

分类号: TH12

密 级: 公开

学校代码: 10363

学 号: 2220110160



安徽工程大学

Anhui Polytechnic University

硕士学位论文

题 目 基于永磁减振系统的清扫车设计
与性能研究

论 文 作 者 毛徐徐

校 内 导 师 王向东（高级工程师）

校 外 导 师 崔岩（高级工程师）

专业学位类别 机械

研究方向（领域） 现代机械设计理论及方法

论文提交日期: 2025 年 5 月 20 日

分类号：TH12

学校代码：10363

密 级：公开

学 号：2220110160

基于永磁减振系统的清扫车设计与性能研究
Design and Performance Research of Sweepers Based on
Permanent Magnet Vibration Damping System

学生姓名： 毛徐徐

校内导师： 王向东（高级工程师）

校外导师： 崔岩（高级工程师）

专 业： 机 械

研究方向： 现代机械设计理论及方法

论文答辩日期： 2025 年 5 月 13 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：

日期： 年 月 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：

指导教师签名：

日期： 年 月 日

日期： 年 月 日

基于永磁减振系统的清扫车设计与性能研究

摘 要

全球城市人口占比已从2000年的46.7%攀升至2025年的59.6%，快速城市化直接导致城市公共空间维护工作量呈指数级增长。智能化清扫设备的应用已成为解决城市环卫困境的关键路径。传统清扫车存在结构复杂、作业效率不高等问题，尤其在复杂路况下，其灵活性和稳定性表现欠佳。针对传统清扫车底盘系统的结构冗余度高、低频抑振能力不足的问题。本研究基于永磁减振系统，设计了一种新型清扫车结构，主要研究内容包括：

首先，基于模块化设计理念，分别研究了设计原则、技术指标、动力系统、驱动系统以及控制要求，提出了永磁减振系统与四驱四转驱动模式，构建三维模型。

其次，基于有限元分析法，对清扫车的关键组件进行静载荷分析。基于多目标优化理论，综合采用响应面方法与参数敏感性分析法，优化结构，支撑臂和支撑板的质量分别减重 27%和 25%。经验证，优化后的清扫车在结构强度、形变指标等方面均满足设计要求。

随后，利用 Adams 软件开展了动力学仿真分析，建立参数化模型，开展不同工况下的动态稳定性分析。在连续通过 30mm、50mm 和 70mm 的障碍和坑洼高度时，车体垂直方向振动速度不超过 25mm/s，表现出较好的减振缓振性能。

最后，样机研制和实地性能测试，验证了永磁减振系统的减振性能。在不同道路类型和障碍物高度工况下，悬架吸收率在 64.2%至 86.9% 之间，而悬架效率在 64.2%至 90.7%之间，表面该系统能够显著降低车身的振幅，有效提升行车安全性与舒适性。本研究不仅拓展了永磁技术在环卫装备领域的应用范围，也为同类特种车辆的研发提供了技术支撑。

关键词：永磁技术，清扫车，减振性能，优化设计，Adams

Design and Performance Research of Sweepers Based on Permanent Magnet Vibration Damping System

ABSTRACT

The proportion of global urban population has surged from 46.7% in 2000 to 59.6% in 2025. Rapid urbanization has directly led to an exponential increase in the maintenance workload of urban public spaces. The application of intelligent cleaning equipment has become a critical solution to urban sanitation challenges. Traditional sweeping vehicles suffer from structural complexity and low operational efficiency, particularly exhibiting poor flexibility and stability in complex road conditions. To address the issues of high structural redundancy and insufficient low-frequency vibration suppression in conventional sweeper chassis systems, this study proposes a novel sweeper structure based on a permanent magnet vibration damping system. The main research contributions including:

Firstly, based on the modular design concept, the study systematically investigates design principles, technical specifications, power systems, drive systems, and control requirements. A permanent

magnet vibration damping system combined with a four-wheel-drive and four-wheel-steering (4WD-4WS) configuration is proposed, followed by the development of a 3D model for validation.

Secondly, based on the finite element analysis (FEA) method, static load analysis was conducted on the sweeper's critical components. Leveraging multi-objective optimization theory, a combined approach integrating the response surface methodology (RSM) and parametric sensitivity analysis was employed to refine the structure. As a result, the mass of the support arm and support plate was reduced by 27% and 25%, respectively. Experimental validation confirmed that the optimized sweeper meets all design requirements in terms of structural strength and deformation performance.

Then, dynamic simulation analysis was performed using Adams software. A parametric model was established to evaluate the vehicle's dynamic stability under various operating conditions. When traversing obstacles and potholes with heights of 30 mm, 50 mm, and 70 mm, the vertical vibration velocity of the vehicle body remained below 25 mm/s, demonstrating excellent vibration damping and cushioning performance.

Finally, prototype development and field performance tests were conducted to validate the vibration damping performance of the permanent magnet system. Under varying road types and obstacle heights, the suspension absorption rate ranged between 64.2% and 86.9%, while

suspension efficiency reached 64.2% to 90.7%, demonstrating the system's ability to significantly reduce body vibration amplitude and effectively enhance driving safety and comfort. This study not only expands the application scope of permanent magnet technology in sanitation equipment but also provides technical support for the development of similar specialized vehicles.

Key words: permanent magnet technology, sweeper, vibration reduction performance, optimization design, adams

目录

第 1 章 绪论	1
1.1 研究背景	1
1.1.1 永磁技术研究背景	1
1.1.2 磁浮悬架研究背景	3
1.2 研究意义	4
1.3 课题创新点	5
第 2 章 清扫车总体设计	6
2.1 引言	6
2.2 清扫车结构设计	6
2.2.1 设计原则	6
2.2.2 设计要求	6
2.2.3 总体方案	7
2.3 减振系统设计	8
2.3.1 Halbach 阵列简介	8
2.3.2 减振系统的原理和工作方式	9
2.3.3 永磁减振系统的应用	10
2.4 结构设计	11
2.4.1 底盘框架设计	11
2.4.2 动力及驱动系统设计	11
2.4.3 滚刷驱动系统设计	12
2.4.4 边刷驱动系统设计	12
2.5 控制要求及设备选型	13
2.5.1 控制要求	13
2.5.2 轮毂电机与转向电机选型	13
2.5.3 清扫设备选型	15
2.6 本章小结	16
第 3 章 清扫车有限元分析与优化	17
3.1 引言	17
3.2 关键组件静载荷分析	17
3.2.1 滚刷主板静载荷分析	17
3.2.2 支撑臂静载荷分析	18
3.2.3 支撑板静载荷分析	19
3.3 支撑臂多目标优化	20
3.3.1 支撑臂响应面优化前处理	20
3.3.2 支撑臂优化参数与质量的响应面建立	22
3.3.3 基于 Screening 算法的支撑臂优化分析	23
3.4 支撑板多目标优化	24
3.4.1 支撑板响应面优化前处理	24
3.4.2 支撑板优化参数与质量的响应面建立	25
3.4.3 基于 Screening 算法的支撑板优化分析	25

3.5 整车有限元分析.....	26
3.5.1 整车有限元模型建立.....	26
3.5.2 材料与属性.....	27
3.5.3 静载分析.....	28
3.6 本章小结.....	28
第 4 章 清扫车减振系统的动力学分析.....	30
4.1 引言.....	30
4.2 Adams 软件概述.....	30
4.3 Adams 模型建立.....	30
4.3.1 模型导入与简化.....	30
4.3.2 约束条件设置.....	31
4.3.3 载荷条件施加.....	32
4.4 障碍跨越性能分析.....	33
4.4.1 清扫车质心位移.....	33
4.4.2 清扫车质心速度.....	34
4.5 坑洼通过性能分析.....	36
4.5.1 清扫车质心位移.....	36
4.5.2 清扫车质心速度.....	37
4.6 上坡行驶性能分析.....	38
4.6.1 上坡 5°行驶.....	38
4.6.2 上坡 10°行驶.....	39
4.6.3 上坡 15°行驶.....	40
4.7 斜坡行驶性能分析.....	41
4.7.1 斜坡 5°行驶.....	42
4.7.2 斜坡 10°行驶.....	43
4.7.3 斜坡 15°行驶.....	44
4.8 本章小结.....	45
第 5 章 清扫车样机试制与减振性能测试.....	46
5.1 引言.....	46
5.2 悬架系统性能评价指标.....	46
5.2.1 悬架吸收率.....	47
5.2.2 悬架效率计算.....	48
5.3 样机试制.....	49
5.4 减振性能测试.....	49
5.4.1 实验方案.....	49
5.4.2 实验过程.....	52
5.4.3 实验结果及数据分析.....	53
5.4.4 实验总结.....	60
5.5 本章小结.....	60
第 6 章 总结与展望.....	61
6.1 总结.....	61
6.2 展望.....	61
参考文献.....	63

