

编号: \_\_\_\_\_



**桂林电子科技大学**  
GUILIN UNIVERSITY OF ELECTRONIC TECHNOLOGY

# 毕业设计说明书

题    目:     发动机配件生产线      
    多工位工作台设计      
学    院:     机电工程学院      
专    业:     机械设计制造及其自动化      
学生姓名:     吕  强      
学    号:     1000110125      
指导教师:     唐  焱      
职    称:     副教授    

题目类型: 理论研究 实验研究 工程设计 工程技术研究 软件开发

2014年 5月 26日

## 摘 要

本毕业设计是根据企业指定产品的加工需求，来设计一种与生产线匹配，符合加工技术要求的六工位工作台。本设计主要内容是选择并设计相应的机构，对多工位工作台总体布局设计，编制工作循环图。该工作台主要任务是要完成工件的上料、注液涂敷、吹干、下料等六道工序，吹干过程占用了三道工序。本设计要求单件工件生产周期为 12s，工艺加工的时间不低于 2s。该六工位回转工作台采用通过控制步进电机停动的方法来实现工作台的转位和定位，通过控制输入电脉冲的数量和频率来实现工作台的角位移与转速，由步进电机带动转盘来移动工件，将工件夹持转动到相应的工位进行加工。而步进电机本身就带有很好的自锁的功能，对工件进行加工的期间转盘就不会发生转动，保证整个加工过程中定位准确，从而使整个工件加工的质量更好。

**关键词：**六工位回转工作台；步进电机；定位；自锁；

## Abstract

The graduation project base on the demand for the product processing enterprises designs a six processing stations workbench which designated to match the design of a production line and fit the technical requirement. The design of the main content is to select and design the appropriate agency, design a multi-position bench for the overall layout and draw the cycle diagram. The main task is to complete draw up the material on table of the work-piece, injection fluid coating, drying, cutting and other six processes, drying process takes three processes. The design requirements for cycle of single-piece production is 12s, craft processing time is not less than 2s. The six-station rotary table with stepper motor by controlling the stopping method to achieve transposition table and positioning, by controlling the input number and frequency of electrical pulses to achieve the angular displacement and speed table, by a stepping motor drive wheel to move the work-piece, the work-piece holder is rotated to the corresponding processing station. Because the stepper motor itself has a good self-locking function during machining of the work-piece, so the turntable occur rotated to ensure accurate positioning during the entire process, and so the process for the work-piece has a better quality.

**Keyword:** Six-station rotary table; Stepper motors; positioning; self-locking;

# 目 录

1 绪论 .....	1
1.1 回转工作台的研究背景及意义 .....	1
1.2 回转工作台的历史、现状及应用 .....	1
1.3 课题的主要任务 .....	3
2 总体方案设计 .....	3
2.1 原理方案的设计 .....	3
2.2 动力的选择 .....	5
2.3 动力传动方式的选择 .....	5
2.4 轴承的选用 .....	7
3 计算分析 .....	8
3.1 工作台回转运动规律分析 .....	8
3.2 步进电机启动力矩的计算 .....	9
3.3 直齿圆柱齿轮的传动设计 .....	10
3.3.1、选定齿轮类型、精度等级、材料及齿数 .....	10
3.3.2、按齿面接触强度设计 .....	10
3.3.3、根据齿根弯曲强度计算 .....	11
3.3.4、齿轮几何尺寸 .....	13
3.3.5、齿轮验算 .....	13
3.3.6、齿轮结构设计尺寸 .....	13
3.3.7、第二对齿轮的设计 .....	15
3.4 支撑轴的设计计算 .....	17
3.4.1、选择轴的材料和热处理 .....	17
3.4.2、初步估算轴的直径 .....	17
3.4.3、轴的结构设计 .....	17
3.5 滚动轴承的计算分析 .....	23
4 其他结构的设计 .....	24
4.1 精密转盘的设计 .....	24
4.2 底座的设计 .....	25
4.3 机架的设计 .....	25
4.3.1 机架设计的准则 .....	25
4.3.2 机架设计的要求 .....	26

4.3.3 机架材料的选择 .....	26
4.3.4 机架结构的设计 .....	27
5 结论 .....	28
谢 辞 .....	29
参考文献 .....	30

## 1 绪论

### 1.1 回转工作台的研究背景及意义

随着我国现代化工业技术的迅速发展，特别是随着回转工作台在自动化领域内的迅速发展，回转工作台组合机床的研究已经成为当今机械制造行业的一个重要方向，在现代工业运用中，大多数机械的设计和制造都是用机床大批量完成的。现代大型工业技术的飞快发展，降低了回转工作台组合机床的实现成本，软件支持机械也使得实现变得更加简单，因此，研究回转工作台组合机床的设计具有非常重要的理论意义及现实意义。

在工业快速发展的现代化浪潮中，各种机械设计和制造业中，回转工作台组合机床的应用越来越广泛，越来越转化为生产力，从这个意义上讲，对回转工作台组合机床的研究具有重要的现实意义。回转工作台组合机床是根据工件加工需要，以通用部件为基础，配以少量专用部件组成的一种高效专用机床。回转工作台组合机床是按系列化标准化设计的通用部件和按被加工零件的形状及加工工艺要求设计的专用部件组成的专用机床。由于通用部件已经标准化和系列化，可根据需要灵活配置，从而缩短了设计和制造的周期，因此，回转工作台组合机床兼有低成本和高效率的优点，在大批、大量生产中得到了广泛的应用，并可用以组成自动生产线<sup>[6]</sup>。

回转工作台是组合机床的一种输送部件，它将被加工工件从一个工位转换到另一个工位。常常一个工位用作装夹工件，而其他几个工位同时对工件进行加工，因此，机床的生产率较高，一台组合机床相当于一条圆形自动线，而且占地面积较小，其结构比自动线简单。多工位回转工作台适合复杂机械零件流水作业的加工需求，具有运行平稳、高效率高等特点。与自动线相比多工位回转工作台具有诸多的优点。其应用范围不断扩展。多工位回转工作台式机床同时具备柔性、生产率和精密的特点并能提供高度的技术效能技术与精巧的机械设备相结合使其能高效加工某零件族。零件的整个加工过程越来越多地是用单一零件夹具进行的。与在若干台机床上加工的“老式”加工方法相比这不仅简化了生产的后勤工作而且大大地提高了加工精度。特别是当零件在不同加工平面和不同的加工轴之间具有相互制约的公差时。集成有若干个加工工位的多工位回转工作台式机床更具特别优势<sup>[11]</sup>。

### 1.2 回转工作台的历史、现状及应用

60 年代以来，跨国公司推动的产业全球化发展使得国际分工和国际贸易格局发生了改变，加工贸易成为全球化产业发展的本质要求。在全球化背景下，对于发展中国家而言，产业升级成为在全球化产业链条中由劳动密集环节向资本和技术密集环节逐步提

升的过程。由跨国公司推动的加工贸易的发展,为发展中国家切入全球高新技术产业链条,实现产业升级提供了便捷路径。其中回转工作台的运用得到了广泛推广,各种新型工作台不断被引进,同时我国也自主研发和开发了一批适用、高效性的回转工作台。加工工件在一个工位上装加后,工件可绕着工作台轴线作圆周方向输送,输送到各工位后,根据工艺要求,在工作台分度转位的过程中,使工件绕夹具轴线回转,被加工工件的各方面可以依次朝外接受各工位上的动力部件加工。这样的一台多工位组合机床,除了可以从被加工工件的顶面和朝向动力部件面进行加工外,还可对多达五个面进行加工,扩大了组合机床的应用范围。

近 20 年来,回转工作台组合机床自动线技术取得长足进步,自动线在加工精度、生产效率、利用率、柔性化和综合自动化等方面的巨大进步,标志着回转工作台组合机床自动线技术发展达到了高水平。自动线的技术发展,刀具、控制和其他相关技术的进步,特别是 CNC 控制技术对自动线结构的变革及其柔性化起着决定性的作用。随着市场需求的变化,柔性将愈来愈成为抉择设备的重要因素。因此,回转工作台组合机床自动线将面临由高速加工中心组成的 FMS 的激烈竞争<sup>[10]</sup>。

回转工作台是一种专用高效自动化技术装备,目前,由于它仍是大批量机械产品实现高效、高质量和经济性生产的关键装备,因而被广泛应用于汽车、拖拉机、内燃机和压缩机等许多工业生产领域。其中,特别是汽车工业,是回转工作台最大的用户。如德国大众汽车厂在 Salzgitter 的发动机工厂,在大批量生产的机械工业部门,大量采用的设备是回转工作台组合机床。因此,组合机床的技术性能和综合自动化水平,在很大程度上决定了这些工业部门产品的生产效率、产品质量和企业生产组织的结构,也在很大程度上决定了企业产品的竞争力。

现代回转工作台组合机床和自动线作为机电一体化产品,它是控制、驱动、测量、监控、刀具和机械组件等技术的综合反映。近 20 年来,这些技术有长足进步,同时作为组合机床主要用户的汽车和内燃机等行业也有很大的变化,其产品市场寿命不断缩短,品种日益增多且质量不断提高。这些因素有力地推动和激励了回转工作台组合机床的不断发展。

由于回转工作台工序的高度集中,即在同一个工作台上可同时完成一种或几种不同工序加工,因此适应了产量大、精度高的生产要求,并且克服了万能机床结构复杂、劳动强度大、生产效率低、精度不易保证的缺点,以及专用机床通用性差、不适应现代技术迅速发展、产品经常更新的要求。所以,回转工作台已广泛应用到汽车、柴油机、电动机、仪器仪表以及军工产品等的生产上,并显示出巨大的优越性。

回转式多工位组合机床,特别适合于加工轮廓尺寸在 250mm 以内的中小零件。这类机床的应用主要集中于汽车、阀门、气动、液压、制锁、轻工仪表和电气等工业部门。市场销量大,因此在国内外有许多从事其设计和制造的厂家。如欧美的 rons-hoffen、Diedeheim、witzig&Frank、Riello、IMAS、AugustWenzler、wiest、Haaf、RinoBerard

