# 摘　要

近年来 3D 打印技术发展较快，增材制造在现代制造业中占据重要地位。墨水直写式 3D 打印技术材料选择范围广、打印精度高、成本相对较低，在生物医学、电子器件、功能材料等领域应用潜力较大。传统三轴墨水直写式 3D 打印机在打印复杂曲面时造型自由度不高，支撑材料需求大，后处理也较复杂，限制了其在复杂曲面制造中的应用。本设计针对这一问题，提出四轴型墨水直写式 3D 打印机方案，通过增加旋转轴使打印头在打印过程中可调节角度，从而提高曲面造型自由度。设计工作涵盖整体机械结构、器件选型计算、传动系统、挤出机、注射装置、关键部件受力分析及三维建模与工程图绘制。所设计的打印机满足 X、Y 轴行程 70~100mm、Z 轴行程 30~50mm、A 轴旋转±15°、单次墨水装载 1.5~4.5ml 等技术要求，可提高曲面打印质量并减少支撑材料用量。

关键词：墨水直写式；3D 打印机；四轴；机械结构设计；传动系统

# Abstract

With the rapid development of 3D printing technology, additive manufacturing has become an important part of modern manufacturing. As an important additive manufacturing method, Direct Ink Writing (DIW) 3D printing technology has the advantages of wide material selection range, high printing accuracy and relatively low cost, and shows great application potential in biomedical, electronic devices, functional materials and other fields. However, traditional three-axis DIW 3D printers have problems such as low freedom of curved surface modeling, large demand for support materials and complex post-processing when printing complex curved structures. This design addresses the above problems by designing a four-axis ink direct-write 3D printer. By adding a rotary axis, the print head can realize angle adjustment during the printing process, thereby improving the freedom of curved surface modeling. This design has completed the overall mechanical structure design, device selection and calculation, transmission system design, extruder design, injection device design, stress analysis of key components, and 3D modeling and engineering drawing. The design results show that the four-axis ink direct-write 3D printer meets the technical indicators of X and Y axis maximum movement range of 70~100mm, Z axis maximum movement range of 30~50mm, A axis rotation range of ±15°, and single maximum ink loading capacity of 1.5~4.5ml, which can effectively improve the quality of curved surface printing and reduce the use of support materials.



Key words: Direct Ink Writing; 3D Printer; Four-axis; Mechanical Structure Design; Transmission System

# 目　录


第 1 章 绪论 ..... 1
1.1 研究背景与意义 ..... 1
1.2 国内发展状况 ..... 1
1.3 国外发展状况 ..... 2
1.4 研究内容与技术路线 ..... 2
1.5 三维设计软件在机械设计中的应用 ..... 3
1.5.1 SolidWorks 软件简介 ..... 3
1.5.2 三维建模技术优势 ..... 3
第 2 章 系统总体设计 ..... 4
2.1 设计需求分析 ..... 4
2.2 系统总体架构 ..... 4
2.3 技术指标确定 ..... 5
2.4 整机动作流程 ..... 6
第 3 章 机械结构系统设计 ..... 7
3.1 机架结构设计 ..... 7
3.2 X、Y、Z 三轴直线运动系统设计 ..... 8
3.2.1 X 轴运动系统设计 ..... 8
3.2.2 Y 轴运动系统设计 ..... 8
3.2.3 Z 轴运动系统设计 ..... 8
3.3 A 轴旋转系统设计 ..... 9
第 4 章 机械部件选型与计算 ..... 10
4.1 步进电机选型计算 ..... 10
4.1.1 电机扭矩计算 ..... 10
4.2 丝杠选型计算 ..... 12
4.2.1 丝杠直径与导程确定 ..... 12
4.2.2 丝杠强度校核 ..... 13
4.2.3 丝杠稳定性校核 ..... 14
4.3 导轨与轴承选型 ..... 15
4.3.1 直线轴承选型与寿命校核 ..... 15
4.3.2 联轴器选型 ..... 16
第 5 章 传动系统设计 ..... 18
5.1 X、Y 轴同步带传动设计 ..... 18
5.1.1 同步带传动特点与选型依据 ..... 18
5.1.2 同步带传动设计计算 ..... 18
5.1.3 同步带传动校核 ..... 20
5.2 Z 轴丝杠传动设计 ..... 21
5.2.1 丝杠传动设计计算 ..... 21
5.2.2 丝杠传动效率校核 ..... 22
5.3 A 轴旋转传动设计 ..... 22
第 6 章 挤出机设计 ..... 23
6.1 挤出机结构概述 ..... 23
6.2 挤出电机选型计算 ..... 23

6.3 挤出轮与夹持力设计 ..... 24
6.4 杠杆机构与缓冲弹簧设计 ..... 25
6.4.1 杠杆机构受力分析 ..... 25
6.4.2 缓冲弹簧设计计算 ..... 25
6.5 挤出机主体结构设计 ..... 27
第 7 章 注射装置设计 ..... 28
7.1 注射器选型 ..... 28
7.2 驱动机构设计 ..... 29
7.2.1 推杆推力计算 ..... 29
7.2.2 驱动机构结构设计 ..... 29
7.3 供料管路设计 ..... 30
第 8 章 关键部件受力分析 ..... 31
8.1 丝杠强度分析 ..... 31
8.1.1 丝杠受力分析 ..... 31
8.1.2 丝杠轴向应力校核 ..... 31
8.1.3 丝杠扭转切应力校核 ..... 32
8.1.4 丝杠合成应力校核 ..... 32
8.2 光轴与导轨受力分析 ..... 32
8.2.1 光轴强度校核 ..... 32
8.2.2 直线轴承寿命校核 ..... 33
8.2.3 校核结论 ..... 33
第 9 章 三维建模与工程图绘制 ..... 34
9.1 零件三维建模 ..... 34
9.2 装配体建模 ..... 37
9.2.1 装配顺序 ..... 37
9.2.2 装配约束 ..... 38
9.2.3 干涉检查 ..... 39
结 论 ..... 40
参考文献 ..... 41
致 谢 ..... 43
附录 ..... 44
附部分图纸 ..... 44

# 第 1 章 绪论

## 1.1 研究背景与意义

近年来 3D 打印技术发展较快，增材制造在现代制造业中地位日益重要。墨水直写式即 Direct Ink Writing、简称 DIW 3D 打印技术，材料选择范围广、打印精度高、成本相对较低，在生物医学、电子器件、功能材料等领域应用潜力较大[1]。传统三轴 DIW 打印机采用 X、Y、Z 三轴直线运动，打印头只能沿固定方向移动；打印复杂曲面结构时往往需要大量支撑材料，连续纤维增强复合材料的定向打印也难以实现。打印倾斜表面、悬垂结构或复杂曲面零件时，三轴打印机的局限性尤为明显。

四轴 DIW 打印机增加旋转轴 A 轴后，打印头在打印过程中可调节角度，曲面造型自由度得以提高。四轴系统可动态调整打印头姿态，使挤出方向始终垂直于打印表面，从而做到无支撑或少量支撑的曲面打印，打印质量和效率均有提升。开展四轴墨水直写式 3D 打印机机械结构设计研究，对推动 DIW 技术发展具有较好的理论意义和实用价值。



图 1-1 3D 打印机

## 1.2 国内发展状况

国内对 3D 打印技术的研究近年来发展迅速，在打印材料、打印工艺和打印设备方面取得了显著成果。在 3D 打印机结构设计方面，王国虎等研究了陶瓷 3D 打印机结构设计与强度分析，为陶瓷材料 3D 打印机的设计提供了参考[3]。商海

等研究了 3D 打印机运动系统频域模型及其在成型精度改进中的应用，为提高打印精度提供了理论支撑[4]。马聪等研究了陶瓷浆料 3D 打印机挤出头拓扑优化设计，优化了挤出头的结构性能[5]。在供料系统设计方面，何捷军等研究了砂型 3D 打印机恒温供墨系统设计与应用，为供料系统的设计提供了参考[6]。段梦珍等研究了 3D 打印机喷头温度场分析及冷却系统优化，优化了喷头的温度控制[7]。胡森等研究了金属 3D 打印机基板调平系统的设计及热变形分析，为基板调平系统设计提供了参考[8]。王俊青等研究了基于 4Z 轴异步控制的 3D 打印机自动调平系统设计，提高了打印机的调平精度[9]。侯婷婷介绍了多功能 3D 打印机的应用前景[10]。陈娟凤研究了 FDM 3D 打印机喷嘴堵塞的主要原因和解决方法[11]。顾荣军研究了陶瓷 3D 打印机机械结构设计及运动轴动力学建模，为 3D 打印机的机械设计提供了参考[12]。程瑶等研究了基于内外嵌套并联机构的 6 自由度多姿态 3D 打印机设计与分析，实现了多自由度打印[13]。马玺研究了 3D 打印机举升机构设计，优化了打印机的升降机构[14]。李东亚开发了 GLM 直写式 3D 打印机，为直写式 3D 打印机的实际应用提供了参考[15]。

## 1.3 国外发展状况

从国际研究动态来看，国外在 3D 打印技术方面的研究起步较早，技术相对成熟。在 3D 打印技术方面，主要采用多材料打印、复合材料打印、多轴打印等技术。Tilley R 等研究了 3D 打印轮椅坐垫的设计、制造和评估，展示了 3D 打印技术在个性化产品制造中的应用[1]。Elmoughni M H 等研究了基于 3D 打印聚乙烯复合材料的可穿戴热电散热器设计，展示了 3D 打印在功能材料领域的应用[2]。在多轴打印技术方面，国外研究主要集中在多轴打印系统的结构设计和控制方式等方面。在机械结构设计方面，国外研究主要集中在高精度传动系统设计、多轴协调控制、打印头姿态控制等方面，这些技术为四轴 DIW 打印机的设计提供了重要的技术参考。

## 1.4 研究内容与技术路线

本设计以机械结构设计为核心，针对墨水直写式 3D 打印机曲面造型自由度不高的问题，提出四轴型方案。研究内容涵盖系统总体架构、机械结构、器件选型计算、传动系统、挤出机、注射装置、关键部件受力分析及三维建模与工程图绘制。采用理论分析与工程实践相结合的方法，技术路线为需求分析、系统设计、

结构设计、器件选型、传动与挤出机及注射装置设计、受力分析、三维建模与测试优化，用 SolidWorks 完成三维建模和工程图，验证方案可行性。

## 1.5 三维设计软件在机械设计中的应用

### 1.5.1 SolidWorks 软件简介

SolidWorks 是由达索系统公司开发的基于 Windows 操作系统的三维 CAD 软件，自 1995 年首次发布以来，已成为 PC 平台上应用广泛的中档三维设计软件之一。该软件采用特征建模和参数化设计方法，具有界面友好、操作简便、功能强大等特点，广泛应用于机械设计、工业设计、产品开发等领域。SolidWorks 支持零件建模、装配体设计、工程图绘制、运动仿真、有限元分析等功能，能够满足本设计从概念设计到详细设计、从三维建模到工程图输出的完整需求。本设计采用 SolidWorks 进行四轴墨水直写式 3D 打印机的机械结构设计，实现数字化设计与验证。

### 1.5.2 三维建模技术优势

相比二维设计，三维建模的优势在于：模型能直观展示产品空间结构和装配关系，便于理解设计意图、发现和解决问题；模型与工程图关联，修改模型后工程图可自动更新，设计效率更高；模型还可直接用于干涉检查、运动仿真、有限元分析，实现设计、分析、制造一体化。本设计用 SolidWorks 进行三维建模，可展示四轴打印机整体结构和各零部件形状，通过装配干涉检查验证配合关系，并由工程图模块生成符合国标的加工图纸，为样机制造提供依据。

# 第 2 章 系统总体设计

## 2.1 设计需求分析

根据设计要求，本设计需要针对现有墨水直写式 3D 打印机曲面造型自由度不高的问题，制定出一种四轴型墨水直写式 3D 打印机设计方案。通过对四轴 DIW 3D 打印机的实际需求进行深入分析，明确系统的功能要求和技术指标。本设计需要完成传动系统、注射装置的设计，完成传动系统关键部件的受力分析，确保零部件工作的可靠性，并完成零件建模和装配体建模，完成零件图和装配图 2D 图纸的出图。

系统工作流程包括墨水供料、注射装置动作、四轴协调运动、打印路径规划等。墨水装入注射器后，由注射装置推杆机构控制挤出；运动控制器根据切片软件生成的代码协调控制 X、Y、Z、A 四轴，使打印头按预定轨迹移动；A 轴根据曲面法向实时调整打印头倾角，挤出方向始终垂直于打印表面；墨水在工作台面上层层堆积形成三维实体。

## 2.2 系统总体架构

机械结构含 X、Y、Z 三轴直线运动系统、A 轴旋转系统、注射装置及机架等，负责打印头四轴运动和墨水供料；运动控制以控制器为核心，完成四轴协调控制和路径规划；注射控制层负责墨水供料和流量控制。各模块通过机械连接和信号线交换数据，保证系统实时响应。