第1章 绪论

1.1 研究背景

随着城市化进程的纵深发展，大都市圈不断扩张带来的人口集聚效应与居民消费升级共同推动着环境服务需求的指数级增长。在此背景下，城市环境治理体系正面临从传统粗放式管理向精细化、智能化运维的范式转变，其中生活固废处理设备的智能化升级与产能扩容已成为现代城市可持续发展的重要基础设施保障。这一转型不仅体现了人居环境质量标准的全面提升，更反映了生态文明建设在城市治理维度上的战略性布局^[1]。各城市的道路、小区、公园、园区等公共场所的数量不断增多，其清洁程度直接关系到城市形象和居民的生活品质。仅依赖人工清扫不仅耗时较长，还会造成人力资源的浪费，因此各类清扫车应运而生^[2-3]。然而，传统清扫车在复杂路况下的作业效率、灵活性和稳定性面临严峻挑战^[4]。现有清扫车普遍采用机械传动和液压减振系统，存在能耗高、维护成本大、减振性能不足等问题，尤其在贴边清扫和越障能力上表现欠佳^[5]。

此外，传统悬架系统因机械磨损导致的寿命短、噪声大等问题，限制了清扫车在精细化城市管理中的应用。永磁技术凭借其非接触式驱动、高能量效率和可控性强等优势^[6]，为清扫车的结构设计与性能优化提供了新思路。同时，磁浮悬架通过电磁力或磁力实现主动减振，可显著提升车辆的稳定性和适应性^[7]。基于此，本研究提出将永磁技术与磁浮悬架集成于清扫车设计中，旨在构建高效、节能、智能化的新一代城市清洁设备。

1.1.1 永磁技术研究背景

永磁技术作为一项新兴科技，以现代磁学的基础理论为依托，利用永磁材料产生的磁力，达成力或转矩的非接触式传输^[8]。早在二十世纪三十年代，永磁技术便已被提出。然而，当时人们对该技术认知不足，且受限于磁性材料的发展水平，相关研究始终停留在试验阶段，难以取得实质性突破。

到了二十世纪五十年代，部分科技人员重新聚焦这项技术，展开深入探讨与研究。但无奈技术瓶颈依旧存在，研究进展依旧极为缓慢。直至二十世纪七十年代，第三代稀土永磁材料的问世，极大地提升了磁性材料的性能。这一突破为永磁技术的发展带来了转机，使其得以迅猛发展^[9]。永磁技术在开展研究和应用时，把磁学、材料科学、机械设计等多学科领域的知识与技术进行了深度交融。其在

发展进程中，紧密关联能源利用效率提升、环境保护强化以及可持续发展推进等现代社会的重大需求^[10]。

永磁技术通过利用永磁材料（如钕铁硼）的固有磁场实现能量转换，具有无摩擦损耗、响应速度快和控制精度高等特点^[11]。近年来，永磁技术在联轴器、轴承、传动和永磁弹簧等领域取得显著进展。例如，磁力联轴器采用钕铁硼永磁体阵列耦合技术，构建无机械接触的扭矩传递系统。通过非磁性高强度合金隔离罩形成全封闭式磁力传输腔体，实现动轴与从轴间的气密性隔离，杜绝传统机械联轴器因摩擦磨损导致的介质泄漏风险^[12]。永磁轴承借助永磁体间的排斥力或者吸引力，达成无接触的支撑效果，在高速旋转的工况环境中能发挥良好作用^[13]。永磁齿轮依靠磁场之间的耦合效应，实现力与转矩的传递过程，不需要像传统机械齿轮那样通过相互啮合来运作^[14]。永磁凸轮机构通过永磁体之间的排斥力实现推杆的周期性移动^[15]。

永磁弹簧是一种能产生磁力或磁力矩的机械结构，由永磁铁或电磁铁构成。它依据“同名磁极相互排斥、异名磁极相互吸引”的原理，将两块或多块磁铁按照特定排列方向组合而成^[16]。当下，永磁弹簧在机械制造、化工生产、汽车制造、电力供应、国防军工以及核工业等诸多领域均得到了极为广泛的应用^[17]。

Feng Sun 等研究了一种具备三自由度（DOF）相同刚度的永磁弹簧，该弹簧由三组环形与圆柱形永磁体构成^[18]。Zhu Chenhang 等提出了一种基于解析建模的八边形动环环形差动永磁弹簧结构及其多目标优化设计程序。与典型的矩形截面环形差动永磁弹簧相比，这种新颖的配置具有更大的刚度，体积更小，可以有效节省永磁材料^[19]。李强、徐登峰等提出一种正负刚度并联永磁隔振器结构，该构型基于正负刚度并联的原理，开创性地把永磁弹簧和橡胶带组合在一起，能够很好地契合超精密领域针对小负载隔振的新要求^[20]。戈宝军、姜汉等通过构建等效磁网络模型和能量差分法解析齿槽转矩特性，借助 2D 有限元仿真剖析并接区气隙、永磁体、槽口参数对转矩的影响机制，利用田口法优化关键尺寸参数，大幅削弱并轴式双转子永磁同步电机齿槽转矩，提升电机综合性能^[21]。

综上所述，永磁技术融合多学科知识，关联能源、环保等社会需求，且根据其具有无摩擦损耗等优点，在多领域皆有应用，永磁技术能够持续深化，可以降低机械系统复杂度并提升能源利用率，为本文提供了技术基础。

1.1.2 磁浮悬架研究背景

悬架作为车身与车轮连接装置的统称，主要由弹簧、减振器、稳定器、联动装置，以及缓冲块、稳定杆等特殊功能部件构成^[22]。它能将路面作用于车轮的力和力矩传输到车身，吸收、缓和因路面不平整造成的冲击，降低弹性系统引起的振动，保障汽车能够正常行驶。悬架系统作为汽车的核心构成要素，其性能优劣对汽车行驶的平顺性、操纵稳定性以及安全性起着至关重要的作用。因此，深入开展对汽车悬架的研究，对于提高现代汽车的整体质量而言，具有极为关键的意义^[23]。

自十八世纪起，国内外就已针对悬架系统展开深入探究。十九世纪末汽车问世后，汽车悬架历经漫长发展。早期汽车仅用简单钢制弹簧减振，随着人们对驾驶稳定性和乘坐舒适性要求提高，各类悬架系统应运而生^[24]。以麦弗逊式悬架系统为例，它主要包含螺旋弹簧、减振器以及下摆臂^[25]。该系统具有独特构造，主销与减振器中心线并不重合，在车轮跳动期间，悬架各点与主销间的距离会随之变动。螺旋弹簧套接在减振器外部，凭借这样的结构，减振器能够约束弹簧，使其仅能进行上下方向的振动，有效阻止弹簧在其他方向摆动。麦弗逊悬架的下摆臂在受力层面发挥着关键作用，承受了车轮所受到的大部分侧向力。凭借优良的操控性与舒适性，麦弗逊悬架得以广泛应用^[26-27]。

二十世纪后期，半主动悬架在中国渐趋成熟并应用于轿车。进入二十一世纪，伴随科技发展，汽车悬架系统正加速向智能化、自动化发展^[28]。借助集成先进的传感器、控制器与执行器，它能实时感知车辆动态和路面情况，自动调节悬架参数，兼顾操控性与舒适性的最优表现。

磁浮悬架通过电磁或永磁力实现车体与路面的非接触支撑，具有减振性能强、动态响应快和寿命长等优势。如凯迪拉克 CTS-V 配备了磁浮悬架，该系统能在极短时间内对路面变化和驾驶操作做出响应，调整悬架阻尼，为驾驶者提供精准的操控感受和舒适的驾乘体验^[29]。兰博基尼 Huracan 同样搭载了先进的磁浮悬架技术，该系统与车辆的其他高性能组件协同工作，能够根据驾驶模式的不同，自动调整悬架的硬度和阻尼特性^[30]。路虎极光车型配备了先进的磁流变（MR）减振系统，该系统通过精确调控导电线圈的电流强度来改变磁流变液内磁性粒子的排列结构，从而实现减振器阻尼特性的无级调节^[31]。红旗 HS9 搭载了磁浮悬架。

