

学校代码:10363

学 号: 222011011



Anhui Polytechnic University

硕士学位论文

题目 移动机器人制动机构 控制方法研究

论 文 作 者 王绪波

指 导 教 师 梁 艺(副教授)

学科（专业） 机械

研 究 方 向 移动机器人

论文提交日期: 2025 年 5 月 20 日

分类号：TP13.

学校代码：10363

密 级：公开

学 号：2220110113

移动机器人制动机构控制方法研究

RESEARCH ON CONTROL METHOD OF BRAKING MECHANISM OF MOBILE ROBOT

学生姓名：_____王绪波_____

校内导师：_____梁艺（副教授）_____

专 业：_____机械_____

研究方向：_____移动机器人_____

论文答辩日期：2025 年 5 月 9 日

安徽工程大学学位论文原创性声明

本人郑重声明：我恪守学术道德，崇尚严谨学风。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。除文中已明确注明和引用的内容外，本论文不包含任何其他个人或集体已经发表或撰写过的作品及成果的内容。论文为本人亲自撰写，我对所写的内容负责，并完全意识到本声明的法律后果由本人承担。

学位论文作者签名：王绪波

日期：2025 年 5 月 20 日

安徽工程大学学位论文版权使用授权书

学位论文作者完全了解学校有关保留、使用学位论文的规定，同意学校保留并向国家有关部门或机构送交论文的复印件和电子版，允许论文被查阅或借阅。本人授权安徽工程大学可以将本学位论文的全部或部分内容编入有关数据库进行检索，可以采用影印、缩印或扫描等复制手段保存和汇编本学位论文。

保密 ☐，在____年解密后适用本版权书。

本学位论文属于

不保密 ☐。

学位论文作者签名：

王绪波

指导教师签名：

梁艺

日期：2025 年 5 月 20 日

日期：2025 年 5 月 20 日

移动机器人制动机构控制方法研究

摘 要

随着移动机器人应用领域的不断拓展,从工业制造到医疗服务,从仓储物流到家庭辅助,应用场景多样且复杂,对其运动控制性能提出了更高的要求。而制动机构作为移动机器人运动稳定性结构的重要要素,制动性能对机器人的安全性、稳定性和精确性具有直接而重要的影响。因此,研究移动机器人制动系统具有重要意义。

本文针对移动机器人制动机构控制方法展开研究,旨在通过理论分析和试验验证,提出一种高效、稳定且适应性强的防抱死制动控制策略。为确保移动机器人在多样化应用场景中的安全与可靠运行,提供坚实的理论依据和技术支持。本文的研究内容包括:

(1) 移动机器人制动机构设计。明确了制动器的功能需求与设计要求,并提出了制动系统的整体设计方案。基于移动机器人的制动需求,对制动过程中所需的制动力进行了理论核算,并结合系统工作原理完成了制动系统的结构设计。在此基础上,对制动系统的驱动电机及传动机构进行了选型设计与校核分析,同时开展了系统助力特性的核算研究。

(2) 移动机器人制动机构动力学建模。分析了制动系统中的制动信号传递关系,并建立了相关动力学模型,包括电机模型、制动主缸模型、传动机构模型、制动管路模型以及制动轮缸模型。为深入理解制动系统的工作原理及其性能评估提供了基础,同时建立了增压仿真,验证了所建立模型的正确性。

(3) 移动机器人制动控制算法及仿真分析。建立了 1/4 移动机器

人单轮模型与轮胎模型，设计了基于改进趋近律积分滑模控制算法的滑移率控制器。基于李雅普诺夫控制理论，对所设计的控制器进行了稳定性和鲁棒性分析。此外，引入了路面识别算法，以估计当前路面的最佳滑移率，从而进一步优化滑移控制准确性。通过 MATLAB/Simulink 软件对制动单轮、轮胎模型和改进趋近律积分滑模控制器建模，结合控制器模型和动力学模型，与传统滑模控制器在多种不同典型路面对比，验证了移动机器人制动系统模型和积分滑模控制方法的可行性，且对不同路面具有更好的适应性。

（4）试验平台搭建与结果分析。在仿真验证的基础上，本研究搭建了移动机器人制动系统试验平台，进行了制动控制单元软硬件设计，并开展了试验验证研究。将改进的趋近律积分滑模控制方法嵌入至制动控制单元中，分别在干燥沥青路面和潮湿沥青路面两种典型制动工况下进行试验验证。试验结果表明，本文提出的改进趋近律积分滑模控制方法能够有效实现制动过程中车速与轮速的稳定控制，并确保滑移率快速趋近目标值，展现了良好的紧急制动性能。

关键词：移动机器人；制动控制策略；制动力传递；改进趋近律；积分滑模控制

RESEARCH ON CONTROL METHOD OF BRAKING MECHANISM OF MOBILE ROBOT

ABSTRACT

As the application fields of mobile robots continue to expand, from industrial manufacturing, medical services to warehousing and logistics, and housekeeping services, the complexity of application scenarios has increased significantly, and the requirements for motion control performance have become increasingly stringent. The braking mechanism is a key component in the motion control of mobile robots. Its performance directly affects the safety, stability, and accuracy of the robot. Therefore, the research on the braking system of mobile robots is of great significance.

This paper mainly studies the control method of the braking mechanism of mobile robots. Through theoretical analysis and experimental verification, an efficient, stable, and adaptive anti-lock braking control strategy is proposed to provide a solid theoretical basis and technical support for the safe and reliable operation of mobile robots in different application scenarios. The main contents of this study are as follows:

(1) Design of mobile robot braking mechanism: This section explains the functions and design requirements of the braking system and proposes an overall design framework. According to the braking requirements of the mobile robot, the required braking force is calculated theoretically, and the system structure is designed according to its working principle. In addition, the drive motor and transmission mechanism are selected and verified, the auxiliary system characteristics are calculated, and the key parameters of the auxiliary mechanism are optimized.

(2) Dynamic modeling of mobile robot braking mechanism: The force transmission relationship inside the braking system was analyzed, and the models of the motor, master cylinder, transmission mechanism, brake pipe, and wheel cylinder were established, and the correctness of these models was strictly verified.

(3) Mobile robot braking control algorithm and simulation analysis: A 1/4 scale single wheel and tire model was constructed, and a slip rate controller based on the improved approximate law integral sliding mode control algorithm was designed. The stability and robustness of the algorithm were analyzed using control theory. The road surface recognition algorithm was introduced to estimate the optimal slip rate of the current road surface. Using MATLAB/Simulink software, the brake wheel and tire models and the improved approximate law integral sliding mode controller were established. By comparing with the traditional sliding mode controller under various typical road conditions, the feasibility of the mobile robot braking system model and the integral sliding mode control method was verified, and the effectiveness of the anti-lock braking controller was confirmed. It has good adaptability to different road surfaces.

(4) Test platform construction and result analysis: Based on simulation verification, a mobile robot braking system test platform was built, the hardware and software of the braking control unit were designed, and experimental verification research was carried out. The improved approximate law integral sliding mode control method was embedded in the brake control unit and tested under two typical braking conditions: dry asphalt pavement and wet asphalt pavement. The test results show that this method can effectively adjust the vehicle speed and wheel speed during braking, ensuring that the slip rate quickly approaches the target value, while also having good emergency braking performance.

KEY WORDS: mobile robot; braking control strategy; braking force transmission; improved reaching law; integral sliding mode control

目 录

摘 要	I
ABSTRACT	III
第 1 章 绪论	1
1.1 课题研究背景及意义	1
1.2 国内外研究现状	1
1.2.1 移动机器人制动技术研究现状	1
1.2.2 移动机器人防抱死控制方法现状	6
1.3 本文主要研究内容	10
第 2 章 移动机器人制动机构设计	12
2.1 总体方案布置	12
2.2 制动系统原理分析及结构设计	12
2.3 制动系统参数计算	14
2.3.1 移动机器人受力分析和计算	14
2.3.2 制动主缸最大推力计算	16
2.4 线控制动系统传动机构设计	17
2.4.1 滚珠丝杠选型设计	17
2.4.2 制动电机选型设计	19
2.5 制动器性能分析	20
2.6 本章小结	23
第 3 章 移动机器人制动机构动力学建模	24
3.1 制动力传递关系	24
3.2 移动机器人制动执行器动力学模型	24
3.2.1 电机数学模型	25
3.2.2 制动主缸数学模型	26
3.2.3 传动机构数学模型	27
3.2.4 电磁阀数学模型	28
3.2.5 制动管路数学模型	29
3.2.6 制动轮缸数学模型	29

3.3 动力学模型验证分析	30
3.4 本章小结	31
第 4 章 移动机器人制动控制算法及仿真分析	33
4.1 车轮模型	33
4.1.1 四分之一移动机器人动力学模型	33
4.1.2 轮胎模型	34
4.2 路面识别算法	36
4.3 滑模控制器的设计	37
4.3.1 滑模变结构的原理	37
4.3.2 传统滑模控制器设计	39
4.3.3 积分滑模控制器设计	41
4.4 仿真研究	43
4.4.1 ABS 的仿真模型	43
4.4.2 仿真结果分析	44
4.4 本章小结	49
第 5 章 移动机器人制动控制试验验证	50
5.1 移动机器人试验方案设计	50
5.2 试验系统软硬件设计	52
5.3 试验测试与结果分析	56
5.2.1 干燥路面条件	57
5.2.2 潮湿路面条件	58
5.4 本章小结	60
第 6 章 总结与展望	61
6.1 总结	61
6.2 展望	62
第 7 章 参考文献	63
攻读硕士学位期间的学术活动及成果情况	69

插图清单

图 1-1 日立公司线电液控制制动系统.....	2
图 1-2 电液制动器的结构和组成.....	2
图 1-3 EMB 结构示意图	3
图 1-4 电楔制动器概念图.....	3
图 1-5 吉林大学 EMB 系统结构示意图	4
图 1-6 武汉科技大学 EHB 制动器结构图.....	5
图 1-7 吉林大学电液制动系统.....	5
图 1-8 ABS 工作流程	6
图 1-9 ABS 逻辑门限制控制策略原理图	8
图 1-10 PID 控制原理图	8
图 1-11 ABS 外环控制结构	8
图 1-12 Lin He 团队防抱死系统的组合控制策略.....	9
图 2-1 整车布置方案示意图.....	12
图 2-2 制动系统结构原理图.....	13
图 2-3 移动机器人制动时受力分析.....	14
图 2-4 DIR4010 滚珠丝杠尺寸参数.....	19
图 2-5 制动系统三维模型图.....	20
图 2-6 制动盘模型.....	21
图 2-7 制动盘网格划分.....	21
图 2-8 应力图.....	22
图 2-9 位移图.....	22
图 2-10 应变图.....	23
图 3-1 制动系统信号传递关系.....	24
图 3-2 直流有刷电机结构原理图.....	25
图 3-3 制动主缸结构图.....	26
图 3-4 常开增压电磁阀结构图.....	28
图 3-5 常闭减压电磁阀结构图.....	28
图 3-6 制动轮缸结构图.....	29

图 3-7 轮缸弹簧阻尼模型.....	30
图 3-8 制动器液压仿真模型.....	31
图 3-9 轮缸制动力曲线.....	31
图 4-1 四分之一移动机器人受力分析图.....	34
图 4-2 滑移率-路利用附着系数关系曲线	36
图 4-3 车轮防抱死制动过程.....	37
图 4-4 切换面上的三种点的特性.....	38
图 4-5 积分滑模控制系统流程图.....	43
图 4-6 初速度为 10m/s 的制动仿真结果.....	44
图 4-7 初速度为 20m/s 的制动仿真结果.....	45
图 4-8 初速度为 10m/s 的滑移率仿真结果.....	45
图 4-9 初速度为 20m/s 的滑移率仿真结果.....	46
图 4-10 初速度为 10m/s 的制动仿真结果.....	47
图 4-11 初速度为 20m/s 的制动仿真结果.....	47
图 4-12 初速度为 10m/s 的滑移率仿真结果.....	48
图 4-13 初速度为 20m/s 的滑移率仿真结果.....	48
图 5-1 制动系统试验平台.....	50
图 5-2 工控机.....	52
图 5-3 制动器.....	53
图 5-4 压力传感器.....	53
图 5-5 角度传感器图.....	54
图 5-6 卡钳 HY-250DBX.....	54
图 5-7 电池.....	55
图 5-8 直流稳压电源.....	55
图 5-9 单片机控制、通信图.....	55
图 5-10 电机调速示意图.....	56
图 5-11 STM32 单片机实物图.....	56
图 5-12 干燥沥青路面车速、减速度、滑移率曲线.....	58
图 5-13 潮湿沥青路面车速、减速度、滑移率曲线.....	59

插表清单

表 2-1 移动机器人底盘参数.....	16
表 2-2 卡钳参数.....	17
表 2-3 滚珠丝杠具体参数.....	19
表 2-4 助力电机参数.....	20
表 4-1 几种常见路面的特征参数值.....	35
表 4-2 不同路面下的 λ_d 和 $\mu_{\max}$ 值.....	35
表 4-3 移动机器人相关仿真参数.....	44
表 5-1 移动机器人主要机械结构说明.....	51
表 5-2 移动机器人制动试验方案.....	51
表 5-3 移动机器人车体参数.....	56

第1章 绪论

1.1 课题研究背景及意义

在当代生产力迅猛发展的背景下，机器人技术亦取得了显著进步，其功能已从早期的简单操作扩展至现今的复杂任务执行。这一进展得益于传感器技术和智能算法等领域的持续突破，推动了机器人向智能化方向的演进。机器人技术的应用不仅提升了任务执行和日常工作的效率，还有效降低了人类在危险环境中的风险。其中，移动机器人作为在动态环境中通过传感器感知并实现自主避障的典型系统，已成为研究热点。跨学科知识的融合，如自动化技术、机电一体化、图像处理及大数据分析等，共同构建了移动机器人的理论体系，加速了其智能化进程^[1]。

针对移动机器人对系统可靠性和稳定性的要求，本研究专注于开发一种为移动机器人设计的线控制动系统控制方案。该方案旨在构建一个机电一体化特性的具有 ABS（防抱死系统）功能的电液制动系统。通过构建电液制动系统的数学模型并进行性能测试，本研究致力于实现稳定且可靠的制动控制，从而增强移动机器人的工作效率。

线控技术在移动机器人设计中的运用，简化了底盘的机械构造，显著减轻了整体重量，进而降低了能源功率消耗，并为底盘布局提供了更大的灵活性。线控制动系统通过电信号的方式，减少了对液压和机械传动部件的依赖，这显著缩短了系统的响应时间。与传统的液压制动系统相比，配备线控制动系统的移动机器人展现了更优的控制精度与可靠性^[2]。这种系统的可靠性提高不仅体现在响应速度上，还在于减少了机械磨损和故障的可能性，使得移动机器人在各种复杂环境下的表现更加稳定。线控制动技术作为制动系统的发展方向，与移动机器人自动驾驶技术的紧密结合，预示着其未来广泛的应用潜力。

1.2 国内外研究现状

1.2.1 移动机器人制动技术研究现状

移动机器人作为现代科技的杰出代表，已在全球范围内引起了广泛的研究兴趣。学者们针对实际应用场景，持续优化机器人的硬件配置与软件算法，从而推动了移动机器人在众多领域的普及与应用^[3]，更是为移动机器人产业的迅猛发展注入了强劲动力，催生了大疆创新、科大智能、汇川技术等一批行业领军企业。研究人

员对机器人设计的不断革新，已经收获了显著的成就。

目前，线控制动系统的主流执行机构设计方案有以下几类：电子液压线控制动系统(EHB)、电子机械线控制动系统(EMB)与电楔线控制动系统(EWB)^[4]。线控制动系统通过机电一体化技术对传统制动架构进行了结构性优化，采用电动执行单元替代原有制动装置中的机械机构，依托电子控制单元(ECU)实时解析制动指令，经由电机驱动滚珠丝杠机构生成轴向制动力矩，不仅显著缩短了制动延迟时间，也提高了能量回收效率。然而，当前阶段，电机制动仍面临安全控制方面的潜在风险，且缺乏备用的制动机制，因此，完全成熟的制动系统尚需时日来完善。此外，电子液压制动系统(EHB)的发展是制动技术演进的关键环节，因此，EHB系统的研发成为现代制动技术发展的一个重点研究领域。

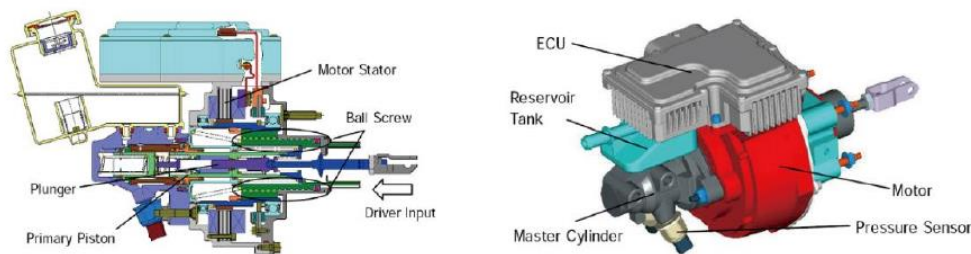


图 1-1 日立公司线电液控制制动系统

日立公司提出一种电液助力制动系统，如图 1-1 所示。该系统核心组成部分包括电机、助力结构以及制动主缸等。其制动助力原理是通过电机带动滚珠丝杠旋转，将旋转助力变为水平助力，进而推动制动踏板前进，产生制动压力。此外，系统还集成了制动能量回收功能，显著提升了系统的能效^[5]。

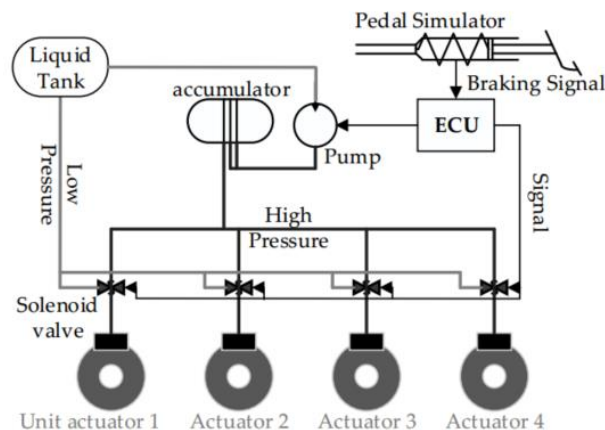


图 1-2 电液制动器的结构和组成

意大利 D'alfio N 团队设计了一种电液制动器，是典型的机械部件、液压系统、电子控制系统的集成系统。如图 1-2 所示，电液制动系统的主要组成部分包括液压

系统与电控系统；液压执行机构涵盖液压泵、高油管和低油管等组件，系统中还包含蓄能器和电磁阀等元件，这种结构设计旨在实现高效的制动控制；电控系统包括传感器、电控单元(ECU)、驱动电机、电缆等^[6]。EHB 系统用电子元件和电磁阀代替了一些机械部件，配备的传感器能够将施加的踏板力转换为电子信号，并将其传输至电子控制单元。与此同时，这些传感器还监测并反馈车辆速度、轮速和轮缸压力等重要信号。ECU 对所有接收到的传感器信号进行综合分析，以生成相应的控制信号，并传送给高速电磁阀调节液压压力。

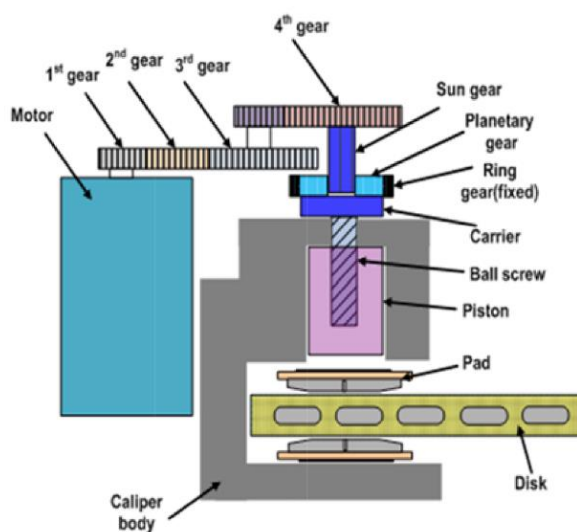


图 1-3 EMB 结构示意图

韩国的 Park G 团队提出一种基于迟滞模型的夹紧力估算 EMB 制动器，EMB 的整体结构如图 1-3 所示。驾驶员的命令输入到永磁同步电机(PMSM)中，然后该 PMSM 的旋转运动被转换为减速齿轮和一个与 PMSM 串联的行星齿轮组。当活塞和刹车片压向轮盘时，卡钳体同时从两侧夹紧轮盘^[7]。提出了一种新的制动片厚度估计器，可以增强对垫层厚度变化的鲁棒性。

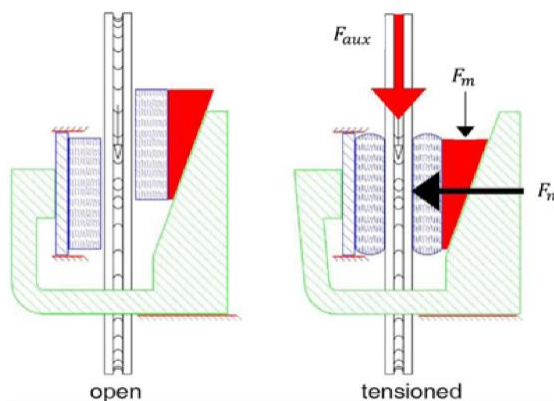


图 1-4 电楔制动器概念图

Dong-Hwan S 团队提出了一种用于活动楔块的适当致动方向以获得更大的夹

紧效率和制动效率。图 1-4 提供了电楔制动器的概念图，机构主要由活动楔块和反向楔块组成，驱动力 F_m 作用在活动楔块上，活动楔块沿盘片旋转方向被沿着向下推动。这种机制导致一个过程，通过该过程，小的制动力与制动合力一起产生大的夹紧力，这是一个自增强效果^[8]。