和 Posalux, 日本的三协精机、岩田工机, 前苏联的哈尔科夫小型组合机床厂 (X3MAC) 和我国的大连组合机床研究所、大连机床厂、常州机床厂和北方精密机械厂等。其中, 北方精密机械厂是我国唯一专门从事回转工作台组合机床生产的专业厂, 目前的生产能力为年产约 30 台。据估计目前我国回转式多工位组合机床约占整个组合机床的 4%, 与机床工业发达的国家相比, 无论在数量上还是在技术上均存在一定差距。因此, 加速发展这类机床, 是我国机械加工行业面临的一项任务<sup>[6]</sup>。

### 1.3 课题的主要任务

本毕业设计是根据企业指定产品的加工需求, 该产品是一种尾气处理装置。设计一种与生产线匹配, 符合加工技术要求的六工位工作台, 选择并设计相应的机构, 对多工位工作台作总体布局设计, 编制工作循环图。该工作台要完成工件的注液涂敷, 吹干等四道工序, 单件生产周期 12s, 工艺时间不低于 2s。该工作台的停动时间控制上要求比较高, 加工工艺时间较长, 工件由一个工位移动到下一个工位的时间较短, 故转台由静止到转动这个瞬间的加速度冲击很大, 需要比较大的一个扭矩来实现停动转换。对间歇机构的选择上需要严格考虑。

## 2 总体方案设计

### 2.1 原理方案的设计

转位及定位机构的类型较多, 常见的有: 棘轮机构、槽轮机构、蜗形凸轮机构、不完全齿轮机构、杆机构以及与液压电组合的机构, 他们有各自的特点及适用范围。

方案 1: 槽轮拨销转位机构 (简称槽轮机构): 结构简单紧凑且容易制造, 但从动件的运动柔性冲击, 当机构运转速度较高或槽轮轴系惯性力较大的情况下就显得更为突出, 可用于提速轻载场合。槽轮每转动一次和停歇一次构成一个运动循环, 为了避免或减轻槽轮在启动和停止时的碰撞或冲击, 圆销在进入槽和退出槽的瞬时, 圆销中心的线速度方向必须沿着槽轮径向槽的中心线方向, 以使槽轮在启动和停止时的瞬时速度为零, 如图所示。在一个运动循环中, 槽轮的运动时间  $t_2$  与拨盘的运动时间  $t_1$  之比可用来衡量槽轮的运动时间在一个间歇周期中所占的比例, 称为运动系数, 用  $\tau$  来表示。

为了避免或减轻槽轮在启动和停止时的碰撞或冲击, 圆销在进入槽和退出槽的瞬时, 圆销中心的线速度方向必须沿着槽轮径向槽的中心线方向, 以使槽轮在启动和停止时的瞬时速度为零, 如图 2-1 所示。



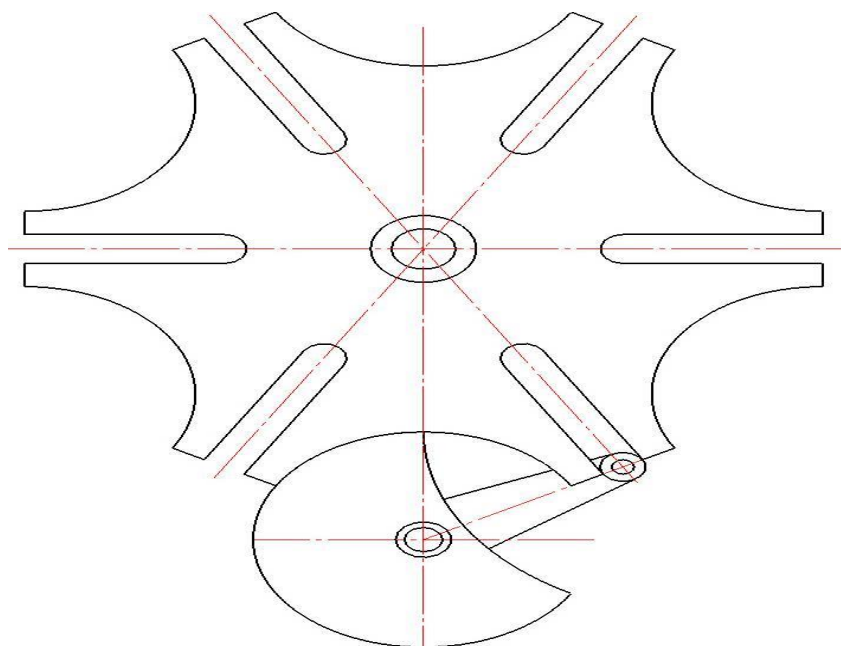


图 2-1 槽轮拨盘工作图

图中拨盘有  $K=1$  个圆销，槽轮槽数为  $z=6$ ，因此有

$$\tau = t_2/t_1 = K(z-2)/2z = 4/12 = 1/3$$

而槽轮一个运动循环中运动时间与停歇时间之比为

$$t_2 : (t_1 - t_2) = t_2 : (3t_2 - t_2) = 1:2。$$

意味着槽轮一个运动循环中运动时间与停歇时间之比为 1:2，即分配轴转一周工序盘有  $120^\circ$  处于运动中，有  $240^\circ$  处于停歇中。

方案 2：采用步进电机，通过 PLC 控制步进电机带动工作台回转，通过键盘和显示屏发出指令给单片机，控制脉冲分配器向步进电机发送脉冲。而输入电脉冲的数量和频率便可实现控制工作台的角位移与转速以及停动。

步进电动机又称为脉冲电动机。它是将电脉冲信号转换成机械角位移的执行元件。其输入一个电脉冲就转动一步，既每当电动机的绕组接受一个电脉冲，转子就转过一个相应的步距角。转子角位移的大小及转速分别与输入的电脉冲数与频率成正比，并在时间上与输入脉冲同步，只要控制输入电脉冲的数量，频率以及电动机绕组的通电顺序，电动机即可获得所需的转角，转速及转向，很容易用微机实现数字控制。

步进电动机具有以下主要特点：

1) 步进电动机的工作状态不易受各种干扰因素（如电源电压的波动，电流的大小与波形的变化，温度等的影响，只要在它们的大小未引起步进电动机产生“丢失”现象之前，就不会影响其正常工作；

2) 步进电动机的步距角有误差，转子转过一定的步数以后也会出现累计误差，但转子转过一转之后，其累计误差就会变为“零”，因此不会长期积累；

3) 控制性能好，在启动，停止，反转时不易“丢失”。因此，步进电动机被广泛应用于开环控制的机电一体化系统，使系统简化，并可靠的获得较高的位置精度；

方案 1 繁琐复杂且定位精度不高，容易产生累积误差，而且槽轮机构的动停不能满足该工件的生产周期和加工工艺时间比。方案 2 结构简单便于简化整个多工位工作台的体系，调正起来比较方便，且该工作台工作时负载并不是很大。综合考虑本设计应选用了方案 2。

## 2.2 动力的选择

方案 1：采用液压，其优点是：

- 1) 同其他传动方式相比，窗洞功率相同，液压传动装置的重量轻，结构紧凑。
- 2) 可实现无级变速，调整范围大。
- 3) 运动间的惯性小，能够频繁迅速换向，船东工作平稳；系统容易实现缓冲吸震，并能自动防止过载。
- 4) 与电气石配合，容易实现动作和操作和自动化；与微电子技术和计算机能实现各种自动控制工作。
- 5) 原件已基本上系列化，通用化和标准化，适于 CAD 技术的应用，提高工效，降低成本。

其缺点：

- 1) 容易产生泄露，污染环境。反映速度慢。
- 2) 引有泄露和弹性变形大，不易做精确的定比传动。
- 3) 系统内混入空气，会引起爬行，噪音和振动。
- 4) 使用的环境温度比机械传动小。
- 5) 故障诊断与排除要求较高技术。

方案 2：采用步进电机，其优点是：步进电动机的工作状态不易受各种干扰因素的影响，只要在它们的大小未引起步进电动机产生“丢失”现象之前，就不会影响其正常工作，步进电动机的步距角有误差，但转子转过一转之后，其累计误差就会变为“零”，因此不会长期积累；控制性能好，在启动，停止，反转时不易“丢失”。通过控制电机的启停来实现转台的间歇。一个步进电机既能解决电机问题又能解决间歇机构的问题，故本工作台的动力机构采用步进电机。

## 2.3 动力传动方式的选择

该工作台工作的过程中的控制系统是开环控制的，无反馈系统，所以该动力系统必须具备有传动精准，效率较高，不能在传动的过程中有打滑或者卡滞等情况出现。并且该工作台动力部分与执行部分之间的距离并不远。根据上面所述的情况进行选择传动方式。

### 方案 1 带传动

带传动的优点：

- 1) 用于中心距较大的；
- 2) 传动带具有良好的弹性，能缓冲吸振，尤其是 V 带没有接头，传动较平稳，噪声小；
- 3) 过载时带在带轮上打滑，可以防止其它器件损坏；
- 4) 结构简单，制造和维护方便，成本低。

带传动的缺点：

- 1) 动的外廓尺寸较大；
- 2) 由于需要张紧，使轴上受力较大；
- 3) 工作中有弹性滑动，不能准确地保持主动轴和从动轴的转速比关系；
- 4) 带的寿命短；
- 5) 传动效率降低；
- 6) 带传动可能因摩擦起电，产生火花，故不能用于易燃易爆的场合。

### 方案 2 齿轮传动

齿轮传动是近代机器中最常见的一种机械传动，是传递机器动力和运动的一种主要形式，是机械产品的重要基础零部件。它与带、链、摩擦、液压等机械传动相比，具有功率范围大、传动效率高、圆周速度高、传动比准确、使用寿命长、结构尺寸长、结构尺寸小等一系列特点。因此，它已成为许多机械产品不可缺少的传动部件，也是机器中所占比重最大的传动形式。近几年来，虽然其他机械部件的制造技术与电传动技术有了较大的发展，但在生产中占主导地位的传动形式仍为各种齿轮传动。齿轮传动有以下优缺点：

优点包括：

- 1) 瞬时传动比恒定，工作平稳性较高；
- 2) 采用非圆齿轮，瞬时传动比可按所需变化规律设计；
- 3) 传动比变化范围大，适用于减速或增速传动；
- 4) 齿轮的圆周速度范围大。
- 5) 传递功率范围大，承载能力高。
- 6) 传动效率高，特别是精度较高的圆柱齿轮副。
- 7) 结构紧凑，如使用行星传动、谐波齿轮传动，可使部件更为缩小，成为同轴线传动；
- 8) 维护简便。