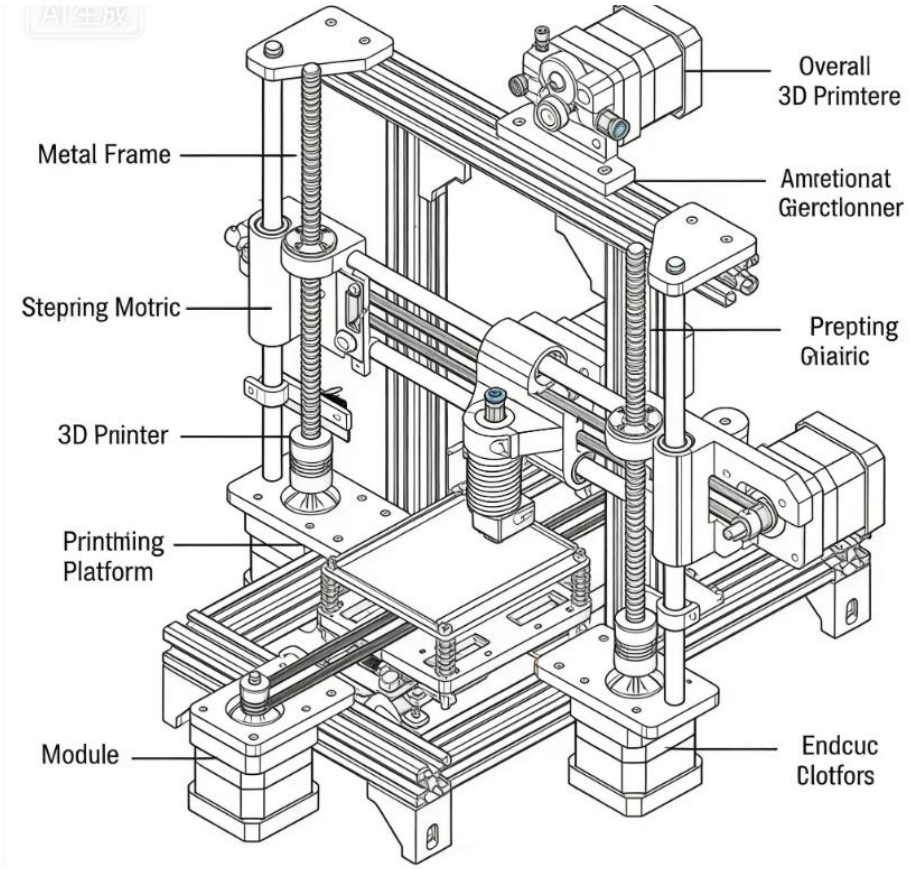



图 2-1 四轴墨水直写式 3D 打印机系统总体架构图

## 2.3 技术指标确定

根据设计要求，本设计确定的技术指标如表 2-1 所示。上述技术指标能够满足复杂曲面结构的打印需求，同时兼顾结构的紧凑性和制造成本。工作台面尺寸设计为 200mm×200mm，采用 214mm×200mm 铝板作为基板，玻璃板 200mm×200mm×4mm 作为打印表面，确保打印平台的平整度和稳定性。

表 2-1 要技术指标

| 项目 | 指标 |
|---|---|
| X、Y 轴最大行程 | 70~100mm |
| Z 轴最大行程 | 30~50mm |
| A 轴旋转范围 | ±15° |
| 单次墨水装载量 | 1.5~4.5ml |
| 工作台面尺寸 | 200mm×200mm |
| 层厚精度 | 0.1mm |

## 2.4 整机动作流程

四轴墨水直写式 3D 打印机的动作流程为：打印前将墨水装入注射器并连接供料管路，接通电源后各轴回零建立坐标系，必要时调平工作台；打印时控制器读取 G 代码，X、Y 轴驱动打印头与工作台实现平面轨迹运动，Z 轴在每层完成后上升一个层高，A 轴根据曲面法向调节打印头倾角使挤出方向垂直于打印表面，注射装置推杆按挤出量推动墨水从打印嘴挤出，四轴与挤出协调联动实现层层堆积；打印完成后挤出停止、打印头抬离，各轴移至取件位置，清理残余墨水后关机。整机机械动作流程图如下：

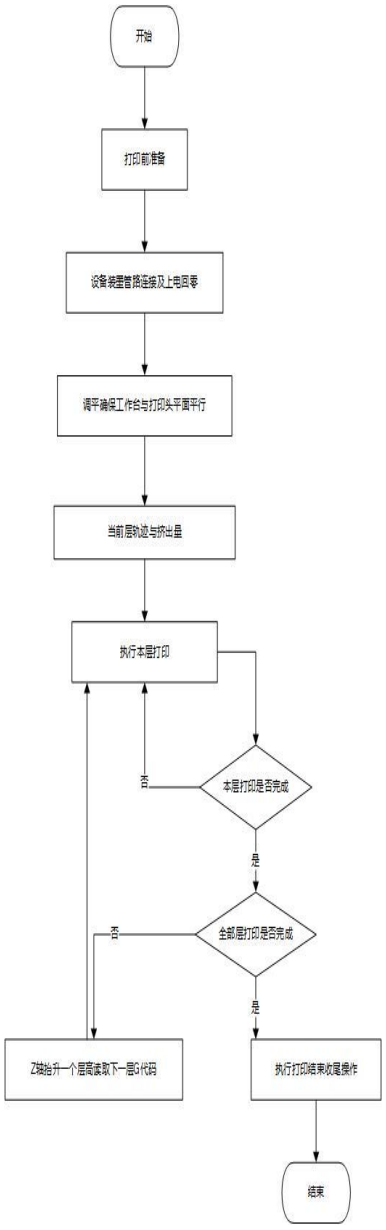



图 2-2 动作流程图

# 第 3 章 机械结构系统设计

## 3.1 机架结构设计

机架是打印机的支撑结构，刚度和稳定性直接影响打印精度。承受运动部件质量、传动反力、惯性力时，刚度不足会引起变形，导致各轴运动精度下降。机架设计需兼顾刚度、稳定性与轻量化、成本。本设计采用铝型材作为机架主材，铝型材质量轻、强度高、易加工装配、型材规格标准化，在 3D 打印机框架中应用广泛。铝型材通过角件、连接板等标准件连接，装配和维护都较方便。机架为开放式框架，由底座、立柱和横梁组成矩形空间结构。底座尺寸按工作台面 200mm×200mm 和运动范围确定；两边立柱支撑横梁，高度满足 Z 轴 50mm 行程和打印头安装空间；横梁形成龙门结构，为 X 轴提供安装基础。设计时预留了各运动轴安装空间及电机、限位开关等元件位置。



图 3-1 机架结构示意图

## 3.2 X、Y、Z 三轴直线运动系统设计

### 3.2.1 X 轴运动系统设计

X 轴负责打印头在水平方向上的左右移动。本设计采用同步带传动方式，由步进电机驱动同步带轮，通过同步带带动打印头滑台沿 X 轴方向移动。X 轴采用双直线导轨导向，直线轴承配合光轴使用，确保运动平稳、精度高。挤出机和打印嘴安装在 X 轴滑台上，随 X 轴一起运动。X 轴最大移动范围设计为 100mm。

### 3.2.2 Y 轴运动系统设计

Y 轴负责工作台面在水平方向上的前后移动。本设计采用与 X 轴相同的同步带传动方式，步进电机驱动同步带，带动工作台面沿 Y 轴移动。Y 轴采用直线轴承配合光轴导向，工作台面通过 Y 轴轴承固定板与传动机构连接。工作台面采用铝板作为基板，表面铺设玻璃板作为打印表面，确保打印平台的平整度和热稳定性。Y 轴最大移动范围设计为 100mm。

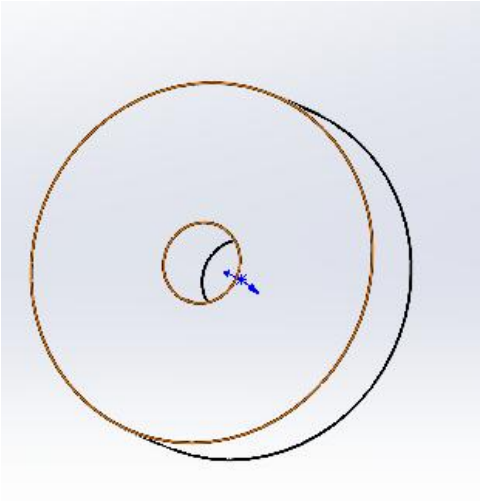


图 3-2 Y 轴轴承固定亚克力板结构图

### 3.2.3 Z 轴运动系统设计

Z 轴负责打印头在垂直方向上的升降运动。本设计采用丝杠传动方式，两边各布置一根丝杠，由步进电机通过联轴器驱动。联轴器连接电机轴与丝杠，丝杠螺母将旋转运动转化为直线运动，带动上部横梁升降。Z 轴采用直线轴承配合光轴导向，两边同步升降确保横梁保持水平。Z 轴安装微动开关作为限位开关，实现原点定位和防止过行程。Z 轴最大移动范围设计为 50mm。

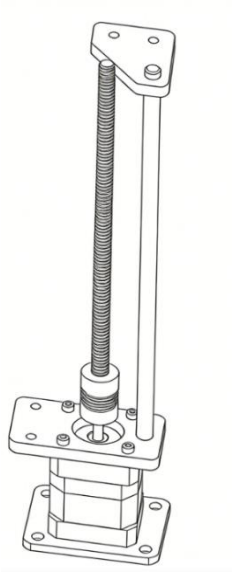


图 3-3 Z 轴传动系统结构图

## 3.3 A 轴旋转系统设计

A 轴是本设计的第四轴，实现打印头的角度调节功能。A 轴采用旋转电机驱动，安装在打印头附近，可使打印嘴在±15°范围内调节倾角。通过 A 轴的角度调节，打印头能够使打印方向始终垂直于打印表面，实现无支撑或少量支撑的曲面打印。A 轴旋转系统与 X、Y、Z 三轴协调运动，共同完成复杂曲面的打印任务。旋转电机的选型需考虑扭矩、精度和响应速度，确保能够满足曲面打印的实时姿态调整需求。

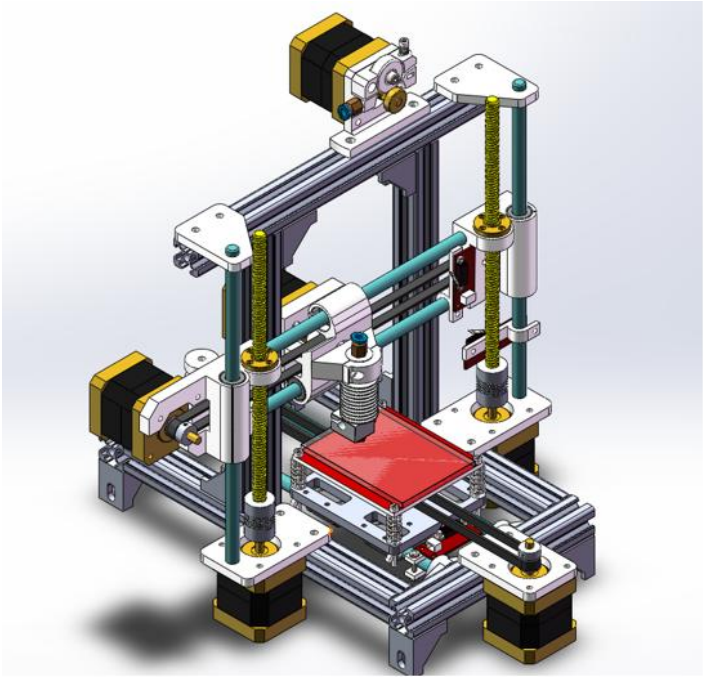


图 3-4 总体结构三维图

# 第 4 章 机械部件选型与计算

本章根据设计要求和运动参数，通过理论计算完成各关键器件的选型。.

