. 用铰制孔螺钉（受剪切螺钉）承受横向载荷时，沿力流方向的螺钉应不多于 6 个。
4. 一组螺钉的直径和长度应该尽量相同。
5. 一组螺钉中每个螺钉的预紧力应该相同。
6. 钉中心线间的最小距离 $t = (1.5 \sim 2.0) s$ ， s 为六角螺母的对边宽度，最大距离与联接用途有关。
7. 该满足拧螺钉时需要的最小扳手空间。
8. 校核计算时只计算受力最大的螺钉。

六角头头部带槽螺钉：

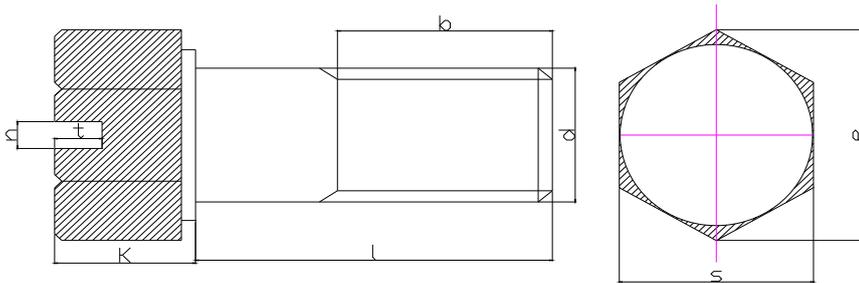


图 8-1 六角头头部带槽螺钉

根据要求计算：

选用 M6 和 M8 两种螺钉，其中 M6 型号螺钉主要尺寸参数为： $b=24$ ， $d_k=9.78 \sim 10$ ， $K=3.9$ ， $t=2$ ， $B=4.15$ ， $l=10 \sim 60$ ，精度等级为 8.8 级。

M8 型号螺钉主要尺寸参数为： $b=28$ ， $d_k=12.73 \sim 13$ ， $K=5$ ， $t=2.6$ ， $B=5$ ， $l=12 \sim$

80, 精度等级为 8.8 级。

螺钉的强度计算与校核:

承受横向载荷和轴向载荷的普通螺钉的校核 M6 螺钉

校核公式: $4 \times 1.3F_0 / (\pi d_1)^2 \leq [\sigma]$, $96.32 \leq [\sigma] = 106.2$ 所以合格。

设计公式: $d_1 \geq [4 \times 1.3F_0 / \pi [\sigma]]^{1/2} = 5.96$ 式中 (d_1 是螺钉的螺纹小径, $[\sigma]$ 是螺钉的许用拉应力) [12]

第九章 液压缸与密封件的设计

设计液压缸时，要在对液压系统工作情况分析的基础上，根据液压缸在机构中所要完成的任务来选择液压缸的结构形式，然后按负载、运动要求、运动要求、最大行程等确定主要尺寸，进行强度、稳定性和缓冲验算，最后进行具体的结构设计。

此次设计选用的是双杆活塞式液压缸，这种液压缸是缸筒固定的双杆活塞缸，活塞的两侧的活塞杆直径相等，它的进油口和出油口位于缸筒的两端，当工作压力和输入流量向同时，两个方向上的推力和速度是相等的。

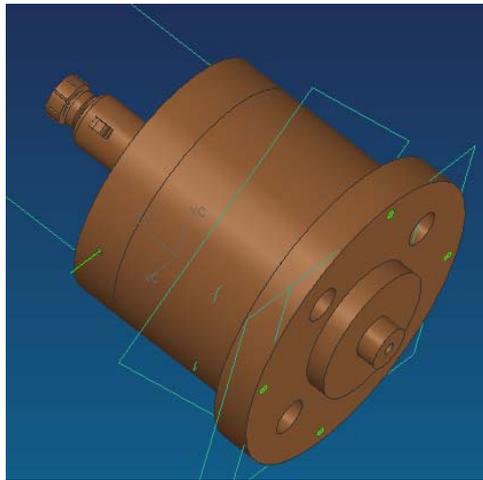


图 9-1 液压缸

9.1 液压缸安装时应注意的问题

(1) 液压缸的基座必须有足够的刚度，如果按装基座不够坚固，加压时，缸筒将会呈弓形和向上翘起，致使活塞杆弯曲或折损，还有得就是尽量使活塞杆在受拉力状态下能够承受最大负载，或在受压状态下活塞杆具有良好的纵向稳定性。

(2) 液压缸轴向两端不要固定死，因为液压缸热膨胀等因素，会在轴向伸缩，假若两端固定死，将会使液压缸的整体向上弯曲，而导致个部分变形，当活塞移动时，会产生阻滞现象，活塞和活塞杆的导向套等表面产生不均匀的磨损等不良现象，所以必须避免这种安装方法。

(3) 安装前, 先要检查加工零件上有没有毛刺或锐角; 装入密封件时, 要用高熔点润滑油; 正确安装, 搞清安装方向; 注意密封件的挤出和拧扭; 密封圈要顺利的通过螺纹或孔口。 [12]

