

编号: _____

桂林信息科技学院

毕业设计(论文)说明书

题 目: 载重500kg 的平板式自动导
引小车 (AGV) 结构设计

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: _____

学 号: _____

指导教师单位: 桂林信息科技学院

指导教师: _____

职 称: _____

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 ☐应用研究

202 年 5 月 23 日

独 创 性 声 明

本人郑重声明：所呈交的学位论文，是本人在导师的指导下，独立进行研究工作所取得的成果。除文中已经注明引用的内容外，本论文不含任何其他个人或集体已经发表或撰写过的作品成果。对本文的研究做出重要贡献的个人和集体，均已在文中以明确方式标明。本人完全意识到本声明的法律结果由本人承担。

学位论文作者签名：

日期：

关于学位论文版权使用授权的说明

本人完全了解桂林信息科技学院关于收集、保存、使用学位论文的以下规定： 学校有权采用影印、缩印、扫描、数字化或其它手段保存论文； 学校有权提供本学位论文全文或者部分内容的阅览服务；学校有权将学位论文的全部或部分内容编入有关数据库进行检索、交流；学校有权向国家有关部门或者机构送交论文的复印件和电子版。

学位论文作者签名：

日期：

导 师 签 名：

日期：

摘 要

随着经济全球化的发展，也促进了各地区与国家的经济贸易的来往，跟随着贸易合作的日益紧密，物流行业也在迅速崛起发展，物流行业中囊括了货物的运输、储存、装卸、派送等一系列作业。目前在物流仓库内货物转运过程中还存在需要花费大量的人力去完成相关作业的现象，这不仅效率低下而且也消耗大量的成本。同时随着中国制造业市场的不断扩大和产业转型的加速，企业生产的智能化转型是必然的。针对物流仓储内货物转运人工效率低下、存在安全隐患等等问题，而自动导引小车（AGV）因其的自动化、智能化、可靠性等诸多特点成为了物流仓库实现智能化转型的关键，自动导引小车（AGV）的引入对物流仓库实现智能自动化具有重要意义。

本研究的课题以物流仓库为背景，针对物流货物的转运装卸问题进行设计，设计出一款载重 500kg 的平板式 AGV 小车的机械结构。“在 AGV 小车的机械结构设计上”，多突出机械结构的设计，本文也是针对结构的设计，考虑到物流仓库的复杂工作环境和多种多样的搬运任务等，保证 AGV 小车在搬运过程中可靠性、灵活性。从而提高了物流仓库的工作效率与智能化，也大大的解放了劳动力及为公司节约生产成本，解决物流仓库向智能化转型的难题。本文主要的研究内容如下：

（1）深入物流仓库背景，分析仓库实际作业要求，对 AGV 小车进行整体构思，提出功能需求与设计要求，整理资料汇总设计方案。

（2）根据所提出的功能需求与设计要求，设计 AGV 小车各功能系统并进行结构设计优化（如驱动结构、顶升旋转结构、车体框架等），对各结构进行方案的对比选择与完善，确定设计方案，并完成相关计算和标准件选型。

（3）使用 SolidWorks、CAD 等软件对所设计的各结构部件与 AGV 小车车体结构框架进行三维建模与二维图纸的输出。

（4）选取关键零件进行有限元分析，以校核零部件的强度，与理论强度校核对比分析。根据有限元分析结果进行小车车体结构和传动零件的结构优化等。

关键词：物流仓库；平板式 AGV 小车；结构设计优化；有限元分析

Abstract

With the development of economic globalization, it has also promoted the economic and trade exchanges among regions and countries. Along with the increasingly close trade cooperation, the logistics industry has been rapidly rising and developing. The logistics industry encompasses a series of operations such as transportation, storage, loading and unloading, and delivery of goods. Currently, in the process of goods transfer within logistics warehouses, there is still a phenomenon where a large amount of manpower is required to complete related operations, which is not only inefficient but also consumes a lot of costs. At the same time, with the continuous expansion of the manufacturing market in China and the acceleration of industrial transformation, the intelligent transformation of enterprise production is inevitable. In response to problems such as low efficiency and potential safety hazards in the manual transfer and handling of goods in logistics warehouses, the automatic guided vehicle (AGV) has become a key factor for the intelligent transformation of logistics warehouses due to its automation, intelligence, and reliability. The introduction of AGVs is of great significance for the intelligent automation of logistics warehouses.

This research project is based on the background of logistics warehouses and aims to design a mechanical structure for a flatbed AGV with a load capacity of 500kg to address the issues of manual efficiency and potential safety hazards in the transfer and handling of goods. The design focuses on the mechanical structure, considering the complex working environment and diverse handling tasks in logistics warehouses to ensure the reliability and flexibility of the AGV during handling. This will enhance the efficiency and intelligence of logistics warehouses, liberate labor, and save production costs for companies, thereby solving the challenges of intelligent transformation in logistics warehouses. The main research contents of this paper are as follows:

- (1) Delve into the background of logistics warehouses, analyze the actual operation requirements, conduct overall planning for the AGV, propose functional requirements and design requirements, and summarize the design plans.

- (2) Based on the proposed functional requirements and design requirements, design the functional systems of the AGV and optimize the mechanical structure (such as drive structure, lifting and rotating structure, vehicle frame, etc.), compare and select the schemes for each structure, determine the design plan, and complete relevant calculations and standard part selection.

- (3) Use SolidWorks, CAD, and other software to conduct 3D modeling of the designed structural components and the AGV vehicle frame, and output 2D drawings

(4) Select key parts for finite element analysis to verify the strength of the components and compare with theoretical strength verification. Based on the results of the finite element analysis, optimize the structure of the AGV vehicle frame and transmission parts, etc.

Key words: logistics warehouse; Flat AGV car; Structural design optimization; Finite element analysis

目 录

1 概述.....	1
1.1 课题背景与意义	1
1.2 国内外研究现状	2
1.3 课题设计内容	6
2 方案设计与论证.....	6
2.1 AGV 驱动结构方案设计与论证	7
2.1.1AGV 驱动机构方案设计与论证	7
2.1.2AGV 驱动机构轮系布局方案设计与论证	8
2.1.3AGV 传动机构方案设计与论证	10
2.2 AGV 顶升旋转结构方案设计与论证	12
2.3 AGV 车体框架结构设计	14
3 AGV 驱动结构计算设计	17
3.1 驱动电机计算选型	17
3.2 蜗轮蜗杆计算设计	20
3.3 联轴器选型	26
3.4 蓄电池的计算选型	28
3.5 关键零部件的校核	30
3.5.1 轴的校核.....	30
3.5.2 轴承的选择及校核.....	34
3.5.3 键连接的强度校核.....	36
4 AGV 顶升旋转结构设计	36

4.1 滚珠丝杆的计算选型	36
4.2 顶升机构回转支承计算选型	39
4.3 旋转机构回转支承计算选型	42
4.4 顶升机构小齿轮计算设计	45
4.5 旋转机构小齿轮计算设计	47
4.6 顶升机构驱动电机计算选型	50
4.7 旋转机构驱动电机计算选型	52
5 AGV 三维建模与有限元分析	54
5.1 AGV 三维模型	54
5.1.1AGV 驱动结构三维模型	54
5.1.2AGV 顶升旋转结构三维模型	55
5.1.3AGV 整体三维模型	56
5.1.4AGV 整体质量分析	58
5.2 AGV 机械结构有限元分析	58
5.2.1 顶升旋转结构承载机构分析.....	58
5.2.2 底盘机构分析.....	61
5.2.3AGV 小车机械结构有限元分析结论	63
6 总结与展望.....	63
6.1 总结	63
6.2 展望	63
参考文献.....	65
谢 辞.....	66

附录：设计图纸（见另一册）

附录 1.xxxxx 设计图

附录 2.xxxxx 设计图

附录 3.xxxxx 设计图

（注：请各位指导老师要求学生在设计说明书中应该对每一张附录图纸进行说明）

1 概述

1.1 课题背景与意义

随着经济全球化的发展，各个国家与地区的贸易业务在迅速发展，为满足贸易业务中的货物运输，全球的物流行业在以惊人的速度飞速发展，整个物流作业中包括了货物的运输、仓储、装卸搬运、配送等工作内容，其中物流仓储自动化已经成为提升供应链效率、降低运营成本的核心方向，企业对于高效化、自动化、智能化的物料搬运解决方法需求日益迫切。而 AGV 小车（Automated Guided Vehicles System）全称为自动导航小车，也称轮式机器人，小车上装有自动导引装置，能够按照所指定的路线进行运动作业，在车体上具有驱动结构、顶升旋转装置和安全保护装置的自动化搬运车辆。其凭借着智能运动，运动精确，工作可靠，智能化高，等诸多的优点成为了现代工业 4.0 及智能物流仓库体系中的关键组成部分。

本课题主要的研究背景以面积 5000 平方米的中型物流仓库为例，其中运输的货物为中大型货物，物料仓库货架采用行列式布局，货架间距为 2200mm，托盘尺寸规格为 L1800×W1800×H300(mm)，地面坡度范围为 0-3°左右，其物料仓库的地面材料使用的是：金刚砂地坪。通过上述原始参数的输入，这对 AGV 的机械结构设计与运行性能提出了严苛要求。

基于上述物流仓库的实际需求，聚焦平板式载重 500kg 级 AGV 的机械结构设计问题，常见的平板式 AGV 搬运小车如下图 1-1所示。通过分析仓库货架布局特征（行列式排列、托盘尺寸及坡度参数等），明确 AGV 的车体尺寸：L1300×W1100×H285(mm)、车体自重：350kg、顶升平台尺寸：1100×1000mm、最大顶升行程：60mm、额定运行速度：0.8m/s、额定负载：500kg、最大爬坡能力：3°等核心设计指标，确保其在物流仓库复杂环境中，能够智能化通过要求运动到需要转运货物的托盘底部，进行自动举升旋转，进行搬运，运输至目标处，同时保证 AGV 小车在物流仓库复杂运动线路下的灵活性与可靠性。研究旨在通过结构创新，解决现有 AGV 在狭窄空间、动态负载及坡度环境中的适应性短板，为仓储物流自动化升级提供技术支撑。



图 1-1 平板式 AGV 小车

以载重 500kg 的平板式 AGV 为研究对象，常见的平板式 AGV 搬运小车如图 1-1 所示。旨在通过结构创新设计与性能优化，突破现有 AGV 在复杂仓储环境中的技术瓶颈。以适应物流仓库这种需要频繁搬运货物而且需较高精度的搬运场景，同时企业实现智能化的同时降低生产成本，提高企业生产效率。

同时本课题的研究设计对于物流仓库行业有着诸多意义如：

（1）成本意义：在传统作业模式中搬运方式可能需要较多的人力，而人力搬运不仅效率有限，还伴随着人力成本的持续支出。AGV 的应用可以减少对人力的依赖，降低人力成本。而且，由于 AGV 运行的准确性高，能够减少货物搬运过程中的损坏风险，从而避免因货物损坏带来的损失成本。

（2）空间意义：AGV 扁平化结构设计能够使其在有限的仓库空间内更好地运动和搬运。通过 AGV 小车的尺寸，选择相对于的货架和控制道路间距，让 AGV 可以在不影响仓库内货架布局和货物存储摆放的情况下，更加灵活智能地进行搬运作业，有助于提高物流仓库的空间利用率的同时，也让有限的物流仓库面积能够存储和摆放更多的货物。

（3）智能化意义：AGV 小车具有的自动顶升和差速驱动功能，有利于 AGV 小车在工作中能够实现自动化取放货物。同时 AGV 小车可以与物流仓库的管理系统进行智能连接，实现货物搬运的全方位监控和管理，让物流仓库工作更加智能化。也提高的物流仓库的工作效率。

对于物流仓库来说，所设计的平板式 AGV 小车，即可持续长时间工作的同时，又可以与物流仓库中智能系统相连接，实现工作中的灵活调度，准确的根据指令出发工作，将货物从一个位置搬运到另一个位置，提高物流仓库的工作效率，又降低货物搬运过程中可能会产生的损坏，同时也解决了物流仓库行业的智能化升级所面临的难题。

1.2 国内外研究现状

AGV 自动导引小车的发展历史至今已经有 70 多年了，最早的 AGV 自动导引小车是 1953 年巴雷特电子公司所研发，其初衷就是为工厂或者仓库搬运重物所设计。最初的 AGV 小车的导引模式是地面电线导引^[2]，随后 1954 年由英国研发的磁感应导引的出现使 AGV 小车得到应用与推广，20 世纪 70 年代随着技术的不断升级 AGV 的导引技术也更加智能化，开始使用计算机控制，使其更加的灵活，到了 20 世纪 80 年代后无线导引技术应用到 AGV 小车上，如激光导引、惯性导引等，提升 AGV 小车的灵活性与准确性的同时也让更多国家开始关注和引进 AGV 小车。进入 90 年代后 AGV 小车的决策能力大大增强，进入了高智能化、数字化、网络化、信息化时代，能够完成复杂的任务安排与其他设备进行智能交互，所应用的领域和行业也不断扩展。

（1）国外研究现状：

相对于国内 AGV 的发展，国外一些欧日美等发达国家对于 AGV 的研究与应用都更早，技术积累也更加深厚，主要经历可以分为以下三个关键阶段：

第一阶段：固定轴轮式 AGV（1950s-1980s）

1953 年，美国 BarrettElectronics 公司设计出世界上第一台 AGV 如下图 1-2所示，用于福特汽车制造厂的零部件运输^[2]。

机械设计特点：车体驱动主要采用固定轴轮式驱动结构，车体结构框架简单，主要由底盘、驱动轮和从动轮组成。驱动轮通常为单轴双轮，从动轮用于支撑和平衡。

应用场景：主要用于汽车制造等标准化生产线中的物料运输，承载能力有限（通常 $\leq 500\text{kg}$ ），而且仅能沿直线路径行驶^[9]。



图 1-2 世界第一台AGV 小车

第二阶段：差速轮与舵轮式 AGV（1990s-2010s）

1990 年代，德国西门子（Siemens）和日本大福（Daifuku）等公司率先推出差速轮和舵轮驱动的 AGV 小车。

机械设计特点：差速轮驱动结构通过两个驱动轮的单独控制，左右轮速度差实现转向，舵轮驱动结构则通过独立转向舵轮实现灵活转向。车体结构逐渐多样化，包括叉车式、牵引式和托盘搬运式等如下图 1-3所示^[11]。

应用场景：适用于仓储场景中的货物堆垛与水平搬运，承载能力提升至 1000kg 以上，支持小角度转向与曲线行驶。

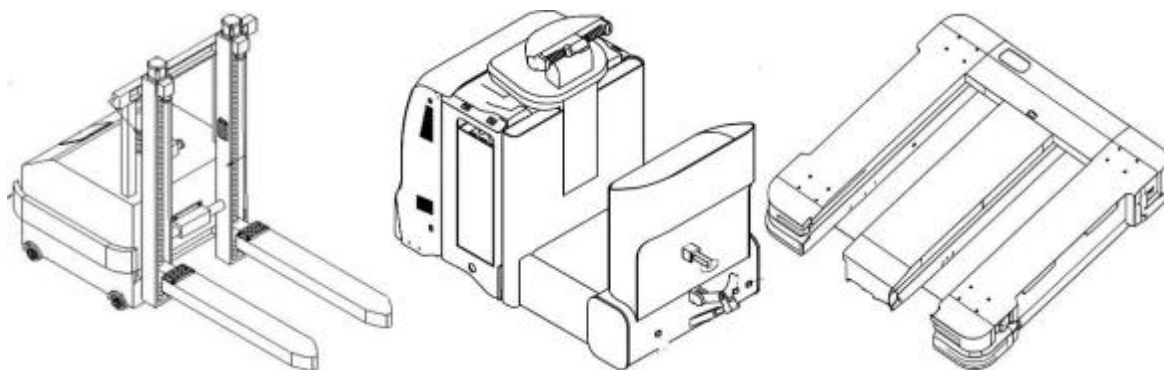


图 1-3AGV 车体结构

第三阶段：全向移动与模块化 AGV（2010s至今）

2010 年代，瑞典 Swisslog 公司和美国KIVASystems（现为亚马逊机器人）率先推出全向移动 AGV 小车。

机械设计特点：全向移动 AGV 采用麦克纳姆轮如下图 1-4所示和舵轮组合驱动结构，支持 360°平移与原地转向，最小转弯半径 $\leq 800\text{mm}$ 。模块化设计成为主流，车体可

快速更换载具（如辊筒、货叉），适配不同规格托盘与货物搬运需求。

应用场景：广泛应用于电商、物流仓储等场景，显著提升了 AGV 小车在狭窄空间内的灵活性与作业效率。

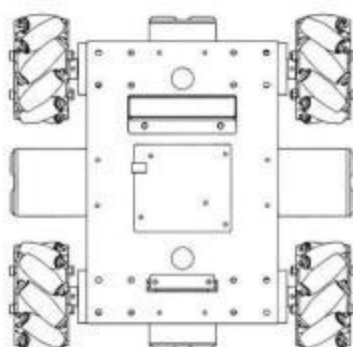


图 1-4 麦克纳姆轮全向移动 AGV

（2）国内研究现状：

我国 AGV 技术相对于一些较发达国家起步的比较晚，但发展迅速，尤其在物流仓储领域取得了显著成果，主要的发展阶段可以分为以下三个阶段：

第一阶段：引进与仿制阶段（1980s-1990s）

1980 年代，国内开始引进国外 AGV 技术，主要以仿制为主，代表企业包括沈阳新松机器人公司。由于国内 AGV 起步晚，第一阶段所借鉴的一些机械结构方面都是当时国外的主流设计结构^[11]。

机械设计特点：早期 AGV 采用固定轴轮式或差速轮驱动结构，其中固定轴轮式驱动原理如下图 1-5 所示，车体结构简单，承载能力较低（ $\leq 500\text{kg}$ ），主要用于汽车制造和烟草行业。

应用场景：主要应用于标准化生产线中的物料运输，限制与当时的制造业发展程度，这也是国内 AGV 第一次走上生产线，其的灵活性和适应性相对来说较差。

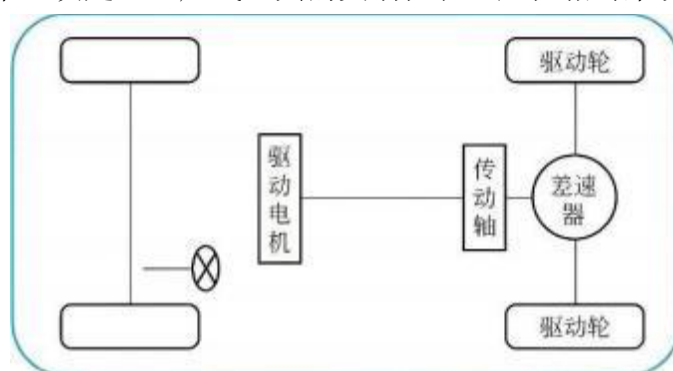


图 1-5 固定轴轮式驱动原理图

第二阶段：自主设计与改进阶段（2000s-2010s）

2000 年代，国内企业如昆船、新松等开始自主设计 AGV，逐步摆脱对国外技术的依赖。

机械设计特点：国内开始引入舵轮驱动和差速轮驱动结构，车体结构也变得多样化，

包括叉车式、牵引式和托盘搬运式。其中国内的重型 AGV 和叉车式 AGV 研究领域取得巨大突破，其的承载能力达到 2000kg 的同时叉车式 AGV 设计引入了举升机构，如下图 1-6所示为一种液压式举升机构，实现了重型货物的自动化搬运加码垛功能^[1]。

应用场景：广泛应用于物流仓储、电子制造等行业，逐步替代传统人工搬运模式。



图 1-6 液压式举升机构

第三代：创新与突破阶段（2010s至今）

2010 年代，国内企业在全向移动与模块化设计以及非标货物适配与复合功能方面取得突破，代表企业包括昆船、极智嘉（Geek+）、海康机器人等。

机械设计特点：全向移动 AGV 采用舵轮驱动与低重心车体设计，通过优化车体重心分布，显著提升了 AGV 在 3-5°坡度地面的动态稳定性。模块化设计^[7]通过标准化接口实现载具快速更换。随后所研究的不标货物适配 AGV 通过仿生学设计（如多自由度机械臂集成），可自适应不同规格货物；复合功能前移式 AGV 的货叉可伸缩并集成举升装置，支持 9 米高位货架存取，如下图 1-7所示。

应用场景：广泛应用于电商、医药仓库、物流仓储等场景，显著提升了自动化搬运工作的灵活性与作业效率，使异形货物的搬运效率提升 30%。



图 1-7 复合功能全向前移式 AGV

虽然现状国内外对于 AGV 小车的技术研究都已经比较深入和成熟了，但是在物流仓库中 AGV 的使用还是有着诸多的缺点，如下面几项：

动态环境适应性不足：AGV 在坡度变化较大或地面不平整的环境中易出现定位漂移，导致货物倾覆风险。

高负载工况下的能耗问题：500kg 以上载重 AGV 在连续爬坡或高速运行时，电机扭矩波动导致能耗激增，制约设备续航能力。

维护成本较高：AGV 的驱动结构、传感器等核心部件需定期维护，且部分高端部件依赖进口，增加了运营成本。

智能化程度不足：现有 AGV 在路径规划与避障方面仍依赖预设规则，缺乏自主学习能力，难以应对突发情况（如临时障碍物）。

狭窄通道通过性受限：部分 AGV 车体尺寸较大，难以在货架狭窄通道内灵活转向，影响作业效率。

面对这些诸多缺点也正是我们 AGV 技术研究的方向，这也是我们的机会积极去改善这些问题，使国内的技术积累更加扎实，让国内的技术走向国际，得到国际的认可。

1.3 课题设计内容

本课题是基于物流仓库为背景，结合工作需求和仓库作业环境，所设计一款载重 500kg 平板式 AGV 小车。论文的章节研究内容如下：

第一章 绪论：绪论部分主要对本课题的研究背景进行介绍以及课题所带来的意义，随后从机械角度出发来介绍课题在国内外的发展现状，最后对论文的各个章节内容的安排进行简单介绍说明。

第二章 AGV 整体结构设计：AGV 结构设计部分主要对 AGV 小车的各部分结构进行方案设计和比较，如驱动结构、顶升旋转结构和车体主体框架等。以讨论各方案的利弊，确定出 AGV 小车的整体设计方案。

第三章 AGV 驱动结构设计：驱动结构设计主要对上述所确定的驱动方案进行数据计算，通过计算结果对驱动结构的蜗轮蜗杆进行设计，以及电机、轴承和联轴器等标准零件进行选型。

第四章 AGV 顶升旋转结构设计：顶升旋转结构设计根据负载与方案要求，对顶升机构和旋转机构进行数据计算设计，通过计算结果进行顶升旋转结构的设计与标准件的选型。

第五章 AGV 三维建模与仿真分析：通过使用 SolidWorks 等软件对小车整体框架与零件进行三维建模并进行装配，通过选择关键零部件进行仿真分析，保持设计的合理性，同时通过仿真分析报告对设计方案进行改善调整。