该系统能够有效过滤路面颠簸，提升车内乘客的舒适性^[32]。奇瑞汽车推出的中型 SUV 瑞虎 9，配备了磁浮悬架，此系统具备实时监测路面状况以及车辆动态的能力，可依据实际情形自动调节悬架阻尼力。不管面对何种路况，车辆均能维持出色的行驶稳定性与舒适性^[33]。

国内外学者针对磁浮悬架开展了众多深入研究：日本学者提出基于电磁悬浮的主动悬架系统，可将车身振动降低 40%；德国汽车企业所研制的永磁悬架，在复杂多变的路况中，彰显出极为出色的稳定性。与传统液压悬架相比，磁浮悬架无需润滑介质，维护成本显著降低，且可通过磁场调节实现自适应阻尼^[34]。然而，现有研究多集中于高速列车或乘用车领域，针对低速作业车辆（如清扫车）的磁浮悬架设计仍缺乏系统性研究^[35-36]。

1.2 研究意义

传统的清扫车在结构设计、动力系统和控制方式上存在一定的局限性，难以满足复杂环境下的高效作业需求^[37-38]。因此，开发一种新型的清扫车，能够提高清扫效率、灵活性和稳定性，具有重要的现实意义。本文基于永磁技术，提出了一种新型清扫车的设计方案，并通过有限元分析、动力学仿真和样机测试，验证了其可行性和优越性。本文的研究意义主要体现在以下几个方面：

（1）提升清扫车的作业效率与灵活性

传统的清扫车在清扫过程中，往往存在清扫范围有限、边角清扫不彻底等问题，尤其是在复杂的城市环境中，清扫车的灵活性和作业效率显得尤为重要^[39]。本文提出的基于永磁技术的清扫车，采用了四驱四转的驱动方式^[40]，能够实现多方位灵活行走，显著提高了清扫车的贴边清扫能力。通过优化设计，清扫车能够在狭窄的空间内灵活转向，清扫范围更广，清扫效果更佳。这种设计不仅弥补了传统清扫车在边角清扫方面的不足，还提高了清扫车的整体作业效率，能够更好地适应城市复杂环境下的清扫需求^[41]。

（2）实现清扫车的轻量化设计

在清扫车的设计中，轻量化设计不仅可以降低清扫车的能耗，还能提高其机动性和灵活性^[42]。本文通过有限元分析和多目标优化方法，对清扫车的关键部件（如滚刷主板、支撑臂和支撑板）进行了结构优化，实现了轻量化设计。通过优化，支撑臂和支撑板的质量分别减少了 27%和 25%，达到了预期的轻量化目

标，符合现代工业设计中的环保和节能理念。

（3）提高清扫车的稳定性和可靠性

清扫车在作业期间，频繁遭遇诸如坑洼、斜坡等复杂地形与路况。故而，稳定性与可靠性成为清扫车设计时的关键考量要点。本文提出的清扫车采用了新型的永磁弹簧悬架系统，能够有效提升底盘的避震和缓冲性能，增强了清扫车在复杂路况下的稳定性和可靠性。通过动力学仿真和样机测试，验证了清扫车在不同工况下的行驶稳定性，尤其是在跨越障碍、通过坑洼和上坡行驶时，清扫车表现出良好的减振性能和行驶平稳性。这种设计既提升了清扫车的作业效率，又让其使用期限得以延长，同时降低了维护所需的成本。

（4）推动永磁技术在清扫车领域的应用

永磁技术作为一种新兴的技术手段，具有高效、节能、环保等优点，近年来在多个领域得到了广泛应用^[43-45]。本文将永磁技术应用于清扫车的设计中，提出了一种新型的永磁弹簧悬架系统，有效降低机械部件间的磨损，简化底盘构造，延长清扫车的使用寿命。通过有限元分析和动力学仿真，验证了永磁弹簧系统在清扫车中的可行性和优越性。本文的研究不仅推动了永磁技术在清扫车领域的应用，还为其他类似设备的开发提供了参考和借鉴。

1.3 课题创新点

本课题研究主要创新点在以下两个方面：

（1）结构设计创新：提出永磁减振系统，通过非接触式阻尼调节实现清扫车底盘的高效减振、缓振性能。

（2）驱动方式：提出四驱四转驱动方式，实现多方位灵活行走，提高清扫车得贴边清扫程度，使清扫作业范围更广、效果更佳。

本研究通过理论分析、仿真验证与样机测试相结合，为永磁技术在特种车辆中的应用提供了完整的技术路径，具有显著的工程价值。

第2章 清扫车总体设计

2.1 引言

本文基于永磁技术，提出了一种新型清扫车的设计方案。本章围绕清扫车的总体设计展开，详细阐述了其结构设计原则、技术指标、动力系统、驱动系统及控制要求，旨在通过优化设计提升清扫车的作业效率、灵活性和稳定性，为后续的样机试制与测试奠定基础。

2.2 清扫车结构设计

2.2.1 设计原则

本文对于清扫车设计应遵循以下原则^[46-48]：

- (1) 运动灵活，在工作道路中可以实现前进、后退、拐弯、平移等运动。
- (2) 动力充足，保证连续作业。
- (3) 具备合适的作业速度与作业宽度，以保证清扫效率。
- (4) 结构合理、传动方式简便便于控制，具备较高的稳定性。
- (5) 具有一定的承载力、爬坡能力和越障过坑性能。
- (6) 设计遵循国际、国家标准及行业标准^[49]。
- (7) 设备选型要保证正常需求下，必须考虑经济型、实用性，避免浪费。
- (8) 设计过程中必须贯彻可靠性原则。

2.2.2 设计要求

清扫车设计时，应遵循上述设计原则。对现有较为成熟的清扫车结构展开分析，研究清扫车的总体构型和布局，设计清扫车的子系统和整车结构^[50]，主要包括：动力驱动系统设计、滚刷驱动系统设计、边刷驱动系统设计、底盘框架设计及电池组件和控制系统设计^[51]，并完成整个模块得建模以及与整车的装配。根据清扫车在各种环境下工况研究，以及清扫车功能和用途要求，清扫车的主要技术指标要求如下所示：

(1) 最大尺寸

清扫车工作场景在园区、校园和厂房里，考虑实际复杂的工作环境和清扫效率，最终确定其最大尺寸为长 1750mm、宽 1100mm、高 1000mm。

(2) 最大净重

除清扫车自身重量外，设计时还需将垃圾箱的承重以及控制设备的重量纳入考量范围，车辆设计最大净载重为 400kg。

（3）速度

车辆速度的设计需要考虑工作效率和实际工况，因其效率要超人工，速度需大于人正常步行速度 3~5km/h。但为保证清扫效果、避免扬尘及满足人工急停需求，又不能太快，故而将速度区间定为 5~7km/h。

（4）最大爬坡能力

清扫车通常在平地工作，考虑清扫车需要具备一定的爬坡能力，故设计最大爬坡度数为 18° 。

（5）清扫宽度

为保障清扫效率与清扫能力，清扫车需具备最低 1100mm 的充足清扫宽度。

（6）作业时间与垃圾箱容量

中小型清扫车通常采用电池作为动力能源，具有显著的环保节能、运行成本低和作业性能良好等优势^[52]，在本文的设计中，清扫车选用铅酸电池，确保其作业时长最少可达 5 小时。同时，将清扫车的垃圾箱容量设定为 60 升。

综上所述，基于永磁技术的清扫车各设计指标见表 2-1 所示。

表 2-1 清扫车设计指标

内容	指标
最大尺寸（长×宽×高）	1750×1100×1000mm
最大净重	400kg
速度	5~7km/h
最大爬坡度	18°
清扫宽度	1100mm
作业时间	5h
垃圾箱容量	60L