## 4.1 步进电机选型计算

### 4.1.1 电机扭矩计算

步进电机是 3D 打印机运动系统的核心驱动元件，其选型直接影响打印机的运动精度和可靠性。电机扭矩的确定需要综合考虑负载质量、运动加速度、传动效率、摩擦阻力等因素。扭矩不足会导致电机在启动或加减速时丢步，造成打印层错位、尺寸偏差等质量问题；扭矩过大则造成资源浪费、电机发热增加、成本上升。根据机械设计手册[17]，直线运动系统所需电机扭矩的计算需要考虑匀速运行扭矩和加速扭矩两部分，取较大值作为选型依据。步进电机的保持扭矩应大于工作扭矩的 2~3 倍，以保证在静止状态下能够可靠保持位置并留有安全裕度。

根据机械设计手册[17]，丝杠传动时所需电机扭矩的计算公式为：

$$T = \frac{F \times P_h}{2\pi\eta} \tag{4.1}$$

式中：

$T$ ——所需电机输出扭矩(N·m)；

$F$ ——直线运动所需推力(N)；

$P_h$——丝杠导程(m)， $P_h = 0.00125\,\mathrm{m}$；

$\eta$——传动效率，梯形丝杠取 0.3~0.5，滚珠丝杠取 0.9，本设计采用普通丝杠取 $\eta = 0.4$ 。

推力 $F$ 的计算需要考虑负载重力和加速度产生的惯性力。根据牛顿第二定律：

$$F = ma + mg + F_f \tag{4.2}$$

式中：

$m$ ——运动部件质量(kg)；

$a$ ——运动加速度($\mathrm{m/s^2}$)；

$g$ ——重力加速度($\mathrm{m/s^2}$)， $g = 9.8\,\mathrm{m/s^2}$ ；

$F_f$ ——摩擦阻力(N)，$F_f = \mu mg$，$\mu$ 为摩擦系数。

代入数值计算：

Z 轴单根丝杠承受的负载：横梁及 X 轴组件总质量约 2kg，四根丝杠均载，单根承受质量 $m = 0.5\,\text{kg}$。取加速度 $a = 0.5\,\text{m/s}^2$、摩擦系数 $\mu = 0.1$，考虑平稳运动，则：

$$F = 0.5\times0.5 + 0.5\times9.8 + 0.1\times0.5\times9.8 = 0.25 + 4.9 + 0.49 = 5.64N$$

代入式(4-1)：

$$T = \frac{5.64\times0.00125}{2\pi\times0.4} = \frac{0.00705}{2.513} \approx 0.0028N\,m$$

考虑载荷波动取安全系数 $K = 2$，启动时加速度可达稳态的 2~3 倍取 $K_a = 3$，所需扭矩 $T_{req} = T\times K\times K_a = 0.0028\times2\times3 = 0.0168\,\text{N·m}$。根据计算结果，查阅步进电机规格表，需选用保持扭矩 $T_{hold} \geq 0.0168\,\text{N·m}$ 的步进电机。考虑安装尺寸及安全裕度，42mm 机座与 3D 打印机结构匹配，选用保持扭矩 $\geq 0.4\,\text{N·m}$ 的 42 型步进电机。雷赛 42 步进电机保持扭矩 $\geq 0.4\,\text{N·m}$，$T_{hold} / T_{req} \approx 23.8$，满足选型要求。故 Z 轴选用雷赛 42 步进电机。

X、Y 轴采用同步带传动，等效导程 $L = \pi d_p$ 为带轮节圆周长。同步带及带轮规格由第 5 章设计计算确定，此处暂取节圆直径 $d_p \approx 13\,\text{mm}$、即 $L \approx 40mm$ 进行扭矩估算。X 轴负载 m=0.5kg，取 $a = 1\,\text{m/s}^2$、$\mu = 0.1$，代入式(4-2)得 $F = 5.89\,\text{N}$。传动效率 $\eta = 0.95$，代入式(4-1)得 $T \approx 0.0395$ N·m。考虑安全系数 2，$T_{req} = 0.079\,\text{N·m}$。根据计算结果查阅步进电机规格表，选用保持扭矩 $\geq 0.4\,\text{N·m}$ 的 42 型步进电机，雷赛 42 满足要求。Y 轴负载 1.5kg，同理得 $T_{req} \approx 0.24\,\text{N·m}$，雷赛 42 同样满足。故 X、Y 轴均选用雷赛 42 步进电机。步进电机选型结果汇总如表 4-1 所示。

表 4-1 步进电机选型结果

| 轴 | 负载质量 | 所需扭矩 | 选用型号 |
|---|---|---|---|
| Z 轴 | 0.5kg | 0.017N • m | 雷赛 42 步进电机 |

| | | | |
|---|---|---|---|
| X 轴 | 0.5kg | 0.079N·m | 雷赛 42 电机 |
| Y 轴 | 1.5kg | 0.24N·m | 雷赛 42 电机 |
| 挤出机 | — | 0.044N·m | 雷赛 42 电机 |
| 注射装置 | — | 0.002N·m | 雷赛 42 电机 |

## 4.2 丝杠选型计算

### 4.2.1 丝杠直径与导程确定

丝杠是 Z 轴传动的关键部件，其选型需根据轴向载荷、行程、精度要求确定直径和导程。Z 轴单根丝杠轴向力由 4.1 节计算得 $F = 4.9\,\mathrm{N}$，行程 50mm。

（1）导程确定

根据层厚精度 0.1mm 要求，步进电机步距角 1.8°、200 步/转时，所需导程应满足：

$$P_h \le 0.1 \times 200 = 20\ \mathrm{mm}$$

为兼顾升降速度，初选 $P_h = 1.25\,\mathrm{mm}$。分辨率计算为：

$$\delta_z = \frac{P_h}{200} = \frac{1.25}{200} = 0.00625\ \mathrm{mm}$$

满足层厚精度要求。

（2）直径确定

根据轴向力及强度条件 $\sigma = F / A \le [\sigma]$，45 钢取 $[\sigma] = 120\,\mathrm{MPa}$，所需截面积为：

$$A \ge \frac{F}{[\sigma]} = \frac{4.9}{120} = 0.041\,\mathrm{mm^2}$$

所需小径为：

$$d_1 \ge \sqrt{\frac{4A}{\pi}} \approx 0.23\,\mathrm{mm}$$

计算表明强度所需直径极小，实际选型由刚度、加工工艺及标准规格决定。查阅 GB/T5796 梯形螺纹标准，M6、M8、M10 等规格均满足强度。综合考虑 Z 轴跨度 300mm 的刚度要求及市场供应，初选 M8×1.25。

（3）几何参数计算

M8 梯形螺纹小径按标准公式：

$$d_1 = d - 1.0825P = 8 - 1.353 = 6.647\ \text{mm}$$

截面积为：

$$A = \frac{\pi d_1^2}{4} = \frac{\pi \times 6.647^2}{4} = 34.70\ \text{mm}^2$$

强度与稳定性校核通过后，确定选用 M8×1.25 梯形丝杠。丝杠主要参数如表 4-2 所示。

表 4-2 Z 轴丝杠主要参数

| 参数 | 数值 |
|---|---|
| 规格 | M8×1.25 |
| 公称直径 | 8mm |
| 导程 | 1.25mm |
| 螺纹小径 | 6.647mm |
| 截面积 | 34.70mm² |
| 材料 | 45 钢，调质 |
| 轴向载荷 | 4.9N |
| 有效长度 | 300mm |

### 4.2.2 丝杠强度校核

丝杠在工作过程中承受轴向压载荷，需进行强度校核。根据材料力学，轴向压应力计算公式为：

$$\sigma = \frac{F}{A} \le [\sigma] \tag{4.3}$$

式中：

$\sigma$——丝杠轴向压应力(MPa)；

$F$——轴向载荷(N)；

$A$——丝杠螺纹小径截面积(mm²)；

$[\sigma]$——材料许用压应力(MPa)，45 钢取$[\sigma]$120 MPa。

代入数值计算：

单根丝杠轴向力 F=4.9N，A=34.7mm²，代入式(4-3)：

$$\sigma = \frac{4.9}{34.7} \approx 0.14MPa < [\sigma] = 120MPa$$

强度校核通过，丝杠强度满足要求。

### 4.2.3 丝杠稳定性校核

细长丝杠在轴向压力作用下可能发生失稳，需进行稳定性校核。根据机械设计手册[17]，压杆稳定性需先计算柔度判断适用公式，再计算临界应力。柔度计算公式为：

$$\lambda = \frac{\mu L}{i} \tag{4.4}$$

式中：

$\lambda$——柔度（长细比）；

$\mu$——长度系数，一端固定一端自由取 $\mu = 2$；

$L$——丝杠有效长度(mm)， L=300mm；

$i$——惯性半径(mm)，圆截面 $i = d_1 / 4$。

代入数值计算：

$$i = \frac{d_1}{4} = \frac{6.647}{4} = 1.662\ \text{mm}$$

$$\lambda = \frac{2 \times 300}{1.662} = \frac{600}{1.662} \approx 361$$

45 钢的比例极限 $\lambda_p \approx 100$，$\lambda > \lambda_p$ 属于大柔度杆，适用欧拉公式。临界应力为：

$$\sigma_{cr} = \frac{\pi^2 E}{\lambda^2} \tag{4.5}$$

式中：

$\sigma_{cr}$——临界应力(MPa)；

$E$——弹性模量(GPa)，45 钢取 $E = 206\,\text{GPa}$。

代入数值计算：

$$\sigma_{cr} = \frac{\pi^2 \times 206 \times 10^3}{361^2} = \frac{2.034 \times 10^6}{130321} \approx 15.61\,\text{MPa}$$

稳定安全系数 $n = \sigma_{cr} / \sigma = 15.61 / 0.14 \approx 111.5$，远大于一般要求 $n \geq 2.5$，稳定性充足，丝杠不会发生失稳。

## 4.3 导轨与轴承选型

### 4.3.1 直线轴承选型与寿命校核

直线轴承用于各轴的导向，需根据载荷进行选型并校核寿命。根据机械设计手册[17]，直线运动球轴承的额定寿命计算公式为：

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \times \left( \frac{C}{P} \right)^p \tag{4.6}$$

式中：

$L_h$——额定寿命(h)；

$n$——往复运动频率(次/min)；

$C$——额定动载荷(N)；

$P$——当量动载荷(N)；

$p$——寿命指数，球轴承取 $p=3$。

代入数值计算：

Z 轴单根导轨承受径向载荷：横梁及 X 轴组件质量 2kg，四根导轨均载，P=19.6/4=4.9N N。取往复频率 $n=20$ 次/min。根据载荷 $P=4.9\,\mathrm{N}$ 及光轴直径 8mm，查阅直线轴承规格表，内径 8mm 的直线轴承有 LM8UU 等型号。LM8UU 额定动载荷 $C=1330\,\mathrm{N}$，额定静载荷 $C_0=640\,\mathrm{N}$。代入式(4-5)校核寿命：

$$L_h = \frac{10^6}{60\times 20} \times \left( \frac{1330}{4.9} \right)^3 = 833.33 \times (271.43)^3 \approx 1.67 \times 10^{10}\,\mathrm{h}$$

寿命远大于一般要求的 10000h。静载荷校核 $S_0 = C_0 / P_0 = 640/4.9 \approx 130.6 \geq 2$，静强度充足。故选用 LM8UU 直线轴承，X、Y、Z 各轴导向均采用该型号。直线轴承选型参数如表 4-3 所示。

表 4-3 直线轴承选型参数

| 参数 | 数值 |
|---|---|
| 型号 | LM8UU |
| 内径 | 8mm |
| 额定动载荷 C | 1330N |
| 额定静载荷 C0 | 640N |

| | |
|---|---|
| 当量动载荷 P | 4.9N |
| 额定寿命 Lh | ＞$10^{10}$h |
| 应用轴 | X、Y、Z 各轴 |

### 4.3.2 联轴器选型

联轴器用于连接步进电机轴与丝杠，需传递扭矩并补偿径向和角向偏差。

（1）工作扭矩

Z 轴工作扭矩由式(4-1)得：

$$T = 0.0028\,\mathrm{N\cdot m} = 2.8\,\mathrm{N\cdot mm}$$

（2）计算扭矩

考虑启动冲击，取工况系数 $K = 2$，计算扭矩为：

$$T_{ca} = K \cdot T = 2 \times 2.8 = 5.6\,\mathrm{N\cdot mm}$$

（3）轴径与孔径要求

雷赛 42 步进电机输出轴直径 5mm，M8 丝杠端部直径 8mm，故联轴器需孔径 5mm×8mm。

（4）选型校核

根据 $T_{ca} = 5.6\,\mathrm{N\cdot mm}$ 及轴径要求，查阅机械设计手册[17]弹性联轴器规格表，规格 5×8×25、孔径 5mm×8mm、长度 25mm 的许用扭矩为：

$$[T] = 2\,\mathrm{N\cdot m} = 2000\,\mathrm{N\cdot mm}$$

因 $T_{ca} \ll [T]$，选型满足要求。故选用规格 5×8×25 的弹性联轴器。联轴器选型参数如表 4-4 所示。

表 4-4 联轴器选型参数

| 参数 | 数值 |
|---|---|
| 规格 | 5×8×25 |
| 电机端孔径 | 5mm |
| 丝杠端孔径 | 8mm |
| 长度 | 25mm |
| 计算扭矩 | 5.6N·mm |
| 许用扭矩 | 2000N·mm |

# 第 5 章 传动系统设计

## 5.1 X、Y 轴同步带传动设计

### 5.1.1 同步带传动特点与选型依据

X 轴和 Y 轴采用同步带传动方式，具有结构简单、传动平稳、噪声小、无需润滑、传动比准确等优点。根据机械设计手册[17]，同步带传动通过带齿与带轮齿的啮合传递动力，无滑动，保证传动精度。同步带选型需根据传递功率、小带轮转速、传动比等参数确定带型和带轮齿数。本设计 X、Y 轴为直线运动转换，电机直接驱动同步带轮，通过同步带带动滑台移动，属于开式传动。

### 5.1.2 同步带传动设计计算

根据机械设计手册[17]同步带传动设计方法，需确定以下参数：

（1）设计功率计算

设计功率需考虑工况系数。根据机械设计手册工况系数表，轻载、每天工作 8 小时以下时 $K_A = 1.0$。X 轴直线运动所需功率 $P = F \cdot v$，其中 $F$ 为驱动力，$v$ 为线速度。