吉林大学梁储团队提出了一种以双驱动电机为冗余动力源、行星滚柱丝杠 (PRSM) 为运动转换机构的全线控制制动系统^[13]。如图 1-5 所示，无刷直流驱动电机 1 和无刷直流驱动电机 2 是执行器的冗余驱动。电机扭矩通过行星齿轮机构和花键传递到 PRSM。PRSM 内置于轮缸活塞中，并推动其直线运动。这使摩擦片与制动盘接触，产生垂直于制动盘的夹紧力。考虑了电机温度对输出转矩的影响，夹紧力连续跟踪效果好，夹紧力估算精度高。

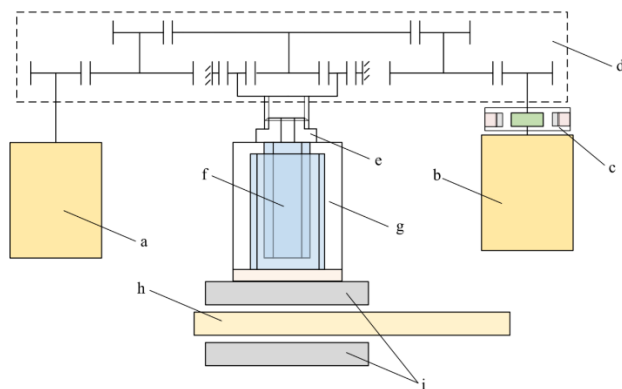


图 1-5 吉林大学 EMB 系统结构示意图

武汉科技大学郑实团队设计了一种变助力特性线控制动液压系统，通过辨识制动踏板的位移和速度参数，设计了运动型、舒适型和标准型 3 种可变助力特性。EHB 系统由永磁同步电动机、齿轮、滚珠丝杠传动机构、制动踏板、主缸和液压控制单元组成，如图 1-6 所示：踩下制动踏板时，永磁同步电动机将电能转化为机械能，橡胶反馈盘将驾驶员的制动踏板力与助力器阀体的水平力耦合，以致动主缸柱塞并在其中产生压力。为高阶智能驾驶中个性化实现所面临的非线性问题提供了可行的解决方案^[10]。

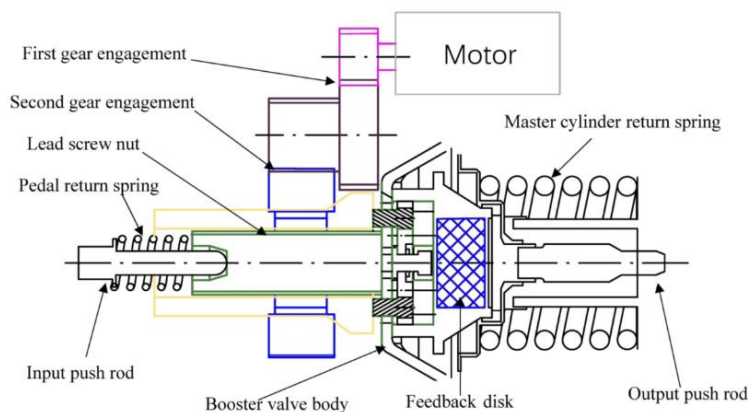


图 1-6 武汉科技大学 EHB 制动器结构图

吉林大学赵健团队设计了一种集成式电控机械液压制动系统，如图 1-7 所示^[11]。该系统由永磁同步电机、齿轮机构、制动踏板、滚珠丝杠副及推杆等组成。电机在脉宽调制控制下输出额定转速，通过齿轮组实现降速增扭，经过放大的扭矩由滚珠丝杠转化为轴向位移，配合推杆在制动主缸内生成液压制动力，从而使制动系统能够高效地产生所需的制动力。此设计不仅提高了系统的工作效率，也增强了制动响应的灵敏度与可靠性。

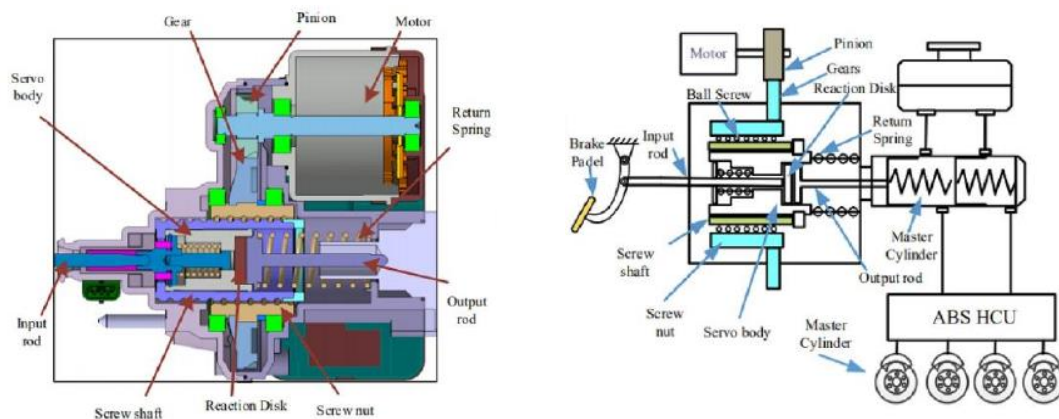


图 1-7 吉林大学电液制动系统

通过上述文献调查发现，目前国外针对线控制动系统技术的发展较为成熟，诸如博世、大陆集团等知名企业在电动助力制动器和电子液压制动系统方面取得了显著进展。许多高校和研究机构积极开展相关技术的研究。对于电机制动的电子液压制动(EHB)系统，在电机制动的电子液压制动(EHB)系统中，通常选用电动机作为动力源，通过传动机构将电动机的旋转运动转换为线性运动，从而驱动制动主缸以生成所需的制动压力。这一方法显然只需对电动机进行控制，即可实现 EHB 系统的制动功能，展现出结构简洁、安全性高、成本效益显著及控制便捷等多重优势。因此，该系统特别适合应用于智能移动机器人领域，能够有效满足其对高效且可靠

制动性能的要求^[12]。

1.2.2 移动机器人防抱死控制方法现状

移动机器人防抱死控制系统作为一种主动安全装置，该系统能够实时监测移动机器人的运动状态，通过对底层制动平台的控制，主动调节车轮上的制动力，以调整车轮的滑移率避免车轮抱死。这一过程有效避免了移动机器人在制动过程中可能出现的侧翻、打滑和失控现象，显著提升了其制动性能和转向能力，从而进一步提高了工作效率。此机制实现了对制动力的动态管理，确保在不同运行条件下，能够有效优化制动性能，从而提升整体系统的安全性及可靠性^[13]。总的来说，防抱死制动系统(ABS)的主要功能有以下几点：

- (1) 明显缩短了制动距离。在这一过程中，ABS 能够将车轮的滑移率控制在最佳范围内，从而充分发挥地面制动力系数的优势^[14]。
- (2) 增强了移动机器人在制动工况下的操控稳定性。
- (3) 有效延长了轮胎的使用寿命。ABS 系统能提高车轮滑移率，避免车轮长时间处于滑动状态，从而降低了轮胎的磨损程度。

ABS 工作时的基本流程如图 1-8 所示，传感器系统负责实时监测车辆的状态，包括速度、加速度、路面条件等信息。电子控制单元接收来自传感器系统的数据，进行数据处理和分析，根据设定的控制算法计算出所需的制动力并发出信号。驱动系统根据电子控制单元的指令，调整制动器的输出，将压力信号传递至车轮实现滑移率控制。

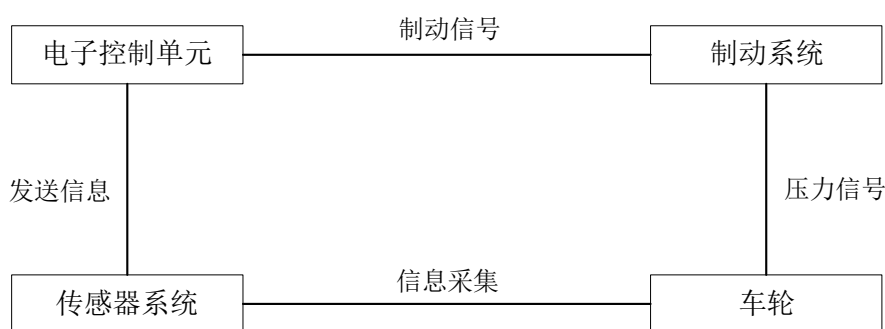


图 1-8 ABS 工作流程

ABS 的工作原理主要基于实时监测和控制车轮的转速，以防止在制动过程中发生车轮锁死现象^[15]。该系统通过轮速传感器持续监测各个车轮的转速，并将数据传输至电子控制单元(ECU)。ECU 对这些信号进行分析，以判断车轮是否存在锁死的风险。当系统检测到某一车轮的转速显著低于其他车轮时，表明该车轮可能即将锁死，ECU 会立即进行干预。具体而言，ECU 通过控制液压调节器调节制动液

的压力,降低锁死车轮的制动力,同时增加其他车轮的制动力,以保持车辆的稳定性和操控性。此过程通常以高频率进行,确保在短时间内对制动状态进行调整,从而实现最佳的制动效果。

此外,ABS 系统还能够优化滑移率,使其保持在一个理想的范围内,以最大化地面制动力的利用率,从而提高制动性能并减少制动距离^[16]。同时,系统的设计也有助于提升轮胎的使用寿命,减少磨损,确保车辆在各种路况下的安全性和稳定性。

制动系统作为移动机器人行驶过程中的关键安全组件,通常在制动条件较差的环境中运行。因此,为了确保移动机器人具备良好的制动性能,ABS(防抱死制动系统)需具备以下几个优点:①快速响应;②低延迟;③良好的抗干扰能力。因此,选择合适的 ABS 控制策略显得尤为重要。

1.逻辑门限值控制

逻辑门限值 ABS 控制方法是一种基于车轮转速监测和预设阈值的非线性控制策略,广泛应用于 ABS 中^[17]。该方法的核心思想是通过实时监测各个车轮的转速,并与设定的门限值进行比较,以判断车轮是否存在锁死风险。在实际应用中,逻辑门限值控制方法首先通过轮速传感器获取各车轮的转速信息,并将其传输至电子控制单元(ECU)。ECU 将实时转速数据与预设的门限值进行比较。当检测到某一车轮的转速显著低于其他车轮,且超过设定的门限值时,系统会判定该车轮即将锁死^[18]。此时,ECU 将通过控制液压调节器来调节该车轮的制动液压力,从而降低其制动力,避免锁死现象的发生。

该控制方法的优点在于其实现简单,对硬件的要求较低,且不需要复杂的动力学模型建立,因此在液压 ABS 系统中具有良好的适应性。然而,逻辑门限值控制方法也存在一定的局限性,主要体现在对路面附着力的估计不足,这可能导致在复杂路况下控制精度的降低。此外,该方法对数据的依赖性较强,需确保采集的数据具有足够的代表性和准确性,以支撑系统的稳定运行。因此,在实际应用中,逻辑门限值控制方法常常与其他控制策略结合使用,以提高系统的整体性能和鲁棒性。

辽宁工业大学李刚团队针对车轮滑移率作为主要控制目标,同时以车轮角加速度作为辅助控制目标,开展了一项关于 ABS 逻辑门限制控制策略的仿真试验研究^[19]。如图 1-9 所示,该研究考虑了前后载荷不均以及制动过程中轴荷转移的影响。在对开路面条件下,该控制策略展现出了优良的实时控制能力,有效缩短了制

动距离。

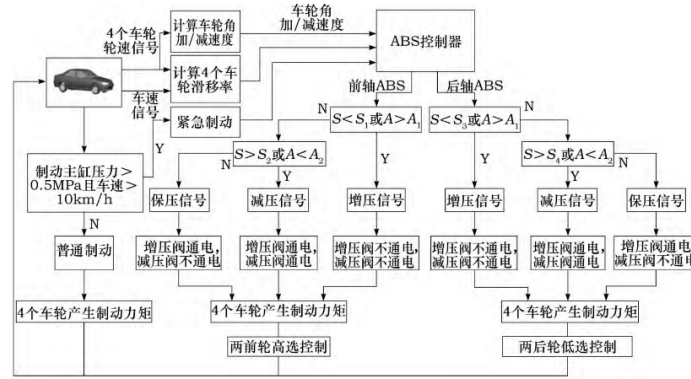


图 1-9 ABS 逻辑门限制控制策略原理图

2. PID 控制

逻辑门限值算法虽已在工业上得到广泛的应用，但其依赖于固定的阈值设定，这使得其不同环境下的适应性较差。在不同的路面附着条件下，最佳的滑移率可能会有所不同，固定的阈值可能无法有效应对这些变化。如图 1-10 所示，通过调节制动液压力，PID^[20](Proportional Integral and Derivative)控制方法能够有效地抑制车轮锁死现象，提升制动系统的稳定性和安全性。该方法的优点在于其结构简单、易于实现且具有良好的鲁棒性，适用于多种路况和载荷条件，广泛应用于防抱死制动系统中，以实现车轮制动状态的精确调节^[35]。

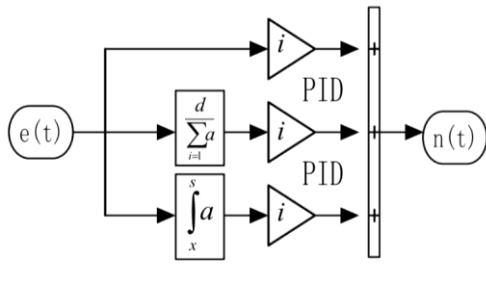


图 1-10 PID 控制原理图

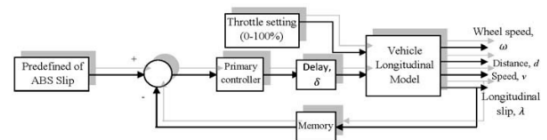


图 1-11 ABS 外环控制结构

Aparow V.R 团队提出一种基于 PID 算法的 ABS 控制器，如图 1-11 所示，针对 ABS 设计中的强非线性，建立了汽车纵向五自由度动力学模型，并与轮胎动力学分析模型(Magic Tyre 模型)相结合，该控制器包括比例、比例允许积分和微分增益在突然加速和突然制动测试的预定范围内改变参数^[21]。设计急加速和急制动等瞬态操纵试验，所提出的 ABS 控制结构被示出能够减少停车距离和控制的重制动期间的纵向滑移。

3. 滑模变结构控制

滑模变结构控制是一种鲁棒性强且适应性好的控制策略^[22]，该控制方法基于

非线性系统理论,通过设计滑模面,使系统状态在达到滑模面后能够沿着该面进行滑模运动,从而实现对系统动态行为的精确控制。滑模控制的一个显著优点是其对模型不确定性和外部扰动的高度鲁棒性。在实际应用中,路面摩擦系数的变化、载荷的波动等因素都可能导致系统动态特性的变化,而滑模控制能够通过其固有的切换特性,快速调整控制输入,以维持系统的稳定性和性能。此外,滑模控制还能够有效地抑制车轮锁死现象,提升车辆的制动效率和安全性。然而,滑模变结构控制方法也存在一些局限性。例如,由于其切换特性,可能导致“抖振”现象,即在滑模面附近的高频振荡,这可能会对系统的平稳性产生负面影响。因此,在实际设计中,通常需要引入边界层设计^[23],以平滑切换过程,减小抖振现象对系统性能的影响。

Sulakshan R 团队在基于模糊控制器的防抱死制动系统控制架构的基础上,引入了滑模微分器(SMD),进而提出了一种时变滑模控制(TV-SMC)的控制策略^[24]。该策略旨在有效跟踪最优滑移轨迹,从而提升系统的制动性能和稳定性。与经典的滑模控制器相比,TV-SMC 的调整是耗时的,通过在对应于各种轮胎的不同局部点处对模型进行线性化来选择正值 k , 有效地进行状态估计,改善了滑模控制器的控制性能。

Lin H 团队提出了一种基于组合滑模控制(cSMC)的电动汽车防抱死制动系统(emABS)控制方法。如图 1-12 所示,该方法利用车轮减速度和滑移率两个变量设计 emABS 控制律,其中车轮减速度直接表征车轮速度,滑移率直接表征地面附着系数^[25]。车轮减速度滑模控制系统具有快速的瞬态响应,在稳定控制阶段可以准确计算滑移率,可以提高能量利用率,增加续驶里程。

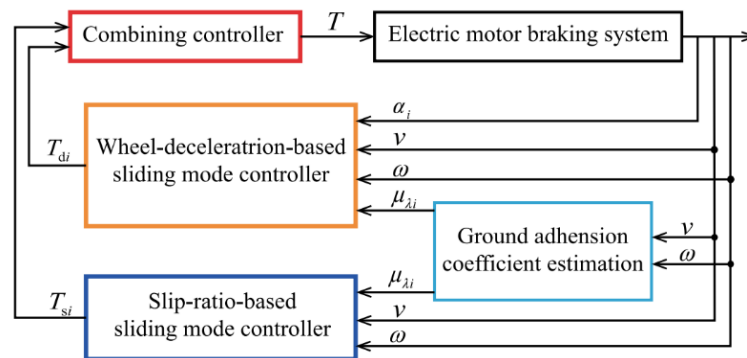


图 1-12 Lin He 团队防抱死系统的组合控制策略

根据上述各类控制系统的特征,可以明确地看出,单一控制系统在兼顾鲁棒性

与控制精度方面存在一定的困难。此外，从实施的角度来看，各种控制方法在难易程度上也存在显著差异。传统的逻辑门限值控制方法虽然在硬件成本上较为低廉，但其实施过程往往需要较多的经验积累和探索，导致算法的实现相对复杂。相对而言，PID 控制算法因其结构简单而广受欢迎，能够提供良好的控制精度，但在鲁棒性方面表现相对不足，且其实施成本通常较高^[26]。

滑模变结构控制方法则展现出良好的可实施性，具备较强的鲁棒性和较高的控制精度。这使得滑模控制成为在复杂动态环境中应用的理想选择。

1.3 本文主要研究内容

为了解决当前移动机器人制动系统研究中的不足之处，探索和完善移动机器人制动系统的设计与实现。本研究主要聚焦于移动机器人制动机构设计及其仿真试验研究，围绕制动执行机构的设计、执行机构数学建模、控制策略的仿真分析及实验验证等方面，本文的具体研究内容如下：

第一章介绍课题研究背景与意义，并对国内外制动执行机构的设计开发、防抱死制动控制策略进行文献调查和分析，总结了当前研究的现状和特点。提出了适合移动机器人制动系统的结构方案与控制策略。

第二章介绍移动机器人制动机构设计。针对本文研究的移动机器人底盘，基于其整体结构特点，确定了制动系统的总体布置方案。开展移动机器人行驶时的运动学分析，基于移动机器人的制动需求，计算所需制动力，并结合总体方案完成了制动系统的结构设计。进行传动机构的选型设计，完成制动系统的整体开发。

第三章介绍移动机器人线控制动系统动力学模型。依据线控制动系统的工作原理，阐述其动力信号传递的路径。构建线控制动系统的动力学模型，包括：电机模型、主缸模型、液压阀模型、轮缸模型等；分析制动液压系统的动态特性，验证所设计制动系统的可行性，为下一章制动系统控制仿真提供了理论基础。

第四章介绍移动机器人制动系统控制器设计及仿真分析。建立了单轮移动机器人模型、轮胎模型以便对 ABS 算法的研究分析。引入路面识别算法估计当前路面的最佳滑移率。在传统滑模算法上引入积分滑模面，设定合理的积分器，结合指数趋近率和幂次趋近率提出一种改进趋近率，确保系统在任何时刻都能跟踪期望的参考信号，提高控制的精度。在 Matlab/Simulink 仿真环境中，构建了上述两种 ABS 控制算法的仿真模型。通过选取不同的典型工况开展了仿真试验与对比分析。

第五章通过试验验证基于积分滑模控制算法设计的 ABS 控制器正确性。介绍了制动试验方案,通过软件与硬件设计,实现移动机器人的基本功能。将制动控制算法嵌入控制单元中,建立液压制动控制策略,分别在干燥沥青路面和潮湿沥青路面两种典型制动工况下开展试验。

第六章全文总结与展望。

第2章 移动机器人制动机构设计

如上文所述，本章的主要研究内容为制动执行结构的设计。基于结构稳定、方便控制、简单轻便等要求，参考本文采用的轴距为 1200mm 的移动机器人为参考，确定制动系统的总体需求，以此完成执行机构的结构设计，并完成对关键部位的选型设计与参数计算。

2.1 总体方案布置

本文以轴距为 1200mm 的轻型移动机器人行车制动系统为设计参考^[27]。基于本研究的移动机器人制动需求，对底盘结构进行改装。

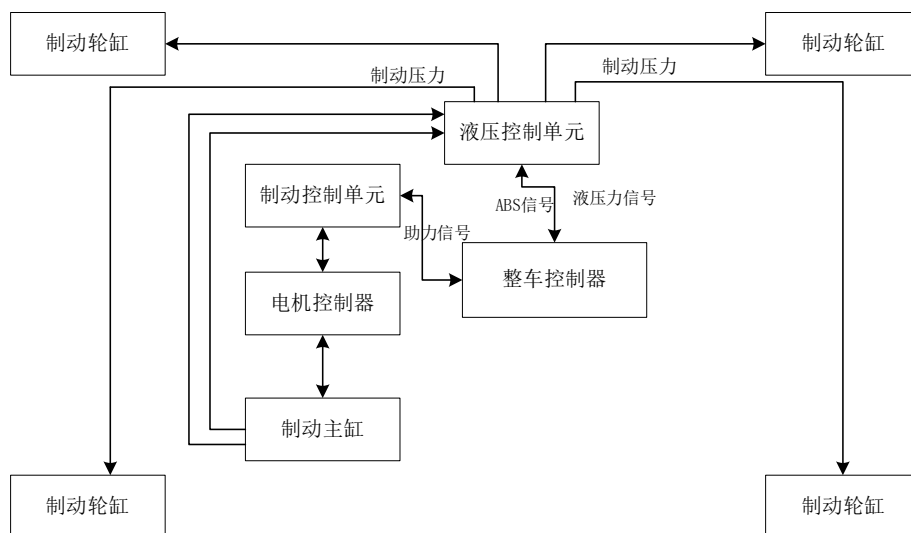


图 2-1 整车布置方案示意图

其整体布置方案如图 2-1 所示，所设计制动控制系统主要包括控制单元、执行单元、信息采集单元：控制单元控制移动机器人运动，接受信息采集单元传递的信息，对底层控制器发送制动信号；执行单元包括电机、制动主缸、液压传输管路、制动轮缸等部件^[27]，将电信号转变为机械信号，传递机械能实现车轮制动；信息采集单元包括压力传感器、车速传感器等，采集移动机器人的运动信息，传递至控制单元。其中，因为 CAN 总线拥有高可靠性和抗干扰能力，以及高效的多主机通信能力，信息传递通过较为成熟 CAN 总线进行通信^[28]。