2.2.3 总体方案

根据清扫车设计要求，由此给定结构设计的总方案：清扫车的整车尺寸：1750mm×1100mm×1000mm。车体主要包括清扫、行驶转向和底盘等设计。直筒滚刷位于清扫车中心，其功能是将垃圾扫入垃圾收纳箱。圆盘扫刷总成位于清扫车两侧，其功能是将垃圾扫入内侧，便于收纳垃圾。车体采用四驱四转的行驶方式，配备四个独立的轮毂电机和转向电机，有效提高贴边清扫效率。底盘采用磁浮悬架，能够减少机械磨损，降低底盘复杂化，提高使用寿命等优点，清扫车

设计原理如图 2-1 所示。

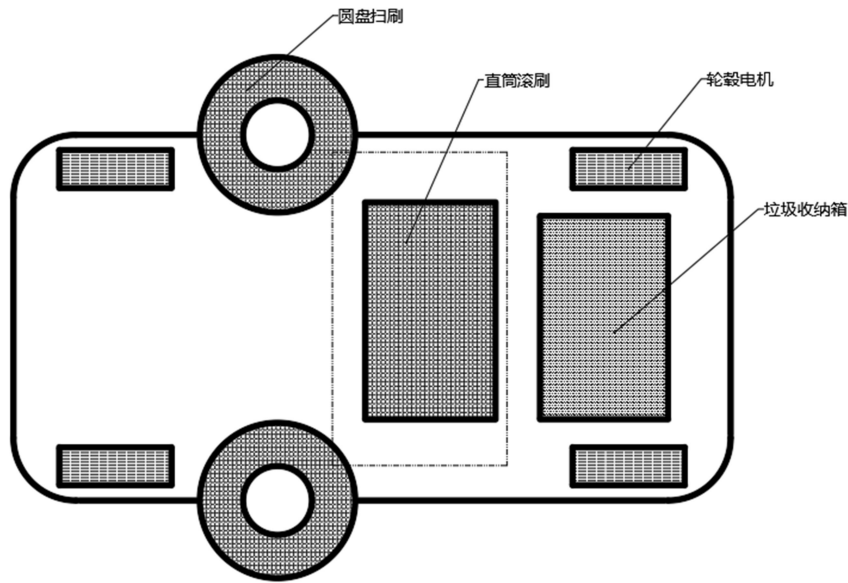


图 2-1 清扫车原理图

2.3 减振系统设计

永磁弹簧基于 Halbach 阵列的优化设计，通过永磁体之间的同极相斥力和涡流阻尼效应，实现了非接触式的弹力和阻尼传递。其在磁浮悬架设计中的应用，能够有效提高车辆的减振性能和驾驶舒适性。

2.3.1 Halbach 阵列简介

Halbach 阵列是一种基于非对称永磁体排布的高效磁路结构，通过优化磁极方向与间距，显著提升磁场强度并降低漏磁率^[53]。其核心思想源于 1979 年 Klaus Halbach 提出的“磁场聚焦”原理，通过调整相邻磁体的充磁方向，使得磁场在某一侧增强，而在另一侧减弱，从而实现单边聚磁效应^[54]。

Halbach 阵列排布方式如图 2-2 所示，(a) 和 (b) 分别表示直线排列和环形排列方式。在永磁弹簧的设计中，Halbach 阵列可以通过优化磁体的排列方式，增强磁场的集中度，从而提高磁浮弹簧的弹力和阻尼效果^[55]。具体来说，Halbach 阵列的磁体排列方式可以使磁场在弹簧的工作区域内更加集中，减少漏磁现象，进而提高永磁弹簧的工作效率和稳定性。

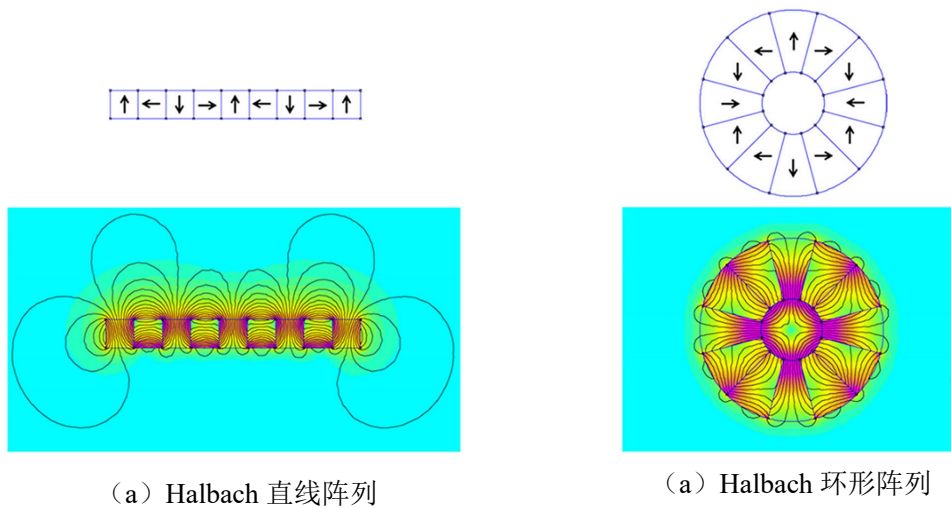


图 2-2 Halbach 阵列排布方式

2.3.2 减振系统的原理和工作方式

减振系统中的永磁弹簧原理图如图 2-3 所示，其原理基于永磁体之间的同极相斥力和涡流阻尼效应。其核心结构包括一对环形永磁体，永磁体之间通过同极相斥产生弹力，而涡流阻尼则通过导体筒内的铜环与永磁体的相对运动产生，起到减振的作用。

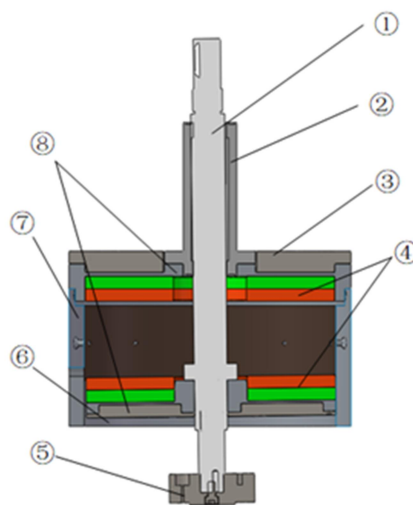


图 2-3 永磁弹簧原理图

图中：①中心轴；②直线轴承；③上磁轭；④永磁体；⑤法兰；⑥下磁轭；⑦导体筒；⑧固定磁座。

永磁体和磁轭之间，设计了较薄的固定磁座，三者之间形成一个永磁组，且固定磁座具有低导磁性。磁轭上开有螺纹孔，便于永磁体的安装与拆卸。中心轴贯穿上下永磁组，固定磁座与导体筒连接，导体筒中安有铜环。下永磁组固定不动，由轴肩和圆螺母实现轴向定位。上永磁组的固定磁座内圈开孔与加长直线轴

承连接，直线轴承带动上永磁组在中心轴滑动。当处于工作状态时，永磁体间发生相对运动，铜环内部磁通量发生变化，在导体筒中产生感应涡流，随着感应涡流的产生，又会生成新的磁场，与原磁场相互作用，起到阻碍原运动作用，使装置的振动得以削弱，实现减振功能。

具体如下：

（1）永磁弹簧的弹力主要来源于永磁体之间的同极相斥力。当两个永磁体的同极相对时，它们之间会产生排斥力，这种排斥力随着永磁体之间距离的减小而迅速增大，形成类似于传统弹簧的弹力特性。

（2）永磁弹簧的阻尼来源于涡流效应。当永磁体和导体筒内铜环出现相对位移时，铜环内部会生成涡流。这股涡流会产生一个与原本磁场方向相反的磁场，该反向磁场能够对永磁体的运动形成阻碍，以此起到减振的效果。

（3）由于永磁弹簧的弹力和阻尼都是通过磁场相互作用产生的，因此其传力方式是非接触式的，避免了传统机械弹簧因接触摩擦而产生的磨损和疲劳问题。

2.3.3 永磁减振系统的应用

减振系统的应用主要体现在其能够替代传统的机械弹簧和减振器，提供更加稳定和高效的减振效果。具体设计概念如下：

（1）磁浮悬架可以采用永磁弹簧作为主要的弹性元件和阻尼元件。永磁弹簧的结构设计包括环形永磁体、导体筒、铜环等部件。永磁体通过同极相斥产生弹力，而铜环通过涡流效应产生阻尼。