驱动力 $F = ma + \mu mg$，取 m=0.5kg、a=0.5m/s²、$\mu = 0.1$、v=0.05m/s，则：

$$F = 0.5 \times 0.5 + 0.1 \times 0.5 \times 9.8 = 0.25 + 0.49 = 0.74\ \text{N}$$

$$P = F \cdot v = 0.74 \times 0.05 = 0.037\ \text{W}$$

设计功率 $P_d = K_A \cdot P = 1.0 \times 0.037 = 0.037$ W。考虑启动加速时功率更大，取 $P_d = 0.15$ W 作为选型依据。

（2）带型与带轮齿数确定

根据设计功率 $P_d = 0.15$ W 和小带轮转速 $n_1 = 300$ r/min，查阅机械设计手册[17]同步带选型图，设计功率与转速交点落在 2GT 型范围内，2GT 型齿距 2mm，故选择 2GT 型同步带。小带轮齿数根据最小啮合齿数 $z_{min} = 6$ 及结构尺寸确定，取 $z_1 = 20$，满足 $z_1 \geq z_{min}$。带型与齿数确定后，同步带轮规格为 2GT-20 齿。

（3）带轮节圆直径计算

2GT 同步带节距 $p_b$2 mm，小带轮节圆直径按齿形带公式：

$$d_{p1}=\frac{z_1\cdot p_b}{\pi} \tag{5.1}$$

式中：

$d_{p1}$——小带轮节圆直径(mm)；

$z_1$——小带轮齿数，$z_1=20$；

$p_b$——齿距(mm)，2GT 型 $p_b=2$ mm。

代入数值计算：$d_{p1}=\frac{20\times2}{\pi}=\frac{40}{3.1416}\approx12.73$ mm。

（4）带速验算

带速影响带的离心力和弯曲应力，需在许用范围内。带速计算公式为：

$$v=\frac{\pi d_{p1}n_1}{60\times1000} \tag{5.2}$$

式中：

$v$——带速(m/s)；

$d_{p1}$——小带轮节圆直径(mm)，$d_{p1}=12.73$ mm；

$n_1$——小带轮转速(r/min)，$n_1=300$ r/min。

代入数值计算：$v=\frac{\pi\times12.73\times300}{60000}=\frac{11988}{60000}\approx0.20m/s$ 。2GT 同步带许用带速 $v_{max}=40$，$v_{max}=40$ m/s，带速满足要求。

（5）同步带长度与中心距计算

根据 X 轴行程 100mm 及结构布置，初定中心距 $a_0=150$ mm。开式传动的带长近似公式：

$$L_0=2a_0+\frac{\pi(d_{p1}+d_{p2})}{2}+\frac{(d_{p2}-d_{p1})^2}{4a_0} \tag{5.3}$$

式中：

$L_0$——初算带长(mm)；

$a_0$——初定中心距(mm)，$a_0=150$ mm；

$d_{p1}$、$d_{p2}$——主从动带轮节圆直径(mm)。

本设计从动侧为惰轮，$d_{p2}=d_{p1}=12.73$ mm，则$(d_{p2}-d_{p1})^2=0$，代入得：

$$L_0=2\times150+\frac{\pi\times(12.73+12.73)}{2}=300+\pi\times12.73=300+40.0=340.0\ \text{mm}$$

查阅 2GT 同步带标准长度系列（GB/T11616），选取标准长度$L=339$ mm，实际中心距$a\approx a_0+(L-L_0)/2=150+(339-340)/2=149.5$ mm。

### 5.1.3 同步带传动校核

同步带需校核啮合齿数和抗拉强度。小带轮啮合齿数按机械设计手册[17]公式：

$$z_m=z_1\cdot\frac{\theta_1}{360^0} \tag{5.4}$$

包角$\theta_1\approx180^0-\frac{d_{p2}-d_{p1}}{a}\times57.3^0$。本设计$d_{p2}=d_{p1}$，$\theta_1=180^0$故$z_m=z_1\times\frac{180}{360}=20\times0.5=10$齿。

实际啮合齿数约为带轮齿数的一半（单边包络）。2GT 带最小啮合齿数$z_{min}=6$，$z_m=10>6$，满足要求。

同步带工作拉力$F_t=P/v=0.037/0.2\approx0.19$ N。查阅 2GT 型同步带规格，额定拉力约 50N，$F_t\ll50N$，强度校核通过。

综上，设计计算结果为：选用 2GT 型同步带、2GT-20 齿同步轮，结构合理，满足传动需求。同步带传动主要参数如表 5-1 所示。

表 5-1X、Y 轴同步带传动主要参数

| 参数 | 数值 |
|---|---|
| 带型 | 2GT |
| 齿距 | 2mm |
| 带轮齿数 | 20 |
| 带轮节圆直径 | 12.73mm |
| 设计功率 | 0.15W |
| 带速 | 0.20m/s |
| 同步带长度 | 339mm |

| | |
|---|---|
| 中心距 | 149.5mm |

## 5.2 Z 轴丝杠传动设计

### 5.2.1 丝杠传动设计计算

Z 轴采用丝杠传动方式，具有传动精度高、自锁性好、承载能力大等优点。根据机械设计手册[17]，梯形丝杠传动设计需确定导程、直径等参数。本设计 Z 轴行程 50mm，要求层厚精度 0.1mm。步进电机步距角 1.8°，200 步/转，所需导程 $P_h \le 0.1\times 200 = 20mm$；为兼顾升降速度，选取 $P_h = 1.25\,\text{mm}$，对应标准梯形螺纹导程，则分辨率 $\delta_z = P_h / 200 = 0.00625\,\text{mm}$，满足要求。丝杠直径由第 4 章选型计算确定为 M8，故 Z 轴采用 M8×1.25 梯形丝杠。

丝杠导程角 $\lambda$ 决定传动效率和自锁性，计算公式为：

$$\lambda = \arctan\frac{P_h}{\pi d_2} \tag{5.5}$$

式中：

$\lambda$——导程角(°)；

$P_h$——丝杠导程(mm)，$P_h = 1.25\,\text{mm}$；

$d_2$——螺纹中径(mm)，M8 梯形螺纹查 GB/T5796 得 $d_2 = 7.35\,\text{mm}$。

代入数值计算：$\lambda = \arctan\frac{1.25}{\pi\times 7.35} = \arctan\frac{1.25}{23.09} = \arctan 0.0541 \approx 3.10^0$

当量摩擦角 $\rho'$ 考虑螺纹牙型角的影响：

$$\rho' = \arctan\frac{f}{\cos\beta} \tag{5.6}$$

式中：

$\rho'$——当量摩擦角(°)；

$f$——摩擦系数，钢对钢取 $f = 0.1$；

$\beta$——牙型半角(°)，梯形螺纹牙型角 30°，$\beta = 15^0$。

代入数值计算：$\rho' = \arctan\frac{0.1}{\cos 15^0} = \arctan\frac{0.1}{0.9659} = \arctan 0.1036 \approx 5.91^0$。

自锁条件为 $\lambda < \rho'$，本设计 $3.10^0 < 5.91^0$，满足自锁条件，横梁在电机断电

时不会因自重下滑。

### 5.2.2 丝杠传动效率校核

丝杠正传动即由旋转运动转为直线运动的效率公式为：

$$\eta = \frac{\tan\lambda}{\tan(\lambda + \rho')} \tag{5.7}$$

代入数值计算：$\eta = \frac{\tan 3.10^0}{\tan(3.10^0 + 5.91^0)} \approx 0.342$。考虑实际加工精度和润滑条件，取$\eta = 0.4$。丝杠对称布置，由步进电机分别驱动。丝杠螺母采用预紧结构，消除传动间隙。Z 轴安装微动开关实现原点检测和行程保护。

## 5.3 A 轴旋转传动设计

A 轴采用旋转电机直接驱动方式，电机输出轴与打印头倾角调节机构连接。A 轴旋转范围±15°，可实现打印头在打印过程中的姿态调整。旋转电机选用步进电机或舵机，根据控制精度和响应速度要求确定。A 轴与 X、Y、Z 三轴协调运动，通过运动控制器的多轴插补功能实现四轴联动，使打印头在复杂曲面上保持最佳打印姿态，提高曲面打印质量。

# 第 6 章 挤出机设计

挤出机是墨水直写式 3D 打印机的供料机构，负责将墨水或膏状材料从进料口输送至打印嘴。本设计采用双轮夹持式挤出机构，由步进电机驱动下挤出轮，上挤出轮通过杠杆和缓冲弹簧施加夹持力，实现材料的稳定输送。

## 6.1 挤出机结构概述

挤出机主要由挤出电机、进料接头、挤出机主体、上挤出轮、下挤出轮、挤出机杠杆、缓冲弹簧和弹簧导杆螺丝等部件组成。挤出电机安装于挤出机主体上部，输出轴与下挤出轮同轴连接，驱动下挤出轮旋转。上挤出轮为从动轮，通过挤出机杠杆铰接于主体上，在缓冲弹簧作用下压向下挤出轮。材料从进料接头进入，经上下挤出轮之间的夹持区，在摩擦力作用下被推送至打印嘴。弹簧导杆螺丝穿过缓冲弹簧，一端固定于主体，另一端压于杠杆上，通过调节螺丝旋入深度可调整弹簧预压量，从而调节夹持力大小。挤出机主体提供安装基面，通过安装孔固定于 X 轴滑台上。

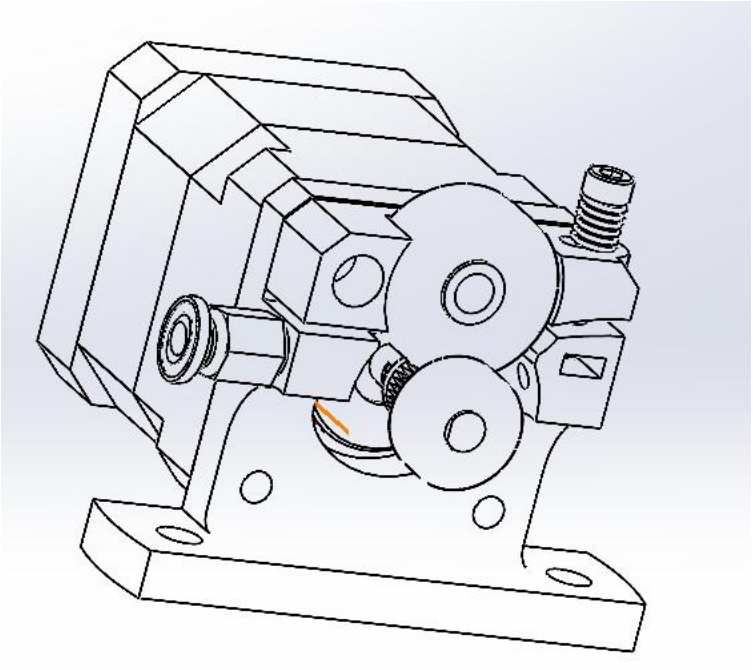


图 6-1 挤出机结构示意图

## 6.2 挤出电机选型计算

挤出电机需提供足够扭矩以克服材料挤出阻力和轮-料间的摩擦阻力。根据

机械设计手册[17]，驱动轮所需扭矩与挤出推力的关系为：

$$T = \frac{F_{推} \times r}{\eta} \tag{6.1}$$

式中：

$T$ ——所需电机输出扭矩(N·m)；

$F_{推}$ ——挤出所需推力(N)；

$r$ ——挤出轮半径(m)；

$\eta$ ——传动效率，取 $\eta = 0.9$ 。

挤出推力需克服打印嘴出口阻力。根据流体力学，墨水直写挤出压力一般为0.01~0.1MPa。取打印嘴内径 $d = 1\,\text{mm}$、压差 $\Delta p = 0.05\,\text{MPa}$，则：

$$F_{推} = \frac{\Delta p \cdot \pi d^2}{4} = \frac{5\times10^4 \times \pi \times 0.001^2}{4} \approx 0.039\,\text{N}$$

考虑管路阻力及安全余量，取 $F_{推} = 2\,\text{N}$。挤出轮半径根据结构布置取 $r = 10\,\text{mm} = 0.01\,\text{m}$，代入式(6-1)：

$$T = \frac{2 \times 0.01}{0.9} \approx 0.022\,\text{N·m}$$

考虑启动加速及载荷波动，取安全系数 $K = 2$，所需扭矩 $T_{req} = 0.044\,\text{N·m}$。根据计算结果查阅步进电机规格表，选用保持扭矩 $\geq 0.4\,\text{N·m}$ 的 42 型步进电机可满足要求。本设计挤出电机选用雷赛 42 步进电机，$T_{hold} / T_{req} \approx 9.1$，裕度充足。

## 6.3 挤出轮与夹持力设计

上下挤出轮通过夹持材料产生摩擦力实现输送。根据库仑摩擦定律，最大输送力 $F_{\max} = \mu N$ ，其中 $\mu$ 为轮-料摩擦系数，$N$ 为夹持正压力。为保证不打滑，夹持力需满足：

$$N \geq \frac{F_{推}}{\mu} \tag{6.2}$$

式中：

$N$ ——上下轮对材料的夹持正压力(N)；

$\mu$——轮与材料间的摩擦系数，橡胶轮对膏状材料取 $\mu = 0.3 \sim 0.5$。

取 $\mu = 0.4$，代入得 $N \geq 2 / 0.4 = 5\,\text{N}$。考虑材料直径波动及夹持可靠性，设计夹持力取 $N_d = 15\,\text{N}$。该夹持力由缓冲弹簧通过杠杆传递至上挤出轮，弹簧工作载荷需根据杠杆比计算确定。