第六章 总结与展望：对本文所做的设计计算工作内容进行整体性总结归纳，同时对设计中一些不足之处以及未来的改进方向进行展望。

2 方案设计与论证

2.1 AGV 驱动结构方案设计与论证

2.1.1 AGV 驱动机构方案设计与论证

对 AGV 小车的驱动方案进行研究，目前比较成熟而且较为常用的驱动方案有三种：麦克纳姆轮驱动、舵轮驱动和差速轮驱动。

（1）方案一：麦克纳姆轮驱动方案

麦克纳姆轮驱动也称全向驱动如下图 2-1所示，每一个轮子都是独立驱动的，根据控制每个轮子的旋转方向和速度，可以实现 360°的运动控制。

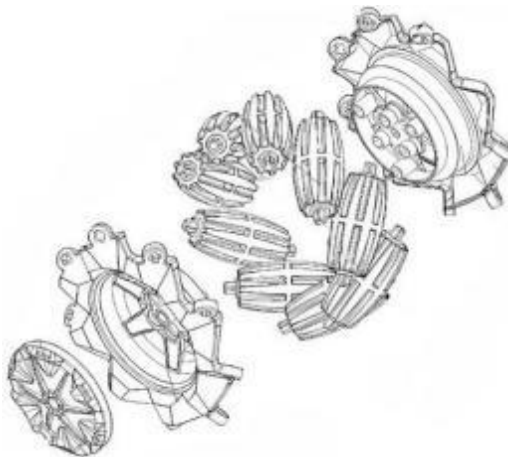


图 2-1 麦克纳姆轮驱动

优点：可以实现全向移动和实现零半径转向与任意方向移动，适合用于狭窄空间和高精度定位场景。

缺点：由于麦克纳姆轮结构较为复杂，制造成本比较高，而且轮子与地面的滑动摩擦导致磨损较快，和其如果实现复杂运动，还需要复杂的控制算法才可实现全向移动。

（2）方案二：舵轮驱动方案

舵轮驱动通过使用一个或多个可转向的舵轮如下图 2-2所示，通过控制舵轮的方向和速度实现运动，在转向时，舵轮旋转到指定角度，AGV 小车沿指定方向移动。

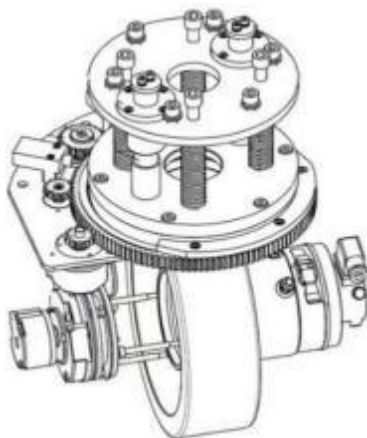


图 2-2 舵轮驱动

优点：舵轮转向精度高，适合高精度定位场景。承载能力强适合 1000kg 及以上的负载。运动灵活性高可实现多种运动模式（如前进、后退、斜向移动）。

缺点：但是由于舵轮的机械结构较为复杂，其的使用成本较高，故障率比较高，还需要定期维护，且舵轮多应用于大负载场景的 AGV 小车如负载在 1t-5t。

（3）方案三：差速轮驱动方案

差速驱动通过两个独立驱动的轮子如下图 2-3所示实现前进、后退和转向。转向时，左右轮以不同速度旋转，实现差速转向。

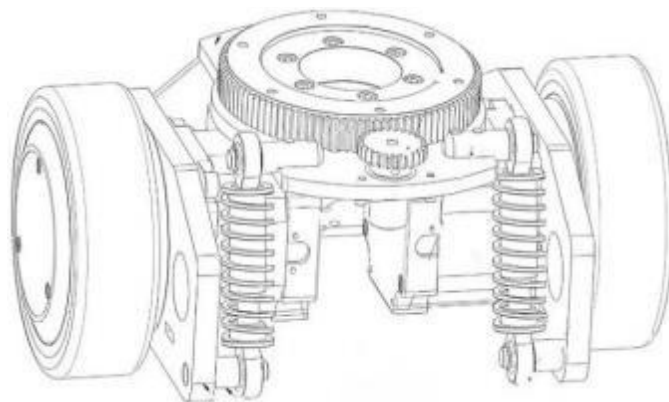


图 2-3 差速轮驱动

优点：机械结构简单，易于设计和制造。组件较少，制造成本和维护成本较低。差速转向算法成熟，易于实现复杂运动。灵活性较高，适合狭窄空间。

缺点：由于转向时存在滑动摩擦，可能导致轮胎磨损。定位精度相对于前面两种方案较低，不适合用于需要高精度定位场景。

（4）AGV 驱动机构方案的论证与确定

虽然舵轮传动和麦克纳姆轮传动在定位精度和运动灵活性方面具有优势，但其对应的方案的成本也更加高，而且这两种方案的控制方式相对差速轮也更加的复杂，不利于工作中的控制，通过综合考虑成本、结构复杂度和适用性等方面的考虑，方案三：差速轮驱动方案是本次 500kg 平板式 AGV 小车设计的最佳选择方案。

2.1.2AGV 驱动机构轮系布局方案设计与论证

AGV 小车的轮系驱动布局，对小车的灵活性、稳定性和转弯半径都有着至关重要的作用，不同的方案对小车的运动都有着不同的影响。常见的 AGV 小车轮系驱动布局有三轮式、四轮式、六轮式，本课题在使用差速驱动的基础下对着这三个方案进行分析讨论。

（1）方案一：后驱三轮式驱动布局方案

三轮式后驱驱动布局如下图 2-4所示，该方案通过两个独立电机通过蜗轮蜗杆的传动带动后驱动轮实现 AGV 小车的运动，前面安装一个万向轮辅助 AGV 小车的运动和转向，通过两个独立的电机，使 AGV 小车实现转弯。

优点：机械结构简单，制造成本低，控制方便，适用的范围也很广泛。

缺点：小车的负载只有三个轮进行分担，故该方案的承载能力比较低，而且运动稳定性比较差，后轮驱动时其的转弯半径也会很大。

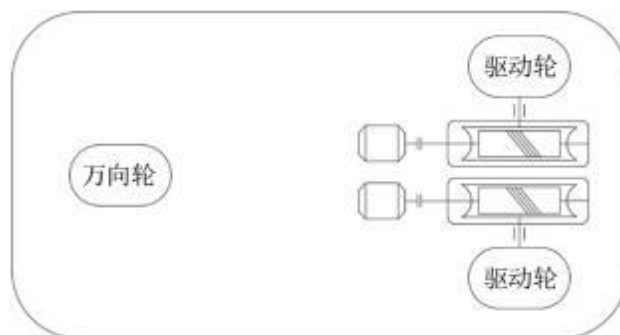


图 2-4 后驱三轮式布局驱动方案

（2）方案二：后驱四轮式驱动布局方案

四轮式布局后驱驱动如下图 2-5 所示，该方案的驱动轮驱动方案与方案一相同，在前面的万向轮的安裝中多设计一个万向轮，将两个万向轮安装在 AGV 小车的前半部分两个角。

优点：小车承载能力和稳定性都比三轮式高，而且结构相对简单控制方便。

缺点：后驱模式的小车的转弯半径过大，不宜在仓库中使用。

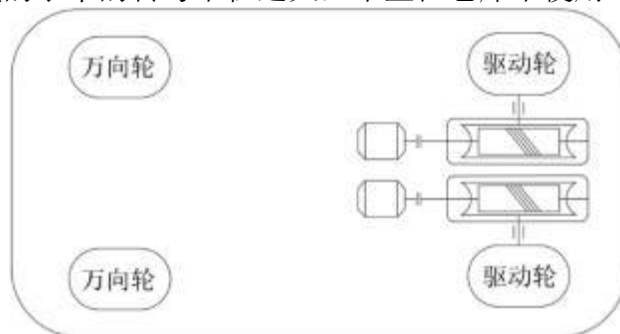


图 2-5 后驱四轮式驱动布局方案

（3）方案三：中驱四轮式驱动布局方案

四轮式布局中驱驱动如下图 2-6 所示，该方案将方案二中的驱动轮的位置改为中间部位，在 AGV 小车的前部分和后部分增加一个万向轮在中间，以辅助 AGV 小车的运动和转向。

优点：该方案相比较与前两种方案，转弯半径更小，运动也更加的灵活。

缺点：小车承载能力不够，在遇到不平整地面或者坡度时小车的运动稳定性不足。

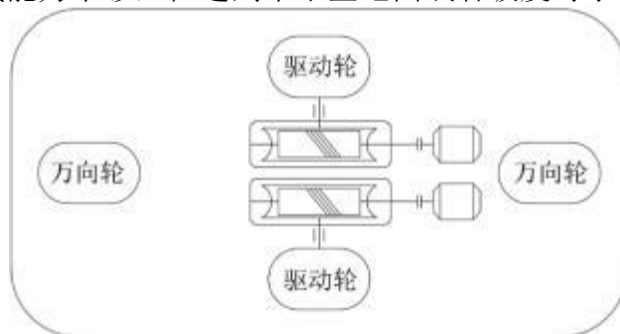


图 2-6 中驱四轮式驱动布局方案

（4）方案四：中驱六轮式驱动布局方案

六轮式布局中驱驱动如下图 2-7所示，两个驱动轮在小车的中部，同时在小车的四个角都安装万向轮，在运动转向时通过四个万向轮的辅助进行转向。

优点：小车承载能力强且稳定性高，在运动过程中不易发生侧翻和翘起，只有中间两个是驱动轮通过差速驱动，控制技术简单，小车转弯半径小。

缺点：多安装的万向轮，在安装应用中会增加成本。

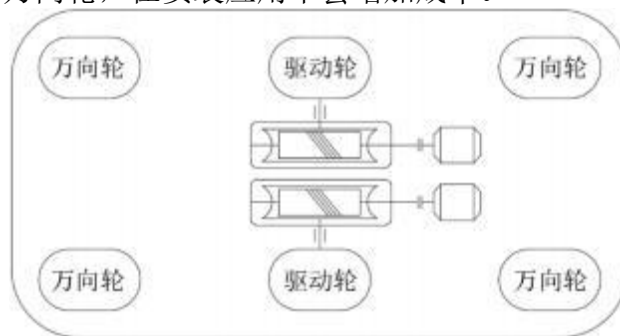


图 2-7 中驱六轮式驱动布局方案

（5）AGV 轮系布局的方案与确定

在上述的四个方案中，后驱式的三轮和四轮的驱动布局方案的成本都比较低，但是由于后驱 AGV 小车，在转向中AGV 小车的旋转半径太大，在物流仓库场景中不适用，在运动中容易会碰到货架与工作人员，而且也需要相对应的扩宽物流仓库中货架间距与道路的宽度，中驱四轮式驱动布局方案的转弯半径小，但是万向轮的安装 AGV 小车前后部分的中间部分，在物流仓库中的地面可以会出现坡度等场景，中驱四轮式驱动方案的 AGV 小车可能会出现翘起情况，相对于这些情况中驱六轮式驱动方案即实现了转弯半径的减小，运动时的稳定性也更加高，虽然成本相对于其他三种稍高，但更加适用于场景的设计，故本次设计中选择使用方案四：中驱六轮式驱动方案。

2.1.3AGV 传动机构方案设计与论证

在机械设计中，机械传动方式有很多如齿轮传动、链传动、蜗轮蜗杆传动、带传动和摩擦传动等，在 AGV 小车的设计中，需要传动较为平稳的方案，故本次设计只对前面三种方案进行比较分析。

（1）方案一：齿轮传动方案

齿轮传动如下图 2-8所示主要依据主动齿轮与从动齿轮的相互啮合来进行的传递动力和运动的机械传动。

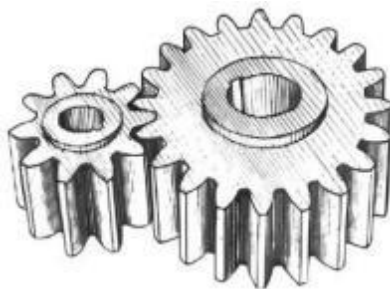


图 2-8 齿轮传动

优点：齿轮传动的效率和精度都很高，工作可靠，承载能力强，且结构紧凑适合在空间有限的空间使用。

缺点：在运动时产生的噪声比较大，工作中需要定期润滑，不适合远距离的传递动力，通常用于短距离传动。

（2）方案二：链传动方案

链传动如下图 2-9所示是通过链条将具有特殊齿形的主动链轮的运动和动力传递都从动链轮的一种传动方式，在机械设计中被广泛使用。

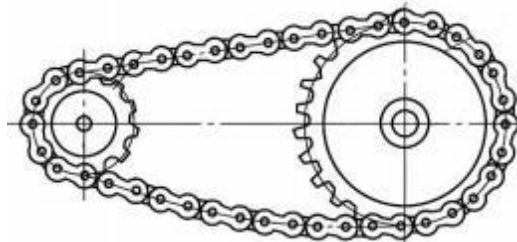


图 2-9 链传动

优点：运动平稳没有打滑现象发生，承载能力高适合高负载高扭矩的应用，适合远距离的动力传递，且成本较低。

缺点：链传动在运动过程中产生的噪声比较大。同时链条与链轮易于磨损，需要定期更换。

（3）方案三：蜗轮蜗杆传动方案

蜗轮蜗杆传动如下图 2-10所示中蜗杆作为主动件进行转动，其螺旋齿沿着蜗轮齿面滑动和滚动，以线接触方式带动蜗轮转动，两轴交错 90° 既不平行也不交叉的状态。

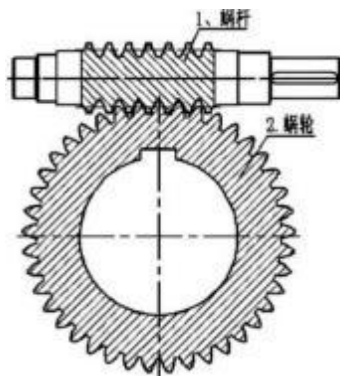


图 2-10 蜗轮蜗杆传动

优点：蜗轮蜗杆的高减速比可以实现低速高扭矩的应用，而且蜗轮蜗杆传动自带自锁功能防止反向驱动，结构简单紧凑，运动时运行平稳，噪声较小。

缺点：蜗轮蜗杆在安装加工时成本比较高，不适合高速传动，蜗轮蜗杆在高速传动时容易发热，一般传动速度范围在 $0.1-2\text{m/s}$ 。

（4）AGV 传动方案的论证与确定

通过对上述三种方案的对比，齿轮传动不适合远距离的传动，而且需要定期的润滑；链传动可以远距离的传动，但是工作时的噪声比较大，而且没有放大扭矩的特性，对于

AGV 小车的设计，蜗轮蜗杆传动是一个合适的选择方案，特别是在需要低速高扭矩、有自锁功能和运动平稳的场景下，能够在 AGV 小车高负载的情况下平稳运动，且考虑仓库中地面有坡度需要自锁保证安全性。其独有的优势可以满足 AGV 小车的设计要求，故本次设计采用方案三：蜗轮蜗杆传动方案。

2.2 AGV 顶升旋转结构方案设计与论证

在物流仓库中，所使用的托盘尺寸为 $L1800 \times W1800 \times H300\text{mm}$ ，由此得知 AGV 小车，车体总高不高于 300mm 。在有限的高度中 AGV 小车要实现自动化搬运货物就需要在车体内部设计顶升旋转结构。让 AGV 小车在非搬运工作时缩回小车内部，保证小车能够自由进入托盘底部，在进行搬运工作时能够自动顶升举起托盘，并可以根据道路转角与托盘摆放方向进行旋转。因此 AGV 的顶升旋转结构是 AGV 小车实现智能化必不可少的一部分。

在设计 AGV 顶升旋转结构中，通过参考现比较成熟和使用最多的方案有三种，分别是丝杆顶升+回转轴承方案、液压顶升+旋转轴承方案和气动顶升+旋转平台方案三种，本次论文中也就这三种方案进行讨论分析，确定出符合 AGV 小车设计的方案。

（1）方案一：丝杠顶升+回转支承方案

丝杠机构垂直安装在 AGV 小车底部，丝杠顶部连接承载平台。通过升降电机驱动内齿型回转支承带动丝杠顶部小齿轮旋转，实现承载平台的顶升和下降。通过旋转电机驱动外齿型回转支承，实现旋转平台的水平旋转如图 2-11 所示。

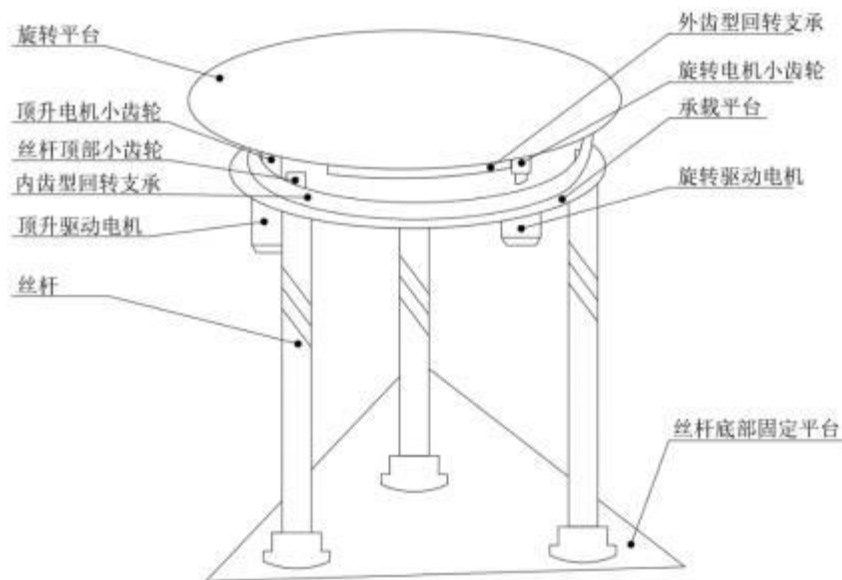


图 2-11 丝杠顶升+回转支承方案

优点：丝杠机构具有较高的精度，适合需要高精度顶升的应用。齿轮传动的效率较高，适合需要高效旋转的应用。丝杠和齿轮机构的组合具有较好的稳定性。

缺点：由于丝杠和齿轮机构需要定期润滑和维护，增加了维护成本，丝杠和齿轮机构需要较大的安装空间，可能影响 AGV 小车的整体布局。

（2）方案二：液压顶升+旋转轴承方案

液压缸安装在升降平台的中间底部，液压缸顶部连接承载平台。通过液压系统驱动液压缸伸缩，实现承载平台的顶升和下降。旋转部分则是外齿型旋转轴承安装在承载平台下方，通过电机驱动外齿型旋转轴承，实现承载平台的水平旋转如下图 2-12所示。

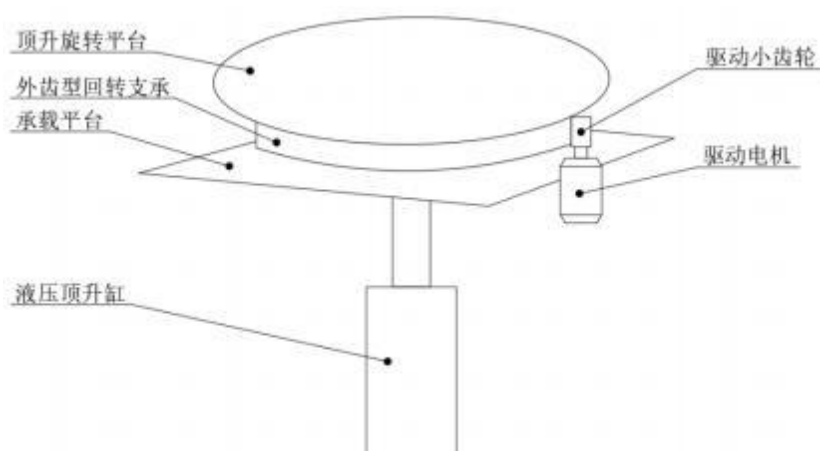


图 2-12 液压顶升+旋转轴承方案

优点：液压系统可以提供较大的顶升力，适合重型 AGV 小车。旋转轴承可以承受较大的负载，适合重型应用。液压结构和旋转轴承的组合具有较高的稳定性，能够保证 AGV 小车在顶升旋转工作时的稳定性。

缺点：液压结构需要定期检查油液和密封件，维护较为复杂。液压系统存在漏油的风险，可能影响 AGV 小车的正常运行。

（3）方案三：气动顶升+旋转平台方案

四个气缸安装在 AGV 小车底部，气缸顶部连接承载平台。通过气动系统驱动气缸伸缩，实现承载平台的顶升和下降。旋转平台安装在承载平台下方，通过齿轮齿条驱动旋转平台，实现承载平台的水平旋转如下图 2-13所示。

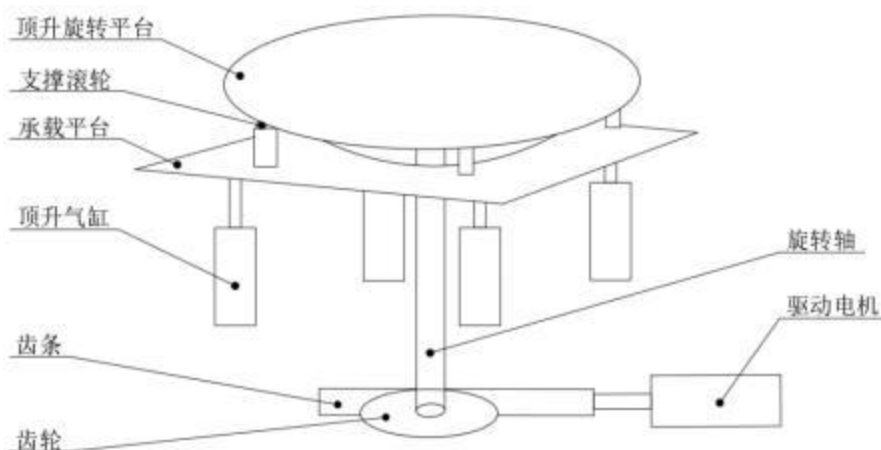


图 2-13 气动顶升+旋转平台方案

优点：气动结构具有较快的响应速度，适合频繁操作的应用。旋转平台可以承受较小的负载，适合响应速度高载荷较小的场景应用。气动结构和旋转平台的组合结构相对简单，易于安装和维护。

缺点：由于气动结构不适合重型应用，而且气动结构需要压缩空气源提供动力，增

加了系统复杂性而且气动系统在运行时可能产生较大的噪音，影响工作环境。

（4）AGV 顶升旋转结构方案的论证与确定

通过三种方案的对比，在承载能力与稳定性来说，方案二都更胜一筹，使用液压结构顶升对于大负载货物都能轻松工作，但由于液压结构的通病使用时间长后容易发生液压油泄露的情况，不仅会污染到 AGV 的车身，有可能也会污染到搬运的货物上，而且泄露的液压油也有可能损坏 AGV 小车中的电子元件，导致 AGV 小车的损坏。而方案三的气动方案气动的快速响应特性让 AGV 小车在运动中更加的迅速，但是由于气动结构不适合重型场景的使用，且气源问题使该方案不适用与 AGV 小车的场景，需要在 AGV 小车上增加一个压缩空气源，这不仅增加了系统的复杂性，也使的小车的体积增加，让设计成本提升。方案一中使用丝杆与回转支承实现顶升旋转的功能，AGV 小车的工作精度也高于前面两种方案，但是所安装设计的成本也稍高于前面两种方案，但是更加符合本次的设计场景，故本次设计中选择方案一：丝杠顶升+回转轴承方案进行设计。

2.3 AGV 车体框架结构设计

AGV 小车的车体框架外形尺寸受工作场景的影响，本次物流仓库所使用的托盘尺寸为 $L1800 \times W1800 \times H300\text{mm}$ ，这就需要在保证 AGV 小车在托盘底部可以自由旋转，旋转直径小于 1800mm，故本次 AGV 的外观尺寸设计为 $L1300 \times W1100 \times H285(\text{mm})$ ，同时一个完整的车体框架设计需要考虑各个结构之间的安装位置，空间布局，以及结构设计等关键因素。

（1）AGV 车体框架外壳设计

AGV 小车的主体外壳部分分为两大部分，分别是壳体部分与底盘部分，其中壳体主体部分通过 4 块圆角板和 4 块侧板和顶部两块空心 6061 铝合金板焊接成型，随后在两侧的侧板上焊接上车轮的挡泥环和挡泥板，由此组成了 AGV 小车的车体框架外壳部分，以作为 AGV 小车的保护外壳，保证 AGV 小车在运行过程中发生碰撞时不会直接损伤到内部元器件。AGV 小车外壳模型如下图 2-14所示。



图 2-14AGV 小车外壳模型

（2）AGV 车体框架底盘设计

底盘作为整个 AGV 小车的核心承载部件，不仅需要承载较大的负载质量，还需要合理的给 AGV 小车中各个运动系统分配好安装空间，保证运动的不干涉，同时还需要给 AGV 小车的控制元器件预留出安装空间，在有限的空间中还需要对底盘进行结构加固，以保证在运动工作过程中 AGV 小车不会因为底盘发生变形而导致工作失效。

为保证 AGV 小车底盘的刚性，AGV 小车的底盘使用一块厚度为 5mm，长 1300mm 宽 1100mm 的 45 钢板作为基础，在底盘的四角割除 4 个直径 160mm 的圆孔，作为驱动结构辅助万向轮的安装位置，两侧割除两块长方形槽作为驱动轮的安装位置。AGV 小车底盘模型如下图 2-15所示。

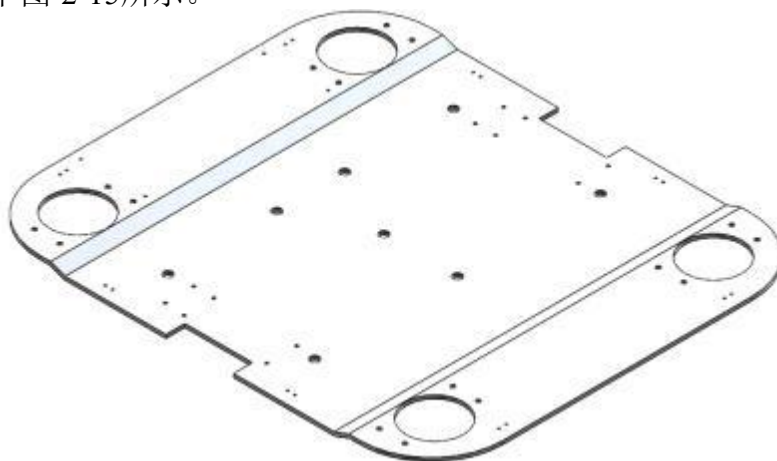


图 2-15AGV 底盘模型

（3）AGV 车体框架底盘加固设计

AGV 小车的底盘中间部分作为顶升旋转结构的安装位置，需要承载较大的载荷，故需要对底盘中间部分进行加固设计，保证底盘结构的刚性，保证底盘在高负载的情况下工作的形变量。