（2）永磁弹簧的减振效果通过实验验证，结果表明其能够有效削弱振动速度和频率，尤其在振动位移方面也有较好的表现。通过调整永磁弹簧的参数，可以进一步优化其减振性能，适应不同的路况和驾驶需求。

（3）通过采用 Halbach 阵列优化永磁弹簧的磁场分布，可以在较小的体积下产生足够的弹力和阻尼，从而实现磁浮悬架的轻量化设计。此设计不但降低了系统重量，而且提升了系统的响应速度与稳定性。

（4）永磁弹簧应用于汽车悬架系统的前景十分广阔。通过对磁浮弹簧的结构与材料作进一步优化，能让其在高温、高湿等恶劣环境中，依然维持稳定的工作性能，这将有力推动磁浮悬架在未来得以广泛应用。

2.4 结构设计

基于永磁技术的清扫车三维模型如图 2-4 所示，主要组成部分有：①铝型材搭建的底盘框架；②动力及驱动系统；③滚刷驱动系统；④边刷驱动系统等。

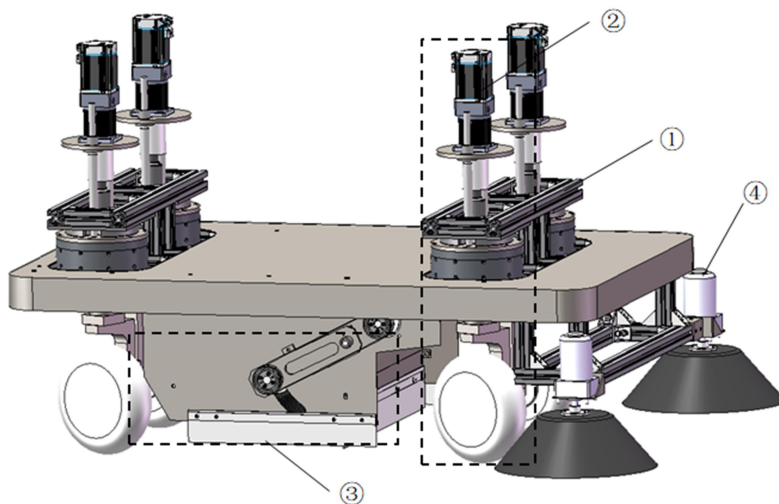


图 2-4 清扫车三维模型图

2.4.1 底盘框架设计

为实现清扫车轻量化，底盘框架采用 AA40-4040-4-H 型号的铝合金型材和 CB-4040-A05 型号的连接件搭建组成，这种型材优势明显，质量轻巧，耐腐蚀性能出众，并且易于加工及组装。主体框架由两根 1400mm 和五根 722mm 等型材搭建如下图 2-5 所示。

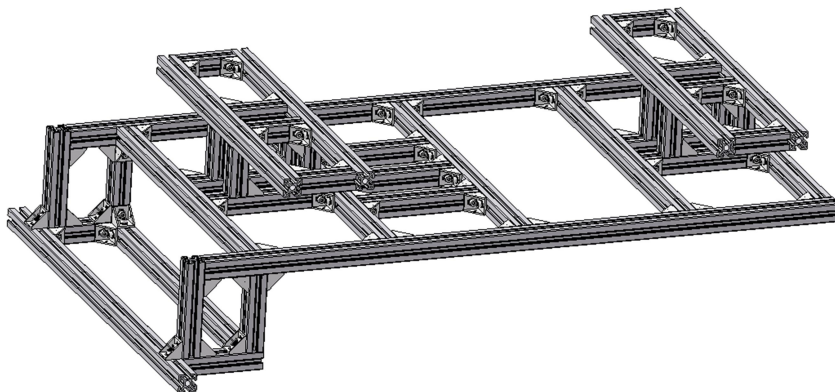


图 2-5 底盘框架

2.4.2 动力及驱动系统设计

如图 2-6 所示，动力及驱动系统主要涵盖三个部分：①伺服电机、减速器和联轴器；②磁浮减振器；③支撑臂和轮毂电机。清扫车的动力来源于四个轮毂电机，轮毂电机通过支撑臂与磁浮减振器一端连接，磁浮减振器另一端与转向装置

连接，伺服电机通过对轴旋转的控制，驱动轮毂电机运转，以此达成清扫车的转向操作。

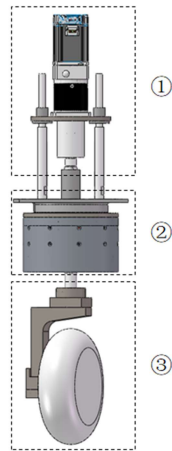


图 2-6 动力及驱动系统

2.4.3 滚刷驱动系统设计

滚刷驱动系统如图 2-7 所示，图中：①滚刷；②滚动轴承；③支撑板；④旋转轴；⑤滚刷电机；⑥同步带轮；⑦同步带；⑧滚刷主板；⑨挡泥板；⑩挡条。

清扫车工作时，旋转轴带动两侧的滚刷主板旋转，带动滚刷下降，贴合清扫路面。连接滚刷电机轴上的同步带轮转动，通过同步带传动给连接在滚刷上的同步带，带动滚刷转动，实现滚刷清扫功能。

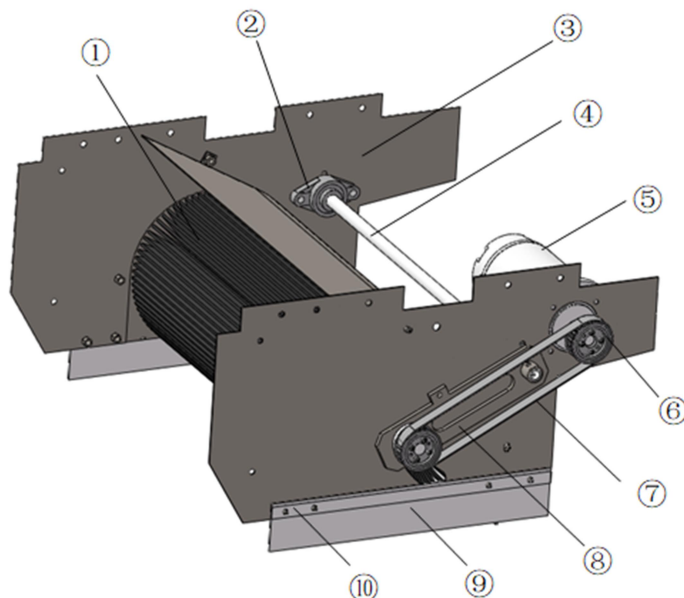


图 2-7 滚刷驱动系统

2.4.4 边刷驱动系统设计

边刷驱动系统如图 2-8 所示，边刷电机安装在电机座上，两侧的电机座由一根 970mm 的铝型材连接，边刷通过边刷连接器安装在扫盘电机轴上。



图 2-8 边刷驱动系统

2.5 控制要求及设备选型

2.5.1 控制要求

通过前文对清扫车的设计原则与要求，结合设计方案，清扫车要实现四驱四转的功能。清扫作业时，通过电动推杆下放扫盘结构与滚筒结构，接着扫盘电机驱动扫盘和滚刷电机驱动滚筒实现清扫功能^[56]。完成清扫后，扫盘电机和滚刷电机断电，电动推杆回收，将扫盘结构与滚筒结构收回。提出以下控制要求：

- (1) 四套伺服电机控制清扫车 360° 转向功能；
- (2) 四套轮毂电机驱动车子前进后退，轮毂电机需有紧急制动功能；
- (3) 清扫设备：两套扫盘电机驱动扫盘旋转、一套滚刷电机驱动滚筒旋转、三套电动推杆带动扫盘、滚筒结构的升降；
- (3) 控制箱面板设计：9 个模式按钮：直线前进、直线后退、直线左移、直线右移、45° 斜移左前进、45° 斜移右前进、45° 斜移左后退、45° 斜移右后退、原地旋转 360°；启动按钮、停止按钮、刹车按钮加减速按钮、模式切换等；
- (4) 无线操控面板：除具备控制箱面板所有功能以外，还需将 4 个伺服电机的角度控制、4 个轮毂电机的速度控制开放，并且具有路线存储模式功能，可将规划的路线存入模式里，无线操控面板还需有显示当前电压及低电压报警功能；
- (5) 无线遥控范围：50m，无信号后将启动轮毂电机刹车功能。