挤出轮直径根据材料直径和结构确定。墨水直写常用料管外径 2~4mm，挤出轮工作直径取 $D = 20\,\text{mm}$，表面滚花或包覆橡胶以增大摩擦系数。上下轮中心距需略小于料管直径，保证可靠夹持。

## 6.4 杠杆机构与缓冲弹簧设计

### 6.4.1 杠杆机构受力分析

挤出机杠杆为 L 形摆杆，一端铰接于主体，另一端安装上挤出轮。缓冲弹簧通过弹簧导杆螺丝压于杠杆中部，将弹簧力转化为对上挤出轮的压紧力。根据杠杆平衡原理：

$$N \cdot L_1 = F_{簧} \cdot L_2 \tag{6.3}$$

式中：

$N$——上挤出轮对材料的压紧力(N)，与夹持正压力相等；

$L_1$——铰点到上挤出轮中心的力臂(mm)；

$F_{簧}$——弹簧作用于杠杆的力(N)；

$L_2$——铰点到弹簧作用点的力臂(mm)。

由式(6-3)得 $F_{簧} = N \cdot L_1 / L_2$。取杠杆比 $L_2 / L_1 = 1.5$，弹簧作用点距铰点较远以实现增力，则 $F_{簧} = 15 / 1.5 = 10\,\text{N}$。考虑杠杆自重及铰点摩擦损失，弹簧工作载荷取 $F_2 = 15\,\text{N}$。弹簧安装时需一定预压，取安装载荷 $F_1 = 5\,\text{N}$，工作行程 $h = 5\,\text{mm}$，则刚度要求 $k' = (F_2 - F_1) / h = (15 - 5) / 5 = 2\,\text{N/mm}$。

### 6.4.2 缓冲弹簧设计计算

根据机械设计手册[17]及 GB/T23935，圆柱螺旋压缩弹簧刚度计算公式为：

$$k = \frac{Gd^4}{8D^3 n} \tag{6.4}$$

式中：

$k$——弹簧刚度(N/mm)；

$G$——材料切变模量(MPa)，碳素弹簧钢丝取 $G=79000\,\text{MPa}$；

$d$——簧丝直径(mm)；

$D$——弹簧中径(mm)；

$n$——有效圈数。

弹簧需满足强度条件。根据机械设计手册[17]，簧丝最大切应力为：

$$\tau = K\frac{8F_2D}{\pi d^3} \le [\tau] \tag{6.5}$$

式中：

$K$——曲度系数，$K=\dfrac{4C-1}{4C-4}+\dfrac{0.615}{C}$，$C=D/d$ 为旋绕比；

$[\tau]$——许用切应力(MPa)，碳素弹簧钢丝II类载荷取 $[\tau]=0.4\sigma_b$。

初选簧丝直径 $d=1.0\ \text{mm}$，弹簧中径 $D=6\ \text{mm}$，则 $CD/d=6$。曲度系数 $K=\dfrac{4\times6-1}{4\times6-4}+\dfrac{0.615}{6}\approx1.25$。碳素弹簧钢丝 B 级 $d=1.0\ \text{mm}$ 时 $\sigma_b\approx1710\ \text{MPa}$，$[\tau]\approx684\,\text{MPa}$。代入式(6-5)：

$$\tau=1.25\times\frac{8\times15\times6}{\pi\times1.0^3}=1.25\times\frac{720}{3.14}\approx287\ \text{MPa}<[\tau]$$

强度满足要求。由刚度要求 $k=2\,\text{N/mm}$，代入式(6-4)求有效圈数：

$$n=\frac{Gd^4}{8D^3k}=\frac{79000\times1.0^4}{8\times6^3\times2}=\frac{79000}{3456}\approx22.9$$

取 $n=23$ 圈。验算实际刚度：$k=\dfrac{79000\times1.0^4}{8\times6^3\times23}\approx1.99\,\text{N/mm}$，与要求值 2N/mm 相对误差约 0.5%，满足要求。故缓冲弹簧设计计算结果为：簧丝直径 $d=1.0\,\text{mm}$，中径 $D=6\,\text{mm}$，有效圈数 $n=23$，材料为碳素弹簧钢丝 B 级。弹簧导杆螺丝选用 M3 或 M4，与弹簧内径配合，长度根据安装空间确定。缓冲弹簧主要参数如表 6-1 所示。

表 6-1 缓冲弹簧主要参数

| 参数 | 数值 |
|---|---|
| 簧丝直径 d | 1.0mm |

| | |
|---|---|
| 弹簧中径 D | 6mm |
| 有效圈数 n | 23 |
| 刚度 k | 2N/mm |
| 工作载荷 F2 | 15N |
| 安装载荷 F1 | 5N |
| 材料 | 碳素弹簧钢丝 B 级 |

## 6.5 挤出机主体结构设计

挤出机主体为挤出机的安装基体，需承受电机质量、杠杆反力及弹簧载荷。主体采用铝合金或工程塑料制造，具有质量轻、易加工的特点。根据机械设计手册[17]，板状结构需校核弯曲强度，主体可简化为悬臂板，承受杠杆铰点反力。

（1）铰点反力计算

铰点反力为：

$$F_{½Â} \approx \sqrt{F_{»É}^2 + N^2} \approx \sqrt{15^2 + 15^2} \approx 21.2\ \text{N}$$

（2）弯矩与弯曲应力

安装板厚度取 3mm，宽度 40mm，悬臂长 30mm，则弯矩为：

$$M = F_{弯} \times 30 \approx 636\ \text{N·mm}$$

抗弯截面系数为：

$$W = \frac{bh^2}{6} = \frac{40 \times 3^2}{6} = 60\ \text{mm}^3$$

弯曲应力为：

$$\sigma_b = \frac{M}{W} = \frac{636}{60} \approx 10.6\ \text{MPa}$$

（3）强度校核

铝合金 6061-T6 许用弯曲应力 $[\sigma_b] = 150\ \text{MPa}$，$\sigma_b \ll [\sigma_b]$，强度满足要求。

（4）结构说明

进料接头与主体连接，内孔与料管外径配合，保证进料顺畅。挤出机通过安装孔固定于 X 轴滑台，与注射装置、打印嘴配合完成供料与挤出功能。

# 第 7 章 注射装置设计

## 7.1 注射器选型

注射装置是墨水直写式 3D 打印机的核心部件，负责将墨水从储料腔输送到打印嘴并挤出。根据设计要求，单次最大墨水装载量为 1.5~4.5ml。注射器有效容积按圆柱体公式计算：

$$V = \frac{\pi d^2}{4} \times h \tag{7.1}$$

式中：

$V$ ——注射器有效容积(ml)；

$d$ ——注射器内径(mm)，5ml 注射器标准内径 12mm；

$h$ ——有效行程(mm)，5ml 注射器行程约 40mm。

代入数值计算：$V = \frac{\pi \times 12^2}{4} \times 40 \times 10^{-3} = 113.1 \times 0.04 = 4.52$ ml。考虑推杆头部占用，有效装载量约 4.5ml，处于 1.5~4.5ml 范围内，满足任务书要求。5ml 注射器结构尺寸适中，采用透明材质便于观察墨水余量。注射器内径与推杆需匹配，出口通过内径 1~2mm 管路与打印嘴连接。注射器主要参数如表 7-1 所示。

表 7-1 注射器主要参数

| 参数 | 数值 |
|---|---|
| 规格 | 5ml |
| 内径 | 12mm |
| 有效行程 | 40mm |
| 有效容积 | 4.5ml |
| 推杆驱动丝杠导程 | 0.5mm |
| 挤出分辨率 | 0.0025mm/步 |

## 7.2 驱动机构设计

### 7.2.1 推杆推力计算

注射装置的驱动机构负责推动注射器推杆，实现墨水的定量挤出。根据流体力学，墨水挤出所需推力需克服注射器内外压差。根据机械设计手册[17]，推杆推力与压差的关系为：

$$F = \frac{\Delta p \cdot \pi d^2}{4} \tag{7.2}$$

式中：

$F$ ——推杆所需推力(N)；

$\Delta p$ ——注射器内外压差(Pa)，墨水直写一般需 0.01~0.1MPa；

$d$ ——注射器内径(m)，5ml 注射器内径约 12mm。

代入数值计算：

取 $\Delta p = 0.05\,\text{MPa} = 5\times10^4\,\text{Pa}$，$d = 12\,\text{mm} = 0.012\,\text{m}$，则：

$$F = \frac{5\times10^4 \times \pi \times 0.012^2}{4} = \frac{5\times10^4 \times 3.1416 \times 0.000144}{4} = \frac{22.62}{4} = 5.65\,\text{N}$$

虑活塞与筒壁摩擦，摩擦系数约 0.1，加安全余量后设计推力取 $F_d = 10\,\text{N}$。推杆驱动丝杠导程 $P_h = 0.5\,\text{mm}$，传动效率 $\eta = 0.4$，所需电机扭矩按式(4-1)：

$$T = \frac{F_d \times P_h}{2\pi\eta} = \frac{10\times0.0005}{2\pi\times0.4} = \frac{0.005}{2.513} \approx 0.00199\,\text{N·m}$$

根据计算结果 $T = 0.002\,\text{N·m}$，查阅步进电机规格表，选用第 4 章已选定的雷赛 42 步进电机，保持扭矩 $\geq 0.4\,\text{N·m}$，满足要求。挤出分辨率：步进电机 200 步/转，每步推杆位移 $\delta = \frac{0.5}{200} = 0.0025\,\text{mm}$，可满足细线宽打印需求。

### 7.2.2 驱动机构结构设计

本设计采用步进电机驱动的丝杠推杆机构，电机通过丝杠将旋转运动转化为推杆的直线运动，推杆顶住注射器活塞，推动墨水挤出。丝杠导程的选择影响挤出分辨率，导程越小，相同电机步进角下推杆位移越小，挤出精度越高。驱动机构需要与挤出机配合安装，电机安装板用于固定步进电机，新步进电机安装座用于将电机安装在挤出机壳体上，确保推杆与注射器同轴，避免卡滞。

## 7.3 供料管路设计

供料管路连接注射器与打印嘴，将墨水从注射器输送到打印嘴出口。管路材料需与墨水兼容，常用硅胶管或聚四氟乙烯管。管路内径根据墨水粘度和流量要求确定，内径过小会增加流动阻力，内径过大则响应滞后。打印嘴安装在挤出机下方，与供料管路末端连接。打印嘴孔径影响挤出线宽，根据打印精度要求选择合适孔径。墨水在注射压力的作用下从打印嘴挤出，沉积在工作台面上，通过 X、Y、Z、A 四轴协调运动完成层层堆积，最终形成三维实体。

# 第 8 章 关键部件受力分析

## 8.1 丝杠强度分析

### 8.1.1 丝杠受力分析

丝杠在工作过程中承受轴向压载荷和扭矩，需要进行强度校核以确保安全可靠。根据机械设计手册[17]，丝杠的强度分析需分别计算轴向正应力和扭转切应力，然后按第四强度理论进行合成应力校核。Z 轴丝杠为垂直布置，主要承受横梁及 X 轴组件的重力，四根丝杠均载。丝杠同时承受电机传递的扭矩，用于克服螺母与丝杠之间的摩擦和推动负载上升。

### 8.1.2 丝杠轴向应力校核

丝杠轴向压应力按材料力学公式计算[16]：

$$\sigma = \frac{F}{A} \le [\sigma] \tag{8.1}$$

式中：

$\sigma$ ——丝杠轴向压应力(MPa)；

$F$ ——轴向载荷(N)，单根丝杠承受横梁及 X 轴组件重量的四分之一；

$A$ ——丝杠螺纹小径截面积(mm²)；

$[\sigma]$——材料许用压应力(MPa)。

M8×1.25 梯形丝杠螺纹小径 $d_1 = 6.647$ mm，查 GB/T5796，$A = \pi d_1^2 / 4 = \pi \times 6.647^2 / 4 \approx 34.7$ mm²。丝杠材料选用 45 钢，调质处理，查机械设计手册得许用应力 $[\sigma] = 120$ MPa。

代入数值计算：

轴横梁及 X 轴组件总质量 $m = 2$ kg，重力 $G = mg = 2 \times 9.8 = 19.6$ N，四根丝杠均载，单根轴向力 $F = 19.6 / 4 = 4.9$ N。代入式(8-1)：

$$\sigma = \frac{4.9}{34.7} \approx 0.14 \text{ MPa} < [\sigma] = 120 \text{ MPa}$$

轴向应力校核通过，强度满足要求。

### 8.1.3 丝杠扭转切应力校核

丝杠承受的扭矩$T$由式(4-1)计算得$T \approx 0.0028\,\text{N·m}$。扭转切应力按材料力学公式[16]：

$$\tau = \frac{T}{W_t} \le [\tau] \tag{8.2}$$

式中：

$\tau$——扭转切应力(MPa)；

$T$——扭矩(N·mm)，$T = 2.8\,\text{N·mm}$；

$W_t$——抗扭截面系数(mm³)，圆截面$W_t = \pi d_1^3 / 16 \approx 144\,\text{mm}^3$；

$[\tau]$——许用切应力(MPa)，45 钢取$[\tau] = 40\,\text{MPa}$。

代入计算：$\tau = \dfrac{2.8}{144} \approx 0.02\,\text{MPa} < [\tau] = 40\,\text{MPa}$，扭转强度满足要求。