缺点包括：

- 1) 运转中振动、冲击和噪声，并产生动载荷；
- 2) 无过载保护作用；

3) 要求齿轮的切齿精度较高或具有特殊齿形时, 需要高精度机床、特殊刀具和测量仪器来保证, 制造工艺复杂, 成本较高

综合上述以及考虑到该工作台需要传动平稳, 定位精确。工作台工作过程中需要反复的停动, 冲击较大, 且带传动容易打滑影响工作台的定位精准, 而齿轮瞬时传动比恒定, 工作稳定性较高, 传递功率范围大, 能承载本大的冲击, 故本设计的传动采用齿轮传动。

## 2.4 轴承的选用

选择滚动轴承类型时, 必须了解轴承的工作载荷大小、性质、方向、转速及其他使用要求, 以下是选用滚动轴承的基本原理:

(1) 转速较高、载荷较小、要求旋转精度高时宜选用球轴承: 转速较低、载荷较大、有冲击载荷时则选用滚子轴承。

(2) 轴承上同时受径向和轴向载荷, 一般选用角接触球轴承或圆锥滚子轴承; 若精细那个载荷大, 轴向载荷小, 可选用深沟球轴承的组合结构。

### 方案 1: 选用圆锥滚子轴承

圆锥滚子轴承的特点: 圆锥滚子轴承可以分离, 由内圈与滚子、保持架一起组成的组件和外圈可以分别 圆锥滚子轴承安装。滚子和滚道接触处修正的接触线可以减少应力集中。圆锥滚子轴承可以承受大的径向载荷和轴向载荷。由于圆锥滚子轴承只能传递单向轴向载荷, 因此, 为传递相反方向的轴向载荷就需要另一个与之对称安装的圆锥滚子轴承。带倾斜角的滚道能使圆锥滚子轴承承受径向和轴向的联合负荷。外滚道和轴承中心线之间的角度越大, 承受轴向和径向负荷比的能力就越大。滚子与滚道的线性接触使圆锥滚子轴承具有很大的承载能力。这一特点和对径向负荷、轴向负荷以及对这两种联合负荷的承受能力, 使圆锥滚子轴承在许多应用场合成为理想的选择。对给定的内径, 可以选用特轻活特重的截面以满足不同负荷的要求。圆锥滚子轴承中用量最多的是单列圆锥滚子轴承。在轿车的前轮轮毂中, 近年来也用上了小尺寸的双列圆锥滚子轴承。四列圆锥滚子轴承用在大型冷、热轧机等重型机器中。

圆锥滚子轴承主要承受以径向为主的径、轴向联合载荷。轴承承载能力取决于外圈的滚道角度, 角度越大承载能力越大。该类轴承属分离型轴承, 根据轴承中滚动体的列数分为单列、双列和四列圆锥滚子轴承。单列圆锥滚子轴承游隙需用户在安装时调整; 双列和四列圆锥滚子轴承游隙已在产品出厂时依据用户要求给定, 不须用户调整。圆锥滚子轴承有圆锥形内圈和外圈滚道, 圆锥滚子排列在两者之间。所有圆锥表面的投影线都在轴承轴线的同一点相聚。这种设计使圆锥滚子轴承特别适合承受复合(径向与轴向)负荷。轴承的轴向负荷能力大部分是由接触角  $\alpha$  决定的;  $\alpha$  角度越大, 轴向负荷能力就越高。角度大小用计算系数  $e$  来表示;  $e$  值越大, 接触角度越大, 轴承承受轴向负荷的

适用性就越大。

方案 2，选用推力球轴承

推力球轴承是一种分离型轴承，轴圈、座圈可以和保持架、钢球的组件分离。轴圈是与轴相配合的套圈，座圈是与轴承座孔相配合的套圈，和轴之间有间隙；推力球轴承只能够承受轴向负荷，单向推力球轴承是只能承受一个方向的轴向负荷，双向推力球轴承可以承受两个方向的轴向负荷；推力球轴承不能限制轴的径向位移，极限转速很低，单向推力球轴承可以限制轴和壳体的一个方向的轴向位移，双向轴承可以限制两个方向的轴向位移。

推力轴承是用来专门承受轴向力的专用轴承，就是轴垂直的方向的力的轴承。推力轴承也称作止推轴承。止推轴承一般是由两个止推垫片或更多止推垫片和若干滚动体组成，一般止推垫片分为轴片和座片，滚动体一般最常见型式是由铁质或铜质保持架组合成整体。该类型轴承最常见是钢球式推力轴承。用于支撑旋转设备沿轴向的推力。旋转设备是水平安装的，则推力轴承只承担设备沿轴向产生的推力；设备是垂直安装的，则除推力外还需要支撑设备旋转部分的重量。

将方案 1 和方案 2 进行对比，由中轴，中轴上零件及工作台上负载的重力作用，使中轴产生较大的轴向力，轴向力的全部由轴承支承，在众多的轴承中，推力球轴承能支承较大的轴向力，而此工作台并无太大的径向力，故选用推力球轴承。

### 3 计算分析

#### 3.1 工作台回转运动规律分析

工作台回转运动规律分析 按照工作台的运动要求，工作台每回转  $\pi/3$  时，工作停下来工作一次，在这  $\pi/3$  时间内的运动规律如下： $0\sim 0.2\text{s}$  圆盘以恒定加速度旋， $0.2\sim 0.6\text{s}$  恒角速度旋转， $0.6\sim 0.8\text{s}$  圆盘以恒角加速度减速，直到停止。所以运动转盘的角速度在  $\pi/3$  内随时间变化规律如图 3-1：

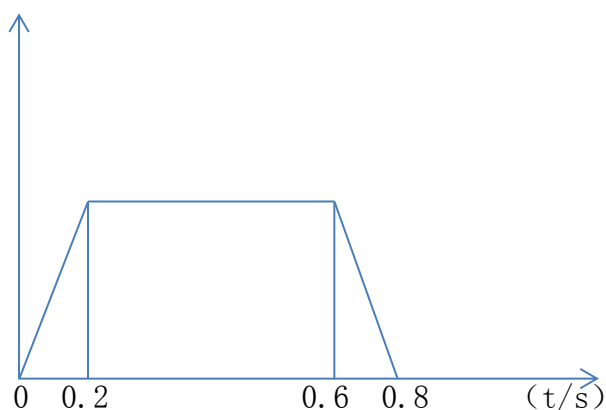


图 3-1 转盘速度变化规律

因为在 2s 内转过的角度为  $\pi/3$ 。所以：

$$(0.4+0.8) \omega_{\max} / 2 = \pi / 3$$

得出： $\omega_{\max} = 5\pi/9$

显然  $0 \sim 0.2s$  和  $0.6 \sim 0.8s$  间的角加速度  $\beta$  大小都等于  $25\pi/9 \text{ rad/s}^2$

### 3.2 步进电机启动力矩的计算

步进电机选用三相步进电机：

设三相步进电机的等效负载扭矩为  $T$ ， $J$  为工作圆盘及工件机械手的转动惯量， $M_1$  为转盘质量， $M_2$  为机械手和工件的质量，运动转盘的半径为 140mm：

$$J = \frac{1}{2} M_1 (R/1000)^2 + 6M_2 (R/1000)^2$$

$$= 0.5 \times 7 \times (140/1000)^2 + 6 \times 3 \times (225/1000)^2 = 0.98 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$T = J \times \beta = 0.98 \times \frac{25\pi}{9} = 8.55 \text{ N} \cdot \text{m}$$

由于在计算这些扭矩过程中没有将外部阻力矩考虑进去，所以需要设定一个安全系数，便于选择电机的扭矩能足够大：

$$T_{\text{电}} = 1.5T = 1.5 \times 8.55 = 12.82 \text{ N} \cdot \text{m}$$

通过查找资料获得如下三相步进电机型号表：

表 3-1 三相混合式步进电机型号

序号	规格型号	相数	步距角 (. )	相电流 (A)	保持转矩 (N·m) (g·cm <sup>2</sup> )	转动惯量	重量 (kg)	外形尺寸 (mm)
24	57BYG350BL-0601	3	0.6/1.2	6.0	0.45	100	0.5	57×57×41
25	57BYG350CL-0601	3	0.6/1.2	6.0	0.9	220	0.75	57×57×54
26	57BYG350DL-0601	3	0.6/1.2	6.0	1.5	380	1.1	57×57×77
27	60BYG350CL-0451	3	0.6/1.2	4.5	0.9	260	0.8	60×60×55
28	60BYG350DL-0451	3	0.6/1.2	4.5	1.5	460	1.3	60×60×77
29	86BYG350AH-0201	3	0.6/1.2	2.0	2.5	1320	2	85×85×69
30	86BYG350BH-0201	3	0.6/1.2	2.0	5	2400	3	85×85×97
31	86BYG350CH-0301	3	0.6/1.2	3.0	7	3480	4	85×85×125
32	86BYG350AL-0601	3	0.6/1.2	6.0	2.5	1320	2	85×85×69
33	86BYG350BL-0601	3	0.6/1.2	6.0	5	2400	3	85×85×97
34	86BYG350CL-0601	3	0.6/1.2	6.0	7	3480	4	85×85×125
35	110BYG350BH-0501	3	0.6/1.2	5.0	8	9720	6.6	110×110×148
36	110BYG350CH-0501	3	0.6/1.2	5.0	12	13560	9	110×110×182
37	110BYG350DH-0501	3	0.6/1.2	5.0	16	17400	11.1	110×110×216
38	130BYG350CH-0602	3	0.6/1.2	6.0	23	25000	13.5	134×134×170
39	130BYG350DH-0602	3	0.6/1.2	6.0	25	30000	16.5	134×134×199
40	130BYG350EH-0602	3	0.6/1.2	6.0	35	35000	17.5	134×134×226
41	130BYG350FH-0602	3	0.6/1.2	6.0	45	45500	22	134×134×282

根据  $T_{\text{电}} = 12.82 \text{ N} \cdot \text{m}$ , 选与此数值接近的步进电机, 所以选择三相步进电机的型号为 110BYG350DH-0501, 此步进电机的扭矩为  $16 \text{ N} \cdot \text{m}$ 。