2.2 制动系统原理分析及结构设计

本节将重点介绍线控制动系统的技术方案，包括线控制动系统的需求设计和方案设计，旨在根据需求和技术方案开发出一款适合的移动机器人制动系统。在考虑普通移动机器人及新能源移动机器人的制动需求时，线控制动电动助力制动器

应满足以下几个关键要求^[29]:

(1) 紧凑的结构设计: 由于普通移动机器人和传统小型移动机器人的底盘空间通常非常有限, 因此线控制动制动器的设计必须尽量小型化和轻量化, 以便于安装, 并在确保移动机器人具备良好制动性能的前提下, 满足体积小、重量轻和易于安装的要求。

(2) 充足的制动力: 目前传统制动系统中需要额外安装真空泵来实现制动助力, 这在连续制动时常常导致制动力不足和制动效果不佳。因此, 线控制动制动器应能够根据路面的实际情况, 通过电机助力, 提供精准且充足的制动助力, 从而确保良好的制动效果^[30]。

(3) 信号采集的便利性: 在整个制动过程中, 应简化传统分布式传感网络带来的复杂线束连接, 将电机转矩、制动活塞位移及液压管路压力等关键状态参数采集集中到上层控制单元的 ECU 中。因此, 在尽量降低成本的同时, 采集模块的安装和布置也应进行合理设计, 确保系统的效率和可靠性^[31]。

(4) 高安全性能: 线控制动系统的可靠性直接关系到移动机器人行驶过程中的安全性。因此, 制动器的各个部件参数应经严格的核算, 确保其在严苛的环境下能够稳定运行。

通过以上要求的细致分析, 我们可以为线控制动系统的设计提供更加清晰的方向和依据, 从而提升移动机器人的整体性能和安全性。综上所述, 现对制动器的具体结构进行设计:

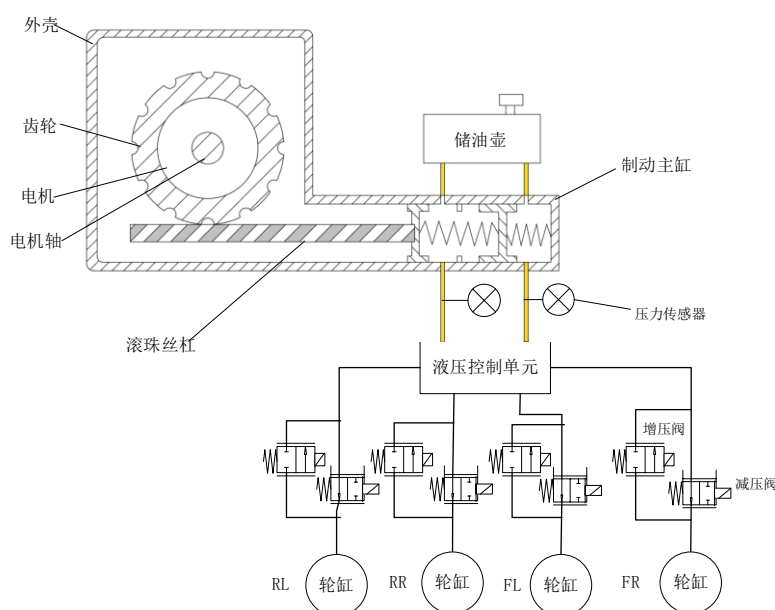


图 2-2 制动系统结构原理图

如图 2-2 所示,制动系统主要的构成部分为:动力系统、液压系统和底层控制单元。动力系统包括有刷直流电机、齿轮和滚珠丝杠,有刷直流电机为线控制动系统提供动力、传递转矩。电机-齿轮为一级传动机构,电机轴充当齿轮轴直接驱动齿轮;齿轮-滚至丝杠为二级传动机构,轮齿与滚至丝杠相啮合,滚至丝杠的轴端直接与制动主缸活塞相连,充当液压杆传递力矩^[32]。液压系统由制动主缸、液压阀、液压管路和制动轮缸组成,负责实现制动的液压力传递和控制。底层控制单元包括液压控制单元和电机控制单元,电机控制单元,接受上层控制器的信号,通过控制算法调整电机电流,改变期望转矩;而液压控制单元则通过对电磁阀的控制,控制液压管路内流量,改变液压力,对轮缸进行精确控制。通过协同工作,制动系统能够实现高效、精准的制动控制,确保移动机器人的制动性能准确性与稳定性^[33] [34]。

2.3 制动系统参数计算

在确定了制动系统的方案和工作原理后,进行受力分析确定结构设计需要满足的基本参数。通过制动受力分析,可以计算出车轮的最大摩擦力,进而推导出车轮轮缸内的压力,根据负载,推出主缸活塞所需的最大制动压力,并由此确定制动系统所需的动力大小。通过合理的助力核算,能够有效提升制动性能,满足不同工况下的制动需求。

2.3.1 移动机器人受力分析和计算

在水平良好路面上制动时,移动机器人受力分析如图 2-3 所示,假设整个路面区域的摩擦系数保持一致,并且在分析过程中忽略移动机器人在行驶过程中所受到的空气阻力以及在旋转质量减速时所产生的惯性力矩^[35]。

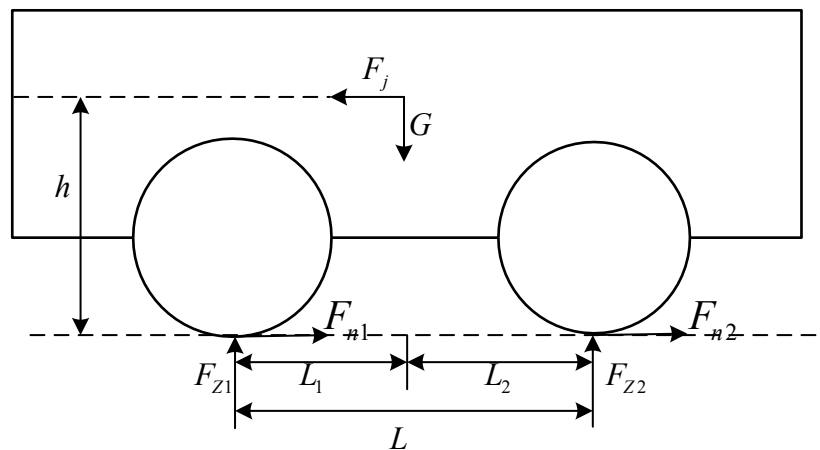


图 2-3 移动机器人制动时受力分析

由图 2-3 所示，分别对移动机器人前后轮受力分析可知：

$$\begin{cases} F_{Z1}L = GL_1 + m \frac{du}{dt} h_g \\ F_{Z2}L = GL_2 - m \frac{du}{dt} h_g \end{cases} \quad (2-1)$$

式中：移动机器人制动时，路面对车轮施加的法向反作用力为 F_{Z1} ， F_{Z2} ；移动机器人的质量为 m ；移动机器人的质心高度为 h_g ；移动机器人的前后轴距为 L ；移动机器人质心与前、后轴之间距离为 L_1, L_2 ；制动时的减速度为 du/dt ，其中， $F_j = m \frac{du}{dt}$ 为移动机器人的惯性力矩；移动机器人所受重力为 G ， L 为轴距，且 $L = L_1 + L_2$ 。

制动强度为 $q_s = \frac{du}{g \cdot dt}$ ，根据式 2-1，可以推出地面对移动机器人的车轮施加反作用力之间的关系，如式 2-2 所示：

$$\begin{cases} F_{n1} = \frac{G}{L}(b + q_s h_g) \\ F_{n2} = \frac{G}{L}(b - q_s h_g) \end{cases} \quad (2-2)$$

基于对路面状态的综合考虑，本研究选取附着系数为 0.8 的路面作为参考。移动机器人在附着系数 $\varphi = 0.8$ 的水平路面上进行制动，当制动强度达到最大时，地面对移动机器人的总制动力恰好等于前、后车轮所产生的总附着力^[36]。由此可得，

$$G \cdot \varphi = m \frac{du}{dt} \quad (2-3)$$

此时车轮的最大制动力如式 2-4 所示：

$$\begin{cases} F_{b1\max} = \varphi \frac{G}{L}(b + q_s h_g) \\ F_{b2\max} = \varphi \frac{G}{L}(b - q_s h_g) \\ q_s = du/dt \cdot g \end{cases} \quad (2-4)$$

由表2-1可得到前、后轮的最大制动力： $F_{b1\max} = 3322.72\text{N}$, $F_{b2\max} = 2262.22\text{N}$ 。

表 2-1 移动机器人底盘参数

参数	数值
轴距(mm)	1200.0
质心高度(mm)	300.0
总质量(kg)	520.0
轮胎半径(mm)	400.0
活塞半径(mm)	10.0
活塞最大行程(mm)	21.0
前轴质量比 %	41.0
后轴质量比 %	59.0

2.3.2 制动主缸最大推力计算

鉴于所设计的移动机器人前轴车轮采用盘式制动器,根据力矩平衡原理,可以推导出单侧车轮制动盘上所需的最大夹紧力^[38],如下式 2-5 所示:

$$F_{cl} = \frac{f_b r}{2 f r_a} \quad (2-5)$$

式中: F_{cl} 为单侧夹紧力; r_a 为制动盘有效作用半径; f 为动摩擦系数; r 为轮胎半径; f_b 为前轮的最大制动力。

对于移动机器人前轴轮胎上的制动轮缸所能产生的最大推力与其液压力关系^[39]如下:

$$F_{cl} = \frac{\pi}{4} P_1 d_1^2 \quad (2-6)$$

式中: P_1 为前轮缸液压力; d_1 为前轮缸直径。

当摩擦片的摩擦系数设定为 0.45 时,制动效能因数的数值为 4 时^[40]。推导出移动机器人后轮的最大制动力与轮缸液压力之间的数学关系,如式 2-7 所示:

$$F_{b2} = \frac{\pi}{4} P_2 d_2^2 B_{ef} \quad (2-7)$$

式中: F_{b2} 为后轮最大制动力; P_2 为后轮液压力; r_2 为后轮制动盘有效作用半

径； d_2 为轮缸直径； B_{ef} 为制动效能因数。

主缸活塞的水平推力可以由式 2-8 求出：

$$F_{mc} = P_{\max} \frac{\pi d_c^2}{4\eta} \quad (2-8)$$

式中： F_{mc} 为主缸最大输出推力； $P_{\max}$ 为主缸最大液压力，取 $P_{\max} = (P_1, P_2)$ ； d_c 为活塞直径； η 为系统机械效率，一般取 0.85-0.95。

卡钳参数^[41]如表 2-2 所示，将相关数据代入上式可得， $P_1=4.27\text{MPa} > P_2=3.11\text{MPa}$ ，则 $P_{\max} = P_1=4.27\text{MPa}$ ，制动主缸的最大活塞推力 $F_{mc}=3.87\text{kN}$ 。

表 2-2 卡钳参数

名称	前轮卡钳	后轮卡钳
卡钳结构	液压刹车器	液压刹车器
轮缸直径(mm)	22	25
支持刹车盘外径(mm)	100	100

2.4 线控制动系统传动机构设计

由上文可知，传动机构起到减速、增大扭矩和变换制动力方向的作用，为实现这一目标，选用了具有高传动效率的滚珠丝杠作为制动力传递机构。此外，电机选型设计时也需考虑轻量化和易安装性，以满足移动机器人的整体性能需求^[42]。基于上述需求，接下来将根据所需的制动力大小，进行滚珠丝杠和制动电机的具体参数选型，。这些选择将确保系统在性能和效率之间实现最佳平衡。

2.4.1 滚珠丝杠选型设计

(1) 精度等级选择

滚珠丝杠的精度等级通常分为 P1、P2、P3、P4、P5、P7 和 P10 共七个等级^[43]，其中对于高强度工作的结构，推荐使用高精度等级。在本研究中，制动器所选用的滚珠丝杠为 P7 级，且其滚珠采用内循环方式。这一选择旨在确保制动系统的精确性和可靠性，以满足移动机器人在各种工作环境下的性能需求。

(2) 额定动载荷的计算

在通过丝杠驱动制动主缸以建立制动压力的过程中，丝杠可能会出现轻微的振动，并伴随一定的冲击载荷。因此，有必要对滚珠丝杠的动态载荷进行评估和计算^[44]。滚珠丝杠的额定动载荷可由式 2-9 计算：

$$\begin{cases} c_a \geq \frac{K_h K_f K_t K_m}{K_n} \\ K_h = \left(\frac{L_h}{500} \right)^{\frac{1}{3}} \\ K_n = \left(\frac{33.3}{\bar{n}} \right)^{\frac{1}{3}} \\ \bar{n} = \frac{n_{\min} + n_{\max}}{2} \end{cases} \quad (2-9)$$

式中： c_a 为额定动载荷， K_h 寿命系数，取 $K_h=2.71$ ； K_f 为负荷系数，由《机械零件手册》查得其值为 1.2^[45]； K_t 为温度系数，由《机械零件手册》查得其值为 1； $\bar{n}$ 为平均转速； K_n 为转速系数。

由式 2-10 可得到滚珠丝杠的水平速度为：

$$V_s = \frac{s_c}{t} \quad (2-10)$$

式中： V_s 为丝杠水平移动速度； t 为制动建压时间； s_c 为主缸活塞行程。

根据国家标准，移动机器人在紧急制动时，制动主缸的建力压力时间应小于 0.6 秒。在本文中，制动建压时间设定为 0.2 秒，这一设计符合相关的性能要求^[46]。由上文所述可计算出滚珠丝杠水平移动速度 $V_s=65\text{mm/s}$ ，选择导程为 10mm 滚珠丝杠，则螺母的转速为：

$$n = \frac{V_s}{p} \times 60 = \frac{82.5}{10} \times 60 / \text{min} = 365r / \text{min} \quad (2-11)$$

将螺母的转速，代入式 2-11 可得滚珠丝杠的平均转速为：

$\bar{n}=221.5r/\text{min}$ ，则 $K_n=0.67$ 。

K_m 为滚珠丝杠的平均压力， $P_{\max}$ 为移动机器人达到最大制动强度时的主缸最大液压力， $P_{\max}=(P_1, P_2)$ ，将前文参数带入得 $K_m=2.1\text{kN}$ 。

综上所述，将数据代入式 2-9 可以得到滚珠丝杠的额定动载荷^[47]：

$$c_a \geq \frac{K_h K_f K_t K_m}{K_n} = \frac{2.71 \times 1.2 \times 1 \times 2.1}{0.67} = 10.19\text{kN} \quad (2-12)$$

即额定动载荷为 10.19kN，远大于上述主缸所需最大推力，所选滚珠丝杠满足设计要求。

表 2-3 滚珠丝杠具体参数

参数	大小	单位
公称直径	32	mm
导程	10	mm
额定动载荷	10.19	kN
全长	121	mm

滚珠丝杠的标准参数如图 2-4 所示，滚珠丝杠的型号选择 DIR3210-6 满足上文设计要求，其基本参数和外形尺寸下：

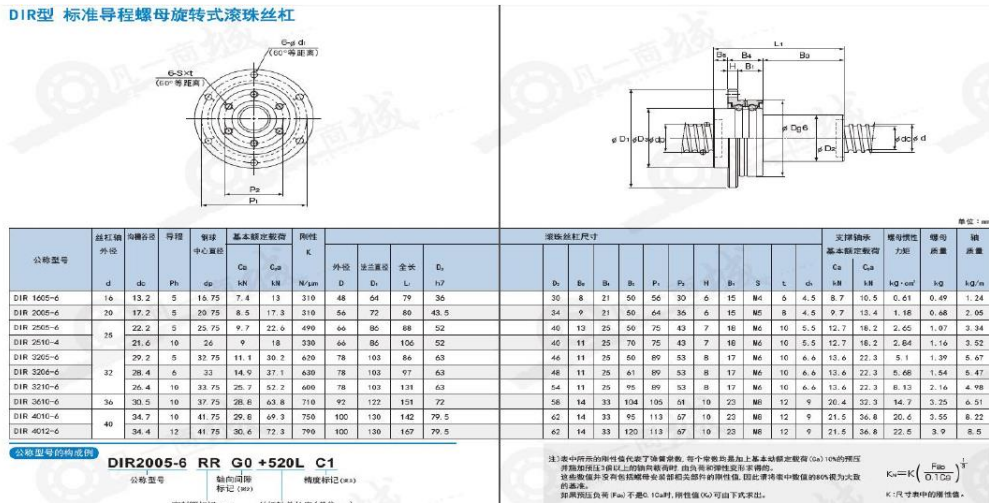


图 2-4 DIR4010 滚珠丝杠尺寸参数

2.4.2 制动电机选型设计

在制动系统中，电机作为核心动力源，其选型对系统的控制性能具有决定性影响。为确保系统的高效运行，需根据力学模型精确计算电机所提供的输出力矩。同时，电机的转速选择亦至关重要，其与滚珠丝杠的传动特性密切相关，其关系可由式 2-13 所示：

$$n_m = \frac{60v_s i}{p_h} \quad (2-13)$$

式中： n_m 为电机转速；

v_s 为丝杠直线运动速度。

滚珠丝杠的机械效率选定 0.85^[48]，代入数据计算可得： $T_m=2.72\text{N/m}$ ， $n_m=1485\text{r/min}$ 。 根据上述计算最终确定电机参数如表 2-4 所示：

表 2-4 助力电机参数

电机参数表	
额定功率(W)	120
额定转矩($N \cdot m$)	0.4
最大转矩($N \cdot m$)	2.0
额定转速($r / \min$)	2900
额定电流(A)	20
额定电压(V)	12

2.5 制动器性能分析

综上所述，所设计的制动系统三维装配如图 2-5 所示，电机通过两级传动机构将转矩转化为水平推力推动主缸工作，主缸上方连接储油壶提供油液，下方设计支撑架以便于安装在移动机器人的底盘上：

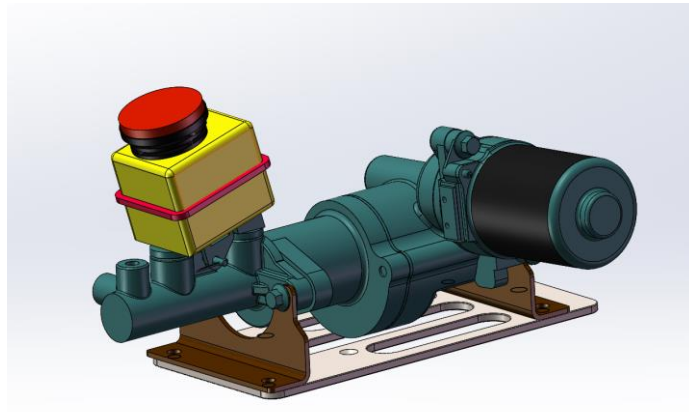


图 2-5 制动系统三维模型图

根据上述制动器结构参数，设计制动盘模型，在 Solidworks/simulation 中对制动盘进行静力学分析，观察仿真结果，验证制动盘结构可靠性。

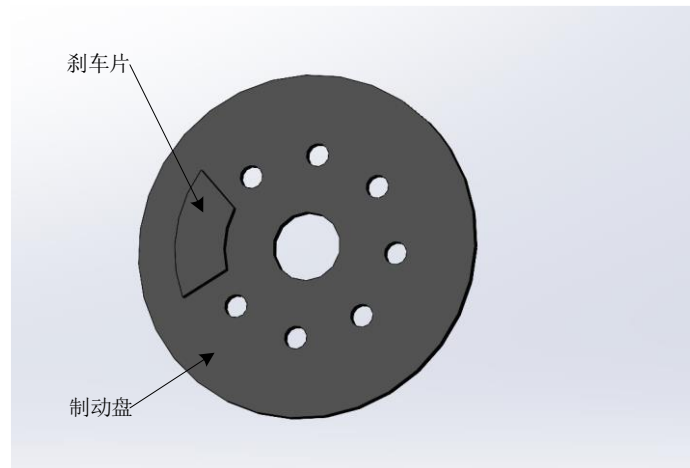


图 2-6 制动盘模型

制动盘结构模型如图 2-6 所示，制动盘左侧添加弧形平台模拟制动时刹车片加紧制动盘的情境。根据制动盘常用材料类型，本文制动盘材料选用灰铸铁 HT250，其力学性能如下：

抗拉强度大于 200Mpa、抗弯强度大于 432Mpa、硬度在 187~241 之间。

如图 2-7 所示，采用标准三角形结构在 Solidworks 中对制动盘模型进行网格划分，网格整体大小为 3mm，公差为 0.15mm。

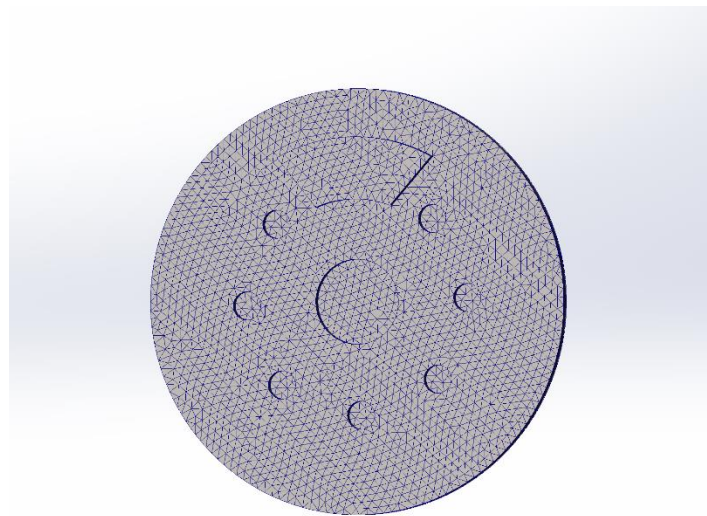


图 2-7 制动盘网格划分

刹车片与制动盘之间为摩擦连接，摩擦系数设置为 0.15，从刹车片两侧与制动盘中心进行约束，对刹车片与制动盘的接触面施加制动轮缸可产生的最大制动压力为 4.27Mpa 的载荷，模拟实际制动工况，应力图、位移图、应变图如 2-8、2-9、2-10 所示：