对底盘的加固，使用一块 15mm 厚的井字形 45 号钢板通过螺纹连接在底盘上，作为顶升旋转结构的支撑底板，在顶升旋转结构的四个支撑座安装处倒圆角让压力分散均匀的通过加固板后，传递到底盘上，保证底盘的形变量在一个合理的范围。加固设计如图 2-16所示

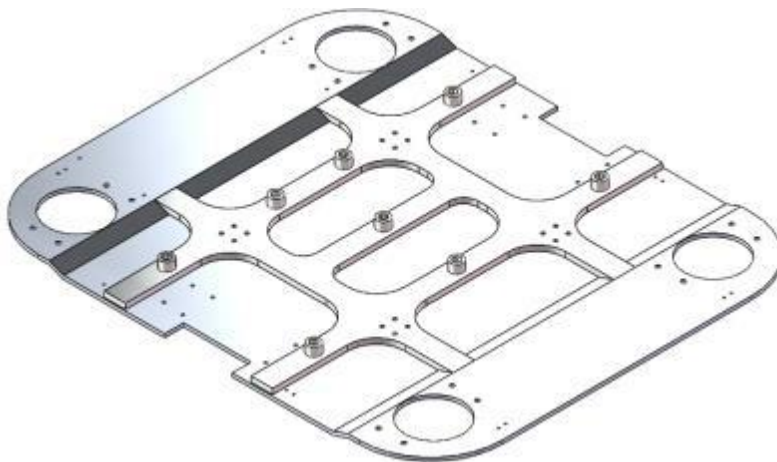


图 2-16AGV 底盘加固模型

（4）AGV 车体框架总体结构

通过上述设计的 AGV 小车的外壳结构和 AGV 小车的底盘进行连接，使用 8 个角码使用螺纹连接，实现了 AGV 小车的车体结构的完整体，使用螺纹连接使得 AGV 小车的组装更加的方便，同时也更加方便 AGV 小车的升级改造与维修，出现故障或者升级改造时只需要把外壳拆卸下来即可对 AGV 内部进行操作。AGV 小车车体结构完整模型如下图 2-17所示。

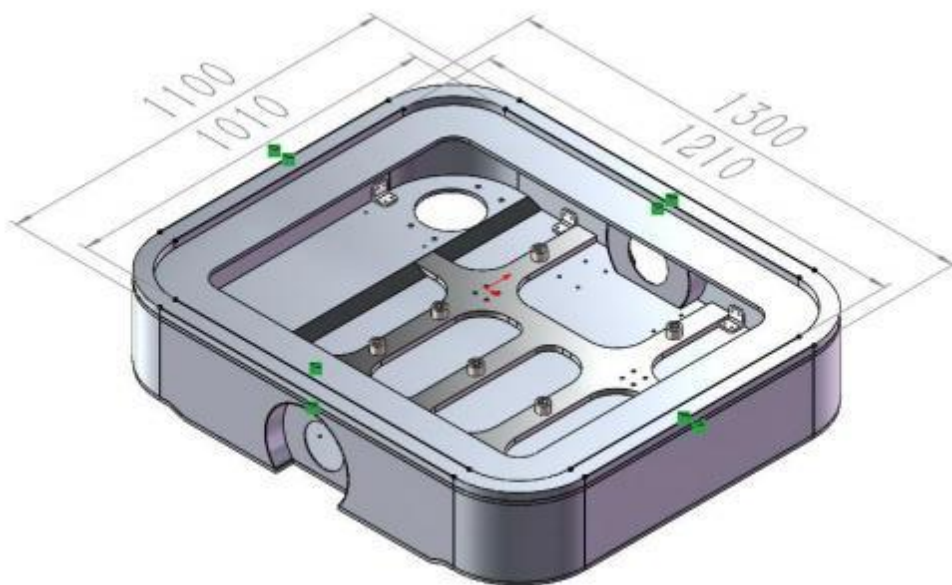


图 2-17AGV 车体结构完整模型

由图 2-17得知，小车外壳尺寸为 1300×1100mm，车顶处与顶升平台设计为嵌入式装配，其嵌入式平台尺寸为 1010×1210mm，与顶升平台 1000×1200mm 的四周有 5mm 的安全间隙，避免顶升平台与 AGV 车体在工作中存在一定运动误差，而无法正常进行升降运动。

通过对 AGV 小车的车体框架进行设计确定，因此可以计算 AGV 小车的旋转半径与直径，由此来确定小车外形尺寸是否能满足技术要求。

（1）旋转直径D:

$$D=\sqrt{L^2+W^2}$$

通过上述车体框架的设计，知道了 AGV 小车的长度 L 为 1300mm，宽度 W 为 1100mm，而 AGV 小车采用的是中间轮差速驱动，通过左右两轮的不同转速实现旋转。由计算出的数据与已知参数带入得出，AGV 小车的旋转直径D=1703mm。由于差速驱动受到控制算法的精度控制，故 AGV 小车在原地旋转中可能会出现一定偏差，故增加了一定的旋转空间余量，因此 AGV 小车的实际旋转直径D≈1750mm。

（2）转弯半径 d:

因为 AGV 小车的转向为差速转向，故转弯半径 d=旋转直径D/2≈900mm。转弯半径

满足设计要求。

3 AGV 驱动结构计算设计

3.1 驱动电机计算选型

（1）驱动力计算

平板式 AGV 小车在工作运动时可能会遇到 $0-3^\circ$ 的斜坡，而在斜坡上运动时所需要的驱动力也是最大的，在坡度路面上运动时需要克服的力有三个分别是：滚动摩擦力 F_f 、坡度阻力 F_r 和加速度惯力 F_j ，故需要将三个阻力进行分析计算，其的总和即为平板式 AGV 小车在坡度路面运动所需要克服的力。AGV 小车运动受力分析图如下图 3-1 所示。

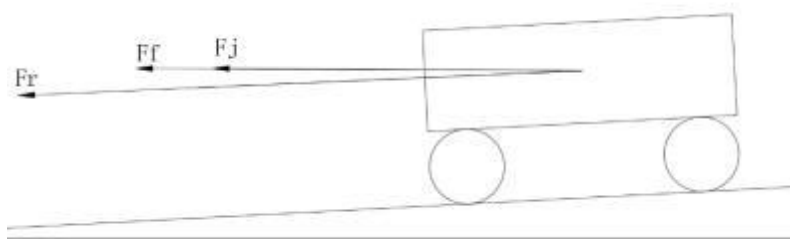


图 3-1 AGV 小车运动受力分析图

其中总的阻力计算公式为 $F_{\text{总}}$ ：

$$F_{\text{总}} = F_f + F_r + F_j \quad (3-1)$$

滚动摩擦力 F_f ：

$$F_f = \mu_f \cdot (m + M) \cdot g \quad (3-2)$$

式中： μ_f —为滚动摩擦系数，在本次设计中物流仓库的地面材料为金刚砂地坪，而平板式 AGV 的车轮材质为聚氨酯轮（PU 轮），通常聚氨酯轮（PU 轮）和金刚砂地坪之间的摩擦滚动摩擦系数 μ_f 在 0.02-0.05 之间，本次设计取滚动摩擦系数 $\mu_f = 0.05$ 。

g —为重力加速度，本次设计取重力加速度 $g = 9.8 \text{ N/kg}$ 。

m —为平板式 AGV 小车的自重，故 $m = 350 \text{ kg}$ 。

M —为平板式 AGV 小车的负载，故 M 为 500 kg 。

由计算出的数据与已知参数带入得出，滚动摩擦系数 $F_f = 416.5 \text{ N}$ 。

坡度阻力 F_r ：

$$F_r = (m + M) \cdot g \cdot \sin \alpha \quad (3-3)$$

式中： α —为斜坡角度，在初始数据中可知物流仓库的地面坡度在 $0-3^\circ$ ，而考虑到安全余量，故在本次动力设计计算中取斜坡角度 $\alpha = 5^\circ$ 。

由计算出的数据与已知参数带入得出，斜坡阻力 $F_r = 726 \text{ N}$ 。

加速度惯力 F_j ：

$$F_j = (m + M) \cdot a \quad (3-4)$$

式中： a —为加速度，本次设计取 $=0.3\text{m/s}^2$ 。

由计算出的数据与已知参数带入得出，加速度惯力 $F_j=255\text{N}$ 。

在小车从静止状态开始启动时，还需要考虑车轮与地面会产生滑动，需要验算平板式 AGV 小车的静摩擦力 $F_{\text{静}}$ 与最大静摩擦力 $F_{\text{静 max}}$ 的关系。

静摩擦力 $F_{\text{静}}$ ：

$$F_{\text{静}}=(m+M)\cdot a \quad (3-5)$$

由计算出的数据与已知参数带入得出，静摩擦力 $F_{\text{静}}=255\text{N}$ 。

正压力 N ：

$$N=(m+M)\cdot g \quad (3-6)$$

由计算出的数据与已知参数带入得出，正压力 $N=8330\text{N}$ 。

最大静摩擦力 $F_{\text{静 max}}$ ：

$$F_{\text{静 max}}=\mu_s \cdot N \quad (3-7)$$

式中： μ_s —为最大静摩擦系数，通常静摩擦系数的范围为：0.3-0.6，故取最大静摩擦系数 $\mu_s=0.6$ 。

由计算出的数据与已知参数带入得出，最大静摩擦力 $F_{\text{静 max}}=4998\text{N}$ 。通过上述的计算得出 $F_{\text{静}} < F_{\text{静 max}}$ ，由此表明车轮不会发生打滑现象。

通过计算出平板式 AGV 小车所驱动的驱动力 F_t ：

$$F_t=F_{\text{总}}=F_f+F_r+F_j=1397.5\text{N} \quad (3-8)$$

式中： F_f —为滚动摩擦力，已由上文算出 $F_f=416.5\text{N}$ 。

F_r —为一斜坡阻力，已由上文算出 $F_r=726\text{N}$ 。

F_j —为一加速度惯力，已由上文算出 $F_j=255\text{N}$ 。

(2) 电动机计算

单驱动轮驱动力 $F_{\text{单轮}}$ ：

$$F_{\text{单轮}}=\frac{F_t}{2} \quad (3-9)$$

本次设计中，采用的是差速轮进行驱动，故单驱动轮分担一半的驱动力。由计算出的数据与已知参数带入得出单驱动轮驱动力 $F_{\text{单轮}}=698.8\text{N}$ 。

单驱动轮扭矩 $T_{\text{单轮}}$ ：

$$T_{\text{单轮}}=F_{\text{单轮}} \cdot r \quad (3-10)$$

式中： r —为 AGV 小车的驱动轮尺寸半径，本次 AGV 小车的驱动轮尺寸为 $\Phi 230 \times w50$ (mm)，故式中驱动轮半径 $r=115\text{mm}$ 。

由计算出的数据与已知参数带入得出，单驱动轮扭矩 $T_{\text{单轮}}=80.4\text{Nm}$ 。

驱动轮转速 $n_{\text{轮}}$ ：

$$n_{\text{轮}} = \frac{v}{2\pi r} \cdot 60 \quad (3-11)$$

通过技术参数表可知，平板式 AGV 小车的正常工作运行速度为 $v=0.8\text{m/s}$ ，由计算出的数据与已知参数带入得出，驱动轮转速 $n_{\text{轮}}=66.43\text{rpm}$ 。

电机转速 $n_{\text{电机}}$ ：

$$n_{\text{电机}} = i \cdot n_{\text{轮}} \quad (3-12)$$

式中： $n_{\text{轮}}$ 为一驱动轮转速，已由上文算出 $n_{\text{轮}}=66.43\text{rpm}$ 。

在本次设计中驱动结构采用的是差速驱动+蜗轮蜗杆传动，所使用的蜗轮蜗杆的传动比为 $i=30$ ，由计算出的数据与已知参数带入得出，电机转速 $n_{\text{电机}}=1993\text{rpm}$ 。

电机输出扭矩 $T_{\text{电机}}$ ：

$$T_{\text{电机}} = \frac{T_{\text{单轮}}}{\eta_{\text{蜗}} \cdot i} \quad (3-13)$$

由于蜗轮蜗杆的传动效率较低，故式中蜗轮蜗杆传动效率取 $\eta_{\text{蜗}}=0.7$ ，由计算出的数据与已知参数带入得出，电机扭矩 $T_{\text{电机}}=3.83\text{Nm}$ 。

电机功率 P ：

$$P = \frac{n_{\text{电机}} \cdot T_{\text{电机}}}{9550} \quad (3-14)$$

由计算出的数据与已知参数带入得出，电机功率 $P=0.8\text{KW}$ ，为保证电机可以提供足够的动力，考虑到安全系数选择为 1.5，得出计算功率 $P=0.975\text{KW}$ 所选择的标准电机功率 P 为 1.2kw ，以确保 AGV 小车在运动过程中遇到颠簸或者冲击时能够保持稳定。

通过上述的计算可知，所选电机功率为 1.2kw ，电机转速不小于 1993rpm ，电机扭矩不小于 3.8Nm ，根据电机性能、成本和稳定性等多方面考虑，本次设计采用的是 110BL 系列高压直流无刷电机型号为：110BL(1)12030H204 型直流无刷电机外观如下图 3-2 所示。

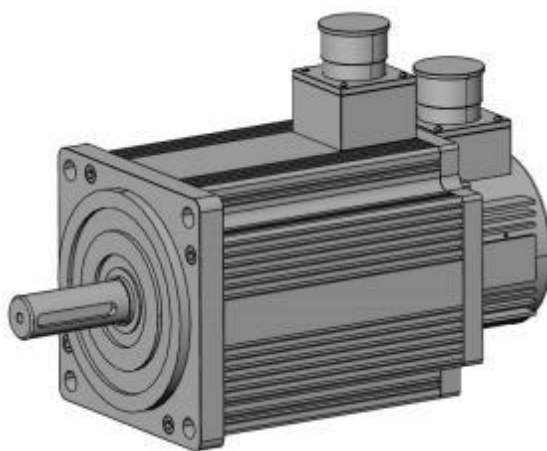


图 3-2 110BL(1)12030H204 型直流无刷电机

其电机的具体参数如下表 3-1 所示。

表 3-1 110BL 系列直流无刷电机参数表

额定功率	额定转速	额定转矩	额定电流	额定电源电压
1200W	3000rpm	4N·m	5A	220V

选择的电机功率为 1200W，其的额定转速为 3000rpm 符合了上述计算的电机转速不小于 1993rpm 的要求，其次额定扭矩 4Nm 也大于电机扭矩 3.83Nm，故选取的电机完全符合计算参数，使 AGV 小车可以正常运行。

3.2 蜗轮蜗杆计算设计

因为蜗轮蜗杆减速器是安装在平板式 AGV 小车的内部，所以传动方式为闭式传动，圆柱蜗杆传动的破坏方式有许多，主要为蜗轮轮齿表面产生胶合、点蚀和磨损等等形式，而目前在设计时用限制接触应力的办法来解决这些问题。

(1) 选择材料与确定许用应力：

蜗杆材料所选择的材料为 45 号钢，表面进行淬火处理，硬度要求达到 45-55HRC；蜗轮材料则选择锡青铜 ZGuSn10P1，砂模铸造。

许用接触应力： $[\sigma_H]=200\text{MPa}$ ，查表（12-4）^[13]得出。

许用弯曲应力： $[\sigma_F]=50\text{MPa}$ ，查表（12-6）^[13]得出。

(2) 选择蜗杆头数与估计传动效率 η ：

由 $i_{12}=30$ ，取 $Z_1=1$ ，则 $Z_2=i_{12}Z_1=30$ 。

由 $Z_1=1$ ，通过查表（12-8）^[13]得出，估计效率 $\eta=0.7$ 。

(3) 确定蜗轮转矩 T_2 ：

$$T_2=9.55 \times 10^6 \frac{P \cdot \eta}{n_2} = 9.55 \times 10^6 \frac{P \cdot \eta \cdot i_{12}}{n_1} \quad (3-15)$$

由上述计算选型的出电机的功率 $P=1.2\text{KW}$ ，转速 $n_1=3000\text{r/min}$ ，由计算出的数据与已知参数带入得出，蜗轮转矩 $T_2=80220\text{N} \cdot \text{mm}$ 。

(4) 确定使用系数 K_A 和综合弹性系数 Z_E ：

取 $K_A=1.2$ ；取 $Z_E=150$ （钢配锡青铜）。

(5) 确定接触系数 Z_P ：

假定 $d_1/a=0.4$ ，通过查图（12-11）^[13]得出 $Z_P=2.8$ 。

(6) 计算中心距 a ：

$$a \geq \sqrt[3]{K_A \cdot T_2 \cdot \left(\frac{Z_E \cdot Z_P}{[\sigma_H]} \right)^2} \quad (3-16)$$

由计算出的数据与已知参数带入得出，中心距 $a \geq 75.15\text{mm}$ 。

(7) 确定蜗轮蜗杆各参数：

蜗杆分度圆直径 d_1 ：

$$d_1 \approx 0.68a^{0.875} \quad (3-17)$$

由计算出的数据与已知参数带入得出，蜗杆分度圆直径 $d_1=29.78\text{mm}$ 。

模数 m :

$$m = \frac{2a - d_1}{z_2} \quad (3-18)$$

由计算出的数据与已知参数带入得出，模数 $m=4.02\text{mm}$ ，通过查表（12-1）^[13]取模数 $m=4$ 。

蜗杆直径系数 q :

通过查表（12-1）^[13]取蜗杆直径系数 $q=10$ 。

蜗杆分度圆直径 d_1 :

通过查表（12-1）^[13]取 $d_1=40\text{mm}$ 。

蜗轮分度圆直径 d_2 :

$$d_2 = m \cdot Z_2 \quad (3-19)$$

由计算出的数据与已知参数带入得出，蜗轮分度圆直径 $d_2=120\text{mm}$ 。

蜗杆齿顶圆直径 d_{a1} :

$$d_{a1} = m \cdot (q + 2) \quad (3-20)$$

由计算出的数据与已知参数带入得出，蜗杆齿顶圆直径 $d_{a1}=48\text{mm}$ 。

蜗杆齿根圆直径 d_{f1} :

$$d_{f1} = d_{a1} - (4.5 \cdot m) \quad (3-21)$$

由计算出的数据与已知参数带入得出，蜗杆齿根圆直径 $d_{f1}=30\text{mm}$ 。

蜗轮齿顶圆直径 d_{a2} :

$$d_{a2} = m \cdot (z_2 + 2) \quad (3-22)$$

由计算出的数据与已知参数带入得出，蜗轮齿顶圆直径 $d_{a2}=128\text{mm}$ 。

蜗轮齿根圆直径 d_{f2} :

$$d_{f2} = m \cdot (z_2 - 2.4) \quad (3-23)$$

由计算出的数据与已知参数带入得出，蜗轮齿根圆直径 $d_{f2}=110.4\text{mm}$ 。

蜗轮咽喉母圆半径 r_{g2} :

$$r_{g2} = a - \frac{1}{2} \cdot d_{a2} \quad (3-24)$$

由计算出的数据与已知参数带入得出，蜗轮咽喉母圆半径 $r_{g2}=16\text{mm}$ 。

中心距 a :

$$a = 0.5(d_1 + d_2) = 0.5m(q + Z_2) \quad (3-25)$$

由计算出的数据与已知参数带入得出，中心距 $a=80\text{mm} > 70.73\text{mm}$ 。

导程角 γ :

$$\gamma = \arctan \frac{Z_1}{q} \quad (3-26)$$

由计算出的数据与已知参数带入得出，导程角 $\gamma=5.7106^\circ$

(8) 校核弯曲强度:

蜗轮齿形系数 Y_{Fa2} :

当量齿数 Z_v :

$$Z_v = \frac{Z_2}{\cos^3 \gamma} \quad (3-27)$$

由计算出的数据与已知参数带入得出，当量齿数 $Z_v=30$ 。

由当量齿数 $Z_v=30$ ，通过查表（11-8）^[13]取蜗轮齿形系数 $Y_{Fa2}=2.6$ 。

蜗轮齿根弯曲应力 σ_F :

$$\sigma_F = \frac{1.53 K_A T_2}{d_1 d_2 m \cos \gamma} \cdot Y_{Fa2} \quad (3-28)$$

由计算出的数据与已知参数带入得出，蜗轮齿根弯曲应力 $\sigma_F=20.04\text{MPa} < 50\text{MPa}$ ，证明弯曲强度足够。

蜗轮蜗杆设计参数表如下表 3-2所示。

表 3-2 蜗轮蜗杆参数表

参数名称	蜗杆参数	蜗轮参数
传动比 i	30	30
中心距 a	80mm	80mm
模数 m	4	4
头数 Z_1 /齿数 Z_2	1 头	30 个
分度圆直径 d_1/d_2	40mm	120mm
齿顶圆直径 d_{a1}/d_{a2}	48mm	128mm
齿根圆直径 d_{f1}/d_{f2}	30mm	110.4mm
导程角 γ	5.7106°	5.7106°
咽喉母圆半径 r_{g2}	—	16mm

（9）热平衡计算

滑动速度 v_s :

$$v_s = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60000 \cdot \cos \gamma} \quad (3-29)$$

由计算出的数据与已知参数带入得出，滑动速度 $v_s=6.32\text{m/s}$ 。

当量摩擦角 ϕ_v :

通过查表（12-7）^[13]，利用插值法进行计算的出，当量摩擦角 $\phi_v=1^\circ 1'$ 。

啮合效率 η_1 :

$$\eta_1 = \frac{\tan \gamma}{\tan(\gamma + \phi_v)} \quad (3-30)$$

由计算出的数据与已知参数带入得出，啮合效率 $\eta_1=0.8478$ 。

搅油损耗效率 η_2 :

搅油损耗效率 η_2 对应的传动效率 η_2 : $\eta_2=0.95-0.99$ 。本次设计取值搅油损耗效率

$\eta_2=0.96$ 。

轴承摩擦损耗效率 η_3 ：

在轴承传动效率中，滚动轴承效率：0.98-0.99^[18]，滑动轴承效率：0.97-0.98^[18]，本次蜗轮蜗杆传动所使用的轴承为滚动轴承，故取值轴承摩擦损耗效率 $\eta_3=0.99$ 。

总效率 η ：

$$\eta=\eta_1\cdot\eta_2\cdot\eta_3 \quad (3-31)$$

由计算出的数据与已知参数带入得出，总效率 $\eta=0.81$ 。

所需散热面积A：

$$A=\frac{1000P\cdot(1-\eta)}{K_s\cdot(t_1-t_0)} \quad (3-32)$$

式中： K_s —为箱体的表面传热系数，无循环空气流动时 $K_s=8.15-10.5W/(m^2\cdot^\circ C)$ ^[16]，通风良好时 $K_s=14-17.45W/(m^2\cdot^\circ C)$ ^[16]，本次设计中蜗轮蜗杆传动在 AGV 小车内部运动，AGV 小车在工作时，有着一定的空气流动，故取 $K_s=12W/(m^2\cdot^\circ C)$ 。

t_0 —为空气温度，由于本次设计的 AGV 小车的使用背景为物流仓库，平时的空气温度比较高，故取 $t_0=30^\circ$ 。

t_1 —为达到热平衡时的工作油温，一般限制为 $60-70^\circ$ ，本次设计取 70° 。

由计算出的数据与已知参数带入得出，所需散热面积 $A=0.475m^2$ 。

通过对设计出的蜗轮蜗杆减速器模型进行质量分析，得出分析结果得出蜗轮蜗杆的表面积为 $564952.364mm^2$ ，通过单位换算的出蜗轮蜗杆表面积 $A_1=0.565m^2$ ，大于上述计算出的蜗轮蜗杆减速器所需的散热面积 $A=0.475m^2$ ，故所设计出的蜗轮蜗杆减速器满足传动的散热要求。蜗轮蜗杆减减速器质量分析结果图如下图 3-3所示。



图 3-3 蜗轮蜗杆减速器质量分析结果图

（10）蜗杆轴结构设计

通过上述蜗轮蜗杆的设计，通过计算出的尺寸对蜗杆进行设计，由于蜗杆的直径比较小，故设计为一体的蜗杆轴传动。蜗杆轴结构图如下图 3-4所示。

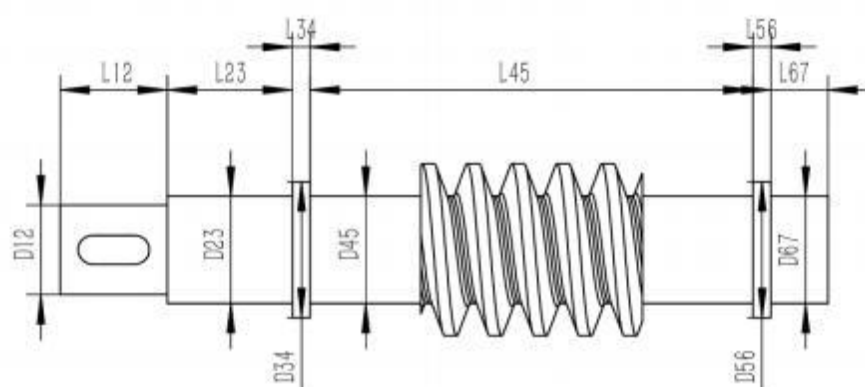


图 3-4 蜗杆轴结构图

轴段直径：

D12：蜗杆轴通过联轴器与电机连接，通过联轴器将动力传递到蜗杆轴上，通过选用的联轴器型号尺寸和电机输出轴的尺寸确定出D12 轴段的直径 $\phi=24\text{mm}$ 。