### 3.3 直齿圆柱齿轮的传动设计

#### 3.3.1、选定齿轮类型、精度等级、材料及齿数

- 1) 选用直齿圆柱齿轮传动
- 2) 选用 7 级精度 (GB10095-88)
- 3) 材料选择。由《机械设计》第八版表 10-1 选择大齿轮材料为 45 钢 (调质) 硬度为 240HBS, 小齿轮材料为 40Gr (调质), 硬度为 280HBS, 二者材料硬度差为 40HBS。
- 4) 初选小齿轮齿数为  $Z_1=21$ , 大齿轮齿数  $Z_2=3 \times 21=63$ 。

#### 3.3.2、按齿面接触强度设计

由《机械设计》第八版公式 (10-9a) 进行计算, 即

$$d_{it} \geq 2.323 \sqrt{\frac{KT_1}{\Phi_d} \cdot \frac{u \pm 1}{u} \left( \frac{Z_E}{[\sigma_H]} \right)^2} \quad (3-1)$$

(1) 确定公式内的各计算数值

- 1) 试选载荷系数为  $K_t = 1.3$
- 2) 根据预选电机可得小齿轮传递的扭矩  $T_1=16 \text{ N} \cdot \text{m}$
- 3) 由《机械设计》第八版表 10-7 选取齿宽系数为  $\Phi_d = 0.4$
- 4) 由《机械设计》第八版表 10-6 查得材料的弹性影响系数  $Z_E = 189.8 \text{ MPa}^{\frac{1}{2}}$
- 5) 由《机械设计》第八版图 10-21d 按齿面硬度查得小齿轮的接触疲劳强度极限  $\sigma_{Hlim1} = 600 \text{ MPa}$ ; 大齿轮的按接触疲劳强度极限  $\sigma_{Hlim2} = 550 \text{ MPa}$ 。
- 6) 计算应力循环次数, 由于工作台转速不高, 故循环次数也较低。
- 7) 由《机械设计》第八版图 10-19 去接触疲劳寿命系数  $K_{HN1} = 1.6$ ,  $K_{HN2} = 1.6$ 。
- 8) 计算接触疲劳许用应力

取失效概率为 1%, 安全系数  $S=1$ , 由《机械设计》第八版式 (10-12) 得

$$[\sigma_H]_1 = \frac{K_{HN1} \sigma_{lim1}}{S} = 1.6 \times 600 = 960 \text{ MPa}$$

$$[\sigma_H]_2 = \frac{K_{HN2} \sigma_{lim2}}{S} = 1.6 \times 550 = 880 \text{ MPa}$$

(2) 计算

1) 试算小齿轮分度圆直径  $d_{1t}$ ，代入  $[\sigma_H]$  中较小值

$$d_{1t} \geq 2.323 \sqrt{\frac{K_t T_1}{\Phi_d} \cdot \frac{u+1}{u} \left( \frac{Z_E}{[\sigma_H]} \right)^2} = 2.323 \sqrt{\frac{1.3 \times 16 \times 10^3}{0.4} \cdot \frac{4}{3} \left( \frac{189.8}{880} \right)^2} = 33.27 \text{ mm}$$

2) 计算齿宽

$$b = \Phi_d \cdot d_{1t} = 0.5 \times 33.27 \text{ mm} = 16.64 \text{ mm}$$

3) 计算齿宽与齿高之比  $\frac{b}{h}$

$$\text{模数} \quad m_t = \frac{d_{1t}}{z_1} = \frac{33.27}{21} \text{ mm} = 1.58 \text{ mm}$$

$$\text{齿高} \quad h = 2.25m_t = 2.25 \times 1.58 \text{ mm} = 3.565 \text{ mm}$$

$$\frac{b}{h} = \frac{16.64}{3.565} = 4.668$$

4) 计算载荷系数

根据  $v$  和 7 级精度，由《机械设计》第八版图 10-8 查得动载荷系数  $K_v = 1.1$ ；

直齿轮，假设  $K_A F_t / b < 100 \text{ N/mm}$ ，由《机械设计》第八版表 10-3 查得

$$K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = 1.2;$$

由《机械设计》第八版表 10-2 查得使用系数  $K_A = 1$ ；

由《机械设计》第八版表 10-4 用插值法查得 7 级精度、小齿轮悬臂布置时  $K_{H\beta} = 1.182$ 。

由  $\frac{b}{h} = 4.668$ ， $K_{H\beta} = 1.182$  查《机械设计》第八版图 10-13 得  $K_{F\beta} = 1.145$ ，故动载荷系数

$$K = K_A K_v K_{H\alpha} K_{H\beta} = 1 \times 1.1 \times 1.2 \times 1.182 = 1.56$$

5) 按实际的载荷系数校正所算得分度圆直径，由《机械设计》第八版式(10-10a)得

$$d_1 = d_{1t} \sqrt[3]{\frac{K}{K_t}} = 33.27 \times \sqrt[3]{\frac{1.56}{1.3}} = 36.445 \text{ mm}$$

6) 计算模数

$$m = \frac{d_1}{z_1} = 36.445 \div 21 = 1.73$$

### 3.3.3、根据齿根弯曲强度计算



弯曲强度的设计公式由《机械设计》第八版式（10-5）为

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2KT_1}{\Phi_d z_1} \left( \frac{Y_{Fa} Y_{Sa}}{[\sigma_F]} \right)} \quad (3-2)$$

(1) 公式内的各计算数值确定如下：

1) 由《机械设计》第八版图 10-20c 查得小齿轮的弯曲疲劳强度极限  $\sigma_{FE1}$   
=500MPa；

大齿轮的弯曲疲劳强度极限  $\sigma_{FE2}$ =380MPa；

2) 由《机械设计》第八版图 10-18 查得弯曲疲劳寿命系数为  $K_{FN1}$ =2.5,  $K_{FN2}$ =2.5；

3) 计算弯曲疲劳许用应力

取弯曲疲劳安全系数  $S=1.4$ ，由《机械设计》第八版式（10-12）得

$$[\sigma_F]_1 = \frac{K_{FN1} \sigma_{FE1}}{S} = \frac{2.5 \times 500}{1.4} \text{MPa} = 893 \text{MPa}$$

$$[\sigma_F]_2 = \frac{K_{FN2} \sigma_{FE2}}{S} = \frac{2.5 \times 380}{1.4} \text{MPa} = 679 \text{MPa}$$

4) 计算载荷系数  $K$

$$K = K_A K_V K_{Fa} K_{F\beta} = 1 \times 1.1 \times 1.2 \times 1.145 = 1.5114$$

5) 齿形系数查取如下：

由《机械设计》第八版表 10-5 查得  $Y_{Fa1}$ =2.76,  $Y_{Fa2}$ =2.3；

6) 应力校正系数查得如下：

由《机械设计》第八版表 10-5 查得  $Y_{Sa1}$ =1.56,  $Y_{Sa2}$ =1.71；

7) 计算大、小齿轮的  $\frac{Y_{Fa} Y_{Sa}}{[\sigma_F]}$  并比较其大小

$$\frac{Y_{Fa1} Y_{Sa1}}{[\sigma_F]_1} = \frac{2.76 \times 1.56}{893} = 0.0048$$

$$\frac{Y_{Fa2} Y_{Sa2}}{[\sigma_F]_2} = \frac{2.3 \times 1.71}{679} = 0.0056$$

大齿轮的数值大

(2) 设计计算

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2 \times 1.5114 \times 16 \times 10^3}{0.4 \times 21^2} \times 0.0056} = 1.15$$

根据计算结果，由齿根弯曲疲劳强度计算的模数小于由齿面接触疲劳强度计算模数  $m$ ，因为弯曲强度所决定的承载能力是由齿轮模数  $m$  的大小所决定，而仅齿轮直径（即齿数与模数的乘积）影响齿面接触疲劳强度的承载能力，故由弯曲强度算得的模数 1.15 并就近圆整为标准值  $m=1.5\text{mm}$ ，按接触强度计算分度圆直径为  $d_1=36.445\text{mm}$ ，计算小齿轮齿数为

$$z_1 = \frac{d_1}{m} = \frac{36.445}{1.5} \approx 24$$

故大齿轮齿数为  $z_2=3 \times 24=72$ 。

这样设计出的齿轮传动，既满足了齿根弯曲疲劳强度，又满足了齿面接触疲劳强度，并避免浪费，结构紧凑。

### 3.3.4、齿轮几何尺寸

#### 1) 分度圆直径计算

$$d_1 = z_1 m = 24 \times 1.5\text{mm} = 36\text{mm}$$

$$d_2 = z_2 m = 72 \times 1.5\text{mm} = 108\text{mm}$$

#### 2) 中心距离计算

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{36 + 108}{2} \text{mm} = 72\text{mm}$$

#### 3) 齿轮宽度计算

$$b = \Phi_d d_1 = 0.4 \times 36\text{mm} = 14.4\text{mm}$$

取  $B_1=14\text{mm}$ ， $B_2$ 取  $12\text{mm}$ 。

### 3.3.5、齿轮验算

$$F_t = \frac{3T_1}{d_2} = 3 \times 16 \times 10^3 / 108 \text{N} = 444.45\text{N}$$

$$\frac{K_A F_t}{b_2} = 1 \times 444.45 / 12 \text{ N/mm} = 37.2 \text{ N/mm} < 100 \text{ N/mm}$$