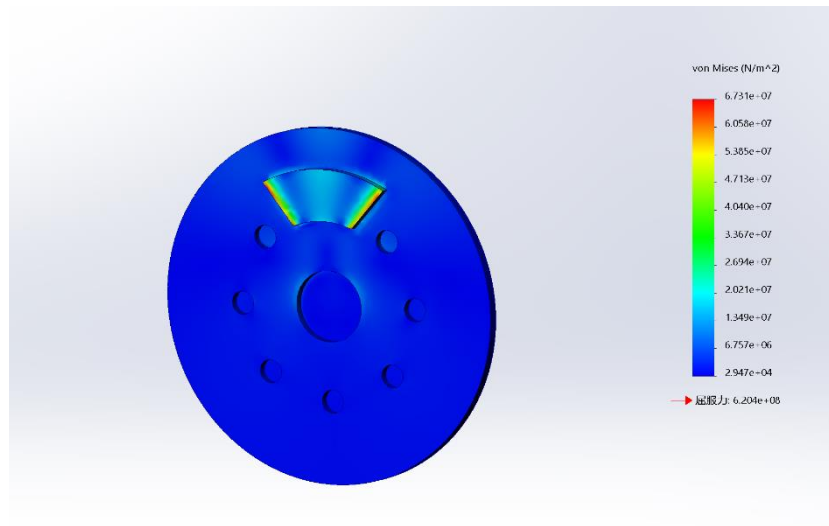


图 2-8 应力图

由图 2-8 可知，图中为制动盘应力分布图。应力是用于预测材料屈服的有效应力标准，通常用于工程分析中以评估材料在复杂载荷下的表现。图中的颜色梯度表示了应力的变化，红色区域表示应力集中或较高的应力水平，而蓝色区域则表示应力较低。大部分区域显示为蓝色，这表明在大多数情况下，制动盘在所施加的载荷下保持了较好的稳定性和可靠性。应力值的最高点为 6.7Mpa。

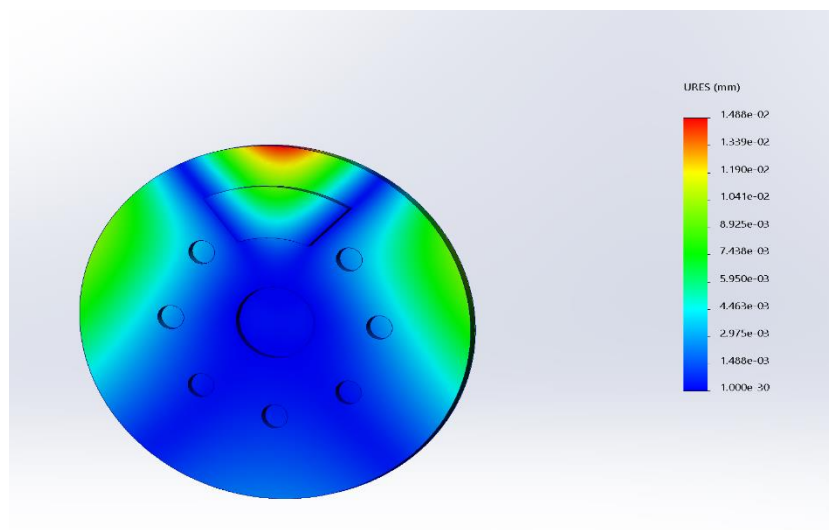


图 2-9 位移图

由图 2-9 可知，该图展示制动盘的形变位移分布，变形分析对于评估制动盘在实际应用中的稳定性和可靠性非常重要，尤其是在高负荷和振动环境中。颜色梯度从红色（高变形量）到蓝色（低变形量），表示不同区域的变形程度。最大变形量约为 0.01488mm，主要集中在刹车片区域，且最大形变量较小，可忽略不计。这表明制动盘在所施加的载荷下保持了较好的稳定性和可靠性。

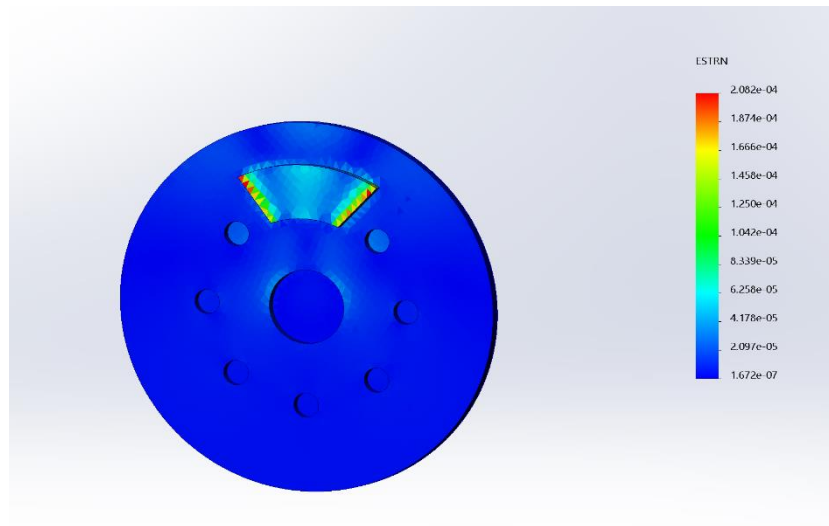


图 2-10 应变图

由图 2-10 可知，该图展示了制动盘的应变分布，颜色从蓝色（低应变区域）到红色（高应变区域），应变分析对于评估材料在工作条件下的性能至关重要，可以帮助判断材料是否会在长时间使用后发生疲劳或破坏。最大应变值约为 2.082×10^{-4} ，主要集中在圆盘的上部区域。应变的分布表明，在制动过程中，刹车片两侧承受了较大的变形。蓝色区域代表低应变，说明这些区域的变形较小，可能保持了较好的结构稳定性。

2.6 本章小结

本章针对本文研究的移动机器人底盘，基于其整体结构特点，确定了制动系统的总体布置方案。开展移动机器人行驶时的运动学分析，基于移动机器人的制动需求，计算所需制动力，并结合总体方案完成了制动系统的结构设计。基于制动主缸的结构，设计一对减速齿轮与滚珠丝杠结构，通过电机旋转带动齿轮与滚珠丝杠推动制动活塞工作，通过对移动机器人整体的运动受力分析，对主缸、滚珠丝杠等进行了详细的数学计算与验证，机构选型设计基本满足制动力的计算结果，具有可行性。

第3章 移动机器人制动机构动力学建模

本章主要构建制动系统的动力学模型，动力学模型是对系统本质的一种抽象化描述，能够直接反映被控对象的特性。首先对制动系统中动力信号的传递路径进行了分析，以便实现合理的模型简化。动力信号的传递路径是基于制动系统的制动力传递过程进行阐述的，为后续的理论分析奠定了基础。

3.1 制动力传递关系

本研究采用 Simulink 软件构建了制动机构的仿真模型，其信号传递关系^[49]如图 3-1 所示。该仿真模型基于动力学原理，主要由以下模块组成：电机动力学模型、传动机构动力学模型、制动主缸模型以及制动轮缸模型等。通过上述模块的集成与耦合，实现了对制动系统动态特性的仿真，为系统性能分析与优化提供了理论依据。

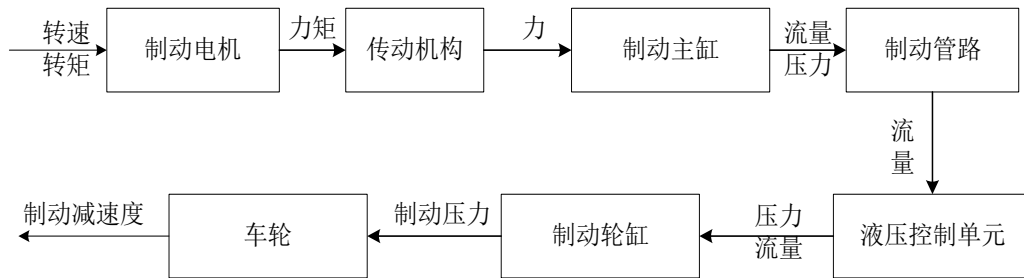


图 3-1 制动系统信号传递关系

从图 3-1 可以看出，上层制动控制单元接受传感器信息发出制动信号，电机开始工作，将电流信号转变为制动力矩传递至传动机构，传动机构中的齿轮组与滚珠丝杠将力矩放大并转变为水平推力^[50]，传递至制动主缸；推动活塞帮助主缸建立制动压力，主缸活塞将储油壶中的制动液挤入制动管路中，形成液压力；液压控制单元调控电磁阀控制油液流量进而控制液压力的大小，将制动压力分配到各个轮缸中，轮缸接收到液压力后，刹车片挤压制动盘，产生摩擦力，进而使移动机器人产生制动减速度直至停止行驶。

3.2 移动机器人制动执行器动力学模型

为深入探究制动系统的物理特性，本研究构建了如图 3-1 所示的动力学模型。该模型主要由电控机械系统模型和液压系统模型两大部分组成。其中，电控机械系统模型涵盖了电机动力学模型及传动机构动力学模型；液压系统模型则包括制动主缸模型、电磁阀模型、制动管路模型以及制动轮缸模型。通过对上述子模型的集成与耦合，实现了对制动系统多物理场特性的综合表征。各组件在运行过程中的受

力特性将在中予以详细分析与讨论。

为了深入理解制动系统的物理特性，由图 3-1 可知，该动力学模型主要由电控机械模型、液压系统模型组成。其中，电控机械系统模型主要包括电机模型和传动机构模型，液压系统模型则由制动主缸模型、电磁阀模型、制动管路模型与制动轮缸模型组成。各个组件的受力分析将在后续章节中进行详细探讨。

在模型的简化过程中，我们考虑了系统的转动惯量、制动液的压缩特性以及系统的动态摩擦特性^[51]。最终，我们推导出了一一种面向动力学控制的液压系统动力学模型。

需要指出的是，所设计的制动系统具有显著的非线性特性，这种非线性主要体现在系统动力学行为的复杂耦合关系以及力学相互作用中。这种特性使得面向控制的动力学模型推导过程变得尤为复杂。为此，在建立制动系统动力学模型之前，需基于系统结构特征引入合理假设^[52]，以简化模型复杂度并确保其可解性：

- (1) 忽略丝杠和活塞之间的间隙，即 $d_s = d_c$ ；
- (2) 忽略液压系统的油液泄漏；
- (3) 不考虑制动系统备份制动功能；
- (4) 忽略制动系统制动压力波动；

3.2.1 电机数学模型

直流有刷电机通过机械换向器（电刷与换向片）实现电流方向切换，其数学模型基于电磁感应与机械动力学原理，是分析电机动态响应、设计控制策略的基础^[53]，图 3-2 为其结构原理图。

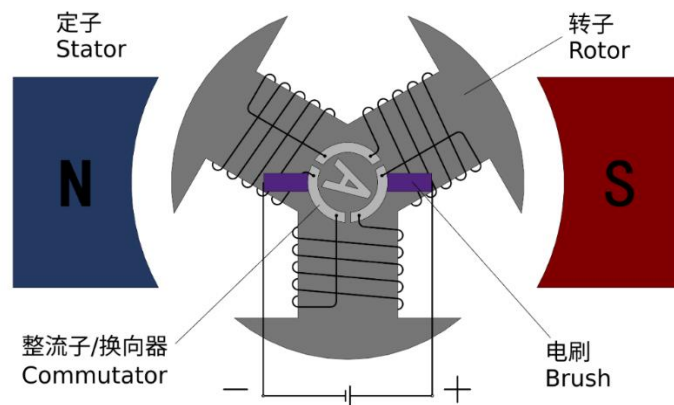


图 3-2 直流有刷电机结构原理图

为简化分析过程，本研究将有刷直流电机视为理想化模型，并基于以下假设展开研究：（1）忽略磁饱和效应，磁通密度与励磁电流成正比；（2）假设电刷与换向

片接触电阻恒定，无电弧损耗；（3）电枢绕组均匀分布，反电动势波形为理想梯形或平滑曲线^[54]。基于如上假设条件，可推导出有刷直流电机的数学模型：

（1）动态电压方程：

$$V_a = R_a i_a + L_a \frac{di_a}{dt} + e_b \quad (3-1)$$

$$e_b = k_e w_m \quad (3-2)$$

式中： V_a 为电枢端电压， R_a 为电枢绕组电阻， L_a 为电枢绕组电感， i_a 为电枢电流， e_b 为反电动势，与转速成正比， k_e 为反电动势常数， w_m 为转子机械角速度。

（2）电枢电流与磁场相互作用产生电磁转矩方程：

$$T_e = k_t i_a \quad (3-3)$$

式中： T_e 为电磁转矩， k_t 为为转矩常数，对于理想电机满足 $k_t = k_e$ 。

（3）转子的动力学方程为：

$$J \frac{dw_m}{dt} + B w_m = T_e - T_L \quad (3-4)$$

式中： J 为转子及负载的总转动惯量， B 粘滞摩擦系数， T_L 为负载转矩。

3.2.2 制动主缸数学模型

制动主缸采用双腔串联式结构设计，如图 3-3 所示。该设计为前后腔互为冗余备份，能够有效满足液压制动系统在故障工况下的冗余制动需求^[55]。制动主缸是汽车液压制动系统的核心部件，其功能是将滚珠丝杠水平推力转化为两路独立的制动液压力，分别驱动前、后轮制动器。通过冗余设计确保单腔失效时的部分制动能力，其数学模型需综合机械动力学与流体力学特性。

为简化模型，做如下假设，（1）制动液不可压缩；（2）忽略液压管路的弹性形变；（3）活塞与缸体间摩擦阻力与速度成正比；（4）忽略制动液泄露或只存在微小泄露。

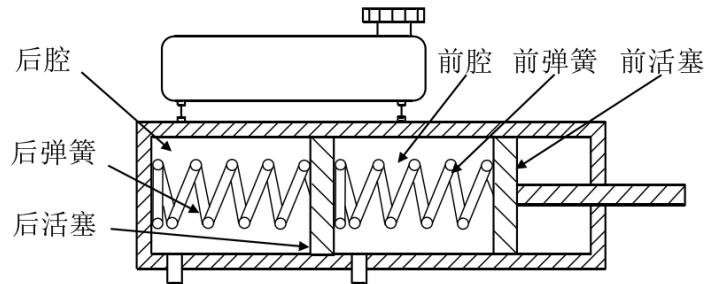


图 3-3 制动主缸结构图

活塞的运动方程为：

$$m_f \frac{d^2 x_f}{dt^2} = F_i - P_f A_f - K_f (x_f - x_r) - C_f \frac{dx_f}{dt} \quad (3-5)$$

$$m_r \frac{d^2 x_r}{dt^2} = P_f A_f + K_f (x_f - x_r) - C_r \frac{dx_r}{dt} - K_r x_r - P_r A_r \quad (3-6)$$

式中： m_f 、 m_r 为两活塞质量， x_f 、 x_r 为两活塞位移， F_i 为滚珠丝杠输入力， A_f 、 A_r 为两活塞有效截面积， K_f 、 K_r 为活塞间弹簧刚度， C_f 、 C_r 为前、后活塞阻尼系数， P_f 、 P_r 为两腔制动液压力。

根据液体体积弹性模量公式^[56]，得到两腔的流量方程：

$$Q_f = A_f \frac{dx_f}{dt} - A_r \frac{dx_r}{dt} - \frac{dP_f}{dt} \cdot \frac{(V_f + A_r x_r - A_f x_f)}{\beta} \quad (3-7)$$

$$Q_r = A_r \frac{dx_r}{dt} - \frac{dP_r}{dt} \cdot \frac{(V_r - A_r x_r)}{\beta} \quad (3-8)$$

式中： Q_f 、 Q_r 为主缸两腔的流量， V_f 、 V_r 为两腔的初始容积， β 为等效容积弹性模量。

3.2.3 传动机构数学模型

传动机构通过减速齿轮组将电机输出扭矩放大，驱动滚珠丝杠将旋转运动转换为直线位移，最终推动制动钳产生制动力。其核心动态特性涉及齿轮啮合动力学、丝杠轴向刚度及摩擦非线性，建模需耦合机械传动与运动转换特性。这样的设计方案确保了系统能够高效地进行动力传输和运动转换，从而提升制动系统的可靠性和响应速度。

齿轮动力学方程：

$$T_o = T_i \cdot i \quad (3-9)$$

式中： T_o 为齿轮输出力矩， T_i 为齿轮输入力矩， i 为齿轮副的减速比。

滚珠丝杠的运动方程^[57]：

$$\frac{\theta_s}{2\pi} = \frac{s_n}{h} \quad (3-10)$$

式中： h 为丝杠导程， θ_s 为丝杠的旋转角度， s_n 为丝杠的轴向位移。

滚珠丝杠的力矩方程：

$$2\pi T_d = h \cdot F_i \quad (3-11)$$

式中： T_d 为输入扭矩， F_t 为轴向力。

3.2.4 电磁阀数学模型

在移动机器人制动系统的液压控制单元中，增压阀与减压阀作为核心控制元件，承担着调节流量大小及改变液压力的关键功能^[57]。阀门能够高效实现液压管路的通断控制，进一步地，通过引入高频脉宽调制(PWM)技术，电磁阀可在不同占空比条件下对系统液压力进行连续且精确的调节。具体而言，增压阀采用常开型阀口设计，而减压阀则采用常闭型阀口设计，其详细结构分别如图 3-4 与图 3-5 所示。

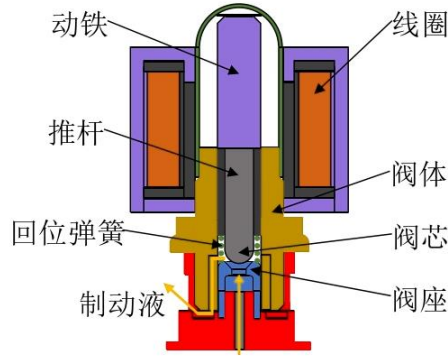


图 3-4 常开增压电磁阀结构图

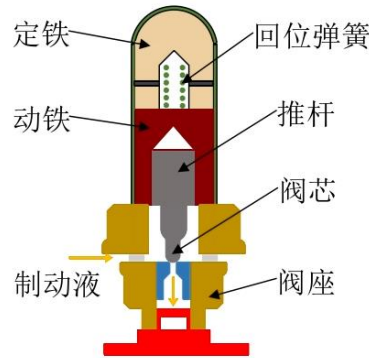


图 3-5 常闭减压电磁阀结构图

阀芯运动受电磁力、弹簧力、液压力及阻尼影响，其动力学方程为：

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F_m - A_v\Delta P \quad (3-12)$$

式中： m 为阀芯质量， x 为阀芯位移， c 为阻尼系数， k 为弹簧刚度， F_m 为电磁力， A_v 为阀芯有效受压面积， ΔP 为阀口前后压差。

通过阀口的流量 Q 由阀口开度和压差决定，其流量-压力方程^[58]：

$$Q = C_d A_v(x) \sqrt{\frac{2|\Delta P|}{\rho}} \quad (3-13)$$

Q 为阀口的流量， C_d 为流量系数， $A_v(x)$ 为阀口有效通流面积， ρ 为制动液密

度。

3.2.5 制动管路数学模型

制动管路作为液压制动系统的压力传输通道，其动态特性直接影响制动压力的建立与调节精度。管路与制动液、管壁之间的摩擦会引起压力损失，且制动液在被挤压时也存在一定的体积压缩，都造成压力损失，这将对压力的精细调控产生影响^[59]。

其压力损失方程为：

$$\Delta P_{bp} = \rho v^2 \frac{\zeta L_{bp}}{2d_{bp}} \quad (3-14)$$

式中： ΔP_{bp} 为压力损失， ρ 为制动液密度， ζ 为摩擦系数， v 为平均流速， L_{bp} 为管路长度， d_{bp} 为管路内径。

3.2.6 制动轮缸数学模型

制动轮缸是制动系统的核心执行机构，其功能是将液压压力转换为机械推力，驱动制动刹车片压紧制动鼓产生制动力矩，从而产生夹紧力，实现制动减速。制动轮缸的结构图如图 3-6 所示。该系统可以简化为一个弹簧阻尼系统模型，如图 3-7 所示。

为了简化分析，做如下合理假设：（1）制动液不可压缩；（2）活塞与缸体间摩擦符合 Stribeck 模型；（3）制动刹车片接触压力均匀分布。

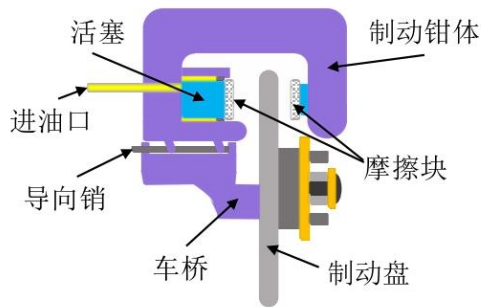


图 3-6 制动轮缸结构图

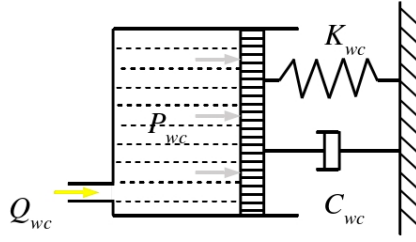


图 3-7 轮缸弹簧阻尼模型

活塞运动受液压推力、弹簧力、摩擦影响，其动力学方程：

$$m_{wc} \frac{d^2 x_{wc}}{dt^2} = x_{wc} P_{wc} + K_{wc} (x_{s0} + x_{wc}) - C_{wc} \frac{dx_{wc}}{dt} \quad (3-15)$$