D23：D23 轴段为轴承安装轴段，且为非定位轴肩段没有定位作用，根据设计经验得出 D23 轴段的直径 $\phi=30\text{mm}$ 。

D34：D34 轴段为定位轴段，D23 轴段安装的轴承进行定位使用，根据设计经验定位轴段直径比前一段轴段直径大 4-10mm，同时考虑轴承内圈厚度得出 D34 轴段的直径 $\phi=38\text{mm}$ 。

D45：通过上述的计算得出蜗杆的齿根圆直径为 30mm，故 D45 轴段的直径 $\phi=30\text{mm}$ 。

D56：与 D34 轴段作用相同，故 D56 轴段的直径 $\phi=38\text{mm}$ 。

D67：D67 与 D23 轴段都是轴承安装轴段，故 D67 轴段的直径为 $\phi=30\text{mm}$ 。

轴段长度：

L12：根据所选择的联轴器长度确定 $L12=30\text{mm}$ 。

L23：通过计算选用的轴承厚度，同时 L23 轴段为伸出轴段，故确定 $L23=35\text{mm}$ 。

L34：L34 轴段为定位轴肩故 $L34=5\text{mm}$ 。

L45：L45 为蜗杆轴段，同时需要考虑与蜗轮传动时不会干涉，故 $L45=124\text{mm}$ 。

L56：L56 轴段为定位轴肩故 $L56=5\text{mm}$ 。

L67：L67 轴段为轴承安装轴段根据轴承的厚度得出 $L67=16\text{mm}$ 。

蜗杆轴各轴段参数表如下表 3-3所示。

表 3-3 蜗杆轴尺寸参数表

轴段	12 轴段	23 轴段	34 轴段	45 轴段	56 轴段	67 轴段
直径/mm	24mm	30mm	38mm	30mm	38mm	30mm
长度/mm	30mm	35mm	5mm	124mm	5mm	16mm

（11）蜗轮轴结构设计

蜗轮蜗杆传动，蜗杆与蜗轮啮合把动力传递到蜗轮上，蜗轮通过蜗轮轴与车轮进行连接，通过蜗轮轴驱动驱动轮完成整个驱动结构的驱动力传动。蜗轮轴结构图如下图 3-5所示。

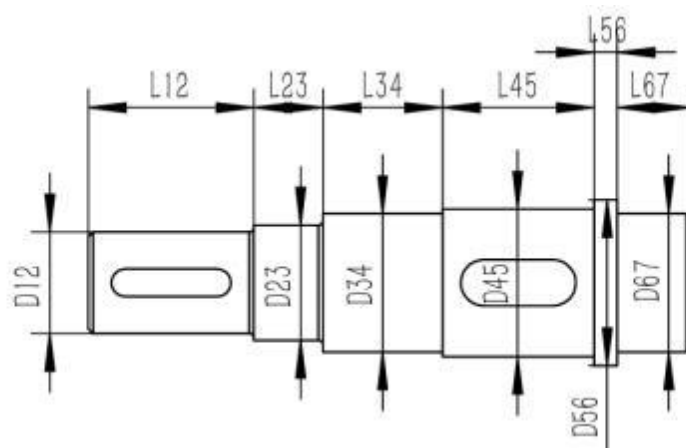


图 3-5 蜗轮轴结构图

轴段直径：

D12：D12 轴段蜗轮轴与车轮连接，根据所选用的车轮连接孔径得出D12 轴段的直径 $\phi=22\text{mm}$ 。

D23：D23 轴段为伸出轴段，通过计算蜗轮蜗杆减速器前端盖中心孔尺寸得出 D23 轴段的直径 $\phi=25\text{mm}$ 。

D34：D34 轴段为轴承安装轴段，通过所选用的轴承型号，得出 D34 轴段的直径 $\phi=30\text{mm}$ 。

D45：D45 轴段为蜗轮的安装轴段，而且不是定位轴肩，故 D45 轴段的直径 $\phi=32\text{mm}$ 。

D56：D56 轴段为定位轴段，为蜗轮安装与轴承安装作为定位使用，故 D56 轴段的直径 $\phi=36\text{mm}$ 。

D67：D67 与 D34 轴段都是轴承安装轴段，故 D67 轴段的直径为 $\phi=30\text{mm}$ 。

轴段长度：

L12：根据所选择的车轮连接联轴器长度确定 $L12=36\text{mm}$ 。

L23：通过计算蜗轮蜗杆减速器前端盖厚度，同时 L23 轴段为伸出轴段，考虑车轮的安装位置，故确定 $L23=15\text{mm}$ 。

L34：L34 轴段为轴承安装轴段，通过计算所选用的轴承的厚度与挡油挡圈的厚度，得出 $L34=26\text{mm}$ 。

L45：L45 为蜗轮安装轴段，故 $L45=33\text{mm}$ 。

L56：L56 轴段为定位轴肩故 $L56=5\text{mm}$ 。

L67：L67 轴段为轴承安装轴段根据轴承的厚度得出 $L67=16\text{mm}$ 。

蜗轮轴各轴段参数表如下表 3-4所示。

表 3-4 蜗轮轴尺寸参数表

轴段	12 轴段	23 轴段	34 轴段	45 轴段	56 轴段	67 轴段
直径/mm	22mm	25mm	30mm	32mm	36mm	30mm
长度/mm	36mm	15mm	26mm	33mm	5mm	16mm

3.3 联轴器选型

（1）联轴器的类型

在机械设计中，联轴器是连接两轴以传递运动和扭矩的关键部件，在本次设计中驱动电机与蜗轮蜗杆减速器的连接中就需要使用联轴器进行连接。联轴器从补偿两轴位移能力上进行分类可以分为刚性联轴器^[17]和挠性联轴器^[17]，其中刚性联轴器不具备补偿两轴相对位移的能力，挠性联轴器可以补偿两轴的相对位移，且分为无弹性元件和有弹性元件两种。

①刚性联轴器：

刚性联轴器使用最多的类型有两种分别，是凸缘联轴器和套筒联轴器。

凸缘联轴器：

由于其的成本较低、可靠性能高、无需润滑、传递扭矩大等等优点其使用的场合也比较广泛，但是由于不具备补偿两轴位移能力所以对安装精度要求极高，容易因为安装误差而导致附加载荷，故不适合本次设计使用。

套筒联轴器：

其的优点为径向尺寸小，制造成本低，让其的结构紧凑，但是与也仅用于短轴连接，而且拆卸困难，所能承受的载荷比小，故不适合本次设计使用。

②挠性联轴器：

市场上常使用的挠性联轴器又可以分为两种，一种是无弹性元件的挠性联轴器，另一种是有弹性元件的挠性联轴器，其中无弹性元件的挠性联轴器常用型号的有齿式联轴器和十字滑块联轴器，而有弹性元件的挠性联轴器常的型号有膜片联轴器、梅花联轴器和弹性套柱销联轴器。

无弹性元件的挠性联轴器：

齿式联轴器：

其的承载能力较高、传动效率高、使用寿命长的优点，让其在一些重载、低速的工业设备中使用的极其广泛，但是其是利用内外齿轮啮合传递动力，故需要定期的润滑而且加工成本比较高，对安装的精度比较敏感，故不适合本次设计使用。

十字滑块联轴器：

其的允许较大径向偏差（最大 0.04 倍轴径）让其对一些重载且对中误差比较大的场合比较适用，但是不适合高转速场合，在高速时离心力大容易发生磨损，而本次设计中驱动电机的额定转速为 3000rpm，转速比较高，故不适合本次设计使用。

有弹性元件的挠性联轴器：

膜片联轴器：

其的优点在于，耐高温、不需经常维护、抗腐蚀、精度高，所以膜片联轴器在一些高精度设备或者环境比较恶劣的环境使用比例比较高，就是价格比较高，过载能力比较弱，相对于其他联轴器更加适合本次设计使用。

梅花联轴器：

其通过将弹性元件（聚氨酯、橡胶）嵌入凸爪中，拥有较强的补偿位移的能力，缓冲性能良好，径向尺寸小，但是其弹性元件如橡胶易发生磨损而且不耐高温，蜗轮蜗杆减速器在工作时温度比较高，可能会使梅花联轴器工作失效，故不适合本次设计使用。

弹性柱销联轴器：

弹性柱销联轴器是在柱销外包橡胶套，具有一定的缓冲减震功能，允许一定的轴向位移，成本低。但是其缺点与梅花联轴器相似，都是使用的橡胶为弹性元件，在高温条件下工作会使联轴器工作失效，故不适合本次设计使用。

总结：

对大多数比较常用的联轴器进行分析对比，虽然刚性联轴器的两款联轴器的成本都比较低，而且结构简单紧凑对使用场景比较适应，但是不具备位移补偿能力对于安装误差要求极高，都不适合本次设计的使用。挠性联轴器中无弹性元件的挠性联轴器缺点与刚性联轴器相似，对安装的精度要求高或者不适合在高转速的情况下工作，这些都是不符合本次设计的工作要求，故也都无法满足本次设计使用。而有弹性元件的挠性联轴器中梅花联轴器和弹性柱销联轴器虽然成本比较低工作性能也能满足本次设计的要求，但是所使用的弹性元件无法在高温的条件下工作故都不能使用在本次设计中，其膜片联轴器虽然价格比较贵，但是可以在比较恶劣的条件下工作，其工作性能也能够符合本次设计，故本次设计使用膜片联轴器进行设计使用。

（2）联轴器的选择

在上述对联轴器的分析比较后，确定使用膜片联轴器进行本次设计的使用，通过上述驱动电机的选型，已知 110BL 系列高压直流无刷电机的输出轴的直径为 19mm，而与电机连接的蜗杆轴的连接轴段的直径为 24mm，由此数据对膜片联轴器进行一个尺寸选型。通过下图 3-6 查询得出型号为 LZQ-56*63 和 LZQ-68*74 的两款膜片联轴器可以同时满足 $\Phi d1$ 和 $\Phi d2$ 孔径为 19mm 和 24mm，本次设计选择 LZQ-68*74 型号的膜片联轴器，其的额定扭矩比 LZQ-56*63 型号的膜片联轴器更大，更加适合本次设计需求。故本次设计所使用的联轴器为 LZQ-68*74 型膜片联轴器。其 LZQ-68*74 型膜片联轴器参数表如下表 3-5 所示。

表 3-5 LZQ-68*74 型膜片联轴器参数表

$\Phi d1$ 孔径	$\Phi d2$ 孔径	额定扭矩	最大扭矩	最高转速
19mm	24mm	55N.m	110N.m	10000rpm

双膜片联轴器：

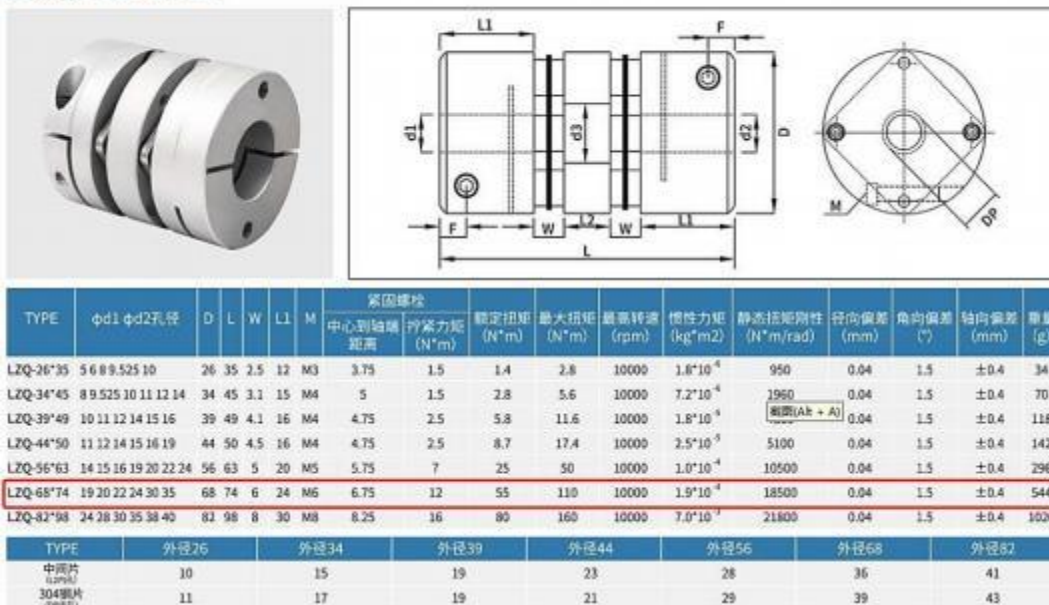


图 3-6 膜片联轴器参数表

3.4 蓄电池的计算选型

(1) 蓄电池的计算

在 AGV 小车中使用了4个驱动电机，分别是驱动结构中2个 1200w 的 110BL 系列高压直流无刷电机驱动电机和顶升旋转结构中 400w 的 60BL 系列直流无刷电机顶升电机和 150w 的 60BL 系列高压直流无刷电机旋转电机。

计算总功率 P:

$$P=1200 \times 2 + 400 + 150 = 2950W \quad (3-33)$$

通过上述的计算得出总功率 $P=2950W$ ，但是在实际的工作中每个电机不会一直满功率工作，而且在 AGV 内部也有其他电气元件消耗电能，由此还需要带入占空比与估算其他耗电设备进行计算。两个 1200w 的驱动电机，在正常运行中的占空比大约在 30%-50%，本次取 40%进行计算，而顶升电机和旋转电机的使用工作时间都比较短，只有在搬运货物时才会使用，因此其的占空比在 30%左右，而其他耗电设备如传感器，控制系统等，其的消耗通常占总功率的 15%。

实际总功率 P1:

$$P1=1200 \times 2 \times 40\% + 550 \times 30\% \times 1.15 \approx 1150w \quad (3-34)$$

通过把占空比与其他耗电设备耗电量带入计算，得出 AGV 小车在实际工作中的实际总功率 $P1=1150w$ 。

能量计算 E:

$$E=1150w \times 6h = 0.69kwh \quad (3-35)$$

AGV 小车的额定工况工作时间为 4-6 小时，将工作时间6 小时带入计算，得出所需要的总能量为 0.69kwh。

AGV 小车常用电压为 24V 和 48V，两者对比本次设计选择 48V 蓄电池，48V 系统

可以降低电流，减少损坏，相比于 24V 使用效率更高。

电池容量 C:

$$C = \frac{6900\text{wh}}{48\text{V}} = 143.75\text{Ah} \quad (3-36)$$

由计算出的数据与已知参数带入得出，电池容量 $C=143.75\text{Ah}$

(2) 蓄电池的选型

AGV 电池主要分为两种，分别为三元铁锂电池和磷酸铁锂电池，两者的工作场合也不尽相同。

三元铁锂电池:

三元铁锂电池的工作环境适合在常温和低温条件工作，在高温工作时容易失控，而且循环寿命比较低在 800-1200 次左右，但是在低温条件中可以正常使用 -30° 的温度下依然可以工作。

磷酸铁锂电池:

磷酸铁锂电池比较适合在高温条件下使用，热稳定性相对于三元铁锂电池稳定，而且循环寿命比较高，能达到 2000 次以上，但是在低温性能就没有三元铁锂电池的性能好，在 -20° 的温度下就需要辅热装置辅助工作。

总结: 对与 AGV 小车来说，所使用的场景与物流仓库中，本身的环境温度比较高，能达到 $30-40^{\circ}$ ，在 AGV 小车的内部还有两个蜗轮蜗杆减速器的散热，故电池的工作环境温度比较高，而且 AGV 为自动充电工作制，对电池的循环寿命要求也比较高，通过上述的分析对比，本次设计所选择的蓄电池为磷酸铁锂电池。

通过计算与对比分析，本次所使用的电池为磷酸铁锂电池、电压为 48V、电池容量为 143.75Ah 或更大，由此对蓄电池进行选型。选择宁德磷酸铁锂电池型号为 48V150AH，其外观如下图 3-7所示。

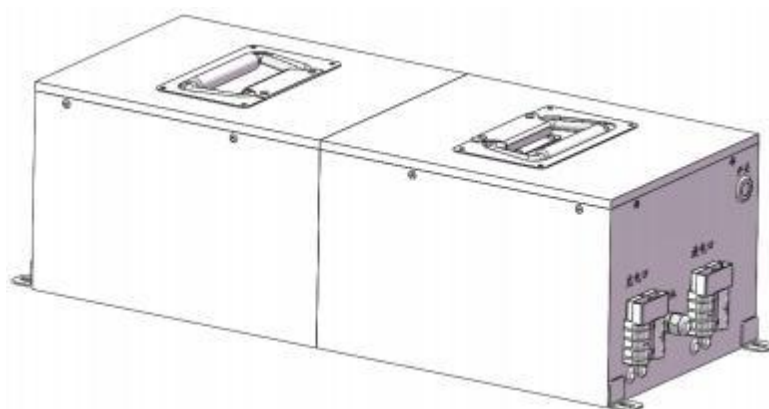


图 3-7 48V150AH 磷酸铁锂电池

其 48V150AH 型磷酸铁锂电池参数表如下表 3-6所示。其的电压为 48V 电池容量为 150Ah，满足了上述计算得出的电池容量 $C=143.75\text{Ah}$ ，故满足 AGV 小车的正常工作运行。