由此可知合适

### 3.3.6、齿轮结构设计尺寸

由于齿轮的齿数和模数已经确定，则齿轮的结构尺寸如表 3-2 所示：

表 3-2 齿轮结构尺寸

名称	代号	备注 (mm)
模数	$m$	$m=1.5$
压力角	$\alpha$	$20^\circ$
分度圆直径	$d$	$d_1 = mz_1 = 1.5 \times 24 = 36$ $d_2 = mz_2 = 1.5 \times 72 = 108$
齿顶高	$h_a$	$h_{a1} = h_{a2} = h_a^* m = 1.5$
齿根高	$h_f$	$h_{f1} = h_{f2} = (h_a^* + c^*) m = 1.25 \times 1.5 = 1.875$
齿全高	$h$	$h_1 = h_2 = (2h_a^* + c^*) m = 2.25 \times 1.5 = 3.375$
齿顶圆直径	$d_a$	$d_{a1} = (z_1 + 2h_a^*) m = 26 \times 1.5 = 39$ $d_{a2} = (z_2 + 2h_a^*) m = 74 \times 1.5 = 111$
齿根圆直径	$d_f$	$d_{f1} = (z_1 - 2h_a^* - 2c^*) m = (24 - 2.5) \times 1.5 = 32.25$ $d_{f2} = (z_2 - 2h_a^* - 2c^*) m = (72 - 2.5) \times 1.5 = 104.25$
基圆直径	$d_b$	$d_{b1} = d_1 \cos \alpha = 33.83$ $d_{b2} = d_2 \cos \alpha = 101.49$
齿距	$p$	$P = \pi m = 4.712$
基圆齿距	$p_d$	$p_d = p \cos \alpha = 4.712 \times \cos 20^\circ = 4.428$
齿厚	$s$	$S = \pi m / 2 = 2.356$
齿槽宽	$e$	$e = \pi m / 2 = 2.356$
顶隙	$C$	$C = C^* m = 0.25 \times 1.5 = 0.375$
节圆直径	$d'$	$d' = d$
传动比	$i$	$i_{12} = \frac{z_2}{z_1} = 72/24 = 3$



表 3—3 齿轮结构尺寸

名称	代号	备注 (mm)
模数	m	m=1.5
压力角	$\alpha$	20°
分度圆直径	d	$d_1 = mz_1 = 1.5 \times 18 = 27$ $d_2 = mz_2 = 1.5 \times 72 = 108$
齿顶高	$h_a$	$h_{a1} = h_{a2} = h_a^* m = 1.5$
齿根高	$h_f$	$h_{f1} = h_{f2} = (h_a^* + c^*) m = 1.25 \times 1.5 = 1.875$
齿全高	h	$h_1 = h_2 = (2h_a^* + c^*) m = 2.25 \times 1.5 = 3.375$
齿顶圆直径	$d_a$	$d_{a1} = (z_1 + 2h_a^*) m = 20 \times 1.5 = 30$ $d_{a2} = (z_2 + 2h_a^*) m = 74 \times 1.5 = 111$
齿根圆直径	$d_f$	$d_{f1} = (z_1 - 2h_a^* - 2c^*) m = (18 - 2.5) \times 1.5 = 23.25$ $d_{f2} = (z_2 - 2h_a^* - 2c^*) m = (72 - 2.5) \times 1.5 = 104.25$
基圆直径	$d_b$	$d_{b1} = d_1 \cos \alpha = 25.37$ $d_{b2} = d_2 \cos \alpha = 101.49$
齿距	p	$P = \pi m = 4.712$
基圆齿距	$p_d$	$p_d = p \cos \alpha = 4.712 \times \cos 20^\circ = 4.428$
齿厚	s	$S = \pi m / 2 = 2.356$
齿槽宽	e	$e = \pi m / 2 = 2.356$
顶隙	C	$C = C^* m = 0.25 \times 1.5 = 0.375$
节圆直径	$d'$	$d' = d$
传动比	i	$i_{34} = \frac{z_4}{z_3} = 72/18 = 4$

### 3.4 支撑轴的设计计算

#### 3.4.1、选择轴的材料和热处理

对此回转工作台未提出特殊要求，对其重量计尺寸也无特殊要求，故选用常用的材料 45 钢，调质处理。由机械设计（第八版）表 15-1 查得  $\sigma_B=640\text{MPa}$ ， $\sigma_{-1}=275\text{MPa}$ ， $\tau_{-1}=155\text{MPa}$ 。

#### 3.4.2、初步估算轴的直径

由机械设计（第八版）表 15-4 查得  $W_T=\pi d^3/16\approx 0.2d^3$ ，安装大齿轮处的轴头直径

$$\tau_T = \frac{T}{W_T} \leq [\tau_T]$$

由机械设计（第八版）表 15-3 查得  $[\tau_T]=30\text{MPa}$ ，故

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{5T}{[\tau_T]}} = \sqrt[3]{\frac{5 \times 16 \times 10^3}{30}} = 13\text{mm} \quad (3-3)$$

式中

$W_T$ ——轴的抗扭截面系数， $\text{mm}^3$ ；

$\tau_T$ ——扭转切应力， $\text{MPa}$ ；

$T$ ——轴所受的扭矩， $\text{N}\cdot\text{mm}$ ；

在这里取  $d=22\text{mm}$

#### 3.4.3、轴的结构设计

为了装拆齿轮轴承方便，将轴设计成阶梯状。对于同一轴上的轴承，一般选用同一型号，现暂取深沟球轴承 6006 内径为 30.000 mm，外径为 55.000 mm，厚度为 13.000 mm，推力球轴承 51306 内径为 30.00mm，外径为 60.00mm，厚度为 21.00mm，与轴承相配合的轴段直径取 30.00mm，由机械设计手册查的推力球轴承的轴肩直径可取为 38.00mm，在这里轴承与轴之间采用过盈配合，同时采用轴承套筒或孔用弹性挡圈对轴承进行轴向固定，而齿轮轮毂与轴和转盘与轴均在轴两端采用间隙配合，其周向定位都采用单平键，由《机械设计》第八版表 6-1 查得选平键截面  $b \times h \times L=8\text{mm} \times 5\text{mm} \times 20\text{mm}$ ，同时在轴端处加挡板及螺钉进行轴向定位固定。

根据以上所述，现画出轴的结构图 3-3 如下：

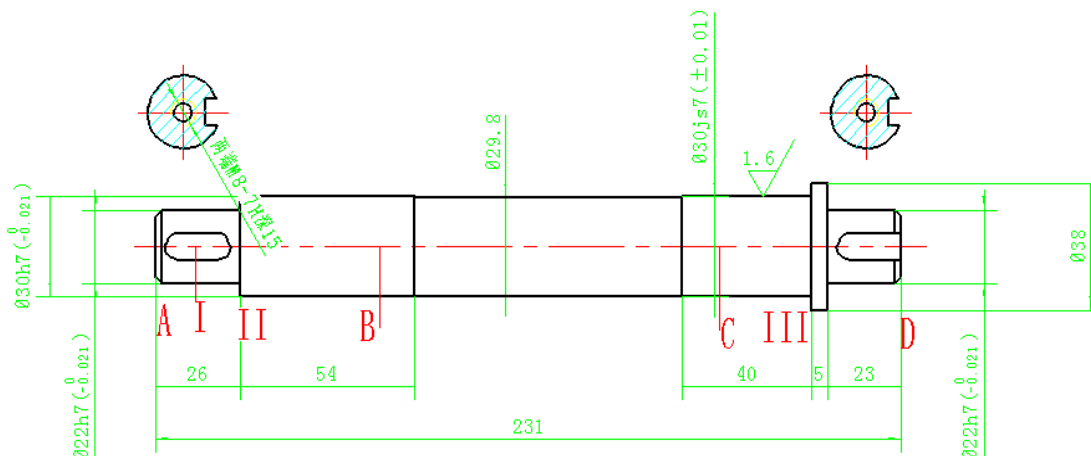
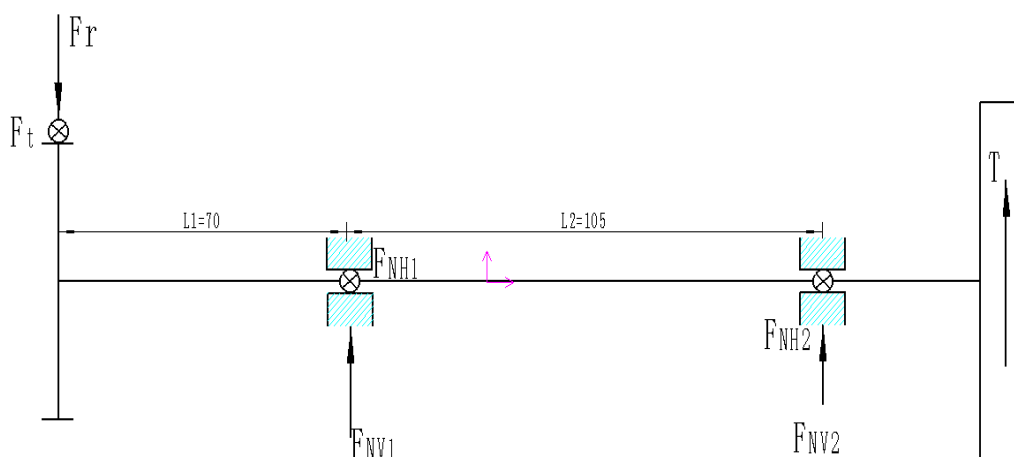