式中： m_{wc} 为活塞等效质量， C_{wc} 为粘滞阻尼系数， K_{wc} 为复位弹簧刚度， x_{wc} 为活塞位移， P_{wc} 为轮缸内压力， x_{s0} 为弹簧预紧量。

轮缸内压力 P_{wc} 由流入流量和活塞位移决定，轮缸的流量方程：

$$Q_{wc} = A_{wc} \frac{dx_{wc}}{dt} + \frac{V_{wc}}{E_{wc}} \frac{dP_{wc}}{dt} + \frac{V_{wc}}{\beta} \frac{dP_{wc}}{dt} \quad (3-16)$$

式中： Q_{wc} 为轮缸流入流量， V_{wc} 为轮缸初始容积， A_{wc} 为活塞有效面积， E_{wc} 为轮缸弹性模量。

3.3 动力学模型验证分析

基于本章的推导，完成了电子液压系统的动力学建模。其中，为了获得面向控制的液压系统模型，对液压系统模型进行了简化分析。然而，简化过程可能导致模型准确性的不确定性。因此，为了确保控制系统的精确性，通过仿真测试对推导的液压模型进行验证。

在本节中，基于上文所建立的液压动力学模型，在 Amesim 中建立液压仿真模型，通过增压与减压测试，验证所建立动力学模型的正确性。测试工况如下，模拟上位控制单元生成数字脉冲宽度调制指令信号，电机通过行星齿轮减速机构耦合滚珠丝杠副，以 3mm/s 推进制动主缸活塞进行单向往复运动，当检测到活塞位移量达到主缸最大位移 21mm 时，然后以相同的速度进行反向运动，记录整个过程轮缸压力的变化，液压模型图与仿真结果如图 3-8，3-9 所示。

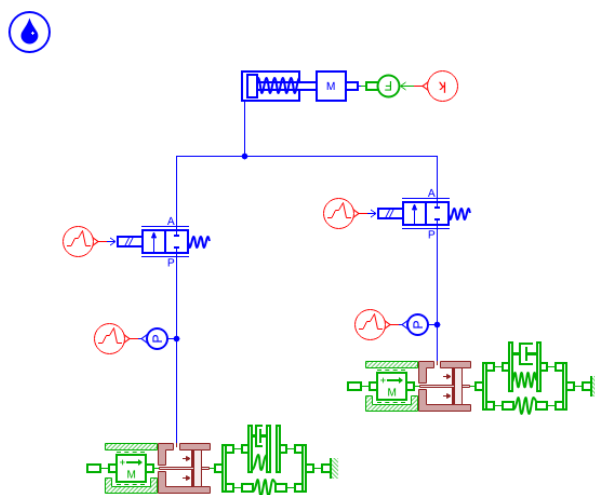


图 3-8 制动器液压仿真模型

由图 3-8 所示，由于移动机器人本身质量不高，为了简化分析，模拟单个前轮和单个后轮的建压仿真过程。电机前端建立一个电子信号器，模拟发送制动信号，电机将信号传递至主缸模型中，制动液经过二位二通的电磁阀模型中，途经轮缸前端压力传感器，最后在轮缸模型中建立液压力。

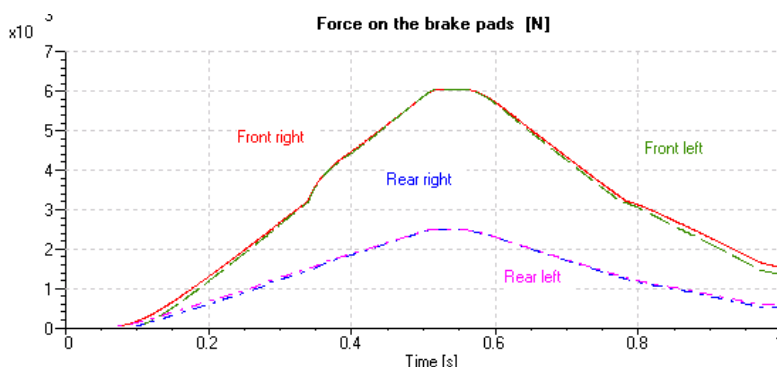


图 3-9 轮缸制动力曲线

仿真结果如图 3-9 所示，反映了建压过程时的轮缸液压力变化情况，在 0.1 秒内，轮缸等待主缸反应，制动压力在约 0.2 秒时迅速上升，在 0.35 秒达到峰值，此时滚珠丝杠推动活塞位移到达主缸最大位移处，轮缸压力在短时间内保持稳定并随着活塞后退而逐渐缓慢下降。所建立模型制动时产生的最大制动压力为 5.9kN，满足上文最大制动力 3.7kN 的设计要求，因此，本章所建立的制动系统仿真模型能够较为真实地反映制动系统的实际液压特性。

3.4 本章小结

本章分析了制动系统的动力信号传递路，然后搭建各关键部件的数学模型，主要包括制动主缸、电机、制动管路、电磁阀、和制动轮缸的数学模型。在 Amesim 中根据所建立动力学模型搭建液压仿真模型，进行增压减压仿真，分析其过程，所

设计模型能产生的最大制动力 5.9kN ，大于所需制动力 3.87kN ，满足制动要求，验证了所建立动力学模型的正确性。为第四章的基于滑移率的 ABS 积分滑模控制器的设计提供了理论基础。

第4章 移动机器人制动控制算法及仿真分析

本章研究基于移动机器人制动系统的抱死控制策略。首先，建立移动机器人单轮模型与轮胎模型接着，设计基于改进趋近律积分滑模控制算法的滑移率控制器。引入了路面识别算法，以估计当前路面的最佳滑移率，从而进一步优化滑移控制准确性；最后，通过 MATLAB/Simulink 软件建立系统动力学模型与控制器模型，结合整体模型，与传统滑模控制器在多种不同典型路面对比，验证所提移动机器人防抱死控制方法的可行性。

4.1 车轮模型

4.1.1 四分之一移动机器人动力学模型

图为纵向制动运动中四分之一车轮模型图。该模型以一种简单的形式捕捉了系统的基本动态特性，被控制工程师和研究人员广泛使用，四轮运动与其特性类似，为了简化模型以进行基本控制策略的研究，在仅为分析移动机器人 ABS 制动效果的前提下，现进行如下的假设^[60]：

- 1) 忽略车轮侧向动力学特性，假设制动过程仅发生在纵向平面内，轮胎侧偏角与侧向力耦合效应可忽略；
- 2) 允许滑移率 λ 连续变化，但排除轮胎完全抱死及空转的边界非线性区；
- 3) 轮轮胎与地面接触区域为刚性接触，忽略胎面弹性变形引起的滑移滞后特性；
- 4) 路面状态良好且摩擦系数分布均匀；
- 5) 移动机器人直线行进，无偏转，无侧向运动。

基于上述的一系列前提，将采用 1/4 车轮模型研究设计 ABS 滑移率控制算法。如图 4-1 为四分之一移动机器人受力分析图，相对应的移动机器人动力学方程为，

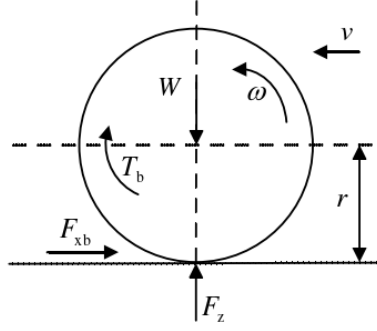


图 4-1 四分之一移动机器人受力分析图
分析轮胎受力，其动力学方程为：

$$\begin{cases} m\dot{v} = -F_{xb} \\ J\dot{\omega} = F_{xb}r - T_b \\ F_{xb} = \mu(\lambda)F_z \end{cases} \quad (4-1)$$

滑移率的定义为：

$$\lambda = \frac{v - \omega r}{v} \quad (4-2)$$

式中： m 为 1/4 移动机器人的质量 kg ； v 为行驶速度 m/s ； F_{xb} 为纵向摩擦力 N ； J 为车轮的转动惯量 $kg \cdot m^2$ ； r 为车轮半径 m ； T_b 为制动器产生的制动力矩 $N \cdot m$ ； ω 为车轮的角速度 rad/s ； F_z 为地面支持力 N ； μ 为纵向附着系数。

4.1.2 轮胎模型

移动机器人制动时，轮胎是移动机器人与地面之间作用的载体，轮胎与地面之间的力是作用于移动机器人的外力中的主要力矩，直接决定了移动机器人的动态运动状态，轮胎-道路模型的准确性对整车动态仿真计算影响很大^[61]。

本文主要研究内容为不同路面工况下的滑移率跟踪控制，Burckhardt 轮胎模型常用于描述制动时轮胎与路面之间的纵向附着关系，故本文建立 Burckhardt 轮胎模型^[62]，表 4-1 列出了几种常见路面的特征参数值。图 4-2 为滑移率和利用附着系数的关系曲线图。

该模型表达式如下：

$$\mu(\lambda) = c_1 \left[1 - \exp(-c_2 \lambda) \right] - c_3 \lambda \quad (4-3)$$

式中： c_1 、 c_2 与 c_3 为各路面的特征参数，根据式 4-3 便可得到几种常见路面的

最佳滑移率 λ_d 和峰值附着系数 $\mu_{\max}$ 为:

$$\lambda_d = \frac{1}{c_2} \log \frac{c_1 c_2}{c_3} \quad (4-4)$$

$$\mu_{\max} = c_1 - \frac{c_3}{c_2} \left[1 + \log \frac{c_1 c_2}{c_3} \right] \quad (4-5)$$

表 4-1 几种常见路面的特征参数值

路面类型	c_1	c_2	c_3
干沥青	1.2801	23.99	0.52
干水泥	1.1973	25.168	0.5373
湿沥青	0.857	33.822	0.347
鹅卵石	0.4004	33.708	0.1204
雪	0.1946	94.129	0.0646
冰	0.05	306.39	0.001

把表 4-1 的数据带入就可以得到不同路面下的 λ_d 和 $\mu_{\max}$ 的典型值如表 4-2 所示。 $\mu-\lambda$ 曲线的表达式如下:

$$\mu(\lambda) = \frac{\mu(0) \cdot \lambda}{1 + p_1 \lambda + p_2 \lambda^2} \quad (4-6)$$

上式中, $\mu(0)$ 是 $\mu-\lambda$ 曲线的斜率。 p_1 和 p_2 是待估计的参数^[63]。

表 4-2 不同路面下的 λ_d 和 $\mu_{\max}$ 值

路面	λ_d	$\mu_{\max}$
干沥青	0.193	1.1700
湿沥青	0.1308	0.8013
干水泥	0.1599	1.0899
干鹅卵石	0.4000	1.0000
湿鹅卵石	0.1400	0.3799
雪	0.0599	0.1900
冰	0.0314	0.0196

根据上述模型中的参数, 可通过引入遗忘因子的线性递推最小二乘法进行估计^[64]。然而, 该方法在实际工程应用中仍存在计算复杂度较高的问题。

基于附着系数与滑移率之间非线性关系的曲线特征分析,可进一步探索更为高效的计算方法。

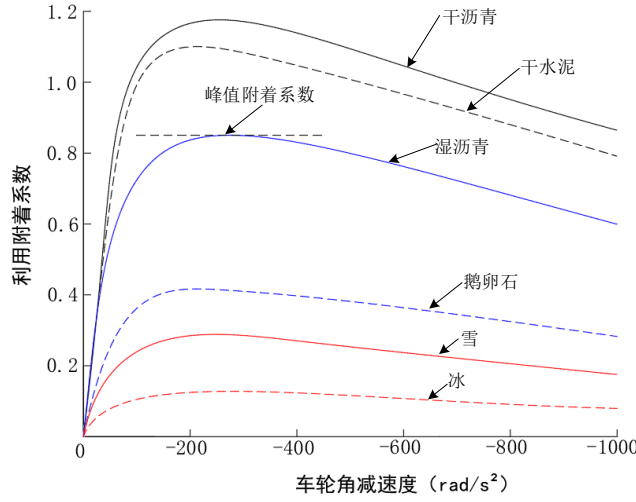


图 4-2 滑移率-路利用附着系数关系曲线

4.2 路面识别算法

在移动机器人运动控制系统中,轮胎作为系统与路面交互的动力学分界,其滑移行为直接影响纵向力传递特性。制动时,轮胎-地面接触区域的非线性摩擦特性导致切向力传递能力呈现显著的滑移率依赖关系。通过解析 $\mu-\lambda$ 曲线的动态变化,获取最优滑移率及峰值附着系数,进而获取路面关键特征参数。这些参数直接关系到纵向制动力的最大值:

$$F_{xbmax} = \mu_{\max} F_z \quad (4-7)$$

由上述单轮动力学模型,可推出利用附着系数为:

$$\mu = \frac{J \dot{\omega} + T_b}{F_z R} \quad (4-8)$$

如图 4-3 所示,展示了轮胎-路面接触界面的附着系数 μ 与车轮角减速度 $\dot{\omega}$ 之间的非线性映射关系。当 μ 趋近于峰值时,系统表现为摩擦临界状态,此时车轮滑移加剧,角减速度变化无法保持平稳,波动剧烈,通过多工况实验数据分析发现,不同等级路面下的关系曲线均遵循上述演变规律,这一现象表明,在数值发生正负变化的时刻,可以有效进行峰值附着系数的估计^[65]。

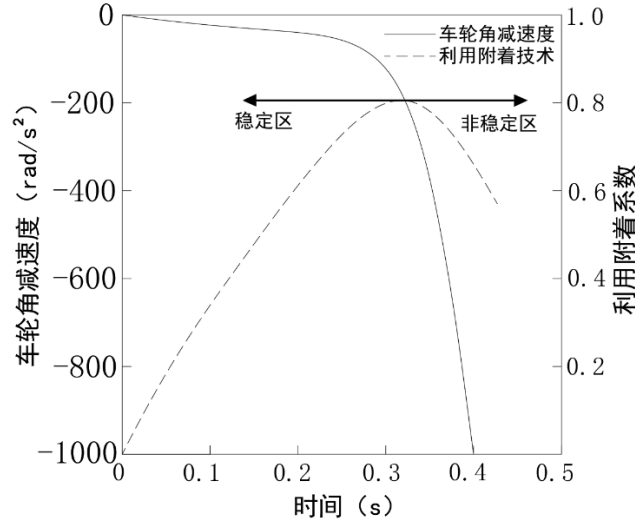


图 4-3 车轮防抱死制动过程

在实际应用时, 获取 k 时刻前一采样周期 $\delta\{k-1\}$ 、当前采样周期 $\delta\{k\}$ 的两个 δ 采样值, 根据 $\delta\{k\}=0$ 或者 $\delta\{k-1\}\cdot\delta\{k\}<0$ 来判断利用附着系数达到峰值, 则此时获取峰值附着系数估计值 $\mu_{\max}$ 。

4.3 滑模控制器的设计

4.3.1 滑模变结构的原理

由于移动机器人系统具有高度复杂性、制动过程中存在的不确定性, 目前普遍采用的主流控制算法仍为逻辑门限值控制算法。该方法无需依赖系统的精确数学模型, 通过设定预定的阈值条件来实现控制决策, 因而在实现上具有较高的简便性。然而, 这种控制策略由于未充分考虑系统的非线性动力学特性, 在处理复杂非线性系统时存在一定的局限性, 难以实现更高精度的控制性能, 依赖于大量实验获得的经验性门限值 and 参数, 缺乏足够的理论支持, 无法对系统的稳定性及其他性能指标进行有效评估。因此, 本文采用非线性控制策略来设计防抱死控制器。

滑模变结构控制是一种依赖于预设滑动模态的控制技术, 属于变结构控制的范畴。在这种控制方法中, “滑动模态” 表示控制系统通过频繁的开关切换, 使得状态点在切换面附近来回穿行以达到控制的效果。这种切换机制的规则构成了控制策略的基础, 从而确保系统能够在滑动模态下保持稳定^[66]。在此过程中, 切换函数 $s=s(x)$ 和切换面 $s(x)=0$ 起着关键作用, 确保系统的动态响应能够符合预期的控制目标。

考虑一般的情况，在系统

$$\frac{dx}{dt} = f(x) \quad (4-9)$$

的状态空间中，有一个切换面 $s(x) = s(x_1, x_2, \dots, x_n) = 0$ ，它将状态空间分为 $s > 0$ 及 $s < 0$ 上、下两部分^[67]，如图 4-4 所示。

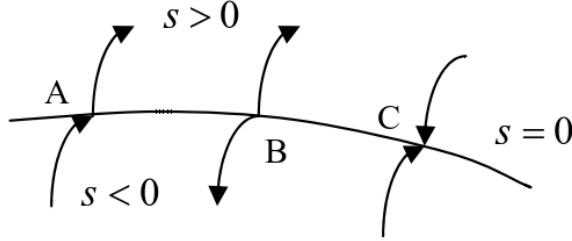


图 4-4 切换面上的三种点的特性

在滑模控制理论框架下，若切换面上某一区域内的所有点均被视为终止点，则当系统状态点趋近该区域时，其将从状态空间的不同方向收敛至切换面，并在切换面附近产生高频抖振现象。此时，切换面上所有满足终止点条件的点所构成的区域被称为“滑动模态区”。在该滑模区内，系统的运动行为被称为“滑模运动”。需要特别指出的是，并非所有位于切换面上的开关面均可被视为滑模面，只有当其满足滑动模态的数学条件时，才能构成有效的滑模面。

按照滑动模态区上的点都必须是终止点这一要求，当状态点到达切换面 $s(x)=0$ 附近时，必有

$$\lim \frac{ds}{dt} \leq 0 \text{ 及 } \lim \frac{ds}{dt} \geq 0 \quad (4-10)$$

或者

$$\lim \frac{ds}{dt} \leq 0 \leq \lim \frac{ds}{dt} \quad (4-11)$$

等效的还有

$$\lim \frac{d}{dt} s^2 \leq 0 \quad (4-12)$$

$$v(x_1, \dots, x_n) = [s(x_1, \dots, x_n)]^2 \quad (4-13)$$

在切换面邻域内，函数式 4-13 的值为正，并且根据给定的公式，其导数呈负半定义。因此，只要满足相应的条件，该函数可以被视为系统的李亚普诺夫函数。这一特性表明，在这些条件下，系统能够保持稳定。

4.3.2 传统滑模控制器设计

根据滑移率与附着系数之间的关系，目标是使移动机器人实际滑移率 λ 维持在理想滑移率 λ_d 附近，使跟踪误差 e 最小^[68]。即可归结为寻求控制 $u(t)$ 使得跟踪误差 e 收敛于 0。故跟踪误差为，

$$e = \lambda - \lambda_d \quad (4-14)$$

对于单轮模型，定义滑模函数及控制变量：

$$\begin{aligned} s &= c \cdot e(t) \\ u &= T_b \end{aligned} \quad (4-15)$$

式中， c 为积分系数，满足 Hurwitz 条件，即 $c > 0$ ； t 为时间。

当系统在滑模面上运动时， $s = 0$ ，既：

$$c \cdot e(t) = 0 \quad (4-16)$$

对 s 求导，可得，

$$\begin{aligned} s' &= ce' \\ &= c(\lambda - \lambda_d)' \end{aligned} \quad (4-17)$$

由 $s' = 0$ 可求得所需等效控制量 u_{eq} ：

$$s' = \lambda' \quad (4-18)$$

对式 4-2 求导可得，

$$\begin{aligned} \lambda' &= \left(\frac{v - \omega r}{v} \right)' = \frac{1}{v} [-r\omega' + (1 - \lambda)v'] \\ &= \frac{(-\mu g)}{v} (1 - \lambda) - \frac{(\mu mgr - T_b)r}{Jv} \end{aligned} \quad (4-19)$$

联立式 4-17 与式 4-19 可得，

$$s' = \frac{\mu g}{v} (\lambda - 1) - \frac{(\mu mgr - T_b)r}{Jv} \quad (4-20)$$

则等效控制量 u_{eq} 为：

$$u_{eq} = \mu mgr - \frac{J\mu g(\lambda - 1)}{r} \quad (4-21)$$

滑模变结构控制律的设计旨在将系统的初始状态，无论其在状态空间中的位置如何，将其引导至滑动模态域。

在滑模变结构控制中，如果空间中的任意一点能够在有限时间内到达滑模面。如果满足该条件，则系统状态将不断朝向滑模面移动，最终抵达滑模

面。通过合理选择趋近律，可以确保这些到达条件得以满足^[69]。

(1)等速趋近律：

$$s' = -\varepsilon \operatorname{sgn}(s) \quad \varepsilon > 0 \quad (4-22)$$

式中， ε 为趋近速度，如果 ε 的取值过大，系统将会产生较大的抖振。

(2)指数趋近律：

$$s' = -\varepsilon \operatorname{sgn}(s) - ks \quad \varepsilon > 0, k < 0 \quad (4-23)$$

式中 $s' = -ks$ 为指数项。如果 ε 取足够小，就可以保证趋近速度小，系统状态穿过滑模面 $s=0$ 的距离就小，从而使切换抖振也就小。反之如果选取较大，抖动也就较大。

(3)幂次趋近律：

$$s' = -k|s|^\alpha \operatorname{sgn}(s) \quad k > 0, 1 > \alpha > 0 \quad (4-24)$$

(4)一般趋近律：

$$s' = -\varepsilon \operatorname{sgn}(s) - f(s) \quad \varepsilon > 0, f(0) = 0 \quad (4-25)$$