2.5.2 轮毂电机与转向电机选型

(1) 轮毂电机扭矩和功率的计算及选型

清扫车在行驶过程中，所受阻力涵盖滚动阻力、坡度阻力、加速阻力以及空气阻力^[57]。其关系如下：

$$\Sigma F = F_f + F_i + F_j + F_w \quad (2-1)$$

式中： F_f 为滚动阻力； F_i 为坡度阻力； F_j 为加速度阻力； F_w 为空气阻力。

滚动阻力：

$$F_f = mgu \quad (2-2)$$

式中： m 为清扫车最大净重 400kg； g 为重力加速度 9.8； u 为滚动摩系数 0.02。
将以上数值带入式（2-2）中，得：

$$F_f = 400 \times 9.8 \times 0.02 = 78.4N$$

坡度阻力：

$$F_i = mgsin\theta + mgucos\theta \quad (2-3)$$

式中： θ 为坡度角 18° ，带入式（2-2）中，得：

$$F_i = 400 \times 9.8 \times sin18^\circ + 400 \times 9.8 \times 0.02 \times cos18^\circ = 1286N$$

加速度阻力：

$$F_j = ma \quad (2-4)$$

式中： a 为清扫车最大加速度 0.5，带入式（2-4）中，得：

$$F_j = 400 \times 0.5 = 200N$$

清扫车作业时，行驶速度较慢，空气阻力小到可以忽略不计，即 $F_w = 0$

$$\Sigma F = 78.4 + 1286 + 200 + 0 = 1564.4N$$

根据定轴转动的刚体动力学公式：

$$\alpha J_w = T_t - F_t R \quad (2-5)$$

式中： T_t 为车轮转矩， J_w 为车轮的转动惯量，轮胎半径 R 为 0.137m，轮胎质量 $m_1 = 6kg$ ，得：

$$J_w = \frac{1}{2} m_1 R^2 = \frac{1}{2} \times 6 \times 0.137^2 = 0.056kg/m^2$$

α 为车轮角加速度：

$$\alpha = \frac{a}{R} = \frac{0.5}{0.137} \approx 3.65rad/s^2$$

F_t 为单个轮胎受到的外部阻力：

$$F_t = \frac{\Sigma F}{4} = \frac{1564.4}{4} = 391.1N$$

将以上数值带入（2-5）中，得车轮转矩：

$$T_t = 55.78N \cdot m$$

根据扭矩与功率计算公式^[58]：

$$P = \frac{T_t n}{9550} \quad (2-6)$$

$$n = \frac{v}{2\pi R} \quad (2-7)$$

式中： n 为车轮转速， v 为清扫车作业速度，取 $v = 7km/h = 1.94m/s$ ，得：

$$P = \frac{55.78 \times 1.94 \times 60 \times 1000}{2 \times 3.14 \times 0.137 \times 9550} = 798W$$

计算得到的理论功率 P ，将该值乘以经验系数 1.2，得功率 P_1 ：

$$P_1 = 798 \times 1.2 = 957.6W$$

依据计算得出的扭矩和功率数值，选择轮毂电机，其参数详见表 2-2。

表 2-2 轮毂电机参数

品牌	名称	额定电压	额定转矩	额定功率	额定电流	备注
千江电机	轮毂伺服电机	48V	80N·m	1200W	12A	搭配驱动器 LDS15B60G

(2) 转向电机转矩计算及选型

$$M = G_f \xi \sqrt{\alpha^2 + \frac{b^2}{8}} \quad (2-8)$$

式中： M 为车轮转向阻力矩； G_f 为车轮的负荷，取 $G_f = \frac{mg}{4} = 980N$ ； α 为轮胎接地中心至转向主销重心线和地面交点之间的距离，在本设计中 $\alpha = 0$ ； b 为轮胎宽度， $b = 0.09m$ ； ξ 为有效摩擦系数，当 $\alpha/b = 0$ 时， $\xi = 0.7$ 代入式（2-8），得：

$$M = 980 \times 0.7 \sqrt{\frac{0.09^2}{8}} = 21.8N \cdot m$$

转向电机从转向力矩输入转矩，因为转向力矩输入轴和车轮转向轴通过齿轮啮合的方式进行传动，传动比为 4，故转向电机力矩为：

$$M_1 \geq \frac{M}{4} = 5.45N \cdot m$$

由计算所得的力矩，选择转向电机，参数见表 2-3 所示。

表 2-3 轮毂电机参数

品牌	名称	额定电压	额定转矩	额定功率	额定电流	备注
拓达伺服	直流伺服电机	48V	7.2N·m	780W	21A	搭配驱动器 TSDA-C21B-08C

2.5.3 清扫设备选型

(1) 边刷与滚刷

基于清扫车的结构设计要求，选用鑫荣刷业所生产的边刷与滚刷，其外观如图 2-9 所示，边刷参数 $180 \times 400mm$ ，滚刷参数 $690 \times 300mm$ 。



图 2-9 边刷与滚刷

(2) 边刷电机与滚刷电机

边刷电机与滚刷电机参数，见表 2-4 所示。

表 2-4 边刷电机与滚刷电机参数

品牌	名称	额定电压	转速	额定功率	额定电流	备注
DC.MOTOR	边刷电机	48V	1800RPM	90W	1.5A	5GN18KB
TAILI	滚刷电机	48V	1800RPM	200W	1.5A	90 型

2.6 本章小结

本章详细阐述了基于永磁技术的清扫车总体设计方案。首先，根据清扫车的作业需求，提出了设计原则和技术指标，明确了关键设计参数。其次，基于这些指标，设计了清扫车的总体结构，包括底盘框架、动力及驱动系统、滚刷驱动系统和边刷驱动系统，并详细介绍了各子系统的组成与工作原理。最后，结合清扫车的控制要求，完成了设备的选型，确保清扫车具备高效、灵活、稳定的作业能力。

第3章 清扫车有限元分析与优化

3.1 引言

通过有限元分析与优化方法，对清扫车关键组件进行静载荷分析，并优化其结构设计，以实现轻量化和性能提升。对滚刷主板、支撑臂和支撑板进行静载荷分析，确保其强度和刚度满足要求，采用多目标优化方法，结合响应面模型和参数敏感性分析，优化支撑臂和支撑板的结构，降低质量并提升性能。再通过整车有限元分析，验证优化后清扫车的整体结构强度和变形情况^[59]。

3.2 关键组件静载荷分析

3.2.1 滚刷主板静载荷分析

滚刷主板在底盘与滚刷的连接中发挥着关键作用，因此有必要针对其强度与刚度展开分析，以此确保结构具备可靠性。滚刷主板材料为 Q235，广泛应用于各种工程结构和制造领域，其材料属性如表 3-1 所示。

表 3-1 滚刷主板材料参数

材料	弹性模量 (GPa)	泊松比	密度 (g/cm ³)
Q235	210	0.3	7.85

使用 Workbench 软件对模型进行有限元分析^[60]，滚刷主板有限元模型如图 3-1 所示，网格尺寸为 2mm，网格单元以六面体为主，夹杂少量四面体网格，总计 17534 个网格单元，对应节点数为 77466。

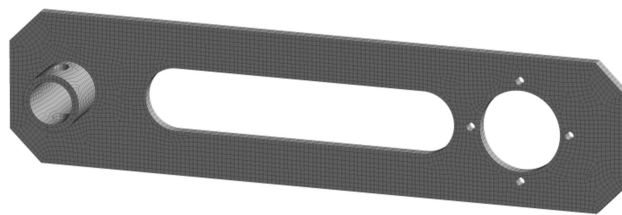


图 3-1 滚刷主板网格模型

进行静载分析过程中，为考量极限受力状态，滚刷主板具有对称性的特点，故选择针对单侧滚刷主板开展分析。滚刷主板主要承受滚刷与轴承的总压力，总压力为：

$$F_1 = 150\text{N} \quad (3-1)$$

故单侧的滚刷主板所受到的压力大小：

$$F_2 = \frac{1}{2} F_1 = 75\text{N} \quad (3-2)$$

在滚刷主板的左孔处设置约束，将压力 F_2 施加于右孔，由此得到滚刷主板的应力及位移变化数据。应力变化如图 3-2 所示，滚刷主板与轴承的接触区域出现最大应力，数值为 24.51MPa。位移变化如图 3-3 所示的位移变化情况来看，变形量呈现出从左侧向右侧依次递增的趋势，在滚刷主板与轴承的接触位置，变形量达到最大，具体数值为 1.41×10^{-3} mm。