图 3-3 轴圆截面受力分析图

1、疲劳强度的安全系数校核

(1) 作轴的受力简图如下：



(2) 求作用在轴上的力

轴传递的转矩  $T_2 = 40000 \text{ N/mm}$

齿轮上圆周力为：
$$F_t = \frac{2T_2}{d_2} = 2 \times 40000 / 108 = 740.7 \text{ N}$$

轮上的径向力：
$$F_r = F_t \tan \alpha = 740.7 \times \tan 20^\circ = 269.6 \text{ N}$$

齿轮上轴向力：
$$F_a = F_t / \cos \alpha = 740.7 / \cos 20^\circ = 788.5 \text{ N}$$

(3) 求轴承上支反力：

$$F_r = F_{NV1} + F_{NV2}$$

$$F_r \times (l_1 + l_2) = F_{NV1} \times l_2$$

有上述的公式代入数据可求得：

$$F_{NV1} = 450 \text{ N} \quad F_{NV2} = -270 \text{ N}$$

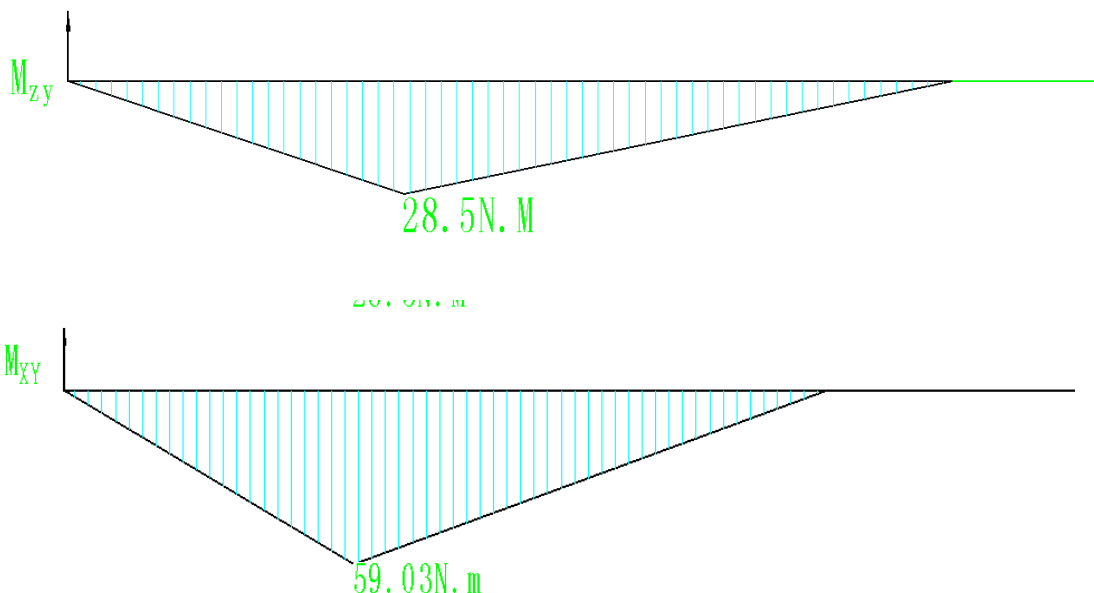
$$F_t = F_{NH1} + F_{NH2}$$

$$F_t \times (l_1 + l_2) = F_{NH1} \times l_2$$

有上述的公式代入数据可求得：

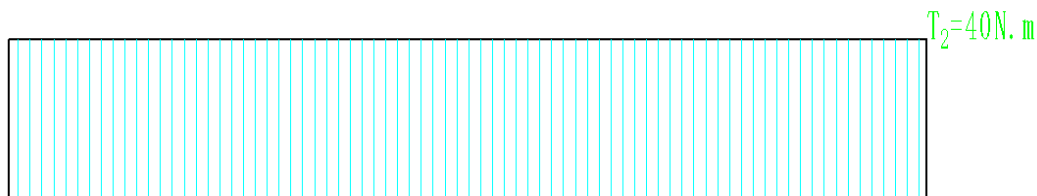
$$F_{NH1} = 1233.5N \quad F_{NH2} = -492N$$

(4) 画弯矩图  $M_{zy}$  和  $M_{xy}$  及合成弯矩图  $M = \sqrt{M_{zy}^2 + M_{xy}^2}$



截面所受最大弯矩  $M = 65.5N \cdot m$

(5) 画出扭矩图  $T_2$



(6) 确定其危险截面, 并计算其应力

由图轴受扭矩为常数的作用, 虽然有键槽、轴肩及过渡配合所引起的应力集中中均将削弱轴的疲劳强度, 但由轴的最小轴径是按扭转强度来确定的, 所以轴上 CD 段各截面不用校核。对截面 I, C 处, 在截面 I 处从弯矩较小, 截面 II 处应力集中最为严重, 从受载来看截面 B 所受的弯矩和转矩较大, 但应力不集中且轴径较大, 因此对截面 C 也不必校核。因而该轴只需校核截面 II 左右两则即可。

校核截面 II 左侧

由截面 II 左侧的弯矩  $M$  为  $M = (26 - 5.3) \times \frac{65.5}{64.2} = 21.12MPa$

截面上弯曲应力为  $\sigma_b = \frac{M}{W} = \frac{32 \times 21120}{\lambda \times 22^3} = 20.2MPa$



$$\text{截面上的扭转切应力} \quad \tau_T = \frac{T_2}{W_T} = \frac{16 \times 40 \times 10^3}{\lambda \times 22^3} = 19.13 \text{MPa}$$

轴的材料为 45 钢，调质处理。由《机械设计》第八版表 15-1 查得  $\sigma_B = 640 \text{MPa}$ ,  $\sigma_{-1} = 275 \text{MPa}$ ,  $\tau_{-1} = 155 \text{MPa}$ 。

截面上由于轴肩而形成的理论应力集中系数  $\alpha_\sigma$  及  $\alpha_\tau$  按《机械设计》第八版附表 3-2 查取。因  $\frac{r}{d} = \frac{2.0}{22} = 0.09$ ,  $\frac{D}{d} = \frac{30}{22} = 1.36$ , 经插值法查得

$$\alpha_\sigma = 1.65, \quad \alpha_\tau = 1.47$$

又有《机械设计》第八版附图 3-1 可得轴的材料敏感性系数为

$$q_\sigma = 0.82, \quad q_\tau = 0.85$$

所以有效应力集中系数按《机械设计》第八版（附表 3-4）为

$$k_\sigma = 1 + q_\sigma(\alpha_\sigma - 1) = 1 + 0.82 \times (1.65 - 1) = 1.533$$

$$k_\tau = 1 + q_\tau(\alpha_\tau - 1) = 1 + 0.85 \times (1.47 - 1) = 1.40$$

由《机械设计》第八版附图 3-2 的尺寸系数  $\varepsilon_\sigma = 1$ ；由《机械设计》第八版附图 3-3 的扭转尺寸系数  $\varepsilon_\tau = 0.94$ 。

轴按磨削加工，由《机械设计》附图 3-4 得表面质量系数为

$$\beta_\sigma = \beta_\tau = 0.92$$

轴未经表面强化处理，取  $\beta_q = 1$ ，由《机械设计》第八版式（3-12）及式（3-12a）得综合系数为

$$K_\sigma = \frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma} + \frac{1}{\beta_\sigma} - 1 = \frac{1.533}{1} + \frac{1}{0.92} - 1 = 1.62$$

$$K_\tau = \frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau} + \frac{1}{\beta_\tau} - 1 = \frac{1.40}{0.94} + \frac{1}{0.92} - 1 = 1.58$$

又由《机械设计》第八版  $\xi$  3-1 及  $\xi$  3-2 的碳钢系数的特性系数

$$\varphi_\sigma = 0.1 \sim 0.2, \quad \text{取 } \varphi_\sigma = 0.1$$

$$\varphi_\tau = 0.055 \sim 0.1, \quad \text{取 } \varphi_\tau = 0.05$$

故计算安全系数  $S_{ca}$  值，按《机械设计》第八版式（15-6）—（15-8）则得

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma}\sigma_a + \varphi_{\sigma}\sigma_m} = \frac{275}{1.62 \times 20.2 + 0.1 \times 0} = 8.4$$

$$S_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau}\tau_a + \varphi_{\tau}\tau_m} = \frac{155}{1.58 \times \frac{19.13}{2} + 0.05 \times \frac{19.13}{2}} = 9.94$$

$$S_{ca} = \frac{S_{\sigma}S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}} = \frac{8.4 \times 9.94}{\sqrt{8.4^2 + 9.94^2}} = 6.42 \gg S = 1.5$$

显然安全。

校核截面 II 的右侧

弯曲应力

$$\sigma_b = \frac{M}{W} = \frac{32 \times 21120}{\lambda \times 30^3} = 7.96 \text{MPa}$$

扭转切应力

$$\tau_T = \frac{T_2}{W_T} = \frac{16 \times 40 \times 10^3}{\lambda \times 30^3} = 7.5 \text{MPa}$$

在过盈配合处  $\frac{k_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}}$ ，根据《机械设计》第八版附表 3-8 用插值法求出，取值  $\frac{k_{\tau}}{\varepsilon_{\tau}} = 0.8 \frac{k_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}}$ ，

$$\text{故得} \quad \frac{k_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}} = 2.82 \quad \frac{k_{\tau}}{\varepsilon_{\tau}} = 0.8 \times 2.82 = 2.256$$

按磨削加工轴，表面质量系数根据《机械设计》第八版附图 3-4 查为

$$\beta_{\sigma} = \beta_{\tau} = 0.92$$

所以，计算综合系数

$$K_{\sigma} = \frac{k_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}} + \frac{1}{\beta_{\sigma}} - 1 = 2.82 + \frac{1}{0.92} - 1 = 2.91$$

$$K_{\tau} = \frac{k_{\tau}}{\varepsilon_{\tau}} + \frac{1}{\beta_{\tau}} - 1 = 2.256 + \frac{1}{0.92} - 1 = 2.34$$

故轴在截面 II 右侧的安全系数为

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma}\sigma_a + \varphi_{\sigma}\sigma_m} = \frac{275}{2.91 \times 7.96 + 0.1 \times 0} = 11.87$$

$$S_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau}\tau_a + \varphi_{\tau}\tau_m} = \frac{155}{2.34 \times \frac{7.5}{2} + 0.05 \times \frac{7.5}{2}} = 17.29$$

$$S_{ca} = \frac{S_{\sigma}S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}} = \frac{11.87 \times 17.29}{\sqrt{11.87^2 + 17.29^2}} = 9.78 \gg S = 1.5$$

所以此轴在截面 II 处右侧的强度也满足安全设计要求。

根据以上所述，现画出轴的结构图 3-4 如下

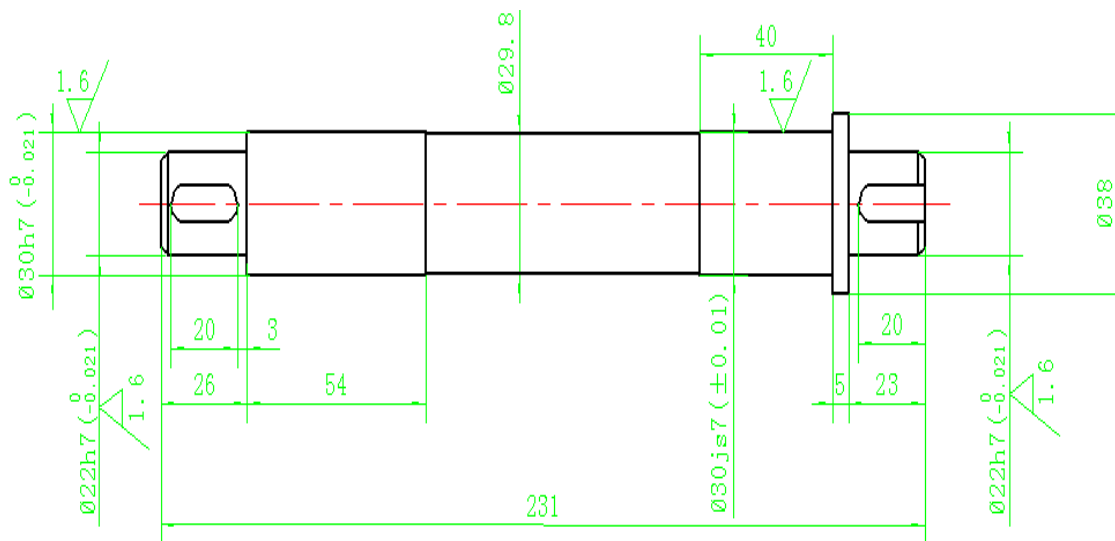


图 3-4 轴的结构尺寸图

### 3.4.4 轴的刚度校核计算

由于该轴是垂直安置的，精密转盘及其机械手工件的重量主要是由支座来承受的。该轴只是一个传动轴，只要是将将输入的扭矩传到精密转盘，故该轴并没有收到太大的弯曲应力。所以对该轴进行刚度校核时，只需对其进行扭转刚度校核计算就可以了。