对于该式来说，当 $\varepsilon \neq 0$ 时， $sf(s) > 0$ 。此趋近律与指数趋近律相似。

本文采用指数趋近律表达形式来抑制系统的抖振。指数趋近率虽然能够削弱抖振，理论上讲，并不能从根本消除抖振，通过控制 ε 的大小，以达到削弱抖振的目的。

根据滑模函数 $s = c \cdot e(t)$, $u = T_b$ ，可以找到滑模控制：

$$u = u_{eq} - \frac{Jv(\varepsilon \operatorname{sgn}(s) + ks)}{r} \quad (4-26)$$

式中： J, k, ε, r 均大于零，使得系统状态从状态空间任意位置出发，都能满足滑模到达条件 $s \cdot s' < 0$ ，只有当 $s=0$ 时， $s \cdot s' = 0$ ，即系统将渐近趋近滑模面。

根据 Lyapunov 稳定性判据，定义 Lyapunov 函数^[70]，

$$V = \frac{1}{2} s^2 \quad (4-27)$$

对上式求导，将式 4-20 代入得，

$$\begin{aligned} V' &= s \cdot s' \\ &= s \cdot [-r\omega' + (1-\lambda)v'] \end{aligned} \quad (4-28)$$

将式 4-22 代入得：

$$\begin{aligned} V' &= s \cdot \left[-\frac{r^2}{J} F_x + \frac{r}{J} \left(F_x - (1-\lambda)v' - (\varepsilon \operatorname{sgn}(s) + ks) \frac{v}{r} \right) + (1-\lambda)v' \right] \\ &\leq s \cdot [\varepsilon \operatorname{sgn}(s(x)) + ks(x)] \\ &= -(\varepsilon + k)s \cdot s(x) \end{aligned} \quad (4-29)$$

式中 $\varepsilon > 0, k > 0$ ，所以 $V' = s \cdot s' < 0$ ，故可证明系统是渐进稳定的。

4.3.3 积分滑模控制器设计

防抱死制动系统（ABS）作为临界失稳工况下的主动安全装置，其控制效果需满足复杂条件下的强鲁棒性要求。为了提高系统稳定性和鲁棒性引入积分面，确保系统在任何时刻都能跟踪期望的参考信号，提高控制的精度，设计了积分切换函数。

$$s = e(t) + c \int e(t) dt \quad (4-30)$$

同样式中， c 为积分系数，即 $c > 0$ ； t 为时间。

当系统在滑模面上运动时， $s = 0$ ，既：

$$e(t) + c \int e(t) dt = 0 \quad (4-31)$$

收敛结果为 $e(t) = e(0)e^{-ct}$ 。即当 $t \rightarrow \infty$ 时，误差指数收敛于 0，收敛速度取决于 c 值。跟踪任务为当 $t > 0$ 时，系统状态保持在滑模面 s 上。

式中，跟踪误差为 $e = \lambda - \lambda_d$ ，

对 s 求导可得：

$$\begin{aligned} s' &= e'(t) + ce(t) \\ &= (\lambda - \lambda_d)' + c(\lambda - \lambda_d) \end{aligned} \quad (4-32)$$

将式 4-19 代入该式可得，

$$s' = \frac{\mu g}{v}(\lambda - 1) - \frac{(\mu mgr - T_{b1})r}{Jv} + c(\lambda - \lambda_d) \quad (4-33)$$

由此可得，当 $s' = 0$ 时，积分滑模控制器的等效控制量 u_1 为：

$$u_1 = T_{b1} = \mu mgr - \frac{J[\mu g(\lambda - 1) + cv(\lambda - \lambda_d)]}{r} \quad (4-34)$$

为达到控制要求，以最短的时间到达滑模面，同时尽量削弱系统状态到达滑模面时产生的抖振，引入指数趋近律和幂次趋近律表达形式，

$$s' = -\varepsilon \operatorname{sgn}(s) - ks \quad (4-35)$$

式中 $\varepsilon > 0$, $k > 0$, $s' = -ks$ 为指数项。

$$s' = -k|s|^\alpha \operatorname{sgn}(s) \quad (4-36)$$

式中 $1 > \alpha > 0$ 。

上文提到指数趋近率与幂次趋近律虽然能够削弱抖振，但仍然无法从根本上消除抖振^[71]，为了使系统状态能够以最短的时间到达滑模面，同时尽可能削弱系统状态到达滑模面时产生的抖振，本文结合幂次趋近律与指数趋近律提出一种改进趋近律为，

$$s' = -(\varepsilon|s|^\alpha \operatorname{sgn}(s) + ks) \quad (4-37)$$

式中： ε 为切换增益， k 为系数， $\varepsilon > 0$, $k > 0$, $1 > \alpha > 0$ ； $\operatorname{sgn}(s)$ 为符号函数，其解为 $s = s(0)e^{-kt}$ ；指数收敛至 0 时，收敛速度取决于 k 值；通过调整 α 值，可以确保系统在状态远离理想的稳定状态（滑动模态）时，能够迅速地向该稳定状态靠近。而在系统状态接近理想的稳定状态时，适当减小 α 值可以降低控制过程中的增益，从而有效减少系统响应时可能出现的抖动现象，提升控制的平滑性和稳定性。

在式中，转矩 T_b 即系统需要设计的控制量 U ，考虑滑模面 $s = 0$ 及 $s \neq 0$ 两种情况，分别设计滑模等效控制量 u_1 和补偿不连续控制量 u_2 ^[72]。即：

$$u = u_1 + u_2 \quad (4-38)$$

同时，若系统的状态从某个初始状态往滑模面运动，联立式 4-33 和式 4-37 得，

$$\begin{aligned} s' &= \frac{\mu g}{v}(\lambda - 1) - \frac{(\mu mgr - T_b)r}{Jv} + c(\lambda - \lambda_d) \\ &= -(\varepsilon|s|^\alpha \operatorname{sgn}(s) + ks) \end{aligned} \quad (4-39)$$

将式 4-38 代入上式，可得积分滑模变结构控制器的总控制律为：

$$\begin{aligned} u &= \mu mgr - \frac{J[\mu g(\lambda - 1) + cv(\lambda - \lambda_d)]}{r} - \frac{(\varepsilon|s|^\alpha \operatorname{sgn}(s) + ks)}{r} Jv \\ &= u_1 - \frac{(\varepsilon|s|^\alpha \operatorname{sgn}(s) + ks)}{r} Jv \end{aligned} \quad (4-40)$$

根据 Lyapunov 稳定性判据，定义 Lyapunov 函数，

$$V = \frac{1}{2}s^2 \quad (4-41)$$

对上式求导，将式 4-37 代入得，

$$\begin{aligned} V' &= s \cdot s' \\ &= -\varepsilon |s|^{\alpha+1} \operatorname{sgn}(s) - ks^2 \end{aligned} \quad (4-42)$$

显然 $V'(0)=0$ ；当 $s>0$ 时， $s'<0$ ；当 $s<0$ 时， $s'>0$ ，故 $V'(x)\leq 0$ ；故可证明系统是渐进稳定的。

4.4 仿真研究

4.4.1 ABS 的仿真模型

本节通过仿真试验来验证上文所设计改进积分滑模控制器的有效性。在本节中，为了验证所提出的积分滑模控制算法能否更好的收敛误差，削弱系统的抖振，根据所设计的移动机器人动力学模型和改进趋近律积分滑模控制器模型，在 Matlab/simulink 中搭建移动机器人防抱死控制系统模型，并设置移动机器人初始速度为 10m/s 与 20m/s 的制动仿真工况。为了比较，在仿真过程中，对传统指数趋近律滑模控制法和改进趋近律积分滑模控制法同时进行了仿真研究^[73]。图 4-5 为滑模控制系统流程图。

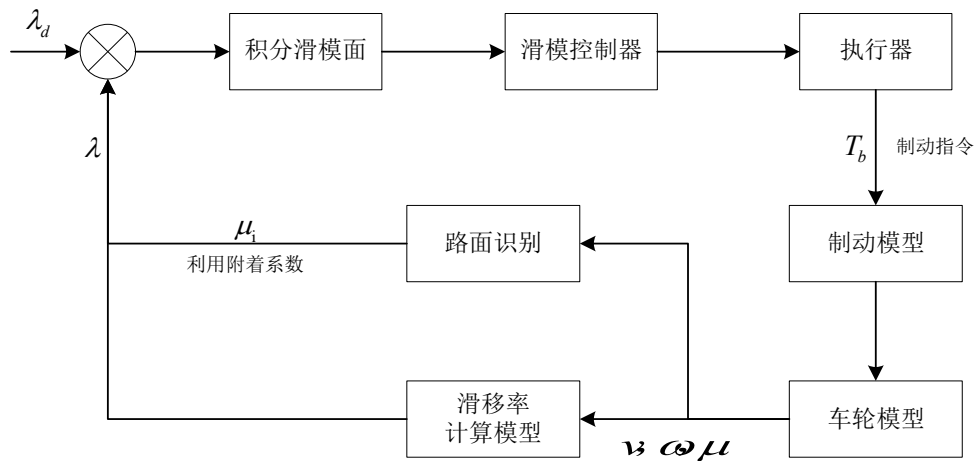


图 4-5 积分滑模控制系统流程图

下面将在依据此系统框图搭建的仿真模型开展仿真试验，验证分析所提出的 ABS 控制策略。在低附着路面和高附着路面两种不同路面工况下分别进行仿真试验，同时为了体现基于新型趋近律积分滑模算法的优势，与无积分滑模面的滑模控制算法相比较。表 4-3 为本次仿真试验的移动机器人参数

表 4-3 移动机器人相关仿真参数

参数名称	数值
1/4 移动机器人质量 $M(kg)$	120
轮胎转动惯量 $J(kg \cdot m^2)$	1.2
轮胎半径 r / m	0.3
附着系数 μ_1 (低附着路面)	0.45
附着系数 μ_2 (高附着路面)	0.91
滑模积分常数 c	3.5
滑模趋近率系数 ε	0.3
滑模趋近率系数 k	10
滑模趋近率系数 α	0.5

4.2.2 仿真结果分析

(1) 干燥路面仿真分析

根据上文所述的轮胎模型，干燥路面的期望滑移率在 0.20 附近，移动机器人制动前的初始速度为 10m/s 与 20m/s，当制动行为开始后，防抱死系统响应，直至移动机器人速度降为 0，制动结束。速度与制动距离仿真结果如图 4-6、4-7 所示。

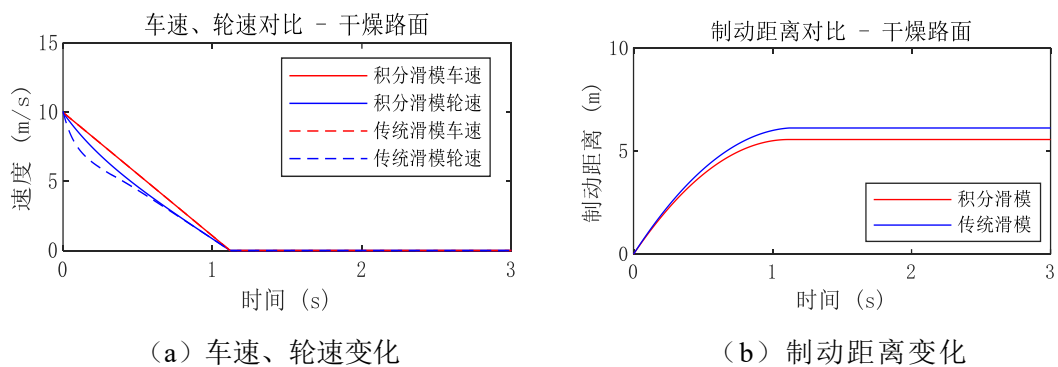


图 4-6 初速度为 10m/s 的制动仿真结果

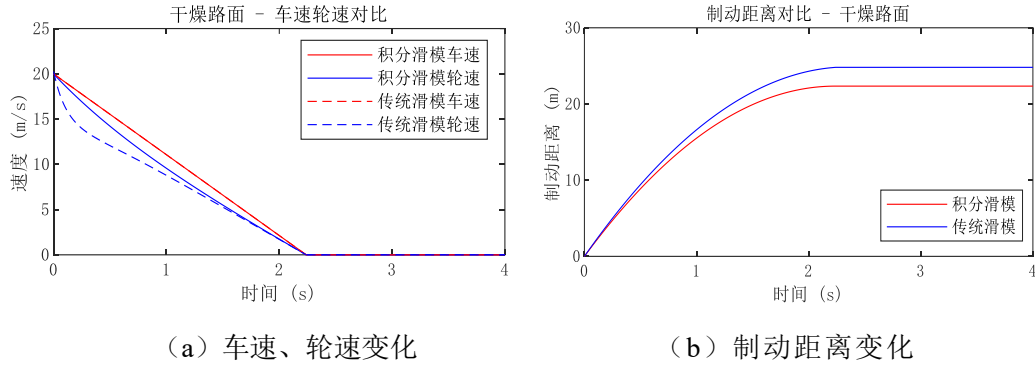


图 4-7 初速度为 20m/s 的制动仿真结果

由图 4-7 可知，干燥路面下移动机器人的车速、轮速变化曲线图清晰的展示了制动时速度的变化情况。可以看到，基于积分滑模控制器的车速、轮速变化较为平缓，基于传统滑模控制器的车速、轮速变化则相对陡峭。移动机器人在制动之前，车身速度与车轮速度相同，此时轮胎处于纯滚动状态，移动机器人正常匀速行驶；在制动的初始阶段，电动机开始工作，制动主缸随之增压，导致轮缸内压力的迅速上升，刹车片与刹车盘接触并剧烈摩擦，轮速开始下降。然而，车辆的整体速度下降并未与轮速的降低保持同步，导致滑移率上升，车轮同时存在滑动摩擦与滚动摩擦。随后，ABS 系统介入，基于反馈机制，调节制动压力，防止车轮全锁死，从而保持了车辆的操控性和稳定性。最后车速和轮速同时降至零，车辆停止。

由图 4-7 可知，在整个制动过程中，基于积分滑模控制的移动机器人制动距离 23.56m，制动时间为 2.21s；而基于传统滑模控制的移动机器人制动距离为 27.31m，制动时间为 2.34s，得益于积分滑模控制器的快速调控，移动机器人有着更短的制动距离与制动时间，这两个参数最能直接体现制动器的制动效果。

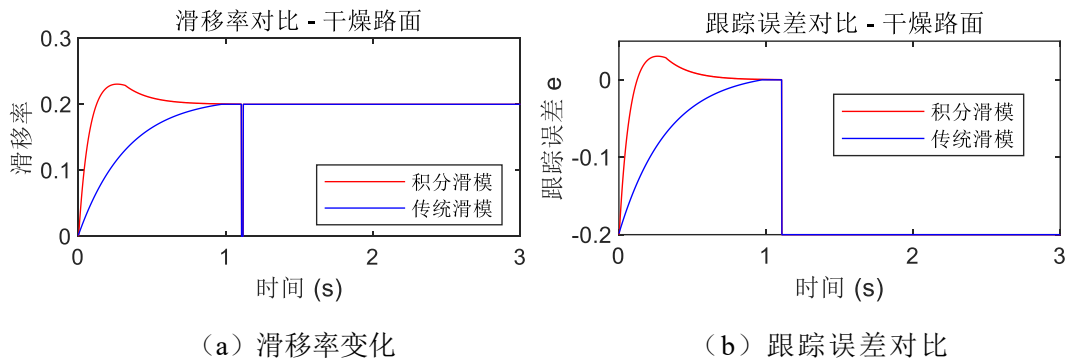


图 4-8 初速度为 10m/s 的滑移率仿真结果

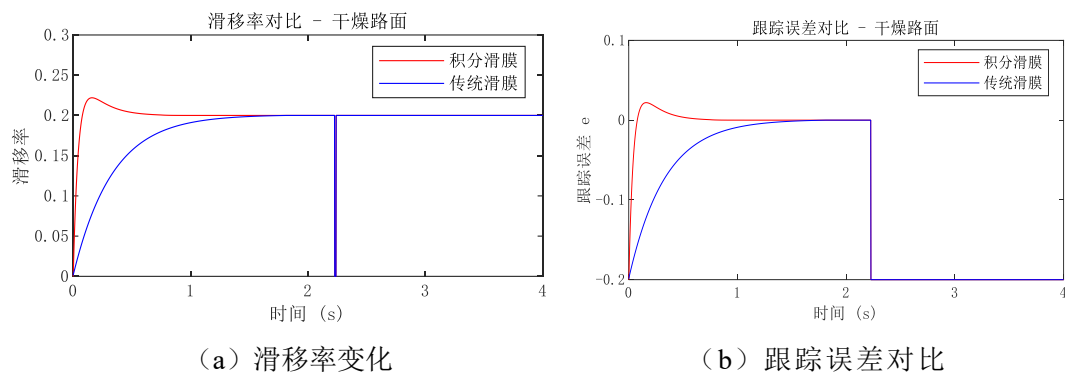


图 4-9 初速度为 20m/s 的滑移率仿真结果

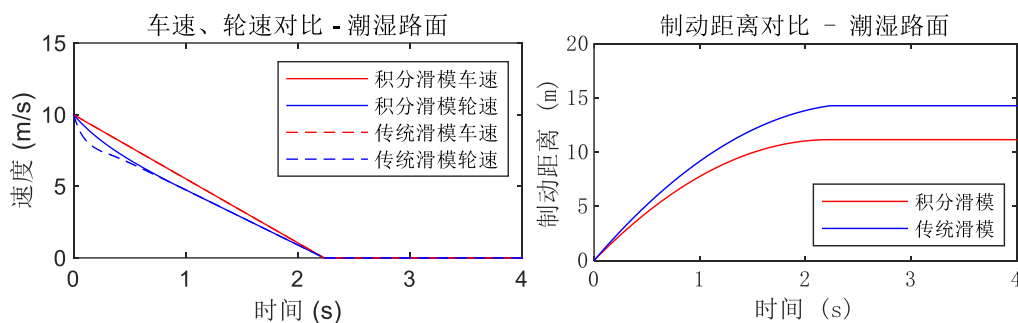
滑移率的仿真结果如图 4-8 和图 4-9 所示。由图可知，在进行紧急制动时，初始时刻纵向速度与车轮轮速保持一致，移动机器人的轮速在极短的时间内迅速降至零。在这一过程中，车轮的滑移率快速接近于目标值。

由图 4-9 所示，基于传统滑模控制在制动过程中的动态特性分析表明，前期轮速的变化较为剧烈，滑移率跟踪效果差，过渡时间长，在 $t=1.45\text{s}$ 时，跟踪误差开始逐渐降至 0，制动过程变得平稳，最大误差率达到了 25.5%。相比之下，使用改进趋近律的积分滑模控制器时表现出更好的效果，前期轮速的变化更加平缓，滑移率跟踪速度快，在 $t=0.82\text{s}$ 时，跟踪误差降至 0 附近，最大误差率为 9%。仿真结果表明，基于改进趋近律的积分滑模控制器在滑移率控制方面展现出更快的响应速度和更优的控制效果。

(2) 潮湿路面分析

上述仿真研究均在干燥路面条件下进行，然而实际路面工况具有多样性与复杂性，例如存在积水或积雪等低附着系数路面。如前一节所述，潮湿沥青路面的附着系数显著低于干燥沥青路面，因此，其对应的滑移率也相对较小。鉴于防抱死制动系统直接关系到行驶安全，对其可靠性要求极高，因此必须确保控制逻辑具备一定的自适应性，以应对各种复杂的制动工况。

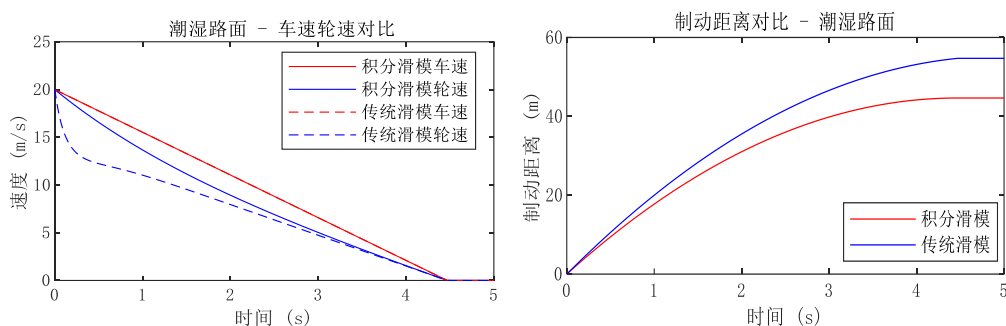
根据上文所述的轮胎模型，潮湿路面的期望滑移率在 0.13 附近，同样使移动机器人以 20m/s 的初始速度在路面上行驶，制动开始时，ABS 系统开始工作，直到移动机器人停止，ABS 系统失效停止工作，仿真结果如图 4-10、4-11 所示。



(a) 车速、轮速变化

(b) 制动距离变化

图 4-10 初速度为 10m/s 的制动仿真结果



(a) 车速、轮速变化

(b) 制动距离变化

图 4-11 初速度为 20m/s 的制动仿真结果

从仿真结果我们可以看出，当路面条件变化时，制动初期，由于路面附着系数较低，制动主缸快速增压，而轮胎与路面摩擦力矩不足，轮速变化波动较大，随后 ABS 系统工作，将轮速快速拉回稳定值，直至移动机器人停止运动。基于改进的滑模变结构控制器能够使轮速变化比较平稳，整个制动过程跟踪效果也比较稳定，开始制动时稍有延迟之后便马上重新达到稳定状态。而基于传统滑模控制器对轮速变化的控制不够及时，且效果不佳。

由图 4-11 可知，在整个制动过程中，基于积分滑模控制的移动机器人制动距离 45.21m，而基于传统滑模控制的移动机器人制动距离为 55.59m，可以看出得益于积分滑模控制器的快速调控，紧急制动时制动距离更短，即路面附着系数不足、路面状况发生变化时也能够保证系统的稳定性，有着较好的制动控制效果。