### 8.1.4 丝杠合成应力校核

按第四强度理论[16]，弯扭组合时当量应力$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}$。本设计丝杠主要受轴向压力和扭矩，$\sigma_{eq} = \sqrt{0.14^2 + 3 \times 0.02^2} \approx 0.15\,\text{MPa}$，远小于许用应力，综合强度校核通过。

## 8.2 光轴与导轨受力分析

### 8.2.1 光轴强度校核

X、Y、Z 轴均采用直径 8mm 光轴作为导向，光轴承受运动部件的重力产生弯曲应力。Z 轴光轴可简化为简支梁，跨度$L = 300\,\text{mm}$，承受横梁及 X 轴组件重力$G = 19.6\,\text{N}$，两根光轴均载，单根承受$F = G / 2 = 9.8\,\text{N}$。跨中最大弯矩为：

$$M_{max} = \frac{FL}{4} \tag{8.3}$$

式中：

$M_{max}$——跨中最大弯矩(N • mm)；

$F$——单根光轴承受的集中载荷(N)，$F = 9.8\,\text{N}$；

$L$——跨度(mm)，$L = 300\,\text{mm}$。

入数值计算：$M_{max} = \dfrac{9.8 \times 300}{4} = \dfrac{2940}{4} = 735\,\text{N·mm}$。

抗弯截面系数$W=\pi d^3/32$，代入$d=8\,\text{mm}$得$W=\dfrac{\pi\times512}{32}=50.27\,\text{mm}^3$。弯曲应力为：

$$\sigma_b=\frac{M_{max}}{W}\le[\sigma_b] \tag{8.4}$$

代入：$\sigma_b=\dfrac{735}{50.27}\approx14.62\,\text{MPa}$。45 钢调质处理许用弯曲应力$[\sigma_b]=100\,\text{MPa}$，$\sigma_b\ll[\sigma_b]$，强度满足要求。

### 8.2.2 直线轴承寿命校核

第 4 章选型结果为 LM8UU 直线轴承，其额定动载荷$C=1330\,\text{N}$，额定静载荷$C_0=640\,\text{N}$。

（1）当量动载荷

各轴当量动载荷为：X 轴$P_X=4.9\,\text{N}$，Y 轴$P_Y=14.7\,\text{N}$，Z 轴$P_Z=4.9\,\text{N}$。

（2）寿命计算

按式(4-5)计算寿命，取往复频率$n=20$次/min，以 Z 轴为例：

$$L_h=\frac{10^6}{60n}\times\left(\frac{C}{P}\right)^p=\frac{10^6}{60\times20}\times\left(\frac{1330}{4.9}\right)^3\approx1.6\times10^{10}\,\text{h}$$

寿命远大于一般要求的 10000h，寿命充足。

（3）静载荷校核

静载荷校核为：

$$\frac{C_0}{P}=\frac{640}{4.9}\approx131\ge2$$

静强度满足要求。选型结果经受力分析验证通过。

### 8.2.3 校核结论

经丝杠轴向应力、扭转切应力、合成应力校核，以及光轴弯曲强度、直线轴承寿命与静载荷校核，各关键部件均满足机械设计手册[17]要求，能够保证传动系统工作的可靠性。

# 第 9 章 三维建模与工程图绘制

## 9.1 零件三维建模

本设计采用 SolidWorks 软件进行三维建模，建模过程中严格按照前述设计计算确定的尺寸进行，确保模型与设计参数一致，满足计算与图纸尺寸一致性规范要求。零件建模采用特征造型方法：在基准面上绘制二维草图定义截面，再通过拉伸、旋转、扫描、放样等操作构建三维实体；有孔、槽等特征的零件用切除特征加工，完成后设置材料属性。下面对各主要零件的建模过程分别说明。

214mm×200mm 铝板是工作台面的基板，用于支撑玻璃打印表面并连接 Y 轴传动机构。建模时以前视基准面为草图平面，绘制 214mm×200mm 矩形轮廓，采用"拉伸凸台/基体"命令，给定厚度 3mm 生成板状实体。根据装配需要在两边位置添加 M4 螺纹孔，采用"异形孔向导"或"拉伸切除"配合"圆周阵列"完成孔位建模。孔位尺寸根据 Y 轴轴承固定板的安装要求确定，确保与光轴、直线轴承的配合正确。材料属性设置为铝合金 5052，密度 2.68g/cm³。

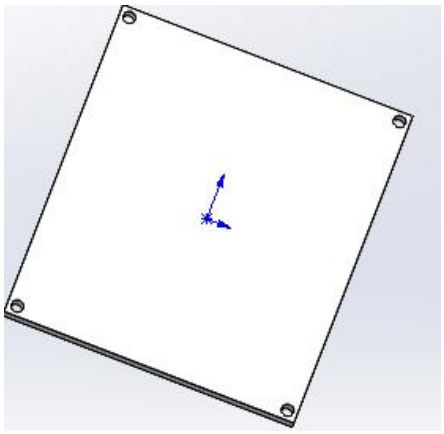


图 9-1214×200 铝板三维模型图

200mm×200mm×4mm 玻璃板是打印表面，直接与墨水接触，要求平整度高、热稳定性好。建模时绘制 200mm×200mm 正方形草图，拉伸厚度 4mm 生成薄板实体。玻璃板为规则长方体，建模过程简单，但需注意尺寸精度，确保与铝板基板的配合间隙合理。材料属性设置为玻璃，密度 2.5g/cm³。玻璃板通过双面胶或夹具固定在铝板表面，建模时可不建连接结构，装配时通过配合约束定位。

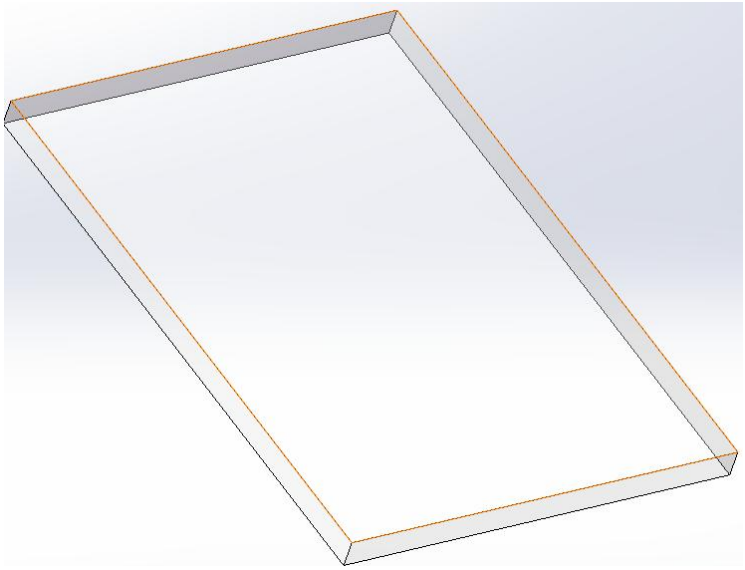


图 9-2 玻璃板 200×200×4 三维模型图

Y 轴轴承固定亚克力板用于将直线轴承固定在工作台面下方，实现 Y 轴光轴的导向支撑。直线轴承型号见第 4 章选型结果 LM8UU。该零件形状较为复杂，需开设轴承安装孔、光轴通过孔及与铝板的连接孔。建模时先绘制板体轮廓，采用拉伸生成基体，再在相应位置添加直径 8mm 的轴承孔、直径 8.5mm 的光轴通过孔及 M4 安装孔，轴承孔与 LM8UU 外径配合。孔位布局根据 Y 轴运动范围和轴承间距要求确定，采用"拉伸切除"和"线性阵列"完成多孔建模。材料属性设置为亚克力 PMMA，密度 1.18g/cm³。

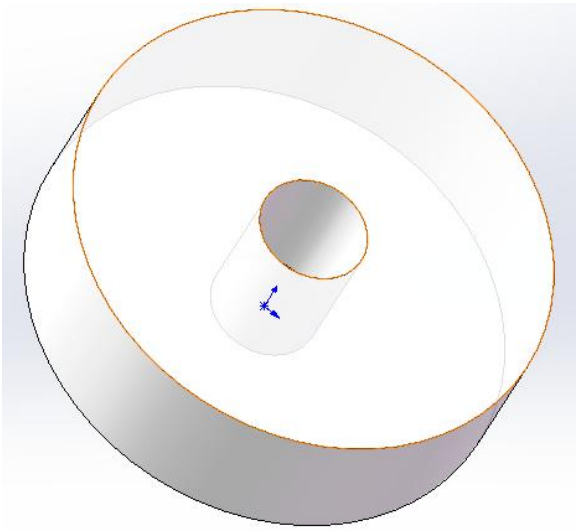


图 9-3 Y 轴轴承固定亚克力板三维模型

步进电机安装座用于将步进电机固定在挤出机壳体或机架上，电机型号见第 4 章选型结果雷赛 42 型。建模时需根据电机外形尺寸设计安装板，安装面

42mm×42mm，开设 4 个 M3 螺纹孔与电机法兰配合，孔距根据电机手册确定为 31mm。安装座另一侧设计与机架或挤出机的连接结构，可采用凸台、加强筋提高刚度。采用"拉伸凸台"生成基体，"拉伸切除"开孔，"筋"特征添加加强筋。材料可选用铝合金或 ABS 塑料，本设计采用铝合金便于散热。

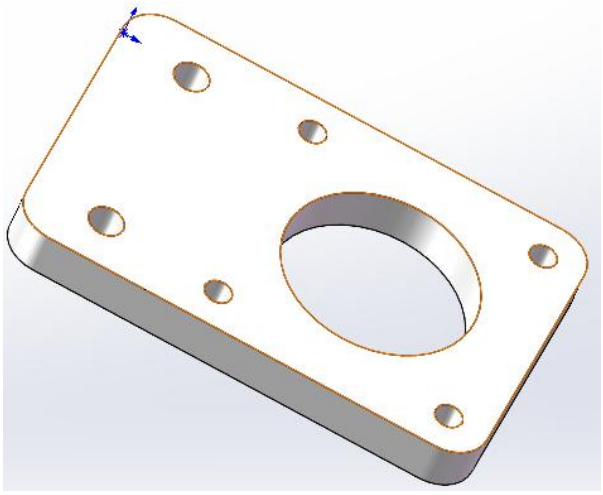


图 9-4 步进电机安装座三维模型图

挤出机主体是挤出机的安装基体，根据第 6 章设计计算结果确定板厚 3mm、宽度 40mm 等尺寸。建模时绘制主体轮廓，添加电机安装孔、杠杆铰接孔、弹簧导杆安装孔及进料接头安装孔。采用拉伸、切除、倒角等特征完成建模，材料属性设置为铝合金 6061。挤出机杠杆为 L 形摆杆，根据第 6 章杠杆比 $L_2 / L_1 = 1.5$ 确定铰点与轮心、弹簧作用点的相对位置。建模时绘制杠杆截面，采用拉伸生成实体，在相应位置添加上挤出轮安装孔和铰轴孔。缓冲弹簧按第 6 章设计结果，$d = 1.0\,\text{mm}$、$D = 6\,\text{mm}$、$n = 23$ 圈，建模时可用螺旋线扫描或调用弹簧库完成。

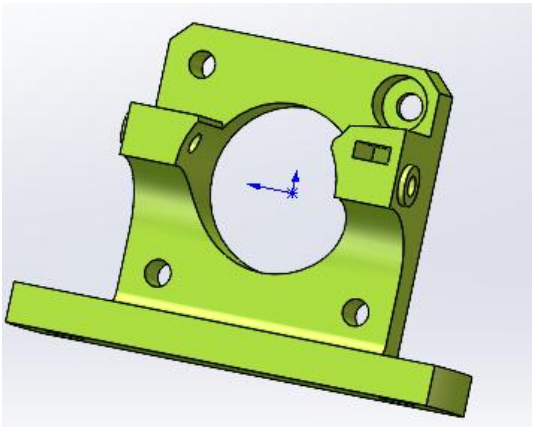


图 9-5 挤出机主体与杠杆三维模型图

机架铝型材连接件包括角件、连接板等标准件，用于连接铝型材搭建框架。

建模时可调用 SolidWorks Toolbox 中的型材库，或根据型材截面尺寸自行建模。角件为 L 形或 T 形，开设与型材槽配合的安装孔；连接板为矩形板，用于型材端面连接。建模时注意型材槽宽、孔距等标准尺寸，确保与实物型材兼容。



图 9-6 机架铝型材连接件三维模型图

## 9.2 装配体建模

### 9.2.1 装配顺序

零件建模完成后进行装配体建模。装配顺序按从下到上、从内到外：先装机架底座和立柱形成基础框架；再装 Z 轴传动系统，含丝杠、光轴、直线轴承、电机、联轴器等，将 Z 轴滑板与横梁连接；接着装 Y 轴传动系统，含同步带、带轮、光轴、工作台面等，把铝板基板和玻璃板装到 Y 轴滑台上；然后装 X 轴传动系统；最后装挤出机、注射装置、打印嘴、限位开关等。装配时注意各运动轴的平行度和垂直度，保证运动顺畅。