轴的扭转变形用每米长的扭转角 $\varphi$ 来表示。圆轴扭转角 $\varphi$ [单位为 $(^\circ)/m$ ]的计算公式为：

$$\varphi = 5.73 \times 10^4 \frac{1}{LG} \sum_{i=1}^Z \frac{T_i l_i}{I_{pi}} \quad (3-4)$$

式中： T——轴所受的扭矩，N·mm；

G——轴的材料剪切弹性模量，MPa，对于钢材，G=8.1\*10<sup>4</sup>MPa；

I<sub>p</sub>——轴截面的极惯性矩，mm<sup>4</sup>，对于圆轴，I<sub>p</sub>= d<sup>4</sup>/32

L——阶梯轴受扭矩作用的长度，mm；

$T_i$ 、 $l_i$ 、 $I_{pi}$ ——分别代表阶梯轴第  $i$  段上所受的扭矩、长度和极惯性矩, 单位同前;

$z$ ——阶梯轴受扭矩作用的轴段数。

由上述公式带入数值可算得,

$$\varphi = 0.386 \leq [\varphi]$$

式中,  $[\varphi]$ 为每米长的允许扭转角, 与轴的使用场合有关。而该轴是作为精密装盘下的一个传动轴, 对传动的精密度还是有一点的要求的。对于精密传动轴, 可取  $[\varphi] = 0.25 \sim 0.5(^{\circ})/m$ ; 由于  $\varphi = 0.386(^{\circ})/m$ 处于精密传动轴取值范围之间, 所以该轴的扭转刚度合格。

### 3.5 滚动轴承的计算分析

由于一般的传动轴的滚动轴承失效形式主要是疲劳破坏。故对疲劳寿命进行计算。由于转盘重量不大, 轴向力约为  $F_a = 150N$ , 查《实用机械设计手册》推力球轴承 51306 最小负荷常数  $A = 4.51 \times 10^{-2}$ , 由《实用机械设计手册》推力球轴承最小轴上负荷的计算

公式为  $F_{amin} > A \left( \frac{n}{1000} \right)^2$ , 又传动轴转速取  $n = 20r/min.$ ,

$$F_{amin} > 4.51 \times 10^{-2} \times \left( \frac{20}{1000} \right)^2 = 1.8 \times 10^{-5} N$$

显然可安全使用。

故只需对深沟球轴承 6006 进行寿命计算

轴承尺寸内径  $d = 30.000 \text{ mm}$ , 外径  $D = 55.000 \text{ mm}$ , 厚度  $T = 13.000 \text{ mm}$

载荷容量  $C_r = 13.3 \text{ KN}$   $C_{or} = 8.36 \text{ KN}$

滚动轴承寿命验算

$$C_r = \frac{f_h f_F}{f_n f_T} P$$

式中:

$C_r$  —— 基本额定动载荷, 单位 N

$f_h$  —— 寿命系数

$f_F$  —— 载荷系数

$f_n$  —— 速度系数

$f_T$  —— 温度系数

$P$  —— 当量动载荷，单位 N

得 
$$P = \frac{C_r f_n f_T}{f_h f_F}$$

已知  $C_r = 13300\text{N}$ ，预期寿命取  $L_h = 20000\text{ h}$

查《实用机械设计手册》得

$$f_h = 3.42 \quad f_F = 1.4 \quad f_n = 1.166 \quad f_T = 1$$

故

$$P = \frac{C_r f_n f_T}{f_h f_F} = \frac{13300 \times 1.166 \times 1}{3.42 \times 1.4} = 3238.89\text{N}$$

由

$$L_h' = \frac{16667}{n} \left( \frac{f_T C_r}{P} \right)$$

其中： $L_h'$  —— 轴承的寿命，单位 h；

$n$  —— 轴承转速，单位 r/min；

$P$  —— 轴承所受当量动载荷，单位 N；

$C_r$  —— 基本额定动载荷，单位 N；

已知：预取传动轴转速  $n = 20\text{r/min}$ ， $P = 3238.89\text{N}$ ， $C_r = 13300\text{N}$

$$L_h' = \frac{16667}{n} \left( \frac{f_T C_r}{P} \right)^{\epsilon} = \frac{16667}{20} \left( \frac{1 \times 15700}{3238.89} \right)^3 = 94915\text{h} > L_h = 20000\text{h}$$

故这对轴承满足要求。

## 4 其他结构的设计

### 4.1 精密转盘的设计

回转工作台工作半径  $R$  主要是由完成每道工序所需机构的结构尺寸来确定的，通常在  $200 \sim 600\text{mm}$ 。待加工的工件为内空圆柱外形，尺寸范围为： $\Phi(50-75) \times (60-90)$ ，且该工件并不是被固定于转盘上，而是被夹持于机械手上，考虑加工的环境，以及加工机构

的选择，此工作台的精密转盘的尺寸便选用直径为 280mm，结构如图 4-1 所示：

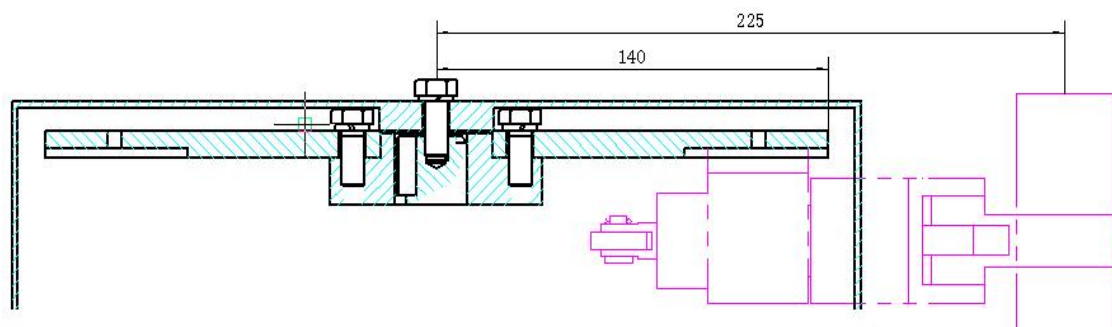


图 4-1 机密转盘剖视图

## 4.2 底座的设计

底座主要是衔接与旋转转盘于面板之间，承受了精密转盘及机械手的重量，并且对轴承和轴都起到定位的作用。由于该底座并不用承受太大的质量，更多的是固定定位的作用，定位要求比较精确，所以对该底座的壁厚就没有太多的计算与校核，更多的是要求加工工艺高，尺寸误差不能太大。故本设计的底座结构如图 4-2 所示：

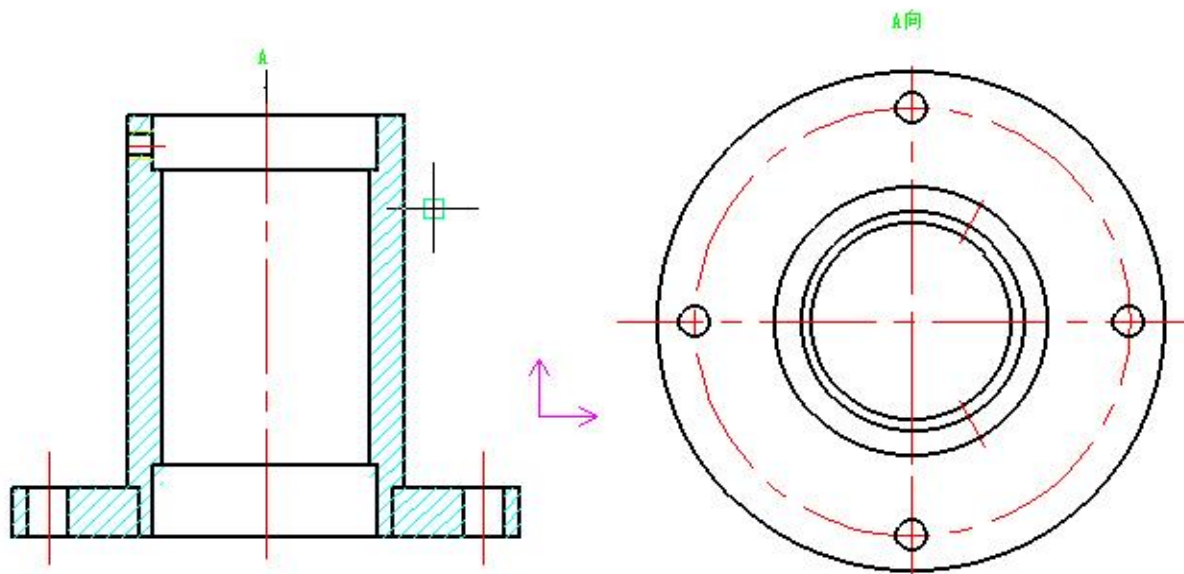


图 4-2 底座结构图

## 4.3 机架的设计

### 4.3.1 机架设计的准则

(1) 工况要求 任何机架的设计首先必须保证机器的特定工作要求。例如，保证机架上安装的零部件能顺利运转，机架的外形及内部结构不致有阻碍运动件通过的突起；设置执行某一工况所必需的平台；保证上下料的要求、人工操作的方便及安全等。