表 3-6 48V150AH 磷酸铁锂电池参数表

标准电压	电池容量	充电电压	截止放电电压	工作温度
48V	48V150AH	58.4V	42V	-20℃~60℃

3.5 关键零部件的校核

3.5.1 轴的校核

蜗轮轴校核：

（1）蜗轮上的作用力

蜗杆轴的转速 n_1 ：

$$n_1 = n_m \quad (3-37)$$

式中：— n_m 为驱动电机的转速，故 $n_m=3000\text{rpm}$ 。

蜗轮轴的转速 n_2 ：

$$n_2 = \frac{n_1}{i} \quad (3-38)$$

式中：— i 为蜗轮蜗杆的传动比，故 $i=30$ 。

由计算出的数据与已知参数带入得出，蜗轮轴的转速 $n_2=100\text{rpm}$ 。

蜗杆轴的输入功率 P_1 ：

$$P_1 = P_m \times \eta_{\text{联轴器}} \quad (3-39)$$

式中：— P_m 为驱动电机的功率，故 $P_m=1.2\text{kW}$ 。

— $\eta_{\text{联轴器}}$ 为电机与蜗杆轴连接的膜片联轴器的效率，故 $\eta_{\text{联轴器}}=0.99$ 。

由计算出的数据与已知参数带入得出，蜗杆轴的输入功率 $p_1=1.188\text{kW}$ 。

蜗轮轴的输入功率 P_2 ：

$$P_2 = P_1 \times \eta_{\text{轴承}} \times \eta_{\text{蜗轮蜗杆}} \quad (3-40)$$

式中：— $\eta_{\text{轴承}}$ 为所使用的角接触球轴承的效率，故 $\eta_{\text{轴承}}=0.99$ 。

— $\eta_{\text{蜗轮蜗杆}}$ 为蜗轮蜗杆传动的效率，由于本次设计所使用的是单头螺杆，故 $\eta_{\text{蜗轮蜗杆}}=0.7$ 。

由计算出的数据与已知参数带入得出，蜗轮轴的输入功率 $P_2=0.823\text{kW}$ 。

蜗杆轴的输入转矩 T_1 ：

$$T_1 = 9550 \times \frac{P_1}{n_1} \quad (3-41)$$

由计算出的数据与已知参数带入得出，蜗杆轴的输入转矩 $T_1=3.78\text{N.m}$ 。

蜗轮轴的输入转矩 T_2 ：

$$T_2 = 9550 \times \frac{P_2}{100} \quad (3-42)$$

由计算出的数据与已知参数带入得出，蜗轮轴的输入转矩 $T_2=78.60\text{N.m}$ 。

圆周力 F_t ：

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1} \quad (3-43)$$

式中：— d_1 为蜗杆的分度圆直径，故 $d_1=40\text{mm}$ 。

由计算出的数据与已知参数带入得出，圆周力 $F_t=189\text{N}$ 。

轴向力 F_a ：

$$F_a = \frac{2T_2}{d_2} \quad (3-44)$$

式中：— d_2 为蜗轮的分度圆直径，故 $d_2=120\text{mm}$ 。

由计算出的数据与已知参数带入得出，轴向力 $F_a=1310\text{N}$ 。

径向力 F_r ：

$$F_r = F_a \times \tan a_n \quad (3-45)$$

式中：— $a_n=20^\circ$

由计算出的数据与已知参数带入得出，径向力 $F_r=476.8\text{N}$ 。

蜗轮上的轴向力、圆周力和径向力分别与蜗杆上的圆周力、轴向力和径向力大小相等，方向相反^[13]，即蜗轮上的作用力为：

圆周力 F_{t1} ：

$$F_{t1} = F_a = 1310\text{N} \quad (3-46)$$

轴向力 F_{a1} ：

$$F_{a1} = F_t = 189\text{N} \quad (3-47)$$

径向力 F_{r1} ：

$$F_{r1} = F_r = 476.8\text{N} \quad (3-48)$$

（2）计算支承反力

通过查询所使用的角接触轴承型号为 7206C 使用手册^[18]，得出压力角中心 $a=21.3\text{mm}$ 。

第一段轴中点到轴承压力中心距离 l_1 ：

$$l_1 = \frac{L_{12}}{2} + L_{23} + a \quad (3-49)$$

由计算出的数据与已知参数带入得出，第一段轴中点到轴承压力中心距离 $l_1=54.3\text{mm}$ 。

轴承压力中心到蜗轮支点距离 l_2 ：

$$l_2 = \frac{B}{2} + L_{34} - a \quad (3-50)$$

式中：B—为蜗轮的宽度，故 $B=33.6\text{mm}$ 。

由计算出的数据与已知参数带入得出，轴承压力中心到蜗轮支点距离 $l_2=21.5\text{mm}$ 。

蜗轮支点到轴承压力中心距离 l_3 ：

$$l_3 = L_{56} + L_{67} - l + \frac{B}{2} - a \quad (3-51)$$

由计算出的数据与已知参数带入得出，蜗轮支点到轴承压力中心距离 $l_3=16.5\text{mm}$ 。

垂直面支承反力：

$$F_{NV1} = \frac{F_{r1}l_3 + F_{a1} \frac{d_2}{2}}{l_2 + l_3} \quad (3-52)$$

式中：— d_2 为蜗轮的分度圆直径，故 $d_2=120\text{mm}$ 。

由计算出的数据与已知参数带入得出， $F_{NV1}=505.5\text{N}$ 。

$$F_{NV2} = \frac{F_{r1}l_2 - F_{a1} \frac{d_2}{2}}{l_2 + l_3} \quad (3-53)$$

由计算出的数据与已知参数带入得出， $F_{NV2}=-28.7\text{N}$ 。

水平面支承反力：

$$F_{NH1} = \frac{F_{t1}l_3}{l_2 + l_3} \quad (3-54)$$

由计算出的数据与已知参数带入得出， $F_{NH1}=568.8\text{N}$ 。

$$F_{NH2} = \frac{F_{t1}l_2}{l_2 + l_3} \quad (3-55)$$

由计算出的数据与已知参数带入得出， $F_{NH2}=741.2\text{N}$ 。

（3）计算轴的弯矩，做弯矩图

截面 C 处的水平弯矩：

$$M_{CH1} = F_{NH1} l_2 \quad (3-56)$$

由计算出的数据与已知参数带入得出， $M_{CH1}=12229.2\text{N}\cdot\text{mm}$ 。

截面 C 处的垂直弯矩：

$$M_{CV1} = F_{NV1} l_2 \quad (3-57)$$

由计算出的数据与已知参数带入得出， $M_{CV1}=10868.3\text{N}\cdot\text{mm}$ 。

$$M_{CV2} = M_{CV1} - \frac{F_{a1}d}{2} \quad (3-58)$$

由计算出的数据与已知参数带入得出， $M_{CV2}=-471.7\text{N}\cdot\text{mm}$ 。

分别作水平面的弯矩图（b）和垂直面弯矩图（c）。

截面 C 处的合成弯矩：

$$M_{C1} = \sqrt{M_{CH1}^2 + M_{CV1}^2} \quad (3-59)$$

由计算出的数据与已知参数带入得出， $M_{C1}=16360.7\text{N}\cdot\text{mm}$ 。

$$M_{C2} = \sqrt{M_{CH1}^2 + M_{CV2}^2} \quad (3-60)$$

由计算出的数据与已知参数带入得出， $M_{C2}=12238.3\text{N}\cdot\text{mm}$ 。作合成弯矩图（d）。

转矩 T_2 ：

通过上述计算出的蜗轮轴的转矩 $T_2=78600\text{N}\cdot\text{mm}$ 。作转矩图（e）。

蜗轮轴受力分析图如下图 3-8 蜗轮轴受力分析图所示。

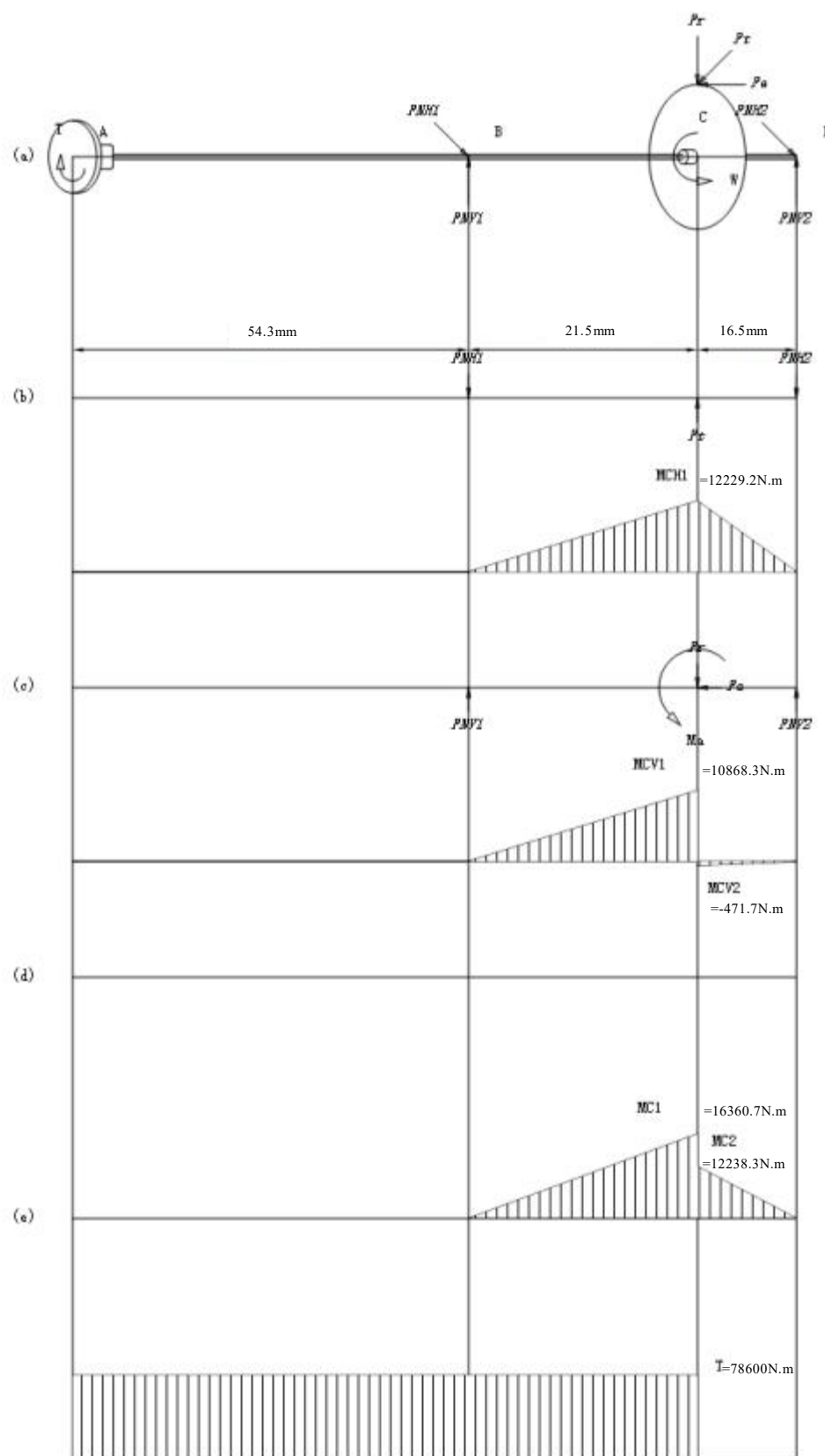


图 3-8 涡轮轴受力分析图

按弯矩合成应力校核轴的强度：

通常只校核轴上承受最大弯矩和扭转的截面（即危险截面 C 左侧）的强度。必要时也对其他危险截面（扭矩较大且轴径较小的截面）进行强度校核。取 $\alpha=0.6$ ，则有

抗弯截面系数W：

$$W=\pi\frac{d^3}{32} \quad (3-61)$$

式中：—d 为截面 C 段轴径直径，故 $d=30\text{mm}$ 。

由计算出的数据与已知参数带入得出，抗弯截面系数 $W=2650.7\text{mm}^3$ 。

抗扭截面系数 W_T ：

$$W_T=\pi\frac{d^3}{16} \quad (3-62)$$

由计算出的数据与已知参数带入得出，抗扭截面系数 $W_T=5301.4\text{mm}^3$ 。

当量应力 σ_{ca} ：

$$\sigma_{ca}=\frac{M_{ca}}{W}=\frac{\sqrt{M_c^2+(\alpha T_2)^2}}{W} \quad (3-63)$$

由计算出的数据与已知参数带入得出，当量应力 $\sigma_{ca}=18.83\text{Mpa}<[\sigma]=60\text{Mpa}$ 。故设计的轴有足够的强度，并有一定的裕度，满足需求。

本设计中其他轴校核方法与上相同，同理校核合格。

3.5.2 轴承的选择及校核

(1) 轴承的选择

在蜗轮蜗杆减速器中，在蜗轮蜗杆啮合传动时，会同时产生较大的轴向和径向载荷，因此所使用的轴承必须可以同时承载两个方向的载荷，故本次设计所采用的轴承为角接触球轴承，其能同时承受径向、轴向联合载荷，公称接触角越大，轴向承载能力也越大。

通过上述的计算，本次设计所选择的轴承的型号为 7206AC，其轴承参数表^[18]如下表 3-7所示。

表 3-7 7206AC 轴承参数表

轴承代号	内径 d	外径 D	厚度 B	额定动载荷 C_r	额定静载荷 C_{0r}
7206AC	30mm	62mm	16mm	22.0KN	14.2KN

轴承采用正装，要求寿命为 $L_h=48000\text{h}$ 。其安装示意图如下图 3-9所示。

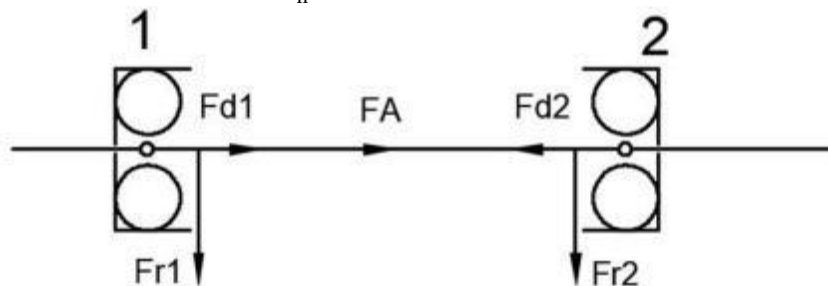


图 3-9 轴承安装示意图

当 $F_a/F_r \leq 0.68$ 时 $P_r = F_r$ 、当 $F_a/F_r > 0.68$ 时 $P_r = 0.41F_r + 0.87F_a$ 。

由前面对涡轮轴校核时，已知轴的水平面和垂直面的支反力，则可以计算得到合成支反力：

$$F_{N1} = \sqrt{F_{NH1}^2 + F_{NV1}^2} \quad (3-64)$$

由计算出的数据与已知参数带入得出， $F_{N1} = 761.0N$ 。

$$F_{N2} = \sqrt{F_{NH2}^2 + F_{NV2}^2} \quad (3-65)$$

由计算出的数据与已知参数带入得出， $F_{N2} = 741.8N$ 。

$$F_{d1} = 0.68F_{N1} \quad (3-66)$$

由计算出的数据与已知参数带入得出， $F_{d1} = 517.5N$ 。

$$F_{d2} = 0.68F_{N1} \quad (3-67)$$

由计算出的数据与已知参数带入得出， $F_{d2} = 504.4N$ 。

由前面计算得出轴向力 $F_{a1} = 189N$ 。

由 $F_{a1} + F_{d2} = 189 + 504.4 = 693.4 > F_{d1} = 517.5N$ 。由计算得出，轴承 1 被“压紧”，轴承 2 被“放松”。

$$F_{ae} = F_{a1} + F_{d2} \quad (3-68)$$

由计算出的数据与已知参数带入得出， $F_{ae} = 693.4N$ 。

$$F_{a2} = F_{d2} \quad (3-69)$$

由计算出的数据与已知参数带入得出， $F_{a2} = 504.4N$ 。

$$\frac{F_{ae}}{F_{N1}} = \frac{693.4}{761.0} = 0.91 > 0.68 \quad (3-70)$$

$$\frac{F_{a2}}{F_{N2}} = \frac{504.4}{741.8} = 0.68 \leq 0.68 \quad (3-71)$$

根据上述计算结果，进行查表（16-11）^[13]，得出 $X_1 = 0.41$ ， $Y_1 = 0.87$ ， $X_2 = 1$ ， $Y_2 = 0$ ，故当量动载荷为：

$$P_1 = X_1 \cdot F_{N1} + Y_1 \cdot F_{ae} \quad (3-72)$$

由计算出的数据与已知参数带入得出， $P_1 = 915.3N$ 。

$$P_2 = X_2 \cdot F_{N2} + Y_2 \cdot F_{a2} \quad (3-73)$$

由计算出的数据与已知参数带入得出， $P_2 = 741.8N$ 。

因轴的结构要求两端选择相同的尺寸的轴承，现 $P_1 > P_2$ ，故应以轴承 1 的径向当量动载荷 P_1 为计算依据。因为 AGV 小车在运行过程中都是一个比较平稳的状态，而且 AGV 小车在工作中也不允许有比较大的冲击存在，故通过查表 16-9 取 $f_p = 1.2$ 。轴承的工作温度都小于 100° 温度，故通过查表 16-8 取 $f_t = 1$ 。所以

$$C_{r1} = \frac{f_p P_1}{f_t} \left(\frac{60n}{10^6} L_h \right)^{1/3} \quad (3-74)$$

由计算出的数据与已知参数带入得出， $C_{r1} = 7253N < C_r = 22000N$ ，因为 $C_{r1} < C_r$ ，故所

选择的 7206AC 轴承适合本次设计的使用。

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \times \left(\frac{f_t C_r}{f_p P_r} \right)^3 \quad (3-75)$$

由计算出的数据与已知参数带入得出, $L_h=1339318h>48000h$, 故所选择的 7206AC 轴承使用寿命也满足要求。

3.5.3 键连接的强度校核

在设计中, 所有的键连接都使用的是平键连接, 因为蜗轮蜗杆的设计中, 蜗杆与轴设计成一体轴, 不采用键连接, 故本次校核蜗轮轴与蜗轮处的平键, 因为其的轴径较小, 而且载荷较大, 故优先校核此键。

通过蜗轮蜗杆的设计计算中, 已知蜗轮的转矩 $T_2=80220N \cdot mm = 80.22N.m$, 且通过连接轴段的直径 $d=32mm$ 通过查国标(GB/T1095-2003)^[17]得出, A 型键的尺寸为: $b \times h \times L=10 \times 8 \times 25$ 。

键工作长度 l_1 :

$$l_1=L-b \quad (3-76)$$

由计算出的数据与已知参数带入得出, 键工作长度 $l_1=15mm$ 。

键与蜗轮接触高度 k :

$$k=0.5h \quad (3-77)$$

由计算出的数据与已知参数带入得出, 键与蜗轮接触高度 $k=4mm$ 。

挤压强度校核 σ_p :

$$\sigma_p = \frac{2T \times 10^3}{kl_1 d} \quad (3-78)$$

由计算出的数据与已知参数带入得出, $\sigma_p=83.56Mpa$, 通过上述的设计已知蜗轮的材料为锡青铜 ZGuSn10P1, 其的许用挤压应力 $[\sigma_p]=110Mpa$, 故 $\sigma_p < [\sigma_p]$, 该键连接强度满足要求。

本设计中其他平键校核方法与上相同, 同理校核合格。

4 AGV 顶升旋转结构设计

4.1 滚珠丝杆的计算选型

通过上述的方案选择, 平板式 AGV 小车的顶升旋转结构采用: 丝杠顶升+回转轴承方案, 其顶升机构通过电机带动内齿型回转支承, 回转支承内圈齿轮进行旋转运动, 带动三根滚珠丝杆头部齿轮, 从而带动三根丝杆的同步运动, 实现平板式 AGV 小车顶升平台的上升或下降。

(1) 丝杆载荷计算:

单根丝杆静载荷 F_s :

$$F_s = \frac{M \times g}{3} \quad (4-1)$$

式中： M —为顶升平台的负载与平台自重，考虑到小车的额定负载是 500kg ，其他零部件的重量，故设在计算中顶升平台总质量 $M=600\text{kg}$ 。

由计算出的数据与已知参数带入得出，单根丝杆静载荷 $F_s=1960\text{N}$ 。

垂直方向动载荷 F_v ：

$$F_v = F_s \times \left(1 + \frac{a}{g}\right) \quad (4-2)$$

式中： a —为顶升机构运动时的加速度，考虑到负载重量较大，而且顶升行程较短，故在本次设计中取 $a=0.1\text{m/s}^2$ 。

由计算出的数据与已知参数带入得出，垂直方向动载荷 $F_v=1980\text{N}$ 。

惯性力动载荷 F_i ：

$$F_i = M \cdot a \quad (4-3)$$

平板式 AGV 小车在顶起货物后会进行运动将货物运输至目的地，这时丝杆还需要承受水平方向的惯性力，将平板式 AGV 小车的运动加速度 $a=0.3\text{m/s}^2$ 带入计算，得出惯性力动载荷 $F_i=180\text{N}$ 。

坡度动载荷 F_p ：

$$F_p = M \cdot g \cdot \sin 5^\circ \quad (4-4)$$

在平板式 AGV 小车运动过程中，物流仓库的地面会存在一定的坡度，根据初始数据可知物流仓库的坡度为 $0-3^\circ$ ，考虑到安全余量给小车计算坡度为 5° ，数据带入计算得出坡度动载荷 $F_p=513\text{N}$ 。

水平方向动载荷 F_h ：

$$F_h = F_i + F_p \quad (4-5)$$

通过对平板式 AGV 小车在水平地面运动时的动载荷和在遇到坡度运动时的动载荷进行计算合并，得出水平方向动载荷 $F_h=693\text{N}$ 。

单根丝杆动载荷 F_d ：

$$F_d = \sqrt{F_v^2 + \left(\frac{F_h}{3}\right)^2} \quad (4-6)$$

通过上述计算出的水平方向和垂直方向的动载荷数据，由计算出的数据与已知参数带入得出单根丝杆动载荷 $F_d=1994\text{N}$ 。

(2) 丝杆选型：

丝杆导程计算 P_h ：

$$P_h \geq \frac{v \times 60}{1500} \quad (4-7)$$

式中： v —为平板式 AGV 小车的顶升平台的顶升速度， $v=0.01\text{m/s}$ 。

1500—为预设电机的额定转速设 1500rpm 。

由计算出的数据与已知参数带入得出， $P_h=0.4\text{mm}$ 。在滚珠丝杆的导程的选择需要大于等于 0.4mm ，通过对市场上所使用的标准导程选择，确定丝杆导程 P_h 取 $5\text{mm}>0.4\text{mm}$ 满足条件

每分钟往返次数 N ：

$$N = \frac{v \times 60}{2 \times l} \quad (4-8)$$

式中： l —为单次运动行程，在初始参数中给出顶升平台顶升距离为 60mm ，故 $l=60\text{mm}$ 。由计算出的数据与已知参数带入得出每分钟往返次数 $N=5\text{次/min}$ 。

额定动载荷校核 C_a ：

$$C_a \geq C_1 = F_{\text{dynamic}} \times \sqrt[3]{\frac{L_h \times 60 \times N \times l}{P_h \times 10^6}} \quad (4-9)$$

式中： L_h —为预期寿命，本设计中设定 $L_h=10000\text{h}$ 。

由计算出的数据与已知参数带入得出， $C_1=6614\text{N}$ 。

额定静载荷校核 C_{oa} ：

$$C_{oa} \geq C_2 = F_s \times f \quad (4-10)$$

式中： F_s —为单根丝杆静载荷，已由上文计算出 $F_s=1960\text{N}$ 。

f —为安全系数，取 $f=1.5$ 。

由计算出的数据与已知参数带入得出， $C_2=2940\text{N}$ 。

(3) 丝杆长度：

AGV 小车的额定顶升高度为 60mm ，同时需要考虑丝杆在安装中需要配合螺母的厚度与顶升旋转平台的支撑底板的厚度等空间预留，因此丝杆长度为 155.25mm 。

由计算出的数据与已知参数带入得出，额定动载荷校核 $C_a \geq 6614\text{N}$ 。

根据所校核的额定动负载 $C_a \geq 6614\text{N}$ ，取安全系数 $f=1.5$ ，故安全动载荷 $C_1=9921\text{N}$ ，进行对滚珠丝杆的选型，上述计算确定了滚珠丝杆的导程 P_h 取 5mm ，以此为基础进行选择，选择杰斯特滚珠丝杆 SFNI 系列，型号为 SFNI04005-4 型滚珠丝杆外观如下图 4-1 所示，其的额定动负载 $C_a=2110\text{kgf}$ （换算约等于 20678N ） $>9921\text{N}$ ，额定静载荷 $C_{oa}=7988\text{kgf}$ （换算约等于 78282N ） $>2940\text{N}$ ，故满足需求。



图 4-1SFNI 系列滚珠丝杆

滚珠丝杆的参数表如表 4-1所示。

表 4-1SFNI 系列滚珠丝杆参数表

轴径 d	导程P _h	滚珠直径D _a	额定动负载C _a	额定静负载C _{oa}
40mm	5mm	3.175mm	2110kgf	7988kgf

4.2 顶升机构回转支承计算选型

(1) 顶升回转支承载荷计算：

垂直方向载荷：

静态载荷F_{s1}：

$$F_{s1}=M \cdot g \quad (4-11)$$

滚珠丝杆作为顶升回转支承的支撑，计算回转支承时M=600kg，由计算出的数据与已知参数带入得出，静态载荷F_{s1}=5880N。

动态载荷F_{v1}：

$$F_{v1}=M \cdot a \quad (4-12)$$

将顶升加速度a=0.1m/s²数据带入计算得出动态载荷F_{v1}=60N。

升降颠覆力矩M₁：

$$M_1=(F_{s1}+F_{v1}) \cdot d \quad (4-13)$$

在顶升中，顶升平台顶升高度为 60mm，设负载中心距顶升平台中心距离d=0.06m，由计算出的数据与已知参数带入得出，升降颠覆力矩M₁=356.4N。

垂直总载荷F_{sum1}：

$$F_{sum1}=(F_{s1}+F_{v1}) \cdot f_s \quad (4-14)$$

根据（JB/T2300-1999 标准）^[20]中回转支承安全系数表如图 4-2所示得出，取安全系数f_s = 1.10，由计算出的数据与已知参数带入得出，垂直总载荷F_{sum1}=6534N。

回转支承安全系数表

应 用 主 机			回转支承形式					
			01		02		11, 13	
			安 全 系 数					
			f_s	f_a	f_s	f_a	f_s	f_a
塔式起重机	上回转式	$M_t \leq 0.5M$	1.25	1.36	1.25	1.00	1.25	1.00
		$0.5M < M_t < 0.8M$		1.55		1.15		1.13
		$M_t \geq 0.8M$		1.71		1.26		1.23
	下回转式			1.36		1.00		1.07
轮式起重机、堆取料机及各种工作台			1.10		1.10	1.10	1.10	1.00
悬臂式起重机、港口起重机、各种装卸机械			1.25	1.55	1.25	1.15	1.25	1.13
带式运输机装卸用塔式起重机和履带起重机				1.71	1.10	1.26		1.23
抓斗及拉铲挖掘机、挖泥船、浮游起重机			1.45	2.50	1.45	1.71		1.45
斗容量小于 1.6 m^3 的挖掘机					1.25	1.26	1.45	
斗容量大于或等于 1.6 m^3 的挖掘机			1.75	3.00				
冶金用起重机、斗轮挖掘机、隧道掘进机			2.00	3.50	1.45	1.75		
注： M_t 为最小幅度时空载恢复力矩。								

图 4-2 回转支承安全系数表

水平方向载荷计算：

惯性力动载荷 F_{i1} ：

$$F_{i1}=M \cdot a \quad (4-15)$$

由计算出的数据与已知参数带入得出，惯性力动载荷 $F_{i1}=180\text{N}$ 。

坡度动载荷 F_{p1} ：

$$F_{p1}=M \cdot g \cdot \sin 5^\circ \quad (4-16)$$

由计算出的数据与已知参数带入得出，坡度动载荷 $F_{p1}=513\text{N}$ 。

水平颠覆力矩 M_2 ：

$$M_2=(F_{i1}+F_{p1}) \cdot d_1 \quad (4-17)$$

在小车水平方向运动时，考虑小车顶升平台上货物中心与顶升平台中心点不在一点有一定偏移值，和小车在运行中存在货物在顶升平台出现滑动的特殊情况，故设小车的水平方向中心与顶升平台的中心距离 $d_1=0.5\text{m}$ ，数据带入计算得出水平颠覆力矩 $M_2=346.5\text{N}$ 。

水平方向动载荷 F_{h1} ：

$$F_{h1}=(F_{i1}+F_{p1}) \cdot f_s \quad (4-18)$$

由计算出的数据与已知参数带入得出，水平方向动载荷 $F_{h1}=762.3\text{N}$ 。

(2) 顶升回转支承选型：

结构类型选择：

本次设计所采用的回转支承结构类型为单排四点接触球式薄齿系列，承载角 45° ，其适合中等载荷的负载运行，承载能力高，重量小，高转速场景。而其他结构如三排滚柱式承载能力虽然大很多，相对应与本次中高负载场景不适用且重量较大，故优先选择单排四点接触球式性薄齿系列价比高相对较高。

静态等效载荷 F_{a1} ：

$$F_{a1}=(1.225 \cdot F_{\text{sum}1}+2.676 \cdot F_{h1}) \cdot f_s \quad (4-19)$$

式中： f_s —为安全系数，由上述选定已知 $f_s=1.10$ 。

$F_{\text{sum}1}$ —为垂直总载荷，由上文计算得出垂直总载荷 $F_{\text{sum}1}=6534\text{N}$ 。

根据（JB/T2300-1999 国家标准）^[20]回转支承选型计算方法，对静态等效载荷 F_{a1} 进行计算，由上文计算出的数据与已知参数带入得出，静态等效载荷 $F_{a1}=11049\text{N}=11.049\text{KN}$ 。

静态参照力矩 M_1 ：

$$M_1=1.225 \cdot M \cdot f_s \quad (4-20)$$

式中： M —为颠覆力矩，本次计算为顶升回转支承的计算，故取 $M_1=M_2=356.4\text{N}$ 。

数据带入计算得 $M_1=480\text{N}$ 。

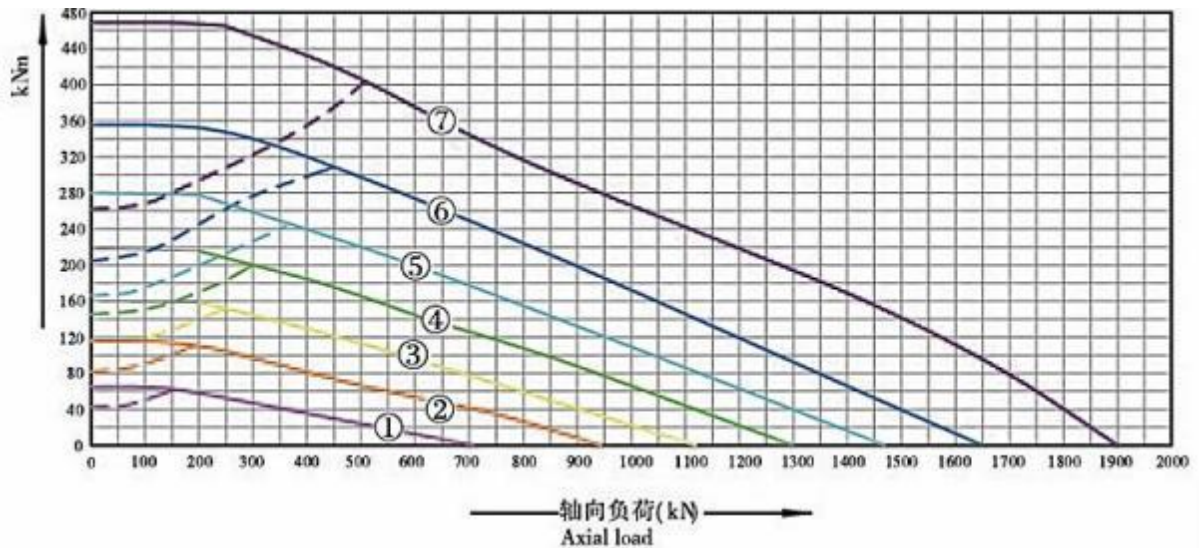


图 4-3 承载曲线图

通过上述的计算，选择顶升内齿式回转支承，型号为：062.20.0644.500.01.1503 型，其型号对应图 4-3中曲线⑦，通过计算出的静态等效载荷 F_a' 和静态参照力矩 M_l 数值，带入图中可知该型号的承载荷曲线的大于所计算出的负载值，完全符合本次设计使用要求。