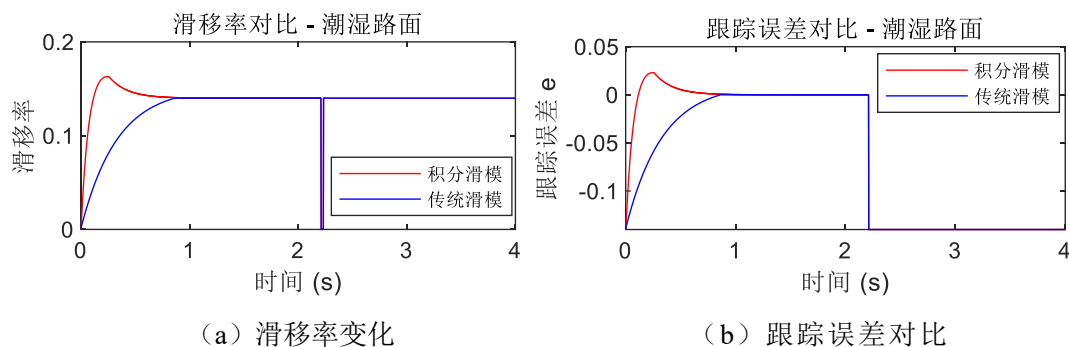


图 4-12 初速度为 10m/s 的滑移率仿真结果

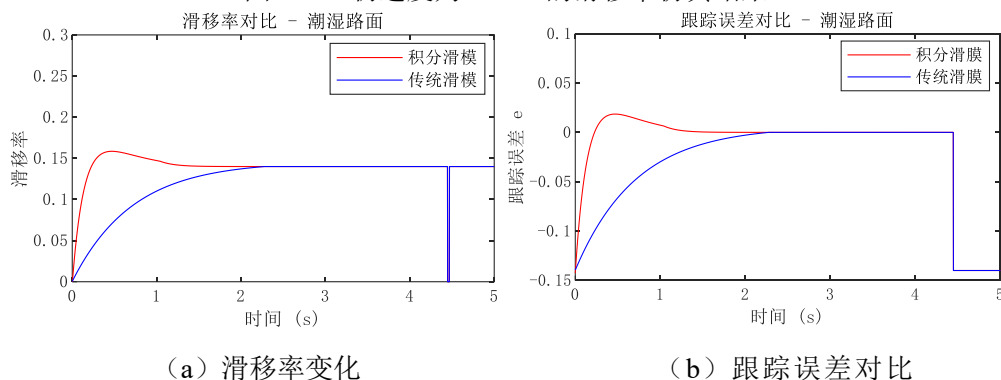


图 4-13 初速度为 20m/s 的滑移率仿真结果

根据图 4-13 的分析结果,当采用传统滑模控制器时,移动机器人在潮湿路面行驶的前 2.3s 内,实际滑移率仅能逐渐接近稳定状态,在此期间,实际滑移率与期望值之间存在较大的误差;而在 2.3s 之后,实际滑移率的变化才逐步趋于稳定,达到目标值所需的时间较长,控制效果一般。相比之下,采用改进趋近律积分滑模器时,移动机器人的滑移率能够在更短的时间内接近目标值,系统的反应时间显著缩短。此外,使用改进趋近律积分滑模算法时,移动机器人的制动时间相比传统算法缩短了约 0.9s,制动距离减少了约 13.38m。

仿真结果表明,针对移动机器人制动工况下的滑移率跟踪控制问题,本研究提出的改进趋近律滑模控制策略展现出显著优势。从速度曲线的变化趋势来看,车速下降过程平稳且连续;从制动距离曲线的变化趋势来看,制动距离更短,移动机器人能更早刹车;从滑移率曲线的变化趋势来看,能有效的调整滑移率变化应对车轮锁死问题。可以得出结论:本文设计的控制器在整个制动过程中基本实现了预期的控制目标,并且验证了控制策略的有效性和可靠性。

4.4 本章小结

首先，本章建立了单轮移动机器人模型、轮胎模型以便对防抱死控制算法的研究分析，引入路面识别算法估计当前路面的最佳滑移率。在传统滑模算法上引入积分滑模面，设定合理的积分器，确保系统在任何时刻都能跟踪期望的参考信号，提高控制的精度。结合指数趋近率和幂次趋近率提出一种改进趋近率，通过调整切换函数的指数项、幂次项和常数项使系统在更短时间内到达切换面，减小抖振。设计了一种基于改进趋近律的积分滑模控制器，在 Matlab/Simulink 仿真环境中，基于单轮动力学模型，构建了上述两种防抱死制动系统（ABS）控制器的仿真模型。通过选取两种不同的典型工况进行仿真试验与对比分析。在干燥路面下，制动稳定所需时间前者比后者多了 0.63s，制动距离多了 3.75m，在潮湿路面下，制动稳定所需时间前者比后者多了 0.9s，制动距离多了 10.38m，结果表明，所提出的防抱死控制算法具有更短的制动距离，更稳定的滑移率控制效果。

第5章 移动机器人制动控制试验验证

基于上述所建立的制动控制系统动力学模型、液压模型、控制器模型等，搭建制动控制系统平台，将本文所设计的积分滑模变结构控制器在不同的制动工况下进行试验验证。

5.1 移动机器人试验方案设计

离线仿真仅能用于验证制动系统控制策略的理论可行性，而在实际执行过程中，由于传感器数据采集误差、硬件特性与理想模型的偏差等因素的影响，仿真结果与实际性能可能存在显著差异。因此，为全面评估控制策略的实际效果，需通过实车试验进行验证。本节针对所提出的改进型积分滑模控制制动系统模型及相关控制策略，结合试验样车平台，开展实车试验研究，以验证所提方法的实际控制性能与鲁棒性。

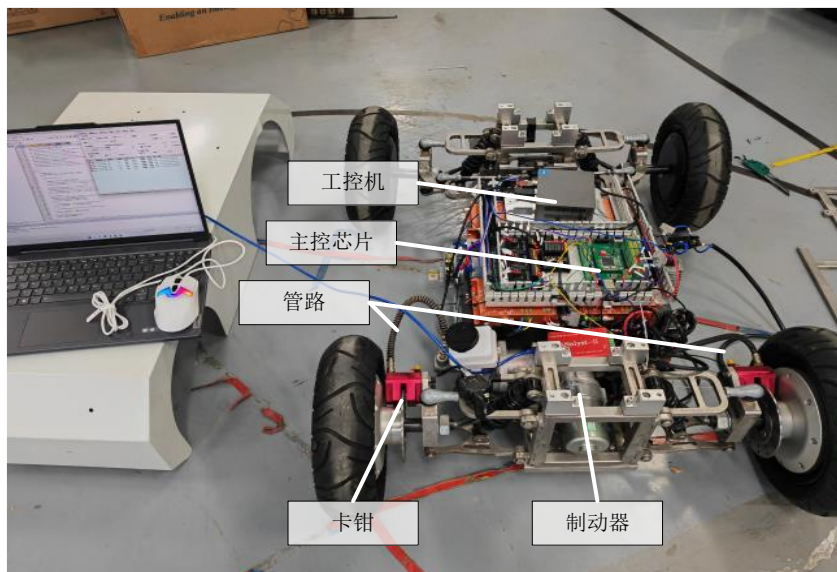


图 5-1 制动系统试验平台

（1）试验设备

基于图 5-1 所示的移动机器人制动平台，搭建了包括工控机、制动器、控制芯片、传感器、液压管路、卡钳等部件的移动机器人测试系统，电源安装在底盘中间为机器人供电，工控机与控制芯片通信，并将制动调整指令发送到下层控制器中控制制动装置工作，完成对移动机器人整体系统搭建，对该移动机器人进行制动测试。试验中使用远程无线遥控控制小车行驶与紧急制动，采用 Ubuntu 进行统一观测和记录移动机器人状态，在线整定控制参

数等。

表 5-1 移动机器人主要机械结构说明

名称	装置	部件	作用
移动机器人	移动底盘	电源	为底盘移动提供动力
		框架	为各种装置提供支撑
	工控机	/	通信，发出制动指令
	控制芯片	/	通信，控制电机工作
	制动机构	制动器	为机器人提供制动力
		液压管路	传递压力
		卡钳	卡住制动盘，实现制动

根据试验条件，由于移动机器人的质量远低于传统车辆，因此仅对后轮实施制动即可满足预期的制动性能要求。在本试验中，制动系统通过液压传动装置仅对移动机器人的两个后轮施加制动力。

（2）试验内容

本节进行基于改进积分滑模控制移动机器人制动系统的防抱死控制策略有效性的验证，在相同条件下与基于传统滑模控制的防抱死控制策略相比较，选择了两类典型的试验道路：干燥沥青路面、潮湿沥青路面。

（3）试验方案

将移动机器人放置在对应路面上，开启电源，使用远程遥控控制移动机器人行驶，控制移动机器人沿直线加速，至移动机器人速度至 20m/s 开始紧急制动，直至移动机器人停止运动。

表 5-2 移动机器人制动试验方案

制动初速度	路面类型	控制器类型	记录数据	试验次数
20 m/s	干燥路面	传统滑膜控制器	车速、轮速、车轮半径	每组五次
		积分滑模控制器		
	潮湿路面	积分滑模控制器		
		传统滑膜控制器		

试验过程中，不断微调机器人位置，保证移动机器人始终沿直线行驶，两组路面、两组算法共计四组实验，每组实验共记录五次试验数据，包括车速、轮速等，取平均值作为最后的试验结果。

5.2 试验系统软硬件设计

依据本文设计的制动控制系统，进行试验测试和控制算法验证。由上图 5-1 所示，所搭建的系统平台主要由工控机、压力传感器、角度传感器、制动器、制动管路、制动控制单元、卡钳等组成。下面将详细介绍这些部件的功能。

(1) 工控机。如图 5-2 所示，工控机作为制动控制系统的核心计算与数据处理单元，承担着系统运行监控、算法执行、数据交互及逻辑控制等关键任务^[74]。在本系统中，工控机通过高性能处理器和实时操作系统(RTOS)实现对制动控制算法的快速运算与实时响应，确保系统在动态工况下的控制精度与稳定性。工控机通过工业通信接口与控制单元进行数据交互，实时获取车轮转速、制动压力及路面状态等信息，并依据预设控制策略生成相应的控制指令，驱动执行机构完成制动操作。



图 5-2 工控机

(2) 制动器。如图 5-3 所示，制动器作为制动控制系统的核心执行机构，其主要功能是将控制单元生成的制动指令转化为实际的制动力，以实现车辆的减速或停止。在本系统中，制动器通过机械与液压传动将压力传递至制动卡钳，进而使制动片与制动盘产生摩擦，实现对车轮的制动效果。其中制动主缸直径 22.2mm，活塞最大位移 20mm，最大排油量 11ml，实际最大推力 4.2KN。制动器的性能直接影响到系统的响应速度、制动力分配精度以

及制动过程的平稳性。本系统采用的制动器具备高灵敏度和高可靠性，此外，制动器的设计还考虑了散热性能与耐久性，以确保其在长时间高负荷工作条件下的稳定性与可靠性，为制动控制系统的整体性能提供了重要保障。



图 5-3 制动器

(3) 压力传感器。如图 5-4 所示，其主要功能是实时监测制动液的压力变化，并将其转换为电信号，发送至控制单元中。本文所用压力传感器测量范围在 0~10Mpa 之间。传感器的响应时间和灵敏度是评估其性能的重要指标，直接影响到制动系统的整体反应速度和安全性。

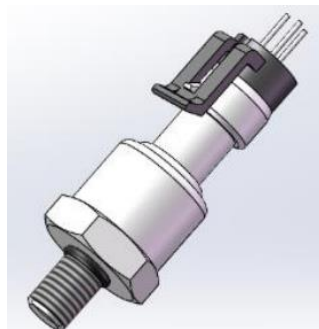


图 5-4 压力传感器

(4) 角度传感器。如图 5-5 所示，角度传感器用于测量制动器内滚珠丝杠的旋转角度。该传感器的核心功能在于实时监控滚珠丝杠的位移状态，从而为制动系统的控制和调节提供必要的的数据支持。本文所采用角度传感器转角范围为 1480° ，对应丝杠位移范围为 49.33mm。

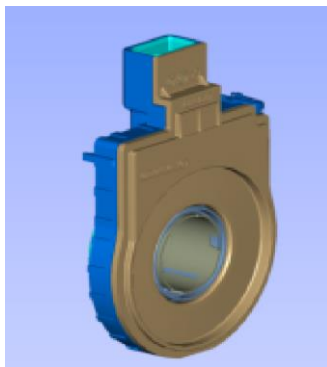


图 5-5 角度传感器图

(5) 卡钳。如图 5-6 所示，卡钳是制动系统中的关键机械组件，其主要功能是将制动器传递的制动力作用于制动盘，从而实现车轮的减速或停止。在本系统中，卡钳所采用型号为 HY-250DBX，轮缸直径为 25mm，支持刹车盘外径 100mm，使用压力在 0.1~6Mpa 之间。卡钳通过液压或机电驱动方式将制动片紧密压合在制动盘两侧，利用摩擦力将车辆的动能转化为热能，以达到制动效果。



图 5-6 卡钳 HY-250DBX

(6) 电池和稳压电源。如图 5-7 所示，电池组为移动机器人行驶、工作提供能量来源，本文采用两组 12V 铅酸蓄电池串联构成复合 24V 电源模块，其电气特性可有效支持大功率启动电机、液压控制系统及车载电子设备的稳定运行。如图 5-8 所示，直流稳压电源是一种能够将输入电能转换为稳定直流输出的电子装置，其核心功能在于通过闭环控制技术，克服输入电压波动、负载变化及环境干扰等因素，维持输出电压或电流的高精度恒定，将 24V 输入电压输出为电机、单片机等电子元件所需工作电压。



图 5-7 电池



图 5-8 直流稳压电源

(7) STM32 单片机。由上文图 5-1 知，本文采用远程遥控方式输入制动信号，制动控制单元的核心功能包括接收车体速度信息、电机位置信号、轮缸压力信息等传感器采集的信息，并运算滑模控制器的控制律生成压力转矩信号。电机控制器则负责接收来自制动控制单元的压力转矩信号，发送电流信号至电机驱动器，控制电机工作。控制器通过 CAN 总线与电机驱动器、传感器等连接，实现信息的双向交互，以采集和标定制动控制单元的实验数据及参数，数据采集频率设定为 500Hz ^[75]。

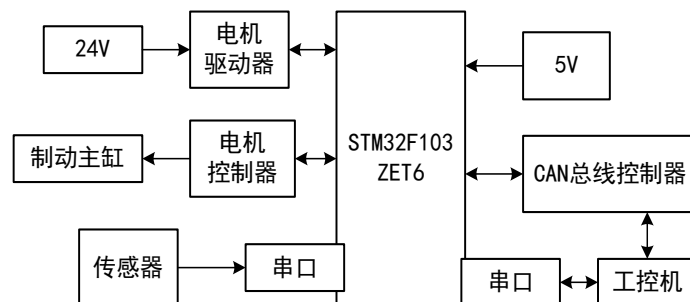


图 5-9 单片机控制、通信图

控制器是接收命令、处理信号和输出参数的核心，为了达到高效低成本的目的，选择 STM 公司的 STM32F407 型处理器。该芯片参数如下：采用 32 位 ARM 内核，主频高达 72Mhz ，具有多达 51 个通用输入输出引脚，支持多种复用功能；多达 8 个定时器，能够满足驱动电机和信号采集的需要；3 个 USART 接口，支持异步串行通信；2 个 SPI 接口，用于高速外设通信。

电机驱动器的选择需要满足电机正常工作以及最大负载时的各项参数，电机调速方案如图 5-10 所示，

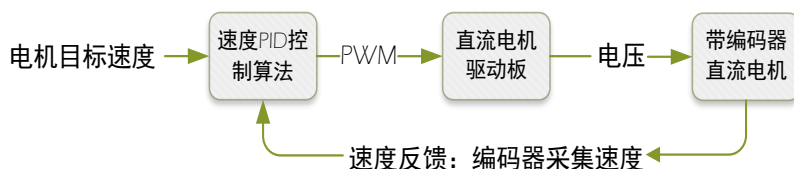


图 5-10 电机调速示意图

电机驱动器采用的是步进电机驱动器，驱动器是用于将脉冲信号转换成角位移并反馈给电机的设备，其可以通过拨码设置电机的细分步数来控制电机进行更精准的操作，还可以控制电机的转向及使能失能。



图 5-11 STM32 单片机实物图

程序通过 Keil5 开发环境完成，并利用 ISP 软件将其烧录到开发板上，如图 5-11 所示。本文主要聚焦于制动系统的控制，特别是对电机的控制。基于 STM32F407 微控制器，通过其通用串口与上位机建立通信链路，旨在实现上位机模拟 CAN 信号并向执行单元发送控制报文，从而完成相应的控制指令执行。同时，该系统还能够接收来自执行机构的反馈控制信号，以确保系统的有效运行和反馈机制。

5.3 试验测试与结果分析

如表 5-3 所示，列出了试验移动机器人的车体参数，试验分别在干燥路面与潮湿路面下进行。

表 5-3 移动机器人车体参数

参数名称	数值
移动机器人质量 <i>kg</i>	520.0
轴距 <i>mm</i>	1200.0

续表 5-3

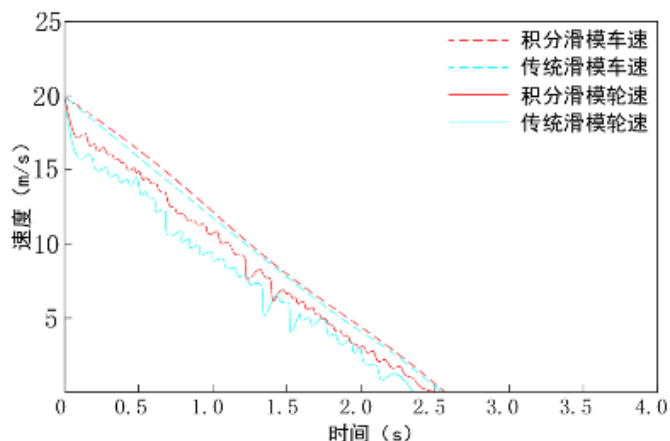
轮胎转动惯量 $kg \cdot m^2$	1.2
制动主缸活塞直径 mm	10.0
制动主缸活塞行程 mm	21.0
制动轮缸直径 mm	25.0
干燥路面附着系数 μ_1	0.9
潮湿路面附着系数 μ_2	0.5
滑模积分常数 c	3.5
滑模趋近率系数 ε	0.3
滑模趋近率系数 k	5.0
滑模趋近率系数 α	0.5

5.2.1 干燥路面条件

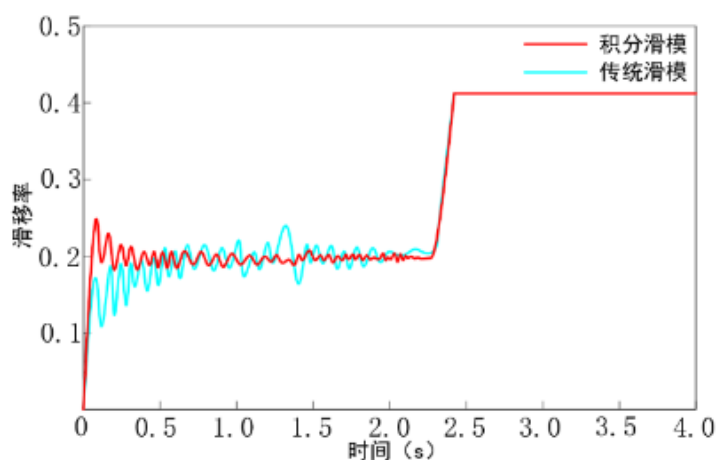
选用路面状态良好、平整的场地作为试验路面，当路面无积水为干燥状态时，移动机器人进行初速度为 20m/s 的匀速直线运动。开始紧急制动至停止运动得到的试验结果如图 5-12 所示。



(a) 干燥路面试验



(b) 车速轮速变化曲线



(c) 滑移率跟踪曲线

图 5-12 干燥沥青路面车速、减速度、滑移率曲线

在干燥路面下的紧急制动实车工况如图 5-12(a)所示，图 5-12(b)为车速与轮速随时间的变化曲线，图 5-12(c)为制动过程中滑移率的变化情况。

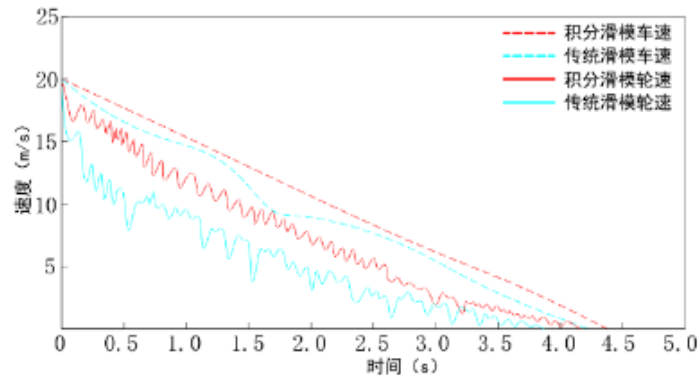
由图 5-12 可知，在改进趋近律积分滑模控制器的介入下，相比于传统滑模控制器，车速轮速变化更加平稳，移动机器人在即将停止时，车轮几乎无抱死现象。在跟踪滑移率方面，在 $t=0.56s$ 时基于改进趋近律积分滑模控制的轮胎滑移率趋于滑移率 0.18，且抖振现象控制的更加平稳，而传统滑模控制响应时间更长，且滑移值在目标值附近波动较大。所设计改进趋近律滑模控制策略相较于传统滑模控制，在干燥路面条件的制动工况下效果更好。