(2) 刚度要求 在必须保证特定外形条件下，对机架的主要要求是刚度。例如机床

的零部件中,床身的刚度则决定了机床的生产率和加工产品的精度;在齿轮减速器中,箱壳的刚度决定了齿轮的啮合性及运转性能。

(3)强度要求 对于一般设备的机架,刚度达到要求,同时也能满足强度的要求。但对于重载设备的强度要求必须引起足够的重视。其准则是在机器运转中可能发生的最大载荷情况下,机架上任何点的应力都不得大于允许权力。此外,还要满足疲劳强度的要求。对于某些机器的机架尚需满足振动或坑振的要求。例如振动机械的机架;受冲击的机架;考虑地震影响的高架等。

(4)稳定性要求 对于细长的或薄壁的受压结构及受弯—压结构存在失稳问题,某些板壳结构也存在失稳问题或局部失稳问题。失稳对结构会产生很大的破坏,设计时必须校核。

(5)美观 目前对机器的要求不仅要能完成特定的工作,还要使外形美观。

(6)其他 如散热的要求;防腐蚀及特定环境的要求;对于精密机械、仪表等热变形小的要求等。

特别提出注意的是,设计和工艺是相辅相成的,设计的基础是工艺。所以设计要遵循工艺的规范,要考虑工艺的可能性、先进性和经济性。

#### 4.3.2 机架设计的要求

在满足机架设计准则的前提下,必须根据机架的不同用途和所处环境,考虑下列各项要求,并有所偏重:

1. 机架的重量轻,材料选择合适,成本低。
2. 结构合理,便于制造。
3. 结构应使机架上的零部件安装、调整、修理和更换都方便。
4. 结构设计合理,工艺性好,还应使机架本身的内应力小,由温度变化引起的变形应力小。
5. 抗振性能好。
6. 耐腐蚀,使机架结构在服务期限内尽量少修理。
7. 有导轨的机架要求导轨面受力合理,耐磨性良好。

#### 4.3.3 机架材料的选择

通过查找资料和估算,且机架不用太过于复杂,负重不是很大。本设计直接采用不锈钢方钢焊接来做机架。选择方钢管作机架材料的理由有几个方面:

(1)方钢管受力性能好,它的截面惯性矩与截面抵抗矩以及回转半径等截面特性均比等截面积的角钢、其他型钢或角钢组合 T 形截面等构件的大。

(2)由于方钢管桁架构件间采用直接焊接,节省了节点板和角钢组合垫板的材料,从

而节约钢材 20%~30%。同时也可以避免角钢与垫板电焊不当对杆件造成的损伤。而且省去节点板,可使杆件直接传力,提高了桁架受力性能。

(3) 方钢管桁架整体性能好,制作安装时翻身、起吊都比较容易,不易变形。

(4) 在承载力相同的情况下,管截面的表面积较开口截面的表面积小,从而减少了防火、防腐涂层的面积及其费用。

#### 4.3.4 机架结构的设计

综合考虑到机架的设计准则和要求以及实用性,本设计便采用简单的四角支架结构,为了增强该支架的使用寿命和结构的稳定性,在立杆上增加了4根横梁,这样又能显得更美观。其大概结构图如下:

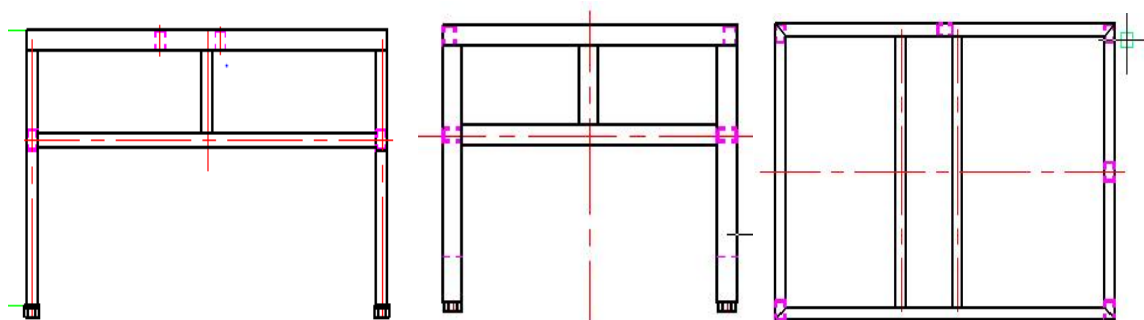


图 4-3 主视图

4-4 侧视图

4-5 俯视图



## 5 结论

本毕业设计是根据企业指定产品的加工需求，来设计一种与生产线匹配，符合加工技术要求的六工位工作台，主要是选择并设计相应的机构，对多工位工作台作总体布局设计，编制工作循环图。在设计六工位回转工作台的过程中，有三个因素是必须关注的，而且他们之间相互联系，即工作台的动力机构、工作台需要执行的任务和工作台的间歇机构，不应该把他们彼此孤立起来考虑。改变其中的一个因素而维持其它的两个不变，那么将导致工作台不能按预定的工作方式去运行。该工作台要完成工件的上料、注液涂敷、吹干、下料等六道工序。该工件加工过程要求单件工件生产周期为 12s，工艺加工的时间不低于 2s。由于这个要求是周期短且加工工艺时间较长，那么留给由一个工位移动到下一个工位的时间久很有限，这就要求转盘开始转动的一瞬间需要很大的角加速度。较短的时间内需要提供较大的扭矩，这对动力机构有很大的要求，考虑到经济实用性，本设计就采用了步进电机作为该工作台的动力机构。由于对工件进行加工的过程中需要停止转动，所以该工作台还需要有间歇机构。考虑到该工作台的动力机构是步进电机，则可以采用通过控制步进电机停动的方法来实现工作台的转位和定位，通过控制输入电脉冲的数量和频率来实现工作台的角位移与转速，由步进电机带动转盘来移动工件，将工件夹持转动到相应的工位进行加工。而步进电机本身就带有很好的自锁的功能，对工件进行加工的期间转盘就不会发生转动，保证整个加工过程中准确定位，从而使整个工件加工的质量更好。

## 谢 辞

这次毕业设计不同与以往任何一次课程设计，它耗时更长，独立性更高，要求更加严格细致。它不但要求我们能充分利用在校期间所学的课程的专业知识，同时也要求我们具有良好的理解力、掌握力和实际运用的灵活度。

在设计过程中给我印象最深的是作为一名设计人员，面对一项设计任务时，不仅要能够熟练的运用相关专业知识，同时还要考虑到在实际应用中所面对的场地、环境、资金和实际加工等一系列问题。我考虑过采用液压、气压传动。但是，液压、气压系统对环境要求高，且对密封性要求严格，同时要求配置液压泵、气压泵等相关装置。而气体的可压缩性导致了整个装置的精度较低。于是改用步进电机驱动。在确定了电机驱动后，相应的设计思路也逐渐清晰了。我选择了这一课题来作为我的毕业设计不仅是对我四年知识的考察，也是对我应用这些能力的考察，我尽力使自己的设计减少错误，但是由于知识和能力的欠缺，这套设计依然不够完善。在设计部分由于设计之初忽略了实际问题，但由于时间的紧迫，加上整套设计的基本定型而未能加以修正。

通过本次设计我学到的不仅仅是多工位回转工作台这单一方面的了解，同时也让我熟悉了关于设计的各个方面的流程以及一种设计思路体系，学会了把自己在大学期间所学的知识运用到实际工作中的方法。从前总感觉学的许多科目没有实际意义，到现在才觉得以前的专业知识不够扎实，从而给自己的设计过程带来了很大的麻烦。这次设计培养了我的综合能力、自学能力，让我在以后走上工作岗位能够更快的适应。

毕业设计并不要求很强的能力，只需要一点恒心、一点用心、一点耐心就足够了。尽管我没有接受过专门的机械加工的训练，但在这里，只要积极的去学习，去尝试，甚至偶尔犯一些小错误都是一种收获，当然最重要的是其中的无穷乐趣。

本设计是在唐焱老师的亲切关怀和悉心指导下完成的。在此衷心感谢唐焱老师三个多月来对我在学习上的指导和帮助。唐焱老师渊博的知识，敏锐的洞察力，清晰的设计体系，严谨求实的工作作风和深厚的专业修养都给我留下了深刻的印象，值此设计完成之际，谨向恩师致以衷心的感谢和崇高的敬意。在本次设计中，遇到问题时，指导老师给我耐心讲解，悉心指导，同时也和我一起讨论，解决了很多实际问题，我的设计才能顺利完成。

设计期间，黄伟老师在设计说明书撰写上给了我很多帮助和很好的建议，感谢黄伟老师的悉心指导。

## 参考文献

- [1] 机械设计手册联合编写组.机械设计手册[M].北京：化学工业出版社 2006.
- [2] 刘会霞，金属工艺学[M].北京：中国机械教育协会机械工业出版社，2011.06
- [3] 陈长生，机械基础[M].北京：机械工业出版社，2010.11
- [4] 周文玲，互换性与测量技术[M].北京：机械工业出版社，2011.06
- [5] 孙靖民，现代机械设计方法[M].黑龙江：哈尔滨工业大学出版社，2013
- [6] 杨明贵，自动机械设计[M]. 黑龙江：哈尔滨理工大学出版社，2003.
- [7] 李念奎等，铝合金材料及热处理技术[M].北京：冶金工业出版社，2012.
- [8] 万晓航等，CAXA 制造工程师 2008 实用教程[M].北京：北京理工大学出版社，2010.07
- [9] 韩志军等，工程力学[M].北京：科学出版社 2011.07
- [10] 赵群，加工中心回转工作台部件的结构分析[J].现代制造工程, 2002.
- [11] 杨春华, 徐耀坤. 普通回转工作台的改进[J].摩托车技术, 2003.
- [12] 郑雪梅等，机械零部件测绘造型[M].北京：清华大学出版社 2010.07
- [13] 万苏文等，典型零件工艺分析与加工[M].北京：清华大学出版社 2010.08
- [14] 濮良贵等，机械设计[M].西北：高等教育出版社，2006.
- [15] 坂本正文，步进电机应用技术[M]北京：科学出版社，2003.
- [16] 韩良，电子精密机械设计[M]北京；东京大学出版社，2000.
- [17] 单辉祖，材料力学[M]北京；高等教育出版社 2004.
- [18] David G.Ullman,The Mechanical Design Procoss[M].北京：机械工业出版社，2010.04.（原书第四版）