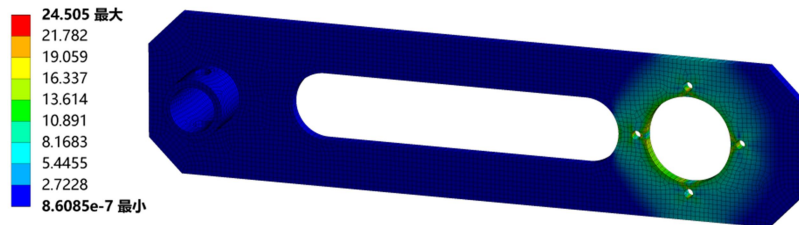


图 3-2 滚刷主板应力变化云图

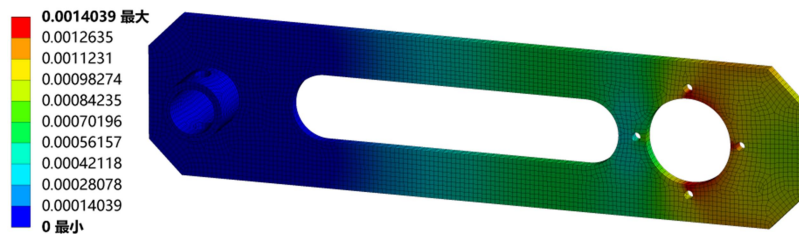


图 3-3 滚刷主板位移变化云图

3.2.2 支撑臂静载荷分析

支撑臂作为连接轮毂电机和永磁弹簧的核心部件，承担着整车的重力作用。因此，要通过静力分析对其强度与刚度进行校核。支撑臂材料为 Q235，有限元模型如图 3-4 所示，模型构建时，设定网格尺寸为 3mm，网格单元以六面体为主，同时包含少量四面体网格，总共生成了 14416 个网格单元，对应节点数为 62233。

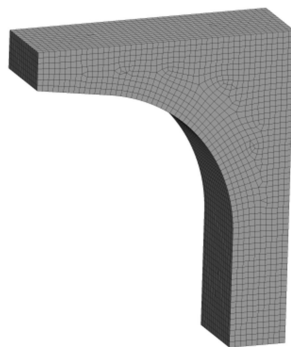


图 3-4 支撑臂网格模型

单块支撑臂承受的压力为整车重量的四分之一，整车重量为：

$$F_3 = 4000N \quad (3-3)$$

因此，单块支撑臂受到的压力大小为：

$$F_4 = \frac{1}{4} F_3 = 1000N \quad (3-4)$$

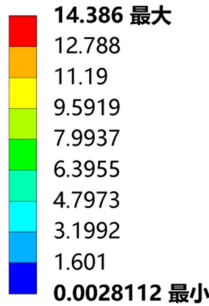


图 3-5 支撑臂应力变化云图

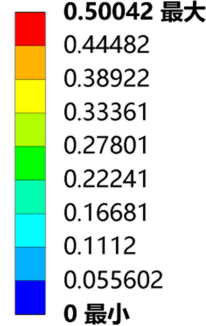


图 3-6 支撑臂位移变化云图

支撑臂底部约束，顶部受到载荷 F_3 作用。支撑臂的应力变化情况如图 3-5 所示，最大应力数值为 14.386MPa，该最大应力点位于支撑臂的中间部位。支撑臂的位移变化如图 3-6，支撑臂顶部为最大变形位置，从顶部到底部，变形量逐渐降低，最大变形量达到 0.501mm。支撑臂的应力值与应变值均处于屈服极限范围以内，故强度和变形满足设计要求。

3.2.3 支撑板静载荷分析

支撑板是连接永磁弹簧与车架的关键部件，故需要对其进行强度和刚度分析，确保其结构可靠，能够承受车架与永磁弹簧之间的压力。支撑板材料为 Q235，广泛应用于各种工程结构和制造领域，其材料属性如表 3-1 所示。

支撑板有限元模型如图 3-7 所示，所设网格尺寸为 3mm，网格单元主要由六面体，和少量四面体网格构成。模型中的网格单元总数为 56877，与之对应的单元节点数达 204586。

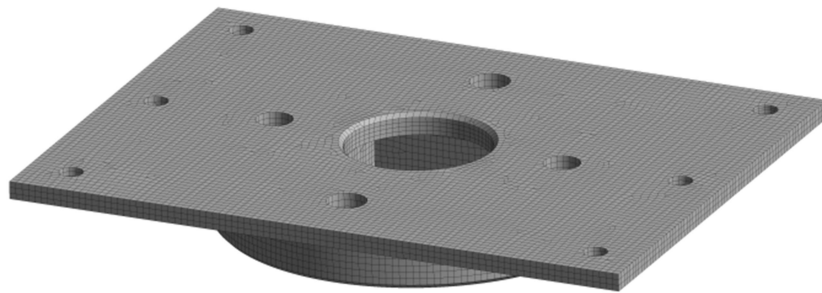


图 3-7 支撑板网格模型

支撑板共有四块，每块均匀分摊承受底盘的重量，对单块支撑板进行分析。

底盘重量为：

$$F_5 = 2000N \quad (3-5)$$

因此，单块支撑板所受到的压力大小为：

$$F_6 = \frac{1}{4} F_5 = 500N \quad (3-6)$$

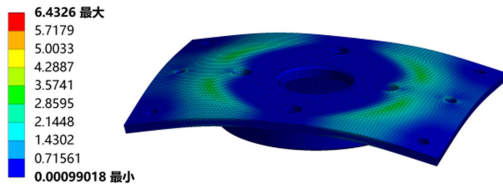


图 3-8 支撑板应力变化云图

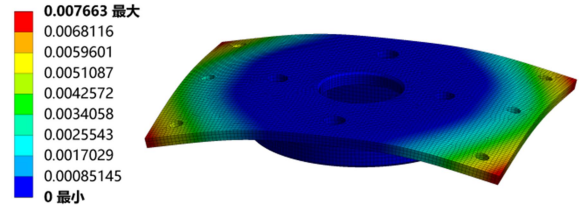


图 3-9 支撑板位移变化云图

压力 F_5 作用在支撑板的上表面，其下表面约束。从图 3-8 中能够明确观察到支撑板的应力变化情况，最大应力为 6.433MPa，其位置处于支撑板的中间部位。而图 3-9 展示了支撑板的位移变化状态，位移变化呈现出从四周向中间逐渐减小的趋势，最大变形量为 $0.766 \times 10^{-2} \text{mm}$ 。支撑板的应力值与应变值均未超出屈服极限范围，这充分说明其强度与变形程度符合设计规定的要求。

3.3 支撑臂多目标优化

在本节中，重点聚焦于支撑臂尺寸的优化工作，通过调整支撑臂的结构，达成对其性能的优化，减轻质量，以实现轻量化设计目标。运用基于参数敏感性筛选的多目标优化方法，构建支撑臂响应面模型。借助该模型，能够直观呈现支撑臂尺寸参数对目标函数的敏感程度，进而剔除对响应目标影响较小的设计变量，减少支撑臂优化过程中的计算量，最终完成支撑臂的多目标优化^[61-62]。

3.3.1 支撑臂响应面优化前处理

对支撑臂进行优化时采用响应面优化法，第一步是将支撑臂三维模型的尺寸予以参数化设定。具体操作上，需把 SolidWorks 构建的模型导入至 Workbench 软件中。支撑臂的优化流程详见图 3-10。