9.2 液压缸各部分的结构及主要尺寸的确定

尽可能按推荐的结构形式和设计标准进行设计, 尽量做到结构简单、紧凑、加工、装配和维修方便。

正确确定液压缸的安装和固定方式。考虑液压缸的热变形, 它只能一端固定。

缸筒内径 D : 根据负载大小和选定的工作压力, 或运动速度和输入流量计算, 再参考 GB2348-80 标准选取缸筒内径 $D=78.5\text{mm}$

活塞杆直径 d : 按工作时受力情况, 参考 GB3458-80 标准确定 $d=27\text{mm}$

钢筒长度 L : 根据最大工作行程确定 $L=126\text{mm}$

9.3 强度校核

对于液压缸的缸筒壁厚 δ 活塞杆直径 d 缸盖处固定螺钉的直径, 在高压系统中, 必须进行强度校核。

筒壁厚 δ , 在中、低压液压系统中, 缸筒壁厚往往由结构工艺要求决定, 一般不要校核。在高压系统中, 须按下列情况进行校核。

当 $D/\delta > 10$ 时为薄壁, δ 可按下式校核, $\delta \geq \frac{p_y D}{2[\sigma]} = 23\text{mm}$ 式中 D ——

缸筒的内径

p_y ——试验压力, 当缸的额定压力 $p_n \leq 16\text{Mpa}$ 时, 取 $p_y = 1.5p_n$; $p_n > 16\text{Mpa}$ 时, 取 $p_y = 1.25$

$[\sigma]$ ——缸筒材料的许用应力, $[\sigma] = \sigma_b/n$, σ_b 为材料抗拉强度, n 为安全系数, 一般取 $n=5$ 。

活塞杆直径 d 的校核

$$d \geq \sqrt{\frac{4F}{\pi[\sigma]}} = 26.66\text{mm} \quad (\text{式 9-1})$$

式中 F ——活塞杆上的作用力。

$[\sigma]$ ——活塞杆上的许用应力， $[\sigma] = \sigma_b/1$ 。

9.4 密封件的作用及其意义

在液压与气压系统及其元件中，安置密封装置和密封的作用，在于防止工作介质的泄漏及外界尘埃和异物的侵入。设置于密封装置中、起密封作用的元件称为密封件。

液压与气压传动工作介质，在系统及元件的容腔内流动或暂存时，由于压力、间隙、黏度等因素的变化，而导致少量工作介质越过容腔边界，由高压腔或外界流出，这种“越界流出”现象就叫做泄漏。泄漏分为内泄漏和外泄漏两类。内泄漏指在系统或元件内部工作介质由高压腔向低压腔的泄漏；外泄漏则是由系统或元件内部向外界的泄漏。单位时间内泄漏的工作介质的体积称为泄漏量。

对于液压传动系统，内泄漏会引起系统容积效率的急剧下降，达不到所需的工作压力，使设备无法正常运转；外泄漏则造成工作介质的浪费和环境的污染，甚至引发设备操作失灵和人身事故。

因此，正确和合理的使用密封件是液压系统正常运转的重要保证。

9.5 密封的分类及密封件的材料要求

密封的作用是阻止泄漏。造成泄漏的原因主要有两方面：一是密封面上有间隙；二是密封部位两侧存在较大压力差。消去或减少任一因素都可以阻止或减少泄漏。因此，密封的方法通常有：封住结合面的间隙；切断泄漏通道；增加泄漏通道中的阻力；设置做功元件，对泄漏介质造成的压力，以抵消或平衡泄漏通道的压力差。所以，密封的分类存在多种方法。

用于制造密封件的材料主要有橡胶（如丁晴橡胶、聚氨酯橡胶、硅橡胶等）、塑料（如四氟乙烯、聚酰胺、聚甲醛等），以及皮革、金属等。密封件的材料应满足密封功能的要求。由于被密封工作介质以及设备工作条件的不同，密封件材料具有不同

的适应性。

密封材料应具有的一般要求：1. 材料密实，不易泄漏工作介质；2. 对工作介质有良好的适应性和稳定性；有适当的机械强度和硬度，受工作介质的影响小；3. 压缩性和复原性好，永久变形小；4. 温度适应性好，高温下不软化、不分解，低温下不硬化，不脆裂；5. 摩擦系数小，耐磨性好；6. 抗腐蚀性能好，能在工作介质中长期工作，其体积和硬度变化小；7. 与密封面贴合的柔软性和弹性好；8. 耐臭氧性和耐老化性好，使用寿命长；9. 加工性能好，价格低廉；

显然，能同时满足上述所有要求的密封材料是不易求得的，但密封性能优越的材料应能够满足上述大部分的要求。^[12]

9.6 防尘圈设计要求

在液压缸中，防尘圈被设置于或活塞杆或柱塞运动期间，外界尘埃、沙粒等异物侵入液压缸，从而引起密封圈、导向环和支撑环等损伤和早期磨损，并污染工作介质，导致液压元件损坏。