内齿式回转支承，结构图如图 4-4所示。

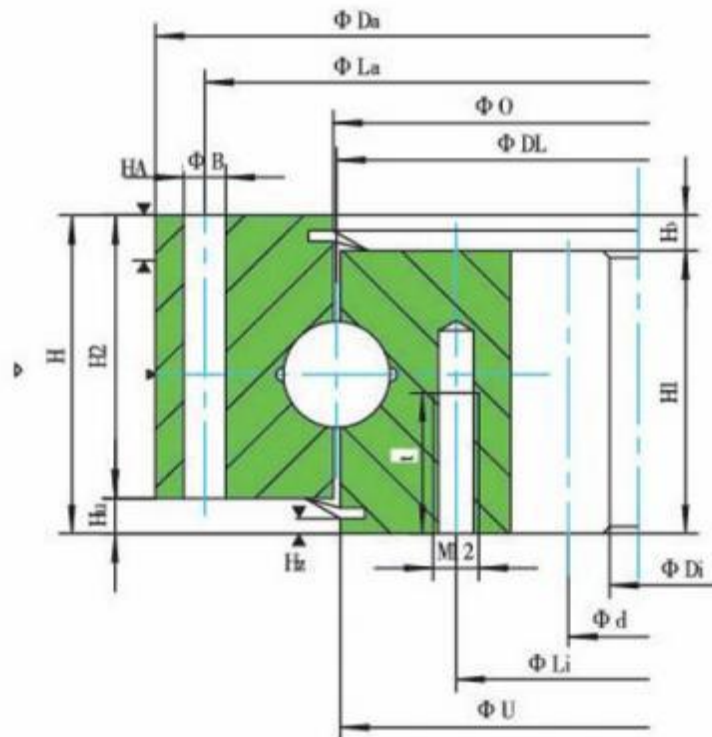


图 4-4 内齿式回转支承结构图

型号为：062.20.0644.500.01.1503 型内齿式回转支承，尺寸参数表如下表 4-2所示。

表 4-2 顶升内齿式回转支承参数表

名称	尺寸
外圈外径 D_a	716mm
内圈内径 D_i	547.2mm
单圈高度 H_1	45.5mm
单圈高度 H_2	45.5mm
外圈高度差 H_u	10.5mm
总高 H	56mm
直径 O	645.5mm
直径 U	642.5mm
分度圆直径 d	558mm
模数 m	6mm
齿数 z	93
齿宽 b	45.5

4.3 旋转机构回转支承计算选型

(1) 旋转回转支承载荷计算:

1、垂直方向载荷计算:

静态载荷 F_{s2} :

$$F_{s2}=M \cdot g \quad (4-21)$$

由计算出的数据与已知参数带入得出，静态载荷 $F_{s2}=5880N$ 。

动态载荷 F_{v2} :

$$F_{v2}=M \cdot a \quad (4-22)$$

由计算出的数据与已知参数带入得出，动态载荷 $F_{v2}=60N$ 。

升降颠覆力矩 M_3 :

$$M_3=(F_{s2}+F_{v2}) \cdot d \quad (4-23)$$

设负载中心距顶升平台中心距离 $d=0.06m$ ，由计算出的数据与已知参数带入得出，升降颠覆力矩 $M_3=356.4N$ 。

垂直总载荷 F_{sum2} :

$$F_{sum2}=(F_{s2}+F_{v2}) \cdot f_s \quad (4-24)$$

根据图 4-2得出，回转支承安全系数 $f_s = 1.10$ ，由计算出的数据与已知参数带入得出，垂直总载荷 $F_{sum2}=6534N$ 。

2、水平方向载荷计算:

惯性力动载荷 F_{i2} :

$$F_{i2}=M \cdot a \quad (4-25)$$

由计算出的数据与已知参数带入得出惯性力动载荷 $F_{i2}=180N$ 。

坡度动载荷 F_{p2} :

$$F_{p2}=M \cdot g \cdot \sin 5^{\circ} \quad (4-26)$$

由计算出的数据与已知参数带入得出，坡度动载荷 $F_{p2}=513\text{N}$ 。

水平颠覆力矩 M_4 ：

$$M_4=(F_{i2}+F_{p2}) \cdot d_1 \quad (4-27)$$

设小车的水平方向中心与顶升平台的中心距离 $d_1=0.5\text{m}$ ，由计算出的数据与已知参数带入得出，平颠覆力矩 $M_4=346.5\text{N}$ 。

水平方向动载荷 F_{h2} ：

$$F_{h2}=(F_{i2}+F_{p2}) \cdot f_s \quad (4-28)$$

由计算出的数据与已知参数带入得出，水平方向动载荷 $F_{h2}=762.3\text{N}$ 。

3、旋转载荷：

摩擦力矩 T_f ：

$$T_f=F_{\text{sum}2} \cdot \mu \cdot \frac{D}{2} \quad (4-29)$$

式中： μ —表示轴承摩擦系数，为 0.01；

D —表示回转支承节圆直径，取 200mm；

由计算出的数据与已知参数带入得出摩擦力矩 $T_f=6.6\text{Nm}$ 。

角加速度 α ：

$$\alpha=\frac{2\theta}{t^2} \quad (4-30)$$

式中： t —表示旋转时间，设旋转时间为 3-4s，故取4s。

由计算出的数据与已知参数带入得出，角加速度 $\alpha=0.4\text{rad/s}^2$

惯性力矩 T_i ：

$$T_i=M \cdot r^2 \cdot \alpha \quad (4-31)$$

式中： r —表示旋转半径，根据旋转平台尺寸，取0.55m；

由计算出的数据与已知参数带入得出，惯性力矩 $T_i=72.6\text{Nm}$ 。

总旋转扭矩 T_t ：

$$T_t=T_f+T_i \quad (4-32)$$

由计算出的数据与已知参数带入得出，总旋转扭矩 $T_t=79.2\text{Nm}$ 。

(2) 旋转回转支承选型

静态等效载荷 $F_{a'2}$ ：

$$F_{a'2}=(1.225 \cdot F_{\text{sum}2}+2.676 \cdot F_{h2}) \cdot f_s \quad (4-33)$$

根据 JB/T2300-1999^[20]标准回转支承选型计算方法，对静态等效载荷 $F_{a'2}$ 进行计算，数据带入计算得出静态等效载荷 $F_{a'2}=10044\text{N}=10.044\text{KN}$ 。

静态参照力矩 M_2' ：

$$M_2' = 1.225 \cdot M \cdot f_s \quad (4-34)$$

式中： M —为颠覆力矩，本次计算为旋转回转支承的计算，故取 $M_2' = M_4 = 346.5N$ 。

由计算出的数据与已知参数带入得出， $M_2' = 467N$

通过上述的计算，选择旋转外齿式回转支承，型号为：DWa20.200 型。

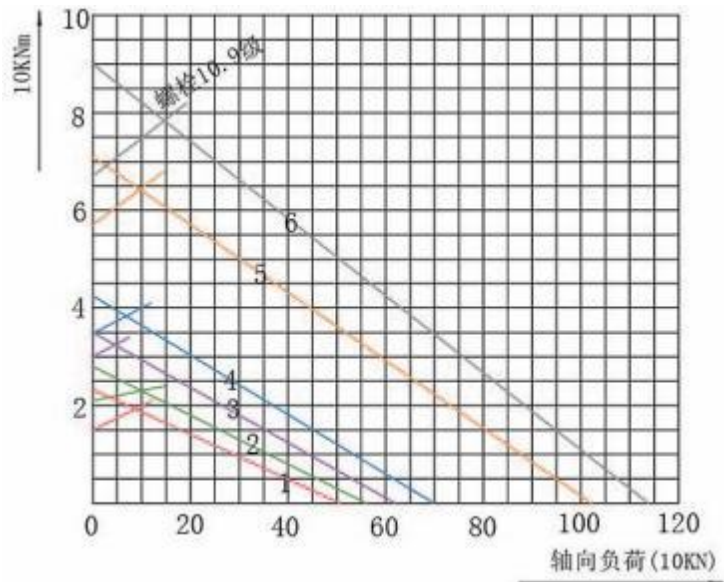


图 4-5 旋转回转支承承载曲线图

其型号对应上图 4-5 中曲线 1，通过计算出的静态等效载荷 $F_a' 2$ 和静态参照力矩 M_2' 数值，带入图中可知该型号的承载荷曲线的远大于所计算出的负载值，故符合设计要求。

外齿式回转支承，结构图如下图 4-6 所示：

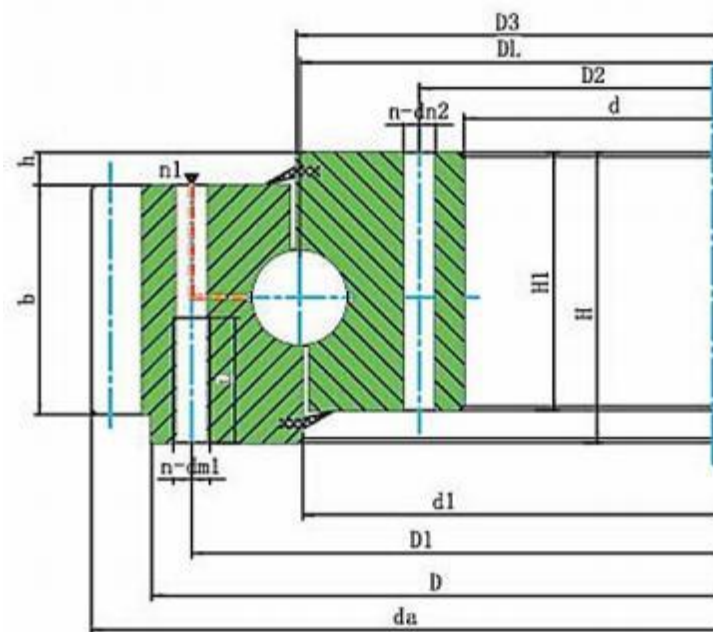


图 4-6 外齿式回转支承结构图

型号：DWa20.200 型外齿式回转支承，尺寸参数表如下表 4-3 所示。

表 4-3 旋转外齿式回转支承参数表

名称	尺寸
齿顶圆 d_a	300mm
内圈内径 d	120mm
单圈高度 H_1	50mm
内圈高度差 h	10mm
总高 H	60mm
直径 DL	200mm
直径 d_1	199mm
分度圆直径 d	294mm
模数 m	3mm
齿数 z	98
齿宽 b	40

4.4 顶升机构小齿轮计算设计

（1）顶升机构小齿轮计算

选择材料与使用应力：

小齿轮材料所选用的材料为 40MnB 调质,齿面硬度达到 241~286HBS,相应的疲劳强度取均值, $\sigma_{Hlim}=720\text{MPa}$, $\sigma_{FE}=595\text{MPa}$, 由表 (11-5) [13], 取 $S_H=1.1$, $S_F=1.25$,由上述参数计算出许用应力。

许用接触应力 $[\sigma_H]$:

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H \lim}}{S_H} \quad (4-35)$$

由计算出的数据与已知参数带入得出, 许用接触应力 $[\sigma_H]=655\text{MPa}$ 。

许用弯曲应力 $[\sigma_F]$:

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{FE}}{S_F} \quad (4-36)$$

由计算出的数据与已知参数带入得出, 许用弯曲应力 $[\sigma_F]=476\text{MPa}$ 。

根据上述回转支承的计算选型, 从表 4-3旋转外齿式回转支承参数表得出, 回转支承的齿数 $z_2=93$ 、模数 $m=6$ 、齿宽 $b_2=45.5$ 、分度圆直径 $d_2=558$, 由回转支承参数确定, 小齿轮的模数 $m=6$, 小齿轮的齿数 $z_1=17$, 标准的齿轮齿数应不小于 17, 本次设计因为空间有限, 考虑齿轮的根切现象故取小齿轮齿数为 17, 在设计中小齿轮的齿宽应该大于小齿轮齿宽。

小齿轮的齿宽 b_1 :

$$b_1 = b_2 + (5+10) \quad (4-37)$$

由计算出的数据与已知参数带入得出, 小齿轮的齿宽 $b_1=51\text{mm}$ 。

小齿轮转矩 T_1 :

$$T_1 = 9.55 \times 10^6 \times \frac{P}{n_1} \quad (4-38)$$

式中P为顶升电机的功率，取P=400W。 n_1 为小齿轮的转速，取 $n_1=120\text{rpm}$ 。由计算出的数据与已知参数带入得出，小齿轮转矩 $T_1=31834\text{N}\cdot\text{mm}$ 。

通过查表 11-4^[13]取 $Z_E=188.9\sqrt{\text{MPa}}$ ， $u=i_{12}=5.47$ 。

传动比 i_{12} ：

$$i_{12} = \frac{z_2}{z_1} \quad (4-39)$$

由计算出的数据与已知参数带入得出，传动比 $i_{12}=5.47$ 。

分度圆直径 d_2 ：

$$d_2 = z_1 \times m \quad (4-40)$$

由计算出的数据与已知参数带入得出，分度圆直径 $d_2=102\text{mm}$ 。

齿顶高 h_a ：

$$h_a = h_a^* \times m \quad (4-41)$$

式中： h_a^* —为齿顶高系数，根据国家标准 $h_a^*=1\text{mm}$ 。

由计算出的数据与已知参数带入得出，齿顶高 $h_a=6\text{mm}$ 。

顶隙C：

$$C = C^* \times m \quad (4-42)$$

式中： C^* —为顶隙系数，根据国家标准 $C^*=0.25$ 。

由计算出的数据与已知参数带入得出，顶隙 $C=1.5\text{mm}$ 。

齿根高 h_f ：

$$h_f = h_a + C \quad (4-43)$$

由计算出的数据与已知参数带入得出，齿根高 $h_f=7.5\text{mm}$ 。

齿高h：

$$h = h_a + h_f \quad (4-44)$$

由计算出的数据与已知参数带入得出，齿高 $h=13.5\text{mm}$ 。

齿顶圆直径 d_a ：

$$d_a = d_2 + 2h_a \quad (4-45)$$

由计算出的数据与已知参数带入得出，齿顶圆直径 $d_a=114\text{mm}$ 。

齿根圆直径 d_f ：

$$d_f = d_2 - 2h_f \quad (4-46)$$

由计算出的数据与已知参数带入得出，齿根圆直径 $d_f=87\text{mm}$ 。

中心距a：

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} \quad (4-47)$$

数据带入计算得出中心距 $a=228\text{mm}$ 。

通过查图 11-8^[13]与图 11-9^[13]得出小齿轮齿形系数 $[Y_{Fa}]=3.1$ ，应力修正系数 $[Y_{Sa}]=1.53$ 。设齿轮按 8 级精度计算，由图 11-3^[13]取载荷系数 $K=1.2$

验算齿轮弯曲强度 σ_F ：

$$\sigma_F = \frac{2 \cdot K \cdot T_1 \cdot Y_{Fa} \cdot Y_{Sa}}{b \cdot m^2 \cdot z_1} \quad (4-48)$$

数据带入计算得出齿轮弯曲强度 $\sigma_F=11.6\text{MPa} \leq [\sigma_F]=476\text{MPa}$ ，安全。

验算齿轮齿面接触强度 σ_H ：

$$\sigma_H = 2.5 \cdot Z_E \cdot \sqrt{\frac{2KT_1}{bd_2^2} \cdot \frac{u \pm 1}{u}} \quad (4-49)$$

数据带入计算得出齿轮齿面接触强度 $\sigma_H=195\text{MPa} \leq [\sigma_H]=655\text{MPa}$ ，安全。

顶升小齿轮的尺寸参数表如下表 4-4 所示。

表 4-4 顶升小齿轮参数表

名称	尺寸
模数 m	6
齿数 z	17 个
齿宽 b	51mm
中心距 a	228mm
齿顶高 h_a	6mm
齿根高 h_f	7.5mm
齿高 h	13.5mm
齿顶圆 d_a	114mm
分度圆 d_2	102mm
齿根圆 d_f	87mm

（2）顶升机构小齿轮结构设计

通过上述的计算，已知顶升小齿轮的分度圆直径为 102mm，直径较小的齿轮可做成实心结构。^[13]

4.5 旋转机构小齿轮计算设计

（1）旋转机构小齿轮计算

选择材料与使用应力：

小齿轮材料所使用的材料选用 40MnB 调质,齿面硬度为 241~286HBS,相应的疲劳强度取均值, $\sigma_{H \lim}=720\text{MPa}$ ， $\sigma_{FE}=595\text{MPa}$ ，由表（11-5）^[13]，取 $S_H=1.1$ ， $S_F=1.25$ ，由上述参数计算出许用应力。

许用接触应力 $[\sigma_H]$ ：

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H \lim}}{S_H} \quad (4-50)$$

由计算出的数据与已知参数带入得出，许用接触应力 $[\sigma_H]=655\text{MPa}$ 。

许用弯曲应力 $[\sigma_F]$ ：

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{FE}}{S_F} \quad (4-51)$$

由计算出的数据与已知参数带入得出，许用弯曲应力 $[\sigma_F]=476\text{MPa}$ 。

根据上述回转支承的计算选型，从表 4-2得出，回转支承的齿数 $z=98$ 、模数 $m=3$ 、齿宽 $b=40$ 、分度圆直径 $d=294$ ，由回转支承参数确定，小齿轮的模数 $m=3$ ，小齿轮的齿数 $z_1=17$ ，标准的齿轮齿数应不小于 17，本次设计因为空间有限，考虑齿轮的根切现象故取小齿轮齿数为 17。

在设计中小齿轮的齿宽应该大于小齿轮齿宽。

小齿轮齿宽 b_1 ：

$$b_1 = b_2 + (5+10) \quad (4-52)$$

由计算出的数据与已知参数带入得出，小齿轮的齿宽 $b_1 = 45\text{mm}$ 。

小齿轮转矩 T_1 ：

$$T_1 = 9.55 \times 10^6 \times \frac{P}{n_1} \quad (4-53)$$

式中 P 为顶升电机的功率，取 $P=150\text{W}$ 。 n_1 为小齿轮的转速，取 $n_1=86.55\text{rpm}$ 。数据带入计算得出小齿轮转矩 $T_1=16551\text{N.mm}$ 。

通过查表 11-4 取 $Z_E=188.9\sqrt{\text{MPa}}$ ， $u=i_{12}=5.77$ 。

传动比 i_{12} ：

$$i_{12} = \frac{z_2}{z_1} \quad (4-54)$$

由计算出的数据与已知参数带入得出，传动比 $i_{12}=5.77$ 。

分度圆直径 d_2 ：

$$d_2 = z_1 \times m \quad (4-55)$$

由计算出的数据与已知参数带入得出，分度圆直径 $d_2=51\text{mm}$ 。

齿顶高 h_a ：

$$h_a = h_a^* \times m \quad (4-56)$$

式中： h_a^* —为齿顶高系数，根据国家标准 $h_a^*=1\text{mm}$ 。

由计算出的数据与已知参数带入得出，齿顶高 $h_a=3\text{mm}$ 。

顶隙 C ：

$$C = C^* \times m \quad (4-57)$$

式中： C^* —为顶隙系数，根据国家标准 $C^*=0.25$ 。

由计算出的数据与已知参数带入得出，顶隙 $C=0.75\text{mm}$ 。

齿根高 h_f ：

$$h_f = h_a + C \quad (4-58)$$

由计算出的数据与已知参数带入得出，齿根高 $h_f=3.75\text{mm}$ 。

齿高 h :

$$h=h_a+h_f \quad (4-59)$$

由计算出的数据与已知参数带入得出，齿高 $h=6.75\text{mm}$ 。

齿顶圆直径 d_a :

$$d_a=d_2+2h_a \quad (4-60)$$

由计算出的数据与已知参数带入得出，齿顶圆直径 $d_a=57\text{mm}$ 。

齿根圆直径 d_f :

$$d_f=d_2-2h_f \quad (4-61)$$

由计算出的数据与已知参数带入得出，齿根圆直径 $d_f=43.5\text{mm}$ 。

中心距 a :

$$a=\frac{d_1+d_2}{2} \quad (4-62)$$

由计算出的数据与已知参数带入得出，中心距 $a=172.5\text{mm}$ 。

通过查图 11-8^[13]与图 11-9^[13]得出小齿轮齿形系数 $[Y_{Fa}]=3.1$ ，应力修正系数 $[Y_{Sa}]=1.53$ 。
设齿轮按 8 级精度计算，由图 11-3^[13]取载荷系数 $K=1.2$

验算齿轮弯曲强度 σ_F :

$$\sigma_F=\frac{2 \cdot K \cdot T_1 \cdot Y_{Fa} \cdot Y_{Sa}}{b \cdot m^2 \cdot z_1} \quad (4-63)$$

数据带入计算得出齿轮弯曲强度 $\sigma_F=27.36\text{MPa} \leq [\sigma_F]=476\text{MPa}$ ，安全。

验算齿轮齿面接触强度 σ_H :

$$\sigma_H=2.5 \cdot Z_E \cdot \sqrt{\frac{2KT_1}{bd_2^2} \cdot \frac{u \pm 1}{u}} \quad (4-64)$$

数据带入计算得出齿轮齿面接触强度 $\sigma_H=298\text{MPa} \leq [\sigma_H]=655\text{MPa}$ ，安全。

旋转小齿轮的尺寸参数表如下表 4-5 所示。

表 4-5 旋转小齿轮参数表

名称	尺寸
模数 m	3
齿数 z	17 个
齿宽 b	45mm
中心距 a	172.5mm
齿顶高 h_a	3mm
齿根高 h_f	3.75mm
齿高 h	6.75mm
齿顶圆 d_a	57mm
分度圆 d_2	51mm
齿根圆 d_f	43.5mm

(2) 旋转机构小齿轮结构设计

通过上述的计算，已知顶升小齿轮的分度圆直径为 51mm，直径较小的齿轮可做成

实心结构。

4.6 顶升机构驱动电机计算选型

(1) 滚珠丝杆转速 n_s :

$$n_s = \frac{v \cdot 60}{P_h} \quad (4-65)$$

式中： v —为顶升平台的升降高度即 $v=0.01\text{m/s}$ 。

P_h —为滚珠丝杆的导程，上述滚珠丝杆的计算选型中确定了滚珠丝杆的导程为 5，故 $P_h=5\text{mm}=0.005\text{m}$ 。

由计算出的数据与已知参数带入得出，滚珠丝杆转速 $n_s=120\text{rpm}$ 。

(2) 滚珠丝杆扭矩 T_t :

$$T_t = \frac{F_v \cdot P_h}{2\pi \cdot \eta_s} \cdot 3 \quad (4-66)$$

式中： F_v —为单根滚珠丝杆的动载荷由计算得出为 1980N。

η_s —为滚珠丝杆的效率，滚珠丝杆的效率在 0.9-0.96 中间，本次设计中取 $\eta_s=0.9$ 。

由计算出的数据与已知参数带入得出，滚珠丝杆扭矩 $T_t=5.252\text{Nm}$ 。

(3) 回转支承总扭矩 T_r :

$$T_r = \frac{T_t \cdot i_{12}}{\eta_g} \quad (4-67)$$

式中： i_{12} —为内齿型回转支承与小齿轮的传动比，经过上述计算得出 $i_{12}=5.5$ 。

η_g —为齿轮传动的效率，本次设计取 0.95 即 $\eta_g=0.95$ 。

由计算出的数据与已知参数带入得出，回转支承总扭矩 $T_r=30.41\text{Nm}$ 。

(4) 小齿轮扭矩 T_{dp} :

$$T_{dp} = \frac{T_r}{i_{12} \cdot \eta_g} \quad (4-68)$$

由计算出的数据与已知参数带入得出，小齿轮扭矩计算 $T_{dp}=5.82\text{Nm}$ 。

(5) 直角减速机选型

在上述滚珠丝杆的转速计算中得出， $n_s=120\text{rpm}$ ，由于滚珠丝杆头部的小齿轮与驱动的小齿轮一致，故得出小齿轮的转速 $n_d=120\text{rpm}$ ，输出的转速较低而一般电机无法达到，故需要使用直角减速机进行降速。

电机减速比 i_e :

$$i_e = \frac{n_{rs}}{n_d} \quad (4-69)$$

式中： n_{rs} —为顶升电机的额定转速，在这里取 $n_{rs}=3000\text{rpm}$ 。

由计算出的数据与已知参数带入得出，电机减速比 $i_e=25$ ，本次设计我们选用

ZLR120-L2-25 直角行星减速机，外观如图 4-7所示。传动效率 $\eta_r=0.95$ 。

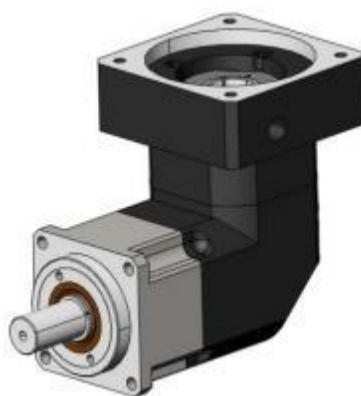


图 4-7 ZLR120-L2-25 直角行星减速机

ZLR120-L2-25 直角行星减速机参数表如表 4-6所示，其的输入额定转速和输出额定力矩都满足设计计算需求，故选择ZLR120-L2-25 型直角行星减速机满足设计要求。