表 9-1 装配顺序表

| 序号 | 部件名称 | 功能描述 |
|---|---|---|
| 1 | 挤出电机 | 提供动力，驱动挤出轮旋转，将耗材送入热端 |
| 2 | 进料接头 | 连接进料管，引导 3D 打印耗材进入挤出机构内部 |
| 3 | 挤出机主体 | 作为安装基座，承载电机、挤出轮、杠杆等所有组件，保证结构稳定 |
| 4 | 上挤出轮 | 与下挤出轮配合，通过摩擦力夹持并推送耗材，将耗材向热端 |

| | | |
|---|---|---|
| | | 输送 |
| 5 | 下挤出轮 | 与上挤出轮形成夹持副，直接由电机驱动旋转，是耗材输送的主动件 |
| 6 | 挤出机杠杆 | 利用杠杆原理，通过弹簧压力将上挤出轮压向耗材，保证足够的夹持摩擦力 |
| 7 | 缓冲弹簧 | 提供弹性压力，使上挤出轮自适应不同直径的耗材，同时起到缓冲减震作用 |
| 8 | 弹簧导杆螺丝 | 固定缓冲弹簧，引导弹簧伸缩方向，调节弹簧预紧力以控制夹持力度 |

### 9.2.2 装配约束

装配时需设置正确的配合关系，确保各部件之间的正确位置。主要配合类型包括：重合配合，用于使两个面或基准面重合；同心配合，用于使圆柱面、圆锥面或轴心对齐；距离配合，用于设定两平面或基准面之间的固定距离；平行配合，用于使两平面或轴线保持平行；垂直配合，用于使两平面或轴线保持垂直。例如，光轴与直线轴承内孔采用同心配合；铝板与 Y 轴滑台采用重合配合；丝杠螺母与 Z 轴滑板采用重合配合。通过合理的配合约束，建立完整的装配体模型，为干涉检查和工程图绘制奠定基础。

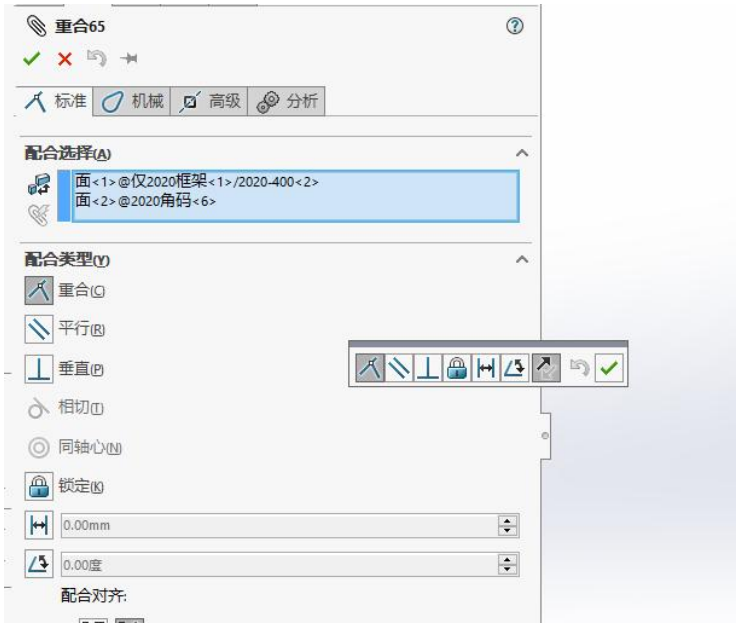



图 9-7 装配约束

### 9.2.3 干涉检查

装配完成后需进行干涉检查。利用 SolidWorks 的"干涉检查"功能对装配体做全局检测，系统会识别零件间的重叠区域并列出干涉清单。本设计经检查，各零件间无干涉，装配关系正确。若有干涉则需调整零件尺寸或装配位置。干涉检查通过后生成装配体爆炸视图，展示各零件装配顺序和空间位置，便于加工和装配。

# 结　论

本设计针对传统三轴墨水直写式 3D 打印机曲面造型自由度不高的问题，完成了四轴墨水直写式 3D 打印机的机械结构设计。

通过系统总体设计，确定了机械结构层、运动控制层和注射控制层三级架构，技术指标为 X、Y 轴行程 70~100mm、Z 轴行程 30~50mm、A 轴旋转±15°、单次墨水装载 1.5~4.5ml。机械结构方面采用铝型材机架，X/Y 轴用同步带传动，Z 轴用丝杠传动，A 轴采用旋转电机驱动，并设计了挤出机、注射装置、工作台面等关键部件。器件选型与计算按机械设计手册完成，步进电机、丝杠、直线轴承、同步带、联轴器等经计算选型与校核，满足使用要求。传动系统、挤出机、注射装置的设计与计算均已完成。关键部件受力分析表明丝杠、光轴、直线轴承等强度充足。

总体而言，本设计所完成的四轴墨水直写式 3D 打印机机械结构方案可提高曲面造型自由度、减少支撑材料使用，为复杂曲面打印提供了可行方案。不足之处在于：A 轴旋转系统的具体结构及控制策略有待细化，四轴协调运动的路径规划算法需在控制系统开发中完善，注射装置的流量闭环控制尚未实现。

# 参考文献

[1] Tilley R, Terrill A, Pickering E, et al. Design, manufacture and evaluation of an offloading 3D printed wheelchair cushion[J]. Disability and rehabilitation. Assistive technology, 2025, 1-17.

[2] Elmoughni M H, Nishad S, Krupa I. Wearable thermoelectric heatsinks designed by 3D-printed polyethylene-based composites[J]. Applied Thermal Engineering, 2026, 286: 129378-129378.

[3] 王国虎, 吕振威, 郭稳稳, 等. 陶瓷 3D 打印机结构设计与强度分析[J]. 内燃机与配件, 2025, (22): 94-96.

[4] 商海, 陶良松, 陈家新, 等. 3D 打印机运动系统频域模型及其在成型精度改进中应用[J/OL]. 东华大学学报(自然科学版), 1-16[2025-12-18].

[5] 马聪, 王世杰, 王龙, 等. 陶瓷浆料 3D 打印机挤出头拓扑优化设计[J/OL]. 机械设计与制造, 1-7[2025-12-18].

[6] 何捷军, 吕耀阳, 马利强. 砂型 3D 打印机恒温供墨系统设计与应用[J]. 中国铸造装备与技术, 2025, 60(04): 11-15.

[7] 段梦珍, 任东旭. 3D 打印机喷头温度场分析及冷却系统优化[J]. 塑料, 2025, 54(03): 92-99.

[8] 胡森, 王敏杰, 魏兆成, 等. 金属 3D 打印机基板调平系统的设计及热变形分析[J]. 机械设计与制造工程, 2025, 54(06): 21-26.

[9] 王俊青, 孙硕. 基于 4Z 轴异步控制的 3D 打印机自动调平系统设计[J]. 新技术新工艺, 2025, (05): 36-42.

[10] 侯婷婷. 多功能 3D 打印机用想象力创造无限可能[J]. 家用电器, 2025, (05): 86.

[11] 陈娟凤. FDM 3D 打印机喷嘴堵塞的主要原因和解决方法[J]. 丝网印刷, 2025, (08).

[12] 顾荣军. 陶瓷 3D 打印机机械结构设计及运动轴动力学建模[J]. 科学技术创新, 2025, (09): 217-220.

[13] 程瑶, 许文斌, 刘云阳. 基于内外嵌套并联机构的 6 自由度多姿态 3D 打印机设计与分析[J]. 机械设计, 2025, 42(01): 62-69.

[14] 马玺. 3D 打印机举升机构设计研究[J]. 铸造设备与工艺, 2024, (06): 9-12+16.

[15] 李东亚. GLM 直写式 3D 打印机[P]. 浙江省, 浙江承峻新材料科技有限公司, 2022-10-21.

[16] 濮良贵, 纪名刚. 机械设计[M]. 10 版. 北京: 高等教育出版社, 2019.

[17] 成大先. 机械设计手册[M]. 6 版. 北京: 化学工业出版社, 2016.

# 致　谢

本设计的完成离不开老师的指导。设计过程中，指导教师从选题论证、方案设计、计算校核到论文撰写各环节都给予了指导和帮助，提出了不少意见和建议。

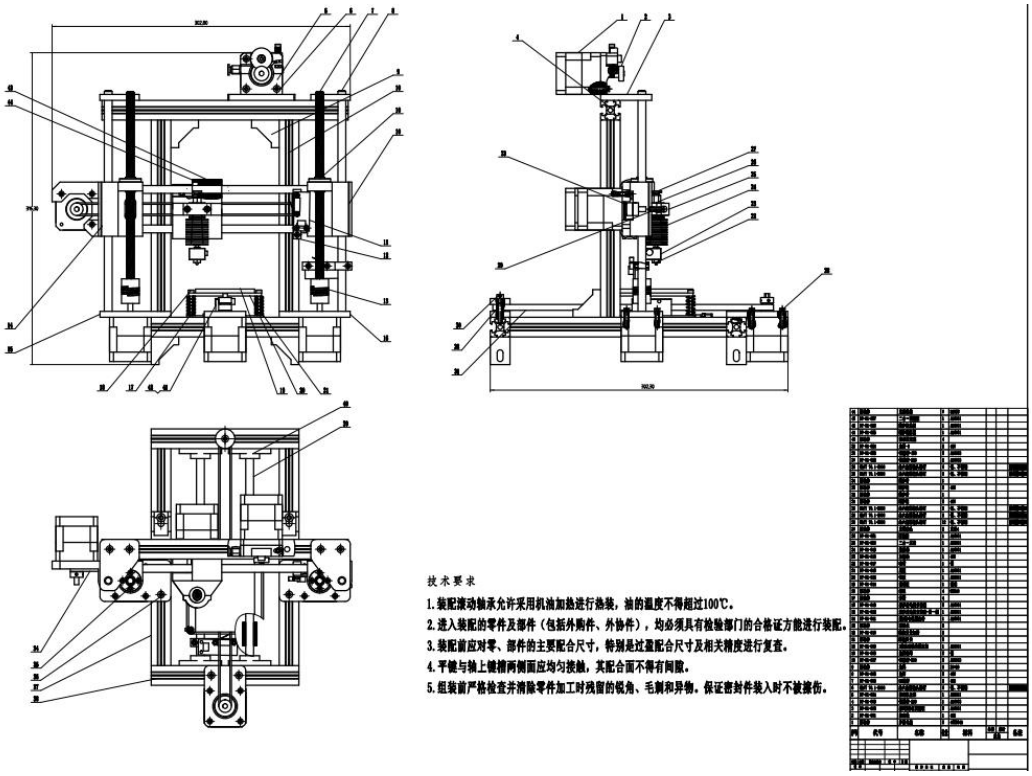
撰写过程中还得到其他老师和同学的热心帮助，在此一并感谢。通过查阅机械设计手册和相关文献，掌握了四轴 3D 打印机的设计方法；通过 SolidWorks 的学习和应用，完成了三维建模和工程图绘制。

本次设计对机械设计、材料力学、机械原理等课程知识进行了综合运用，也学到了不少新知识和技能，对四轴墨水直写式 3D 打印技术有了更深理解，对今后的工作和学习会有帮助。