5.2.2 潮湿路面条件

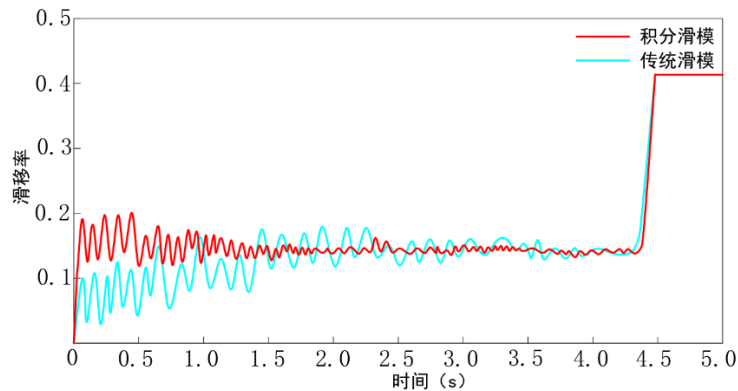
选用路面状态良好、平整的场地作为试验路面，当路面处于湿滑的潮湿状态时，移动机器人进行初速度为 $20m/s$ 的匀速直线运动。开始紧急制动至停止运动得到的试验结果如图 5-13 所示。



(a) 潮湿路面试验



(b) 车速轮速变化曲线



(c) 滑移率跟踪曲线

图 5-13 潮湿沥青路面车速、减速度、滑移率曲线

在潮湿路面下的紧急制动实车工况如图 5-13(a)所示, 图 5-13(b)为车速与轮速随时间的变化曲线, 图 5-13(c)为制动过程中滑移率的变化情况。

在该工况下, 传统滑模控制轮速变化波动较大, 在 3.9~4.25s 时, 车轮发生抱死现象。而改进趋近律积分滑模控制轮速变化波动相对更小。在跟踪滑移率方面, 在 0~1s 时, 基于改进趋近律积分滑模控制的轮胎滑移率快速趋近于目标滑移率 0.13, 在 1~2.1s 时, 抖振现象控制更加平稳, 滑移率追踪迅速、准确。而传统滑模控制在 0~2.2s 时滑移率趋近于目标值, 响应时间更

长，且滑移值在目标值附近波动较大。所设计改进趋近律滑模控制策略相较于传统滑模控制，在潮湿路面条件的制动工况下，安全性更好。综上所述，所提 ABS 控制策略对不同工况具有良好的鲁棒性。

5.4 本章小结

本章主要对移动机器人液压制动系统进行试验平台搭建和试验验证。基于移动机器人底盘，搭建制动器、工控机、嵌入式单片机、电源、卡钳等部件，通过软件与硬件设计，实现移动机器人的基本功能，将制动控制算法嵌入控制单元中，建立液压制动控制策略，在两种典型的路面上开展试验验证，根据试验结果可以得到，积分滑模控制器相比于传统滑膜控制器，在干燥沥青路面下，前者滑移率在 0.56s 便趋于稳定，响应更迅速，车速轮速变化平稳；在潮湿沥青路面下，前者在 2.1s 便趋于稳定，后者则一直存在轻微抖动。综上所述，所设计基于改进趋近律积分滑模控制算法的移动机器人防抱死控制策略是可行的，试验结果进一步验证了控制策略是有效的。

第6章 总结与展望

6.1 总结

随着智能机器人的发展，人们对移动机器人有了更高的功能及安全需求。本文以移动机器人制动系统为研究对象，开展了制动系统结构设计、动力学建模、防抱死控制仿真及试验等方面的研究，主要的工作内容与结论如下：

（1）本研究通过梳理国内外相关文献，对移动机器人制动系统的结构与防抱死控制策略研究现状进行了详细阐述。并且介绍了本课题的研究意义和研究内容。

（2）本研究以中型移动机器人为研究对象，首先系统阐述了整车布置方案，并据此提出了移动机器人制动系统的需求设计、结构设计及其工作原理。其中，依据制动需求，对移动机器人制动时所需制动力进行核算，根据工作原理进行结构设计，并完成制动系统驱动电机和传动机构的选型设计和校核工作，开展了系统的助力核算及助力机构参数的优化选择。最终，基于选定的助力机构参数，实现了移动机器人制动系统的实物设计。

（3）介绍制动系统动力信号传递路线，分析其动态特性，搭建各关键部件主要包括制动主缸、电机、电磁阀、和制动轮缸的动力学模型，为移动机器人制动系统控制策略的研究提供了理论支撑。

（4）基于所建立的制动系统动力学模型，构建了 1/4 车轮和轮胎模型，设计了基于改进趋近律的积分滑模和传统滑模 ABS 控制器，并通过理论验证了两种滑模控制器的稳定性和鲁棒性。引入路面识别算法估计当前路面的最佳滑移率。在 Matlab/Simulink 仿真环境中，基于单轮动力学模型，构建了上述两种防抱死制动系统(ABS)控制算法的仿真模型。通过选取不同的典型工况进行仿真试验与对比分析，结果表明，所提出的防抱死控制算法具有更短的制动距离，更稳定的滑移率控制效果。

（5）基于上述动力学建模与仿真分析，本文搭建了移动机器人制动试验平台。该平台主要由底盘结构、制动系统、控制系统、制动压力传感器、电机位置信号检测模块、电机转矩信号采集模块、以及信号检测系统等组成。旨在实现移动机器人制动系统性能的测试与验证。在干燥路面与潮湿路面的

试验结果下，进一步证明本文所设计移动机器人控制方法的有效性。

6.2 展望

本文针对移动机器人制动系统开展了制动结构设计、动力学校核、控制器设计、仿真分析、试验验证等工作，但是仍存在一些不足之处，未来可以从如下几个方面继续完善课题：

（1）本文所提出仿真模型是基于单轮模型展开的，单轮模型受力上可近似整车模型，但仍然具有差距。后续可以通过建立完整的移动机器人动力学模型，并通过 Carsim 软件将移动机器人整体模型导入 Matlab 软件中开展联合仿真进一步观察仿真结果，展现所设计控制器控制效果的动态特性。

（2）本文所开展的试验是在干燥路面和潮湿路面下进行的，但紧急制动时所面对的情况是复杂的。移动机器人在进入不同路面时，路面利用附着系数发生变化，控制器需要快速响应，在后续研究中，可进一步开展移动机器人在干燥-潮湿变路面下的制动试验。

第7章 参考文献

- [1] 赵玲玲. 高阶智驾产业链迎来澎湃动能[N]. 中国汽车报, 2025-02-17(025).
- [2] 朱景涛, 宋传增, 闫瑞, 等. 汽车电子机械制动系统(EMB)研究[J]. 时代汽车, 2024, (22): 155-157.
- [3] 崔新健, 李俊超, 刘环珠. 中国新一代信息技术产业的发展现状、竞争态势与高质量发展策略[J]. 河南社会科学, 2024, 32(12): 46-54.
- [4] 杨岩松, 罗玉涛, 许晓通. 基于楔形传动的新型电子机械线控制动器设计与分析[J]. 机械传动, 2020, 44(11): 66-72+93.
- [5] 王鑫海. 基于混合线控制动系统的再生制动控制策略研究[D]. 吉林大学, 2024.
- [6] D'alfio N, Morgando, A, Sorniotti A. Electro-hydraulic brake systems: Design and test through hardware-in-the-loop simulation[J]. Vehicle System Dynamics, 2006, 44: 378-392.
- [7] Giseo P, Seibum C, Dongyoon H. Clamping force estimation based on hysteresis modeling for electro-mechanical brakes[J]. International Journal of Automotive Technology, 2017, 18(5): 883-890.
- [8] Dong Hwan S, Seonghun L, Choong Pyo J, et al. Analytic approaches for keeping high braking efficiency and clamping efficiency of electro wedge brakes[J]. International Journal of Precision Engineering and Manufacturing, 2015, 16(7): 1609-1615.
- [9] Chu L, Zhu P, Chang C. Research on full Brake-By-Wire system and clamping force estimation strategy based on redundant drive motors[J]. IEEE Access, 2023, 11(6): 124098-124113.
- [10] Zhen S, Yunbing Y, Sen Z. Variable boost characteristic control strategy of hydraulic systems for brake-by-wire based on driving style[J]. scientific reports, 2024, 14: 29412-29423.
- [11] 马秀丹. 汽车电子机械助力制动与 ABS 协调控制策略研究[D]. 吉林大学, 2018.
- [12] 杨晓辉, 苏建宽, 马寒明. 解耦式电子液压制动器踏板感觉设计与评价[J]. 上海汽车, 2020, (06): 51-53.
- [13] Zhileykin M M, Chugunov D S. Algorithm of anti-lock braking system for two-axle vehicles with one driving axle with adaptive redistribution of braking forces[J]. IEEE Access, 2021, 15(2): 93-100.

- [14] Gianluca P, Mara T, Giulio P, et al. Wheel-slip estimation for advanced braking controllers in aircraft: Model based vs black-box approaches[J]. Control Engineering Practice, 2021, 117: 582-592.
- [15] 雷培钟. 电子诊断在现代化汽车维修技术中的应用探讨[J]. 时代汽车, 2020, (02): 85-86.
- [16] Zhiguo Z, Xiaoning Z. Research on Direct Braking Force Estimation and Control Strategy Using Tire Inverse Model[J]. Journal of Advanced Transportation, 2022, 9, 2022-2027.
- [17] 郑臻皓, 赵升吨, 高志杰, 等. 用于重型电动卡车的双电机与双行星排新驱动装置设计及动力学特性研究[J]. 西安交通大学学报, 2025: 1-11.
- [18] 陈立智, 杨坤, 郭君, 等. 全电驱动-制动电动汽车差动助力转向控制研究[J]. 汽车工程学报, 2025, 15(01): 95-107.
- [19] 黄亮, 单鹏, 李刚, 等. 基于 CarSim 的汽车 ABS 模糊控制研究[J]. 辽宁工业大学学报(自然科学版), 2016, 36(03): 195-199.
- [20] Luo S ,Zhang B ,Ma J , et al. Research on a Hierarchical Control Strategy for Anti-Lock Braking Systems Based on Active Disturbance Rejection Control (ADRC)[J]. Applied Sciences, 2025, 15(3): 1294-1294.
- [21] Xueli F, Jie H. Discrete fuzzy adaptive PID control algorithm for automotive anti-lock braking system[J]. Journal of Ambient Intelligence and Humanized Computing, 2021, 3: 345-352.
- [22] Liu L, Xing L, Sun Z. Attitude control of self-balancing vehicle based on sliding mode variable structure control[J]. Journal of Physics: Conference Series, 2021: 1884-1889.
- [23] 余卓平, 韩伟, 徐松云, 等. 电子液压制动系统液压力控制发展现状综述[J]. 机械工程学报, 2017, 53(14): 1-15.
- [24] Sulakshan R, Sarah S, Sarah S, et al. Time-Varying Sliding Mode Control for ABS Control of an Electric Car[J]. IFAC-PapersOnLine, 2017, 50(1): 8490-8495.
- [25] Lin H, Wei Y, Zejia H, et al. A combining sliding mode control approach for electric motor anti-lock braking system of battery electric vehicle[J]. Control Engineering Practice, 2020, 16: 1045-1052.
- [26] 陈志成, 吴坚, 赵健, 等. 混合线控制制动系统制动力精确调节控制策略[J]. 汽车工程, 2018, 40(04): 457-464.

- [27] 张勇. 电动汽车电液复合制动自动化控制方法[J]. 汽车电器, 2025, (02): 35-38.
- [28] 傅云峰, 王维锐, 葛正. 新型汽车电子机械制动系统建模仿真与实验研究[J]. 工程设计学报, 2017, 24(06): 702-709.
- [29] Frieder K, Ubstadt W. Electromagnetic Wheel Brake Device[J]. US, 2003, 3: 653-656.
- [30] 郭小若. 电子液压制动系统设计及其关键技术研究[D]. 浙江大学, 2018.
- [31] Kunz A, Kunz M, Vollert H, et al. Electromechanical brake booster for all drive concepts and automated driving[J]. ATZ worldwide, 2018, 120(4): 58-61.
- [32] Peter R, Schwarz R, Kranlich H, et al. Actuating Unit For An Electromechanically Operable Disc Brake[J]. US, 2002, 6: 536-540, .
- [33] 谢名, 向志伟. 无人驾驶汽车中电子信息技术应用研究[J]. 汽车测试报告, 2025, (01): 37-39.
- [34] 赵一博. 电子机械制动系统执行机构的研究与开发[D]. 北京: 清华大学, 2010.
- [35] 孙景彬, 孟宪哲, 曾令坤, 等. 丘陵山地农机底盘重心全向调控实验平台设计与性能试验[J]. 农业机械学报, 2025, 56(02): 511-522.
- [36] 张杰飞, 张昊. 电动汽车液压 ABS 滑模变结构模糊 PID 控制设计[J]. 机械设计与制造, 2025, 1-6.
- [37] Xiong L, Han W, Yu Z. Adaptive sliding mode pressure control for an electro-hydraulic brake system via desired-state and integral-antiwindup compensation[J]. Mechatronics, 2020, 68: 348-359.
- [38] Zhao J, Chen Z, Zhu B, et al. Research on compensation redundancy control for basic force boosting failure of electro-booster brake system[R]. SAE Technical Paper, 2020, 24: 971-976.
- [39] Pan N, Yu L, Wang Z, et al. Design, modeling and simulation of a new compact electro-hydraulic brake system[R]. SAE Technical Paper, 2014, 7(3): 592-601.
- [40] 何宁, 张德龙, 张庆华. 汽车鼓式制动器动态可靠性优化设计[J]. 汽车实用技术, 2022, 47(12): 44-51.
- [41] 邱明明, 曹龙凯, 黄康, 等. 基于视觉识别的线控制动压力滑模控制[J]. 汽车工程, 2021, 43(01): 68-76+85.
- [42] 雷江涛, 赵书尚, 李东林, 等. 驾驶机器人机械腿轻量化设计与动力学分析[J]. 兵器装备工程学报, 2024, 45(09): 206-213.
- [43] 李禹齐. 滚珠丝杠传动系统定位精度的研究[J]. 机械管理开发, 2024, 39(12):

27-29+32.

- [44] 田逸清. 含滚珠丝杠副的电磁阻尼半主动悬架控制策略研究[D]. 扬州大学, 2024.
- [45] 周开勤, 查看清, 单书目, 等. 机械零件手册[D]. 教育出版社, 2001.
- [46] 邹俊逸, 毛晗, 王峰, 等. 电子液压制动系统轮缸压力估算与控制[J]. 机床与液压, 2024, 52(21): 132-139.
- [47] Tan Z H, Chen Z F, Pei X F, et al. Development of integrated electro hydraulic braking system and its ABS application[J]. International Journal of Precision Engineering and Manufacturing, 2016, 17(3): 337-346.
- [48] 朱孟伟. 滚动直线导轨副滚动功能部件精度保持性研究[D]. 沈阳工业大学, 2024.
- [49] Todeschini F, Corno M, Panzani G, et al. Adaptive position-pressure control of a brake by wire actuator for sport motorcycles[J]. European Journal of Control, 2014, 20(2): 79- 86.
- [50] Jiang F, Gao Z. An application of nonlinear PID control to a class of truck ABS problems[C]. Proceedings of the 40th IEEE Conference on Decision and Control IEEE, 2001, 1: 516-521.
- [51] 朱冰, 张伊晗, 赵健. 基于集成式电液制动系统的主动制动压力精确控制方法[J]. 中国公路学报, 2021, 34(09): 111-120.
- [52] Yu D, Wang W, Zhang H, et al. Research on anti-lock braking control strategy of distributed-driven electric vehicle[J]. IEEE Access, 2020, 8: 162467-162478.
- [53] 程濮, 胡鑫, 张永真, 等. 某链式航炮双电机柔性比例同步控制技术研究[J]. 火炮发射与控制学报, 2025: 1-8.
- [54] You S, Gil J, Kim W. Fixed-time slip control with extended-state observer using only wheel speed for anti-lock braking systems of electric vehicles[J]. IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems, 2021, 7(3): 2405-2412.
- [55] 国家质量技术监督局. GB 12676-1999, 汽车制动系统结构、性能和试验方法[S]. 1999-01-08.
- [56] 张兆顺, 崔桂香. 流体力学（第三版）[M]. 北京: 清华大学出版社, 2015.
- [57] Zhao X, Li L, Song J, et al. Linear control of switching valve in vehicle hydraulic control unit based on sensorless solenoid position estimation[J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2016, 63(7): 4073-4085.

- [58] 韩紫云. 乘用车电机直驱线控制制动系统响应与试验研究[D]. 吉林大学, 2019.
- [59] 张东. 集成式电液制动系统控制方法及 AEB 避撞策略研究[D]. 江苏大学, 2020.
- [60] Xia R, Chen M, Wu Q, et al. Neural network based integral sliding mode optimal flight control of near space hypersonic vehicle[J]. *Neurocomputing*, 2020, 379: 41-52.
- [61] He R, Yuan L. An improved nonlinear predictive control strategy enhanced by fractional order extremum seeking control of the antilock braking system of a vehicle[J]. *IEEE Access*, 2020, 8: 168576-168588.
- [62] 闫振争, 庄继晖, 程晓鸣, 等. 自抗扰算法在无人车路径跟踪控制中的应用[J]. *重庆理工大学学报(自然科学)*, 2021, 35(03): 61-70.
- [63] 姚芳, 林祥辉, 吴正斌, 等. 汽车防抱死制动系统的自抗扰控制研究[J]. *中国公路学报*, 2021, 34(03): 235-244.
- [64] 牟希东. 面向动力学控制的电子机械制动系统控制策略研究[D]. 吉林大学, 2021.
- [65] Feng X, Hu J. Discrete fuzzy adaptive PID control algorithm for automotive anti-lock braking system[J]. *Journal of Ambient Intelligence and Humanized Computing*, 2021: 1-10.
- [66] Wang H, Wu S, Wang Q. Global Sliding Mode Control for Nonlinear Vehicle Antilock Braking System[J]. *IEEE Access*, 2021, 9: 40349-40359.
- [67] 王汉卿. 基于自抗扰滑模的永磁同步电机控制技术研究[D]. 山东理工大学, 2024.
- [68] 李静, 沙宏亮, 王伯平, 等. 基于液压制动轮缸压力估算的车辆电子稳定性程序控制算法[J]. *吉林大学学报(工学版)*, 2010, 40(06): 1478-1481.
- [69] 何仁, 李梦琪. 基于路面识别的复合制动与 ABS 集成控制策略[J]. *江苏大学学报(自然科学版)*, 2020, 41(01): 20-26.
- [70] 赵国柱, 滕建辉, 魏民祥, 等. 基于模糊控制的电动汽车低速再生 ABS 研究[J]. *中国机械工程*, 2012, 23(1): 117-122.
- [71] 何祥坤, 季学武, 杨恺明, 等. 基于集成式线控液压制动系统的轮胎滑移率控制[J]. *吉林大学学报(工学版)*, 2018, 48(02): 364-372.
- [72] 陈志成, 赵健, 朱冰, 等. 基于电控助力制动级联制动防抱死控制策略[J]. *汽车工程*, 2019, 41(11): 1320-1326.

- [73] Zhang Y, Gong G, Yang H, et al. Modeling and adaptive control of the electro-hydraulic braking system of low-floor vehicle[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 2018, 232(20): 3639-3651.
- [74] Fuguang L, Erjuan Y, Jipeng C, et al. Design of a laser welding plugging system for the steam generators of high-temperature gas-cooled reactor[J]. Progress in Nuclear Energy, 2023, 159: 1907-1919.
- [75] 颜萌, 王丽, 王威, 等. 基于单片机的噪声检测报警系统设计[J]. 科技与创新, 2025, (05): 66-69.

攻读硕士学位期间的学术活动及成果情况

发表的学术论文:

(1) 王绪波,梁艺,汪步云.移动机器人制动系统的积分滑模控制研究[J].佳木斯大学学报(自然科学版),2025.

申请的知识产权:

(1) 梁艺,王绪波,孙俊杰.一种适应于多种路况的线控制动控制方法[P].中国专利,CN202410973900.8,2024.

(2) 刘有余,马永学,王绪波.一种非圆齿轮关节机器人及其设计方法[P].中国专利,CN202110719905.4,2024.

致谢

时光匆匆，我站在硕士论文完成的节点，回首这段充实而难忘的求学旅程，我深感无比幸运和感激。在这里，我要向所有支持、关心和帮助过我的人表示由衷的感谢。

首先，我要感谢我的导师，梁艺副教授。在我整个硕士研究生生涯中，梁老师给予了我无微不至的关怀和悉心指导。梁老师不仅在学术上为我提供了深厚的指导，还在生活中给予了我无私的支持。梁老师的鼓励一直伴随着我，让我能够克服各种困难，不断前行。这篇论文的完成离不开梁老师的悉心指导，对此我深感荣幸和感激。

同时，我要感谢我的室友王宜红、曹子旭和孙笑笑。与你们共度的每一个日夜都是我求学生涯中难以磨灭的记忆。在紧张的学术生活中，你们给予了我无尽的温暖和支持，成为我生活中不可或缺的一部分。与你们共同努力、共同奋斗的岁月是我人生中最珍贵的财富，感谢你们一路以来的陪伴和理解。

我衷心感谢许德章院长、汪步云老师、程军老师和程雷老师等对我科研上的指导和生活上的帮助。还要感谢师兄王伟振、同门孙俊杰、师弟李文龙和董方龙对我的帮助，非常幸运能够遇见束勤平、徐腾、赵兵、杨礼、毛伟、刘翔和张宁禧等同学，与你们一同学习、交流、进步的过程是我人生中宝贵的经历。大家相互之间的合作和协作，让我深刻体会到团队的力量。在学术上遇到问题时，有你们共同探讨、互相启发的时刻是我难以忘怀的经历。感谢你们在我求学过程中的陪伴和支持。

感谢我所在的学校，安徽工程大学提供了丰富的学术资源和良好的学习环境，为我提供了一个全面发展的平台。学校的教育理念和优良的学风潜移默化地影响着我，让我在这里获益匪浅。连同本科，我在安徽工程大学已经度过七年，人生最多十来个七年，而我在安徽工程大学度过了人生最美好岁月的七年，感谢安徽工程大学给我这段经历，也让我拥有立足社会的一技之长。

最后，感谢每一位在我求学过程中出现的人，是你们的支持和陪伴让我走得更坚定。这段求学之旅充满了挑战，但也因为你们的存在变得更加丰富多彩。在未来的日子里，我将怀揣着对你们的感激之情，继续努力前行，为更美好的明天而努力奋斗。

尚德敏学 唯实惟新