表 4-6ZLR120-L2-25 直角行星减速机参数表

减速比 i	额定输出力矩 T1	最大输出力矩 T2	额定输入转速 n1	最大输入转速 n2
25	330Nm	990Nm	4000rpm	8000rpm

(6) 顶升电机扭矩 T_m :

$$T_m = \frac{T_{dp}}{i_e \cdot \eta_r} \quad (4-70)$$

由计算出的数据与已知参数带入得出，顶升电机扭矩 $T_m=0.613\text{Nm}$ 。

(7) 顶升电机转速 n_m :

$$n_m = n_d \cdot i_e \quad (4-71)$$

由计算出的数据与已知参数带入得出，顶升电机转速 $n_m=3000\text{rpm}$ 。

(9) 顶升电机功率 P_m :

$$P_m = \frac{T_m \cdot n_m}{9550} \quad (4-72)$$

由计算出的数据与已知参数带入得出，顶升电机功率 $P_m=77\text{W}$ 。

考虑机械设计中的安全系数选取为 $f=1.5$ ，计算电机的选择功率 $77 \times 1.5=115\text{W}$ ，故选择 60BL 系列直流无刷电机型号为：60BL(1)4030L404 型，电机外观如下图 4-8所示。



图 4-8 60BL(1)4030L404 型无刷电机

电机具体参数如下表 4-7所示。

表 4-7 660BL(1)4030L404 型无刷电机参数表

额定功率	额定转速	额定转矩	额定电流	额定电源电压
400W	3000rpm	1.27N.m	11A	48V

电机功率400W 满足安全系数 $f=1.5$ 计算的出的选择功率 115W，额定转矩为 1.27Nm 满足了计算出的扭矩 0.613Nm，故该电机完全满足顶升平台的驱动需求。

4.7 旋转机构驱动电机计算选型

(1) 旋转回转支承转速 n_h :

$$n_h = \frac{1}{4} = 0.25 = 0.25 \times 60 \text{rpm} = 15 \text{rpm} \quad (4-73)$$

式中：1—表示旋转的圈数

4—表示旋转一圈所需要的时间，取 4s 进行计算。

由计算出的数据与已知参数带入得出，旋转回转支承转速 $n_h=15\text{rpm}$ 。

(2) 小齿轮转速 n_x :

$$n_x = n_h \times i_{12} \quad (4-74)$$

式中： i_{12} —表示旋转回转轴承与小齿轮的传动比，取 $i_{12}=5.77$ 。

由计算出的数据与已知参数带入得出，小齿轮转速 $n_x=86.55\text{rpm}$ 。

(3) 直角减速机的选型

由计算出的数据与已知参数带入得出需要输出的转速为 86.55rpm，转速过低普通电机无法达到，故需要通过减速器实现减速。

减速比 i_{e1} :

$$i_{e1} = \frac{n}{n_x} \quad (4-75)$$

式中： n —表示电机的额定转速，取 $n=3000\text{rpm}$ 。

由计算出的数据与已知参数带入得出，减速比 i_{e1} 为 35。

由计算出的数据与已知参数带入得出，直角减速机的减速比为 35，进行直角减速机的选型，在这里我们选用 ZLR120-L2-35 直角行星减速机，如图 4-9所示，传动效率 $\eta_t=0.95$ 。

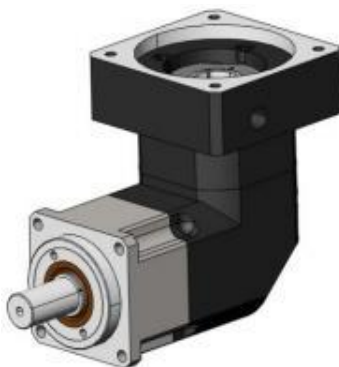


图 4-9 ZLR120-L2-35 直角行星减速机

ZLR120-L2-35 直角行星减速机参数表如表 4-8所示，其的输入额定转速和输出额定力矩都满足设计需求，故选择 ZLR120-L2-35 直角行星减速机满足要求。

表 4-8ZLR120-L2-35 直角行星减速机参数表

减速比 i	额定输出力矩 T1	最大输出力矩 T2	额定输入转速 n1	最大输入转速 n2
25	330Nm	990Nm	4000rpm	8000rpm

(4) 轴向载荷 F_a :

$$F_a = M \cdot g \quad (4-76)$$

由计算出的数据与已知参数带入得出，轴向载荷 $F_a=5880N$ 。

(5) 摩擦力矩 T_f :

$$T_f = \mu \cdot F_a \cdot \frac{DL}{2} \quad (4-77)$$

式中： μ —为摩擦系数，滚动轴承典型值：0.01~0.02，取 0.01 进行计算

DL —为旋转回转支承节圆直径，通过上述选型已知为200mm。

由计算出的数据与已知参数带入得出，摩擦力矩 $T_f=5.88Nm$ 。

(6) 角加速度 α :

$$\alpha = \frac{2\theta}{t^2} \quad (4-78)$$

式中： θ —为旋转角度， $\theta = 2\pi$ 。

t —为旋转时间，取4s。

由计算出的数据与已知参数带入得出，角加速度 $\alpha=0.785rpm/s^2$ 。

(7) 负载转动惯量 J :

$$J = M \cdot \left(\frac{DL}{2}\right)^2 \quad (4-79)$$

假设负载均匀分布在节圆上，重心居中。

由计算出的数据与已知参数带入得出，负载转动惯量 $J=6$ 。

惯性力矩 T_i :

$$T_i = J \cdot \alpha \quad (4-80)$$

由计算出的数据与已知参数带入得出，惯性力矩 $T_i=4.71Nm$ 。

(8) 总负载扭矩 T_t :

$$T_t = T_f + T_i \quad (4-81)$$

由计算出的数据与已知参数带入得出，总负载扭矩 $T_t=10.59Nm$ 。

(9) 小齿轮扭矩 T_{dp2} :

$$T_{dp2} = \frac{T_t}{i_{12} \cdot \eta_g} \quad (4-82)$$

式中： i_{12} —为外齿型回转支承与小齿轮的传动比， $i_{12}=5.77$ 。

η_g 为齿轮传动的传动效率，取 $\eta_g=0.95$ 。

由计算出的数据与已知参数带入得出，小齿轮扭矩 $T_{dp2}=1.94\text{Nm}$ 。

(10) 旋转电机扭矩 T_{m1} :

$$T_{m1} = \frac{T_{dp2}}{i_{e1} \cdot \eta_r} \quad (4-83)$$

式中： η_r —为直角减速机的传动效率，取 $\eta_r=0.95$ 。

由计算出的数据与已知参数带入得出，旋转电机扭矩 $T_{m1}=0.059\text{Nm}$ 。

(11) 旋转电机转速 n_{m1} :

$$n_{m1} = n_x \cdot i_{e1} \quad (4-84)$$

由计算出的数据与已知参数带入得出，旋转电机转速 $n_{m1}=3000\text{rpm}$ 。

(12) 旋转电机功率 P_{m1} :

$$P_{m1} = \frac{T_{m1} \cdot n_{m1}}{9550} \quad (4-85)$$

由计算出的数据与已知参数带入得出，旋转电机功率 $P_{m1}=19\text{W}$ 。

取安全系数为 $f=1.5$ ，计算出电机的功率 $19 \times 1.5 = 28.5\text{W}$ ，故本次设计选择旋转电机为 60BL 系列高压直流无刷电机，型号为：60BL(1)1530L404 型，电机外观如图 4-10 所示。

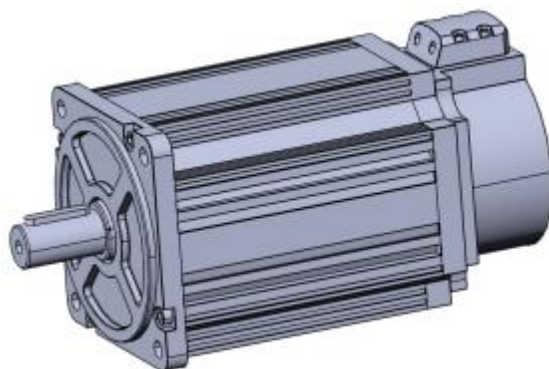


图 4-10 60BL(1)1530L404 型无刷电机

电机具体参数如下表 4-9 所示。

表 4-9 60BL(1)1530L404 型无刷电机参数表

额定功率	额定转速	额定转矩	额定电流	额定电源电压
150W	3000rpm	0.4N·m	4A	48V

电机功率 150W 满足安全系数 $1.5=f$ 计算出的选择功率 28.5W，额定转矩为 0.4Nm 满足了计算出的扭矩 0.059Nm，故该电机完全满足顶升平台的驱动需求。

5 AGV 三维建模与有限元分析

5.1 AGV 三维模型

5.1.1 AGV 驱动结构三维模型

AGV 驱动结构作为 AGV 小车的运动支撑，需要对 AGV 提供动力源，由于 AGV 的

高负载，驱动结构不仅需要提供大扭矩还需要保证运动的可靠性，使用本次设计中使用电机与蜗轮蜗杆减速器进行驱动，既可以实现扭矩的放大，实现电机的低扭矩高转速通过蜗轮蜗杆减速机后输出成低转速高扭矩，利用蜗轮蜗杆的自锁性也能保证 AGV 小车的运动可靠性。

整个驱动结构动力源通过驱动电机输出，通过膜片联轴器将驱动电机与蜗轮蜗杆减速器内蜗杆轴连接，随后带动蜗杆轴旋转，蜗轮轴与蜗轮进行啮合传动，从而带动蜗轮轴进行运动，蜗轮轴则与驱动轮连接，从而带动驱动轮进行旋转，实现 AGV 小车的运动。驱动结构三维模型如下图 5-1 所示。

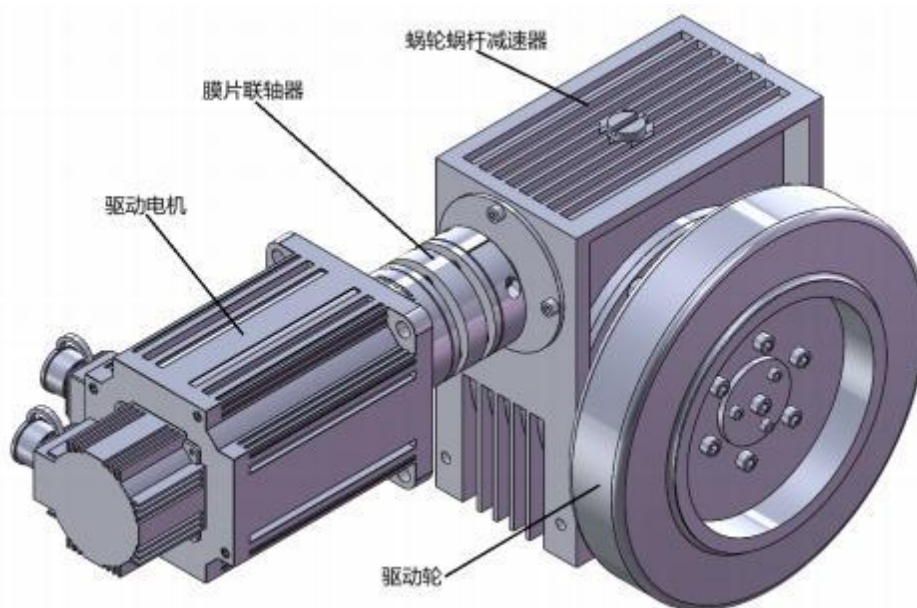


图 5-1AGV 驱动结构三维模型图

5.1.2AGV 顶升旋转结构三维模型

AGV 小车中的顶升旋转结构作为本次设计的三大结构之一，对 AGV 小车的智能化工作有着至关重要的作用。

（1）顶升运动：

在工作中 AGV 小车运动到任务点后，顶升旋转结构开始工作，由顶升驱动电机驱动顶升小齿轮，由顶升小齿轮与内齿型回转支承啮合，使内齿型回转支承内圈齿轮进行旋转运动，同时带动 3 个丝杆驱动小齿轮，将动力传动到丝杆上，丝杆旋转，通过丝杆螺母拖动支承平台上下运动，从而使外齿型回转支承连接的顶升旋转平台实现上升或下降运动。

（2）旋转运动：

在顶升运动结束后，货物被顶升旋转平台顶起，随后 AGV 小车根据目的地方向与货架的方向进行旋转，由旋转驱动电机驱动旋转小齿轮，从而与外齿型回转支承进行啮合运动，使外齿型回转支承外圈旋转，而顶升旋转平台与外齿型回转轴承外圈连接，从而实现了旋转运动。

完整顶升旋转结构的三维模型如下图 5-2和图 5-3所示。

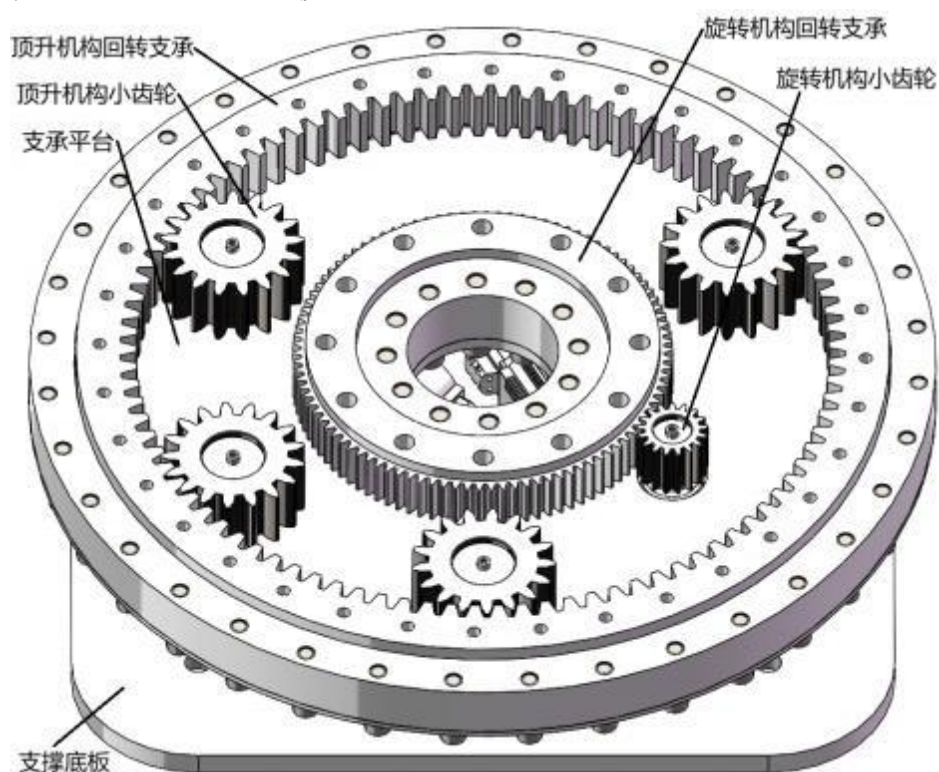


图 5-2AGV 小车顶升旋转结构俯视图

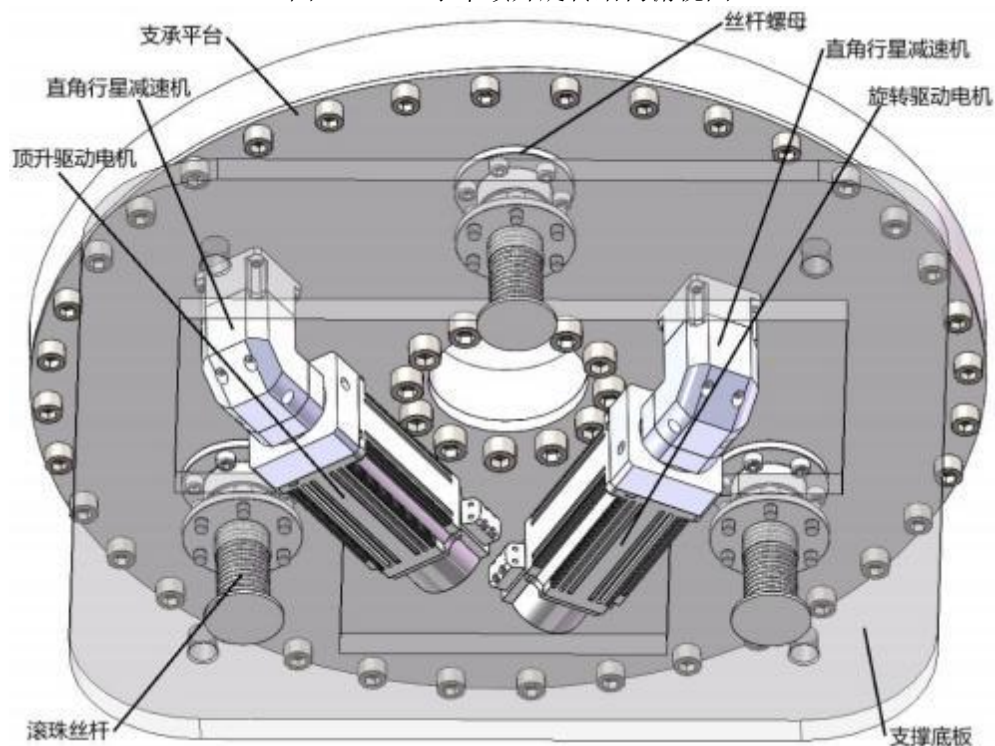


图 5-3AGV 旋转顶升结构仰视图

5.1.3AGV 整体三维模型

将 AGV 小车底盘、外壳、驱动结构、顶升旋转结构进行装配，得出AGV 小车的完整装配体。根据 AGV 内部结构图如下图 5-4所示，AGV 的顶升旋转结构安装与小车内

部中心，两侧则是驱动结构，小车的尾部安装小车蓄电池，保证续航能力，小车的四角安装有辅助万向轮，由此组成了一个完整的 AGV 小车内部结构系统。

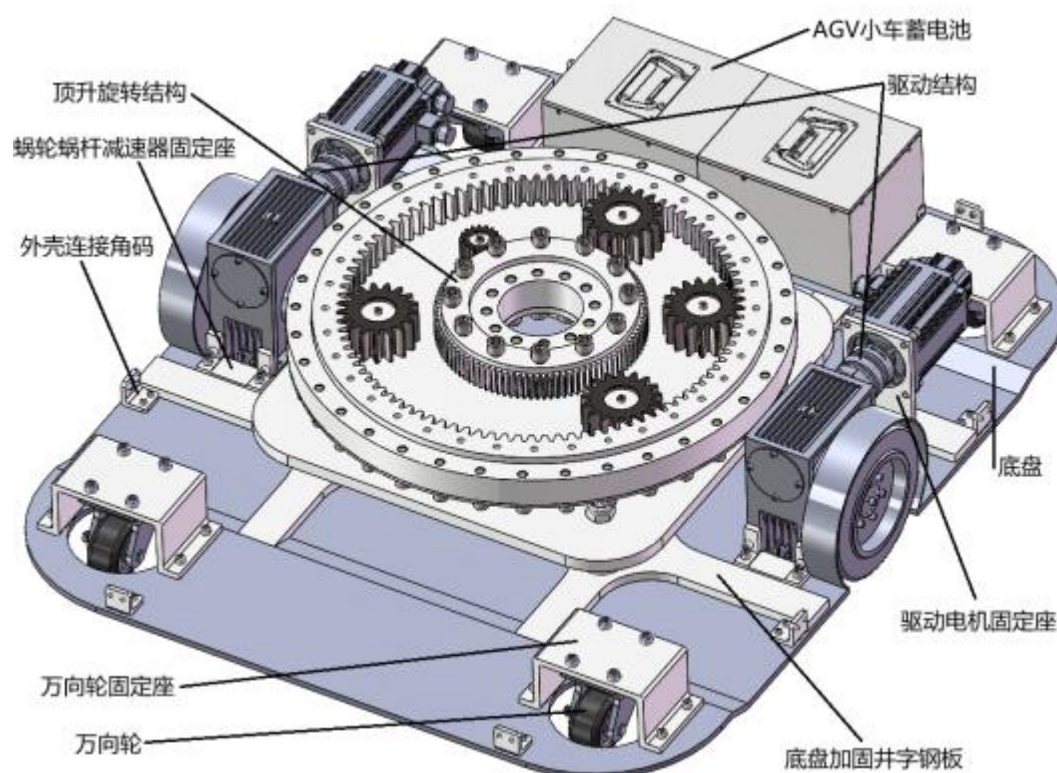


图 5-4AGV 内部结构图

将外壳与顶升平台安装，得到 AGV 完整装配体，AGV 小车顶升平台升起后旋转的工作状态图如图 5-5所示。



图 5-5 AGV 顶升旋转工作状态图

5.1.4 AGV 整体质量分析

通过上述对 AGV 小车进行总装配，得到 AGV 完整装配体，随后对 AGV 小车中各零件进行材料赋予，AGV 小车中外壳材料都为 6061 铝合金，底盘与其他支撑零件与连接件多使用为 45 号钢，故一一为零部件进行材料赋予，随后对 AGV 小车总装配体进行质量分析，质量分析结果图如下图 5-6 所示。



图 5-6 AGV 质量分析结果图

通过质量分析结果图可知，AGV 小车的整体质量为 273.3kg，本次设计所选择的电池型号为 48V150AH，其质量约为 40kg，同时还需要为 AGV 小车内部连接件螺钉与电气元件进行预估质量为 20kg，AGV 小车整体质量 $M=273.3+40+20=333.3\text{kg}$ ，故本次设计取 AGV 自重 350kg 满足。

5.2 AGV 机械结构有限元分析

5.2.1 顶升旋转结构承载机构分析

在整个 AGV 小车的机械结构中，顶升旋转结构中的支撑底板作为顶升旋转结构的支撑部件，需要承载整个顶升旋转结构与负载的质量，也是 AGV 小车机械结构中需要耐承载力比较强的部件，因此对该部件进行静力学分析，以讨论该支撑结构是否能在高载荷情况下工作。

本次静力学分析所采用的软件为 SolidWorks 中 simulation 进行分析。

(1) 材料属性应用

在 simulation 中静应力分析算例中，需要对结构部件进行材料属性分配，本次 AGV 小车的负载较大，故承载结构材料用 45 号钢，故对材料的属性赋予则是选择材料库中的普通碳钢材料，作为静应力分析中的材料。

(2) 网格划分

由顶升旋转结构中的承载结构是作为载荷与底盘的连接结构，所以对其的网格划分也需要比较良好的质量，在 simulation 中静应力分析算例中将网格设置中将网格密度设置为良好，对网格参数进行设置，由于设计中给定承载结构中的支撑底板的厚度为 20mm，可以得知分析中最小的面的距离有 20mm，在一般分析中最小的面中的网格划分一般不小于 2 个面，故本次分析为了得到良好的分析结构将网格最大单元设置为 5mm，最小单元设置为 0.25mm，保证网格的生成质量达到要求。其网格划分图如下图 5-7所示。

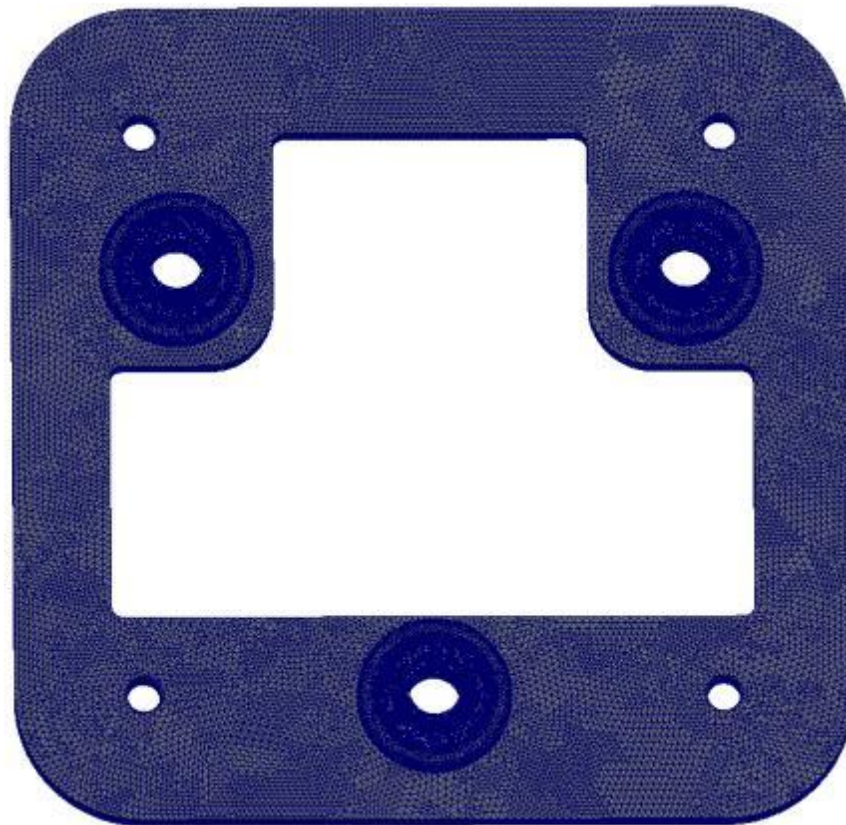


图 5-7 旋转顶升结构承载结构网格划分图

（3）载荷施加

在对承载结构进行材料赋予和网格划分后，对其结构进行一个外部载荷的施加，本次设计的 AGV 小车的额定载荷为 500kg，为保证 AGV 小车的结构稳定性，取安全系数为 $f=1.5$ ，故对其结构施加 $750\text{kg}=7500\text{N}$ 的载荷，对其进行分析，力的增加平均分布在承载结构中三个丝杆螺母处，方向向下。