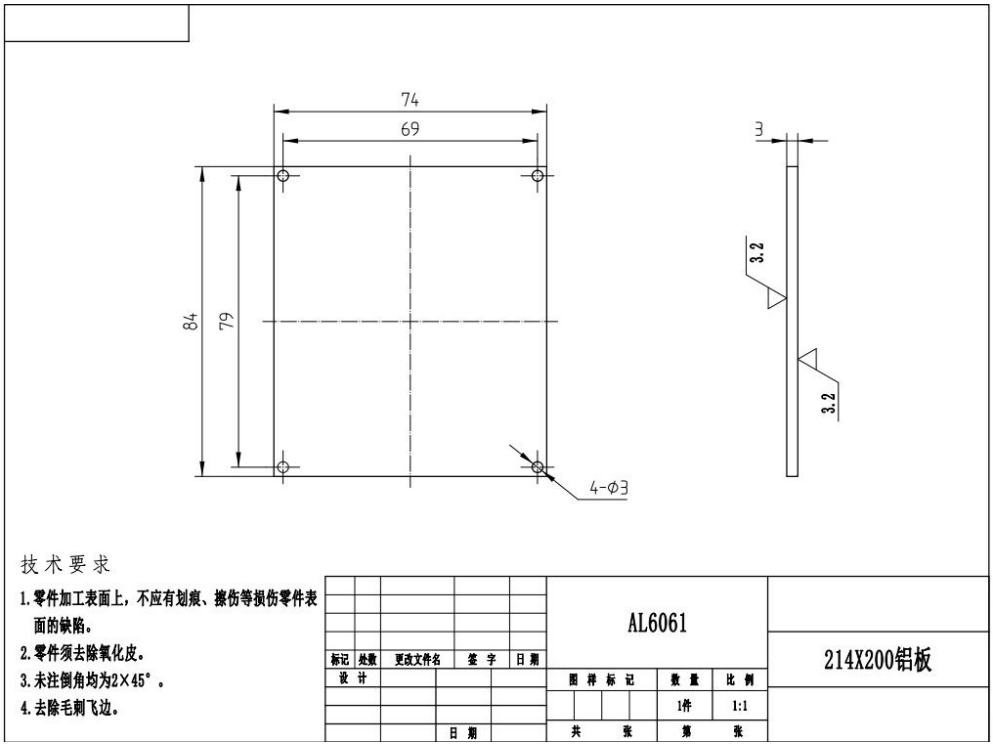
谨向指导教师及给予帮助的老师和同学致以诚挚感谢。

# 附录

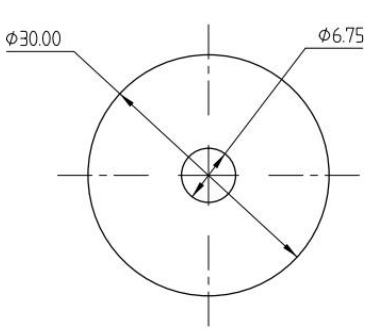
## 附部分图纸




附图 1 总体装配 2D 图




附图 2 214x200 铝板 2D 图





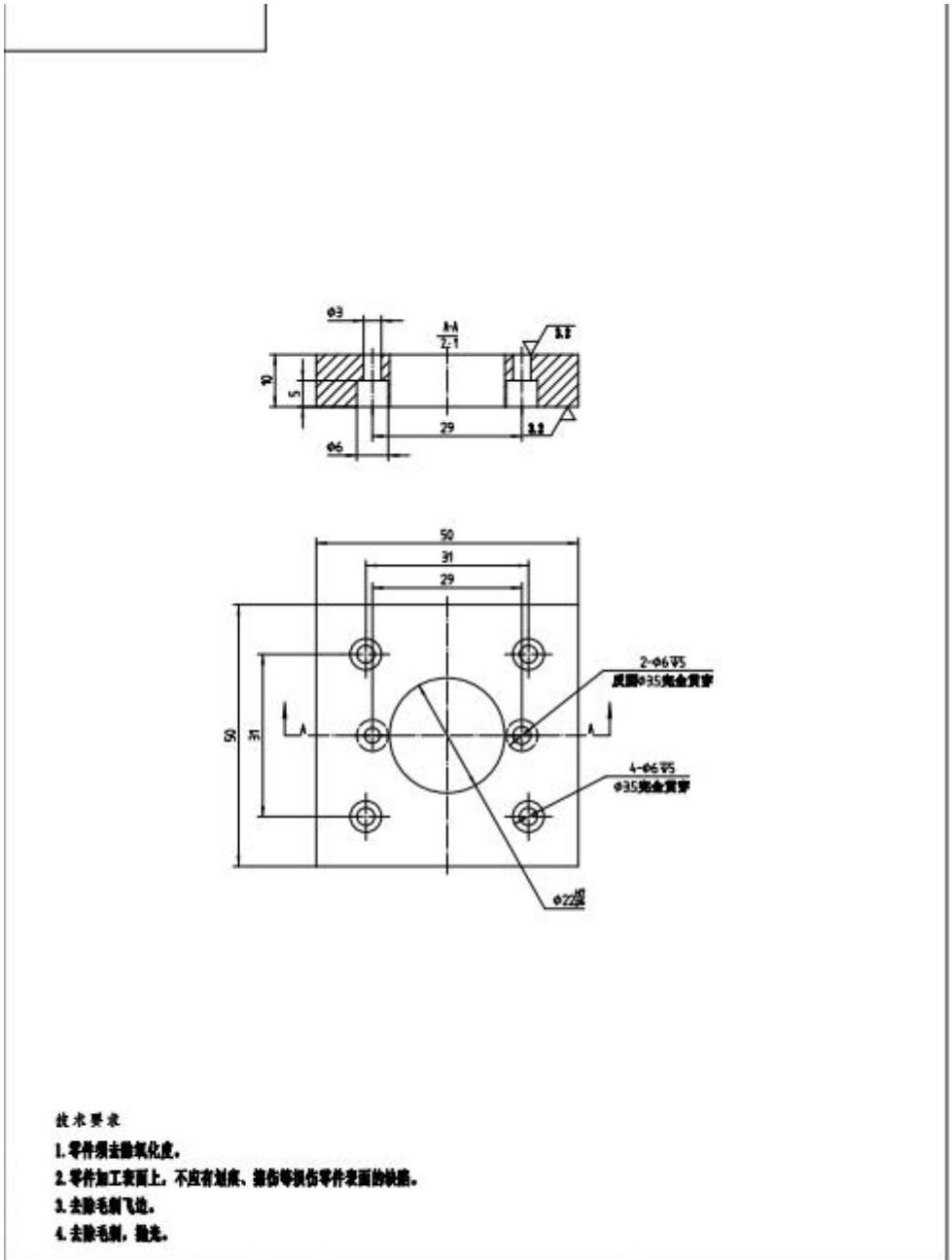


技术要求

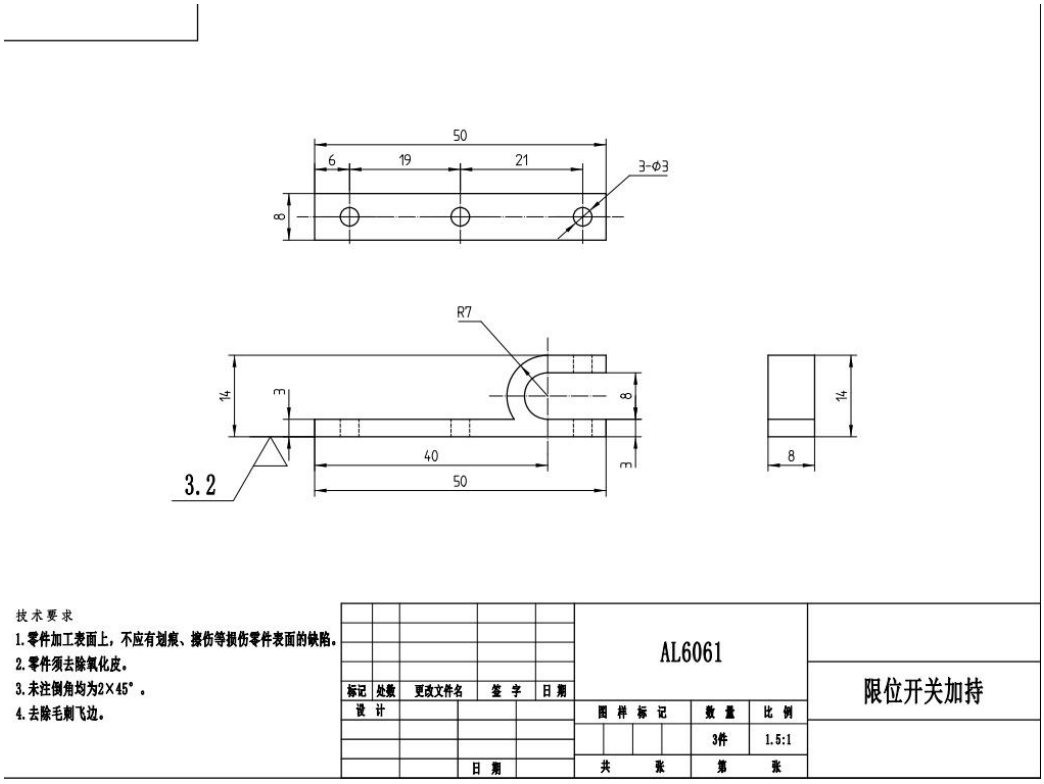
1. 零件加工表面上，不应有划痕、擦伤等损伤零件表面的缺陷。
2. 零件须去除氧化皮。
3. 未注倒角均为2×45°。
4. 去除毛刺飞边。

| 标记 | 处数 | 更改文件名 | 签字 | 日期 | 亚克力 | | y轴轴承固定亚克力板 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 设计 | | | | | 图样标记 | 数量 | 比例 |
| | | | | | | 1件 | 2:1 |
| | | | 日期 | | 共 张 | 第 张 | |

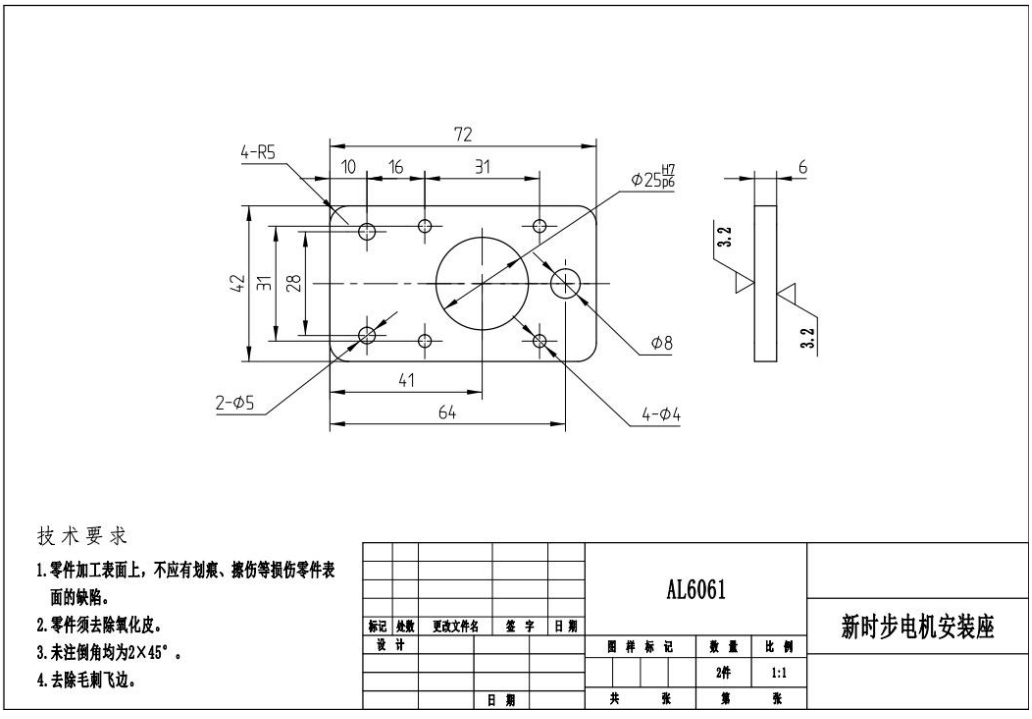
附图 3 y 轴轴承固定亚克力板 2D 图



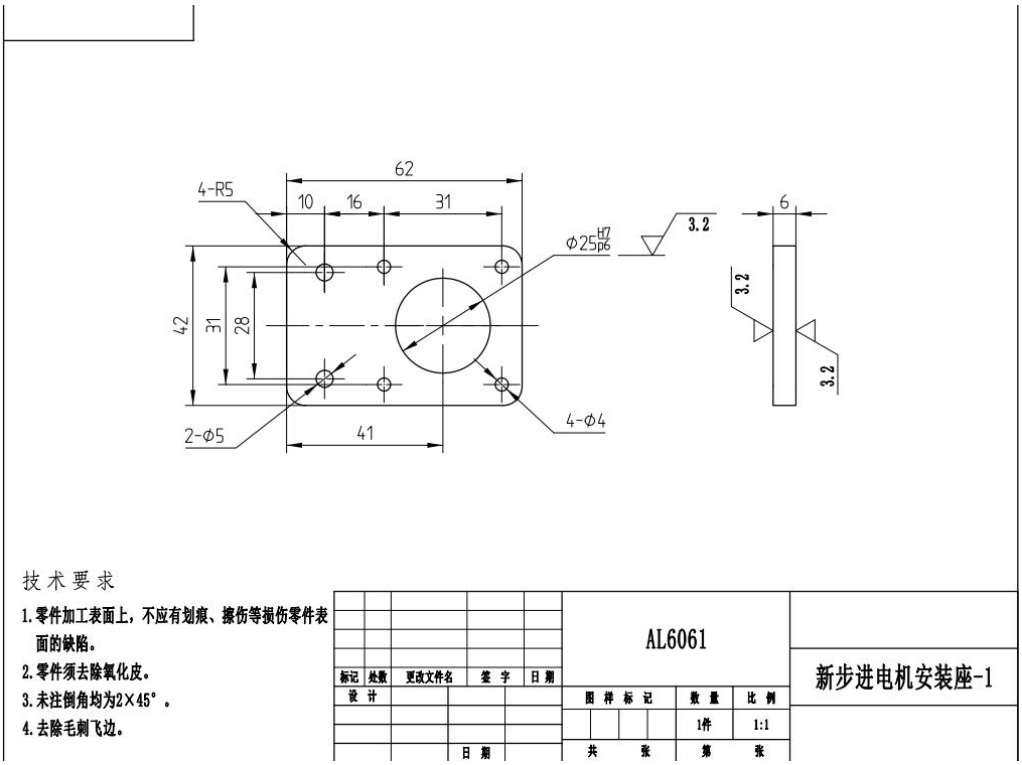

附图 4 电机安装板 2D 图




附图 5 限位开关加持 2D 图




附图 6 新步进电机安装座 2D 图




附图 7 新步进电机安装座-1 2D 图