（4）应力结果分析

通过运算算例，对运算结果进行分析。应力结果图如下图 5-8所示。

由运算结果中可以得知，在整个支撑底板中，应力最大处为 328.8Mpa，最小处为 0.015Mpa，通过 GB/T699-1999^[24]得出，45 号钢的屈服强度不小于 355Mpa，在分析结构中所施加了 750kg 的负载，支撑底板的最大应力 $328.8\text{Mpa} < 355\text{Mpa}$ ，在 1.5 倍的安全系数负载条件下，应力还有一定安全限度，故所设计使用的支撑底板应力结构符合本次设计的要求。

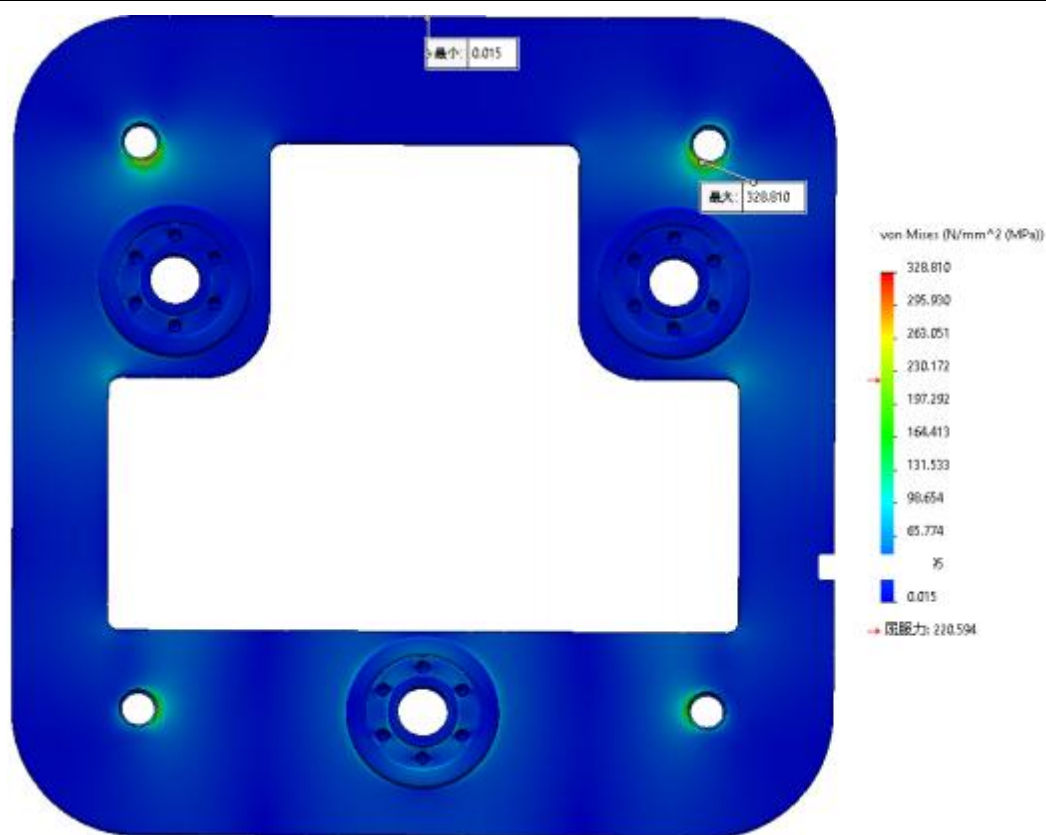


图 5-8 顶升旋转结构承载结构应力结果图

(5) 位移结果分析

通过运算算例，对运算结果进行分析。位移结果如下图 5-9所示。

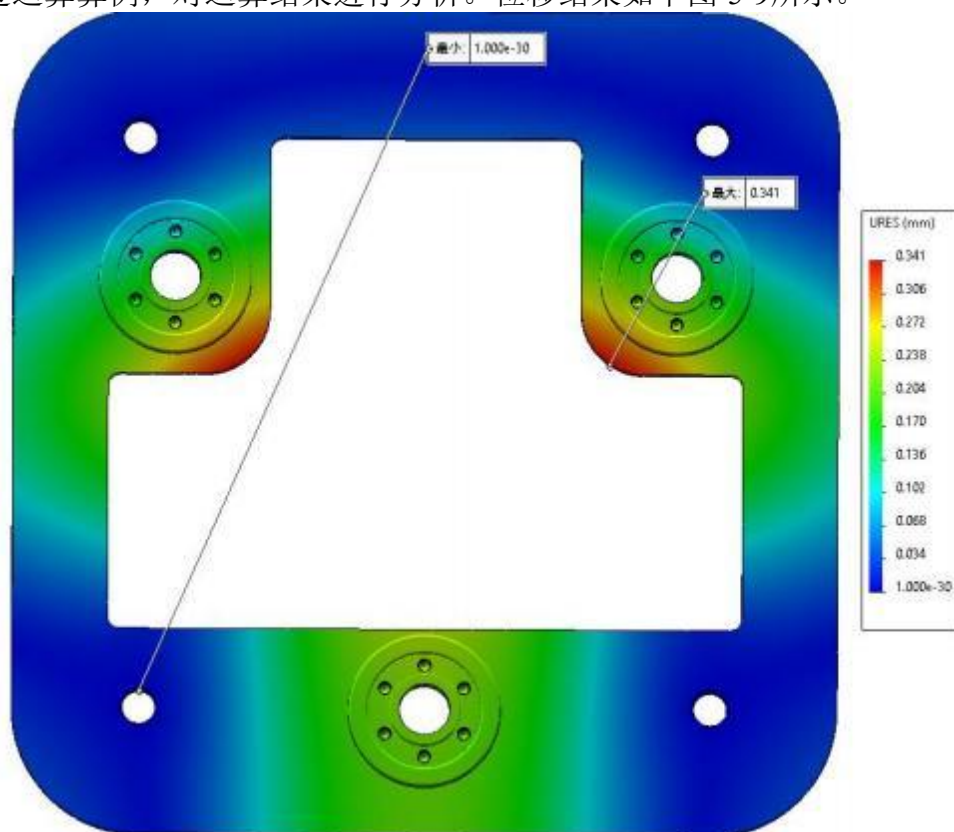


图 5-9 顶升旋转结构承载结构位移结果图

通过对上述运算出的结构位移仿真结果得出，在施加 750kg 载荷时，承载结构的最大形变量到达 0.341mm，最小形变量为 0，形变量在机械结构可接受范围内，也表示该承载结构的稳定性比较好，在 1.5 倍的额定负载下结构状态没有发生塑性变形，故该结构在工作中能够可靠使用。

5.2.2 底盘机构分析

在 AGV 小车中底盘结构也是要接受最大承载能力的地方，其负载通过顶升旋转结构后，施加到 AGV 小车的加固钢板上，此时所有的载荷都集中在底盘上，底盘的结构稳定性是 AGV 小车是否能够正常工作的一个重要指标，所以还需要对 AGV 小车的底盘结构进行静力学分析，以确保在小车的承载能力达标。

（1）材料属性应用

与承载结构的分析相同，在分析之前需要对材料进行分配，底盘结构所使用的是一块 5mm 厚度的钢板和一块 15mm 的井字形钢板通过螺纹连接在一起，所以材料的分配属性选择普通碳钢。

（2）网格划分

本次的网格划分也是采用将网格最大单元设置为 5mm，最小单元设置为 0.25mm，以保证网格的划分质量不会受到影响。其网格划分图如下图 5-10 所示。

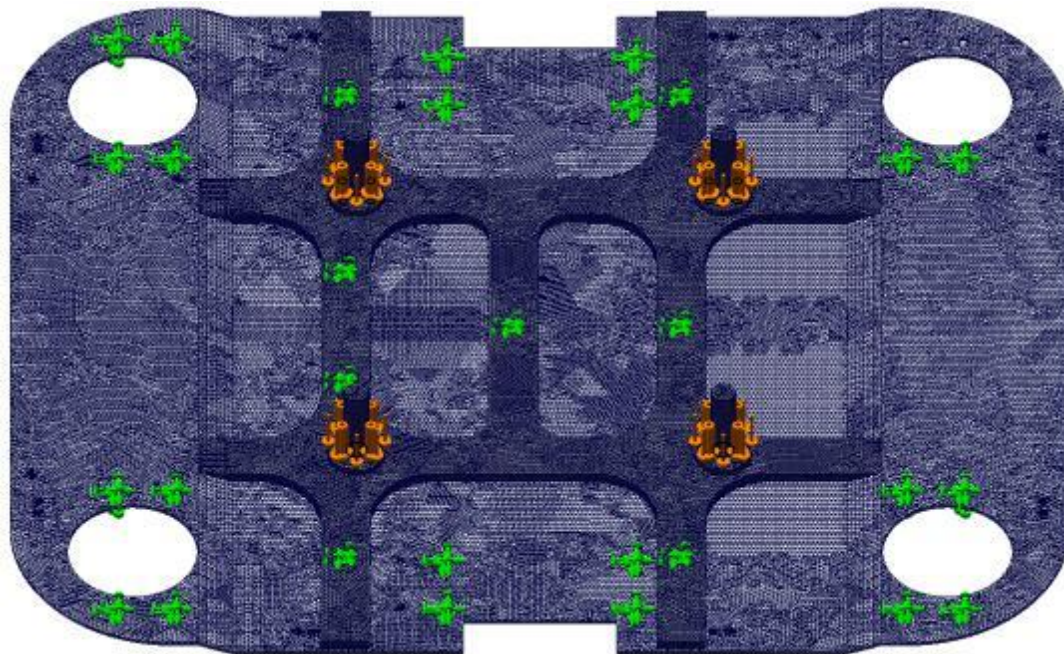


图 5-10 底盘网格划分图

（3）载荷施加

底盘与顶升旋转结构的连接是通过 4 个支撑座通过螺纹连接，故底盘上的载荷是由 4 个支撑座方向施加，设置力的施加位置与 4 个支撑座的底部，与承载平台的载荷相同，给定 7500N 的载荷与底盘上，方向向下，以保证底盘的过载能力和稳定性，让底盘有一定的抗冲击能力。

（4）应力结果分析

通过运算算例，对运算结果进行分析。应力结果如下图 5-11所示。

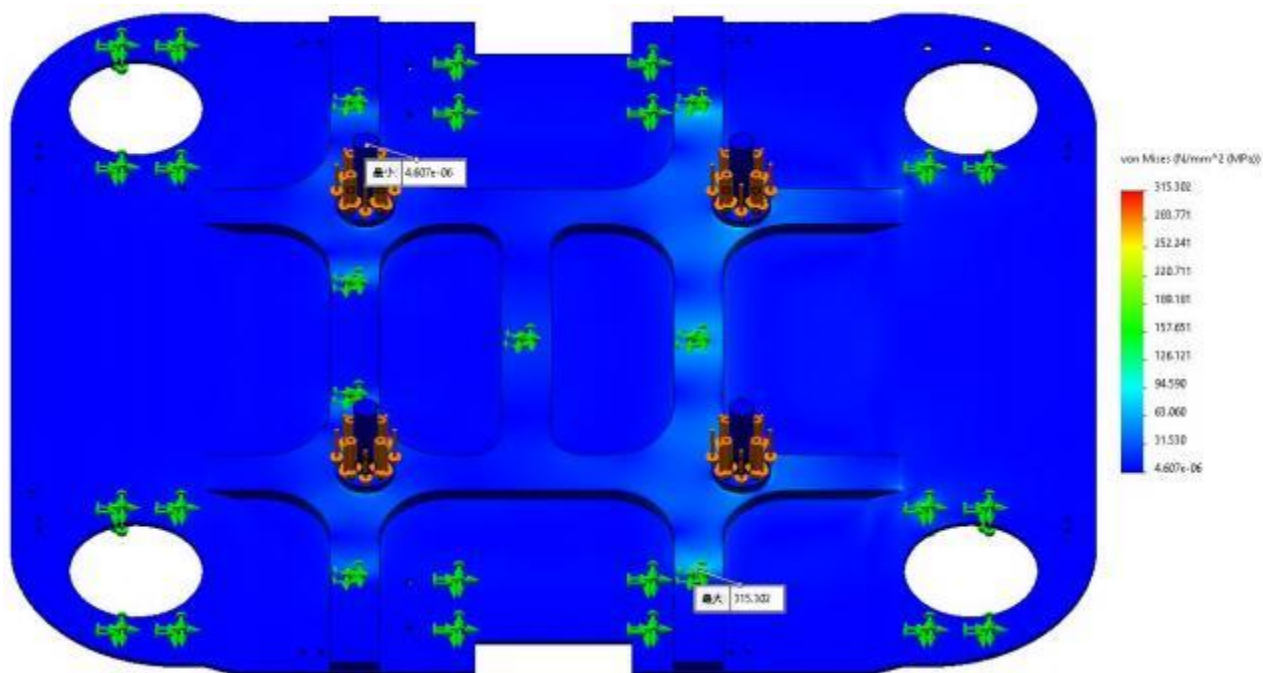


图 5-11 底盘应力结果图

通过运算出的应力结果得出，在应力分析中应力最大处于底盘加固井字形钢板上，最大应力为 $315.3\text{Mpa} < 355\text{Mpa}$ ，故底盘的应力结构符合本次设计的要求。

（5）位移结果分析

通过运算算例，对运算结果进行分析。底盘位移结果图如下图 5-12所示。

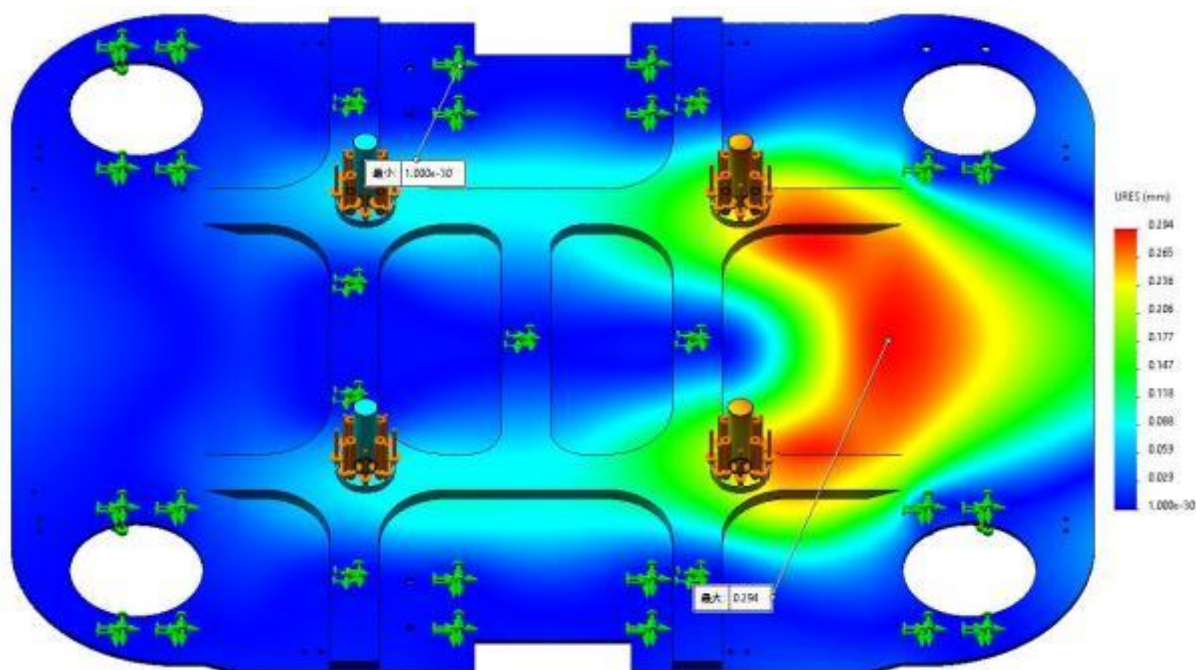


图 5-12 底盘位移结果图

通过对完成的位移结果图进行分析，在施加 7500N 的负载在底盘上时，变形最严重的地方在于底盘的前半部分位置，最大的变形量为 0.294mm，最小的变形量为 0。这表示底盘的支撑结构完全可以满足正常工作的需求，其最大的变形量为 0.294mm 也在运动中的变形量范围内，同时也证明了底盘结构的可靠性。

5.2.3 AGV 小车机械结构有限元分析结论

通过对上述 AGV 小车中，对最重要的两个承载结构进行静应力分析，其结果都能直观的知道，其结构的形变量属于一个比较小的形变，这表明 AGV 小车的基础机械结构的强度都是满足工作中要求，在 1.5 倍的负载压力的情况下结构的应力都没有超过材料的屈服应力，形变量都没有超过 0.5mm，在日常的运行工作中其承载的负载会比在分析时更加小，故其形变量也会有所减少，所以本次所分析的两个关键承载结构都满足设计要求。

6 总结与展望

6.1 总结

本文以物流仓库为背景，通过分析物流仓库货物搬运的工作过程与环境，以平板式自动导引小车（AGV）为研究对象，设计出一种适用于物流仓库货物智能搬运的 AGV 小车，对 AGV 小车车体结构、驱动结构和顶升旋转结构进行方案设计。并通过 SolidWorks 三维设计软件对 AGV 小车整体结构进行三维建模，同时对车体结构中主要承载机械结构进行静力学分析，验证方案与设计合理性。具体研究成果总结如下：

（1）对国内外 AGV 的研究现状进行分析总结，对先进设计结构与方案进行分析以应用到本次设计中，对 AGV 小车的驱动结构、顶升旋转结构与车体结构进行方案的设计与确定。

（2）对 AGV 驱动结构进行结构设计，设计蜗轮蜗杆减速器实现减速功能的同时实现输出扭矩的放大，根据 AGV 小车的性能指标对标准件驱动电机、联轴器等进行计算选型，以搭建驱动结构满足 AGV 小车的驱动要求。

（3）搭建 AGV 小车顶升旋转结构，通过使用丝杆与回转支承的组合，满足 AGV 的智能转运货物，实现自动举升货物与方向的调转，方便了搬运过程中的运动。根据载荷性能对关键零部件丝杆、回转支承、配合齿轮、驱动电机等，进行计算选型，并对承载结构进行设计，满足大载荷下的工作要求。

（4）基于 SolidWorks 三维设计软件，对 AGV 小车各结构与部件进行三维建模与总装配，并利用 SolidWorks/simulation 对 AGV 重要承载结构进行静力学分析，通过运算案例结果验证 AGV 小车的设计合理性与材料选择的合理性，以验证 AGV 小车在结构设计上的合理性。

6.2 展望

本文对平板式自动导引小车（AGV）的机械结构进行方案确定与结构设计，仅对功能的实现设计、机械结构的设计与车体结构刚性进行讨论，而在 AGV 小车的实际应用

中还存在着各种客观因素，难以全面分析，因此还有许多地方需要完善，主要包括：

（1）本文仅对 AGV 小车的關鍵承载结构进行静力学有限元分析，所施加的条件过于理想化，在实际情况中货物的重心偏移，路面的颠簸都会使力产生变化。而且机械结构中疲劳破坏也是一个重要因素，由此还需要对此进行讨论。

（2）AGV 小车的机械结构连接中多数都是采用的是硬连接，这在实际场景中遇到颠簸路面时，所产生的瞬时冲击力可能会破坏 AGV 小车的内部结构，故还需要对此方面的减震结构进行设计。

（3）AGV 小车在运动中可能会因为打滑，导致失速情况，从而发生货物滑落情况，因此可以在顶升平台增加一个定位限位装置和稳定装置，以保证货物与 AGV 小车之间的稳定。

参考文献

- [1] 孙林林.叉车型AGV结构设计及运动控制研究[D].上海.上海大学,2022.
- [2] 贾新鹏.磁导引AGV结构与运动控制分析[D].衡阳.南华大学,2022.
- [3] 王江涛.顶升式差速AGV结构设计及路径规划研究[D].太原.中北大学,2024.
- [4] 于兰浩.潜伏牵引式AGV结构设计及导航定位研究[D].青岛.山东科技大学,2019.
- [5] 周建义.用于转向架推送的电液混合动力AGV设计[D].成都.西南交通大学,2023.
- [6] 陈晖.AGV小车设计与调度算法研究[D].无锡.江南大学,2021.
- [7] 汤红杰.磁导引差速AGV设计与模糊PID控制路径校正[D].济南.山东大学,2018.
- [8] 王彬彬.智能仓储中全向AGV的设计及运动控制[D].镇江.江苏科技大学,2018.
- [9] 牛坤.自动导引小车AGV的结构设计及自主移动规划[D].北京.北京邮电大学,2015.
- [10] 吴科奇.玻璃基板运输自动导引小车(AGV)设计[D].西安.西安石油大学,2020.
- [11] 朱天宝.面向智能仓储的AGV小车结构及其稳定性研究[D].上海.上海工程技术大学,2020.
- [12] Research on AGV trajectory tracking control based on double closed-loop and PID control[J]. Huaqiang Zhang;;Dandan Wu;;Tong Yao.Journal of Physics: Conference Series.2018.
- [13] 杨可桢.机械设计基础第七版[M].北京:高等教育出版社,2020.
- [14] 濮良贵,陈国定,吴立言等.机械设计第十版[M].北京:高等教育出版社,2019.
- [15] 王军,田同海,何晓玲.机械设计课程设计[M].北京:机械工业出版社,2018.
- [16] 马晓丽,黄云峰.机械设计[M].北京:机械工业出版社,2018.
- [17] 成大先.机械设计手册:单行本.轴及其连接[M].北京:化学工业出版社,2017.
- [18] 成大先.机械设计手册:单行本.轴承[M].北京:化学工业出版社,2004.
- [19] 全国滚动轴承标准化技术委员会(SAC/TC 98).滚动轴承 角接触球轴承 外形尺寸:GB/T 292-2007[S].中国标准出版社,2007.
- [20] 回转支承:JB/T 2300-1999[S],1999.
- [21] 全国紧固件标准化技术委员会(SAC/TC 85).紧固件 螺栓、螺钉、螺柱及螺母 尺寸代号和标注:GB/T 5276-2015[S].中国标准出版社,2015.
- [22] 全国紧固件标准化技术委员会(SAC/TC 85).内六角圆柱头螺钉:GB/T 70.1-2008[S].中国标准出版社,2008.
- [23] 全国机器轴与附件标准化技术委员会.平键 键槽的剖面尺寸:GB/T 1095-2003[S].中国标准出版社,2003.
- [24] 全国钢标准化技术委员会.优质碳素结构钢:GB/T 699-1999[S].中国标准出版社,1999.
- [25] 全国产品尺寸和几何技术规范标准化技术委员会.一般公差 未注公差的线性和角度尺寸的公差:GB/T 1804-2000[S].中国标准出版社,2000.

谢 辞

搁笔之际，窗外阳光洒落桌前，回望这求学十几载只感时光飞逝，转眼就到了大学毕业时间，心里有着诸多对未来的期待与对过去的怀念，在这里我想感谢与我相遇以及给我帮助的人。

感谢我的导师——周成博老师，从选题之初到创作结束，周老师对我的悉心指导与帮助，让我的毕业设计能够顺利进行。您严谨的工作态度，渊博的知识储存和积极乐观的生活态度，对我以后的工作生活都有着深刻的影响。在此向周老师表达最真挚的感谢与祝福。

感谢我的同学们，在生活中我们互帮互助成为最好的玩伴，感谢你们给我的帮助与关心，在学习工作中我们相互探讨，在知识的海洋不断进步。

感谢我的父母，感谢你们在我背后的无条件支持，在生活中给予我丰富的物质帮助和精神的鼎力支持，是你们让我拥有了一个温暖的港湾，让我能够无忧无虑的成长，享受无限的光明。

感谢我的姐姐——小马哥，从小到大你都是我的榜样，是我最亲密的玩伴，在我遇到困难时总是细心开导我，在我遇到挫折时总会支持我，你的存在让我永远不会孤单，因为 **We are family**。

最后还要感谢伴我多年的——小周同学，你的出现陪伴我度过无数个日月，总是在生活中知我温暖，在我最困难是告诉我不要放弃，带我领略大好河山与品味人生滋味，感谢你的支持与鼓励，助我渡过重重难关。

感谢每个相遇之人。