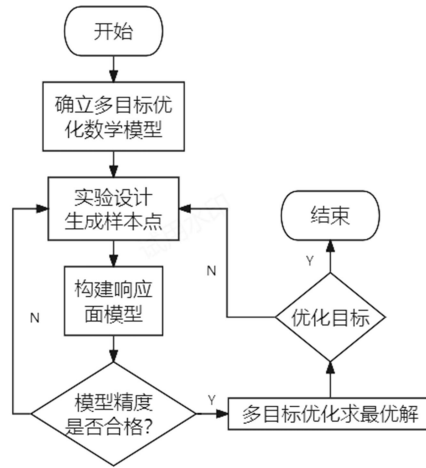


图 3-10 支撑臂多目标优化流程图

如图 3-11 所示，将支撑臂的厚度与高度设定为优化尺寸变量，其中支撑臂高度用 P_1 表示，厚度用 P_2 表示。此次优化的目标包括支撑臂的质量（记为 P_5 ），以及静载分析中的最大应力（命名为 P_3 ）与最大变形（命名为 P_4 ）。维持原有的载荷施加方式和约束条件不变，在预先设定的变量取值范围内，寻求实现支撑臂轻量化的最佳尺寸。

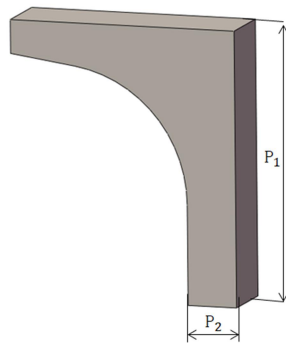


图 3-11 支撑臂优化区域

在对优化变量和优化对象确定后，选择 9 个样本试点。首先，确定支撑臂尺寸的上下限约，摆臂高度 P_1 尺寸范围为 150~170mm，设置厚度 P_2 尺寸范围为 25~31mm，得到样本点如表 3-2 所示。

表 3-2 支撑臂样本点预览表

设计变量	高度 P_1 (mm)	厚度 P_2 (mm)	应力 P_3 (MPa)	应变 P_4 (mm)	质量 P_5 (kg)
1	160	28	16.38	0.622	2.503
2	150	28	16.381	0.729	2.068
3	170	28	16.382	0.623	2.938
4	160	25	20.039	0.876	2.366

设计变量	高度 P_1 (mm)	厚度 P_2 (mm)	应力 P_3 (MPa)	应变 P_4 (mm)	质量 P_5 (kg)
5	160	31	13.62	0.456	2.639
6	150	25	20.035	1.001	1.931
7	170	25	20.042	0.884	2.801
8	150	31	13.614	0.547	2.205
9	170	31	13.622	0.454	3.074

通过实验样本预测点的吻合度图，判断实际输出值是否符合预计目标。一旦实际值与预测值偏离程度较大，则迭代曲线不会收敛，所得计算结果即为错误。由图 3-12 所示的样本点预测值吻合图可知，支撑臂响应面优化的实际输出路径和样本点预测值之间呈现出极高的拟合度。

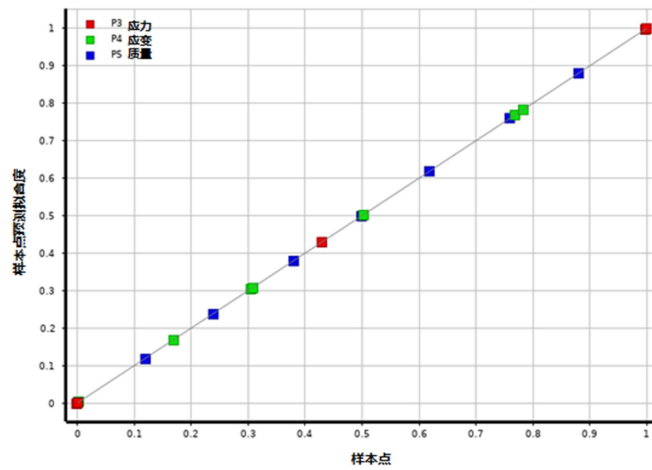


图 3-12 样本点预测值吻合度图

3.3.2 支撑臂优化参数与质量的响应面建立

为了直接观察目标对象随灵敏度最高的两个参数变化的趋势，生成支撑臂质量、变形与应力的响应面如图 3-13 所示。

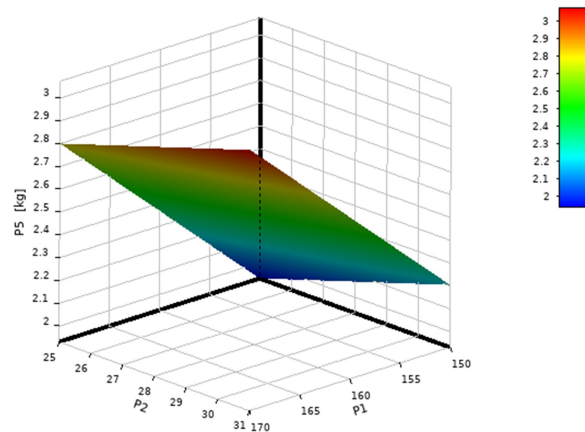


图 3-13 支撑臂优化参数与质量的响应面曲线

3.3.3 基于 Screening 算法的支撑臂优化分析

本节运用 Screening 算法展开分析,在优化迭代前,针对需优化的两个变量,即高度 P_1 与厚度 P_2 , 设定其上下限。具体内容见表 3-3, 其中, 厚度 P_2 的上下限约束设置为: 尺寸在 25mm 至 31mm 之间; 高度 P_1 的尺寸范围则设定在 150mm 至 170mm。

表 3-3 支撑臂优化参数上下限定值

序号	设计参数	初值 (mm)	下限 (mm)	上限 (mm)
1	P_1	165	150	170
2	P_2	30	25	31

为直观观测优化成效,特绘制优化目标权衡图,见图 3-14。此权衡图中,纵坐标代表支撑臂质量,横坐标表示应力与变形情况。最终可在权衡图内确定三个关键点位,这三个点位能充分发挥支撑臂的性能优势,使结构强度、刚度与重量达成最佳组合,实现最优解。

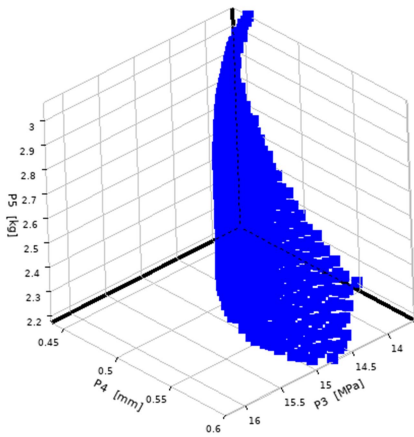


图 3-14 支撑臂优化目标权衡图

如表 3-4 所示,支撑臂的最优解为厚度 P_2 取值 229.572mm, 高度 P_1 取值 151.96mm。鉴于实际铸造工艺的需求,对该最优解进行近似等效处理,厚度 P_2 取值 29mm, 高度 P_1 取值 152mm, 经此优化,相较于原有状况,支撑臂实现了 27%的减重效果。

表 3-4 支撑臂样本点预览表

设计变量	高度 P_1 (mm)	厚度 P_2 (mm)	应力 P_3 (MPa)	应变 P_4 (mm)	质量 P_5 (kg)
1	165	30	14.386	0.501	2.81
2	151.96	29.572	14.78	0.581	2.22

3.4 支撑板多目标优化

3.4.1 支撑板响应面优化前处理

支撑板采用与支撑臂相同的优化策略。起始阶段，对支撑板的三维模型尺寸实施参数化设定，随后将在 SolidWorks 模型导入 Workbench 中，优化流程与支撑臂优化流程相似，选取支撑板上下两处的厚度作为优化尺寸变量，如图 3-15 所示。

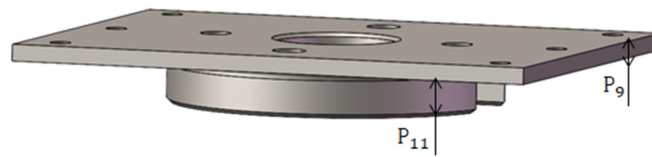


图 3-15 支撑板优化区域

支撑板的上端厚度标识为 P_9 ，下端厚度为 P_{11} ，本次优化目标对象为支撑板的质量 P_4 ，以及在分析过程中得到最大应力 P_5 和最大变形 P_6 。在保证支撑板原有约束条件和载荷施加下，设置 P_9 与 P_{11} 的取值变动区间，进而求解出能够达成支撑板轻量化目标的最优尺寸组合。在开展优化操作之前，预先给出样本点如表 3-5 所示，选取 9 个样本试验点。

表 3-5 支撑板样本点预览表

设计变量	厚度 P_9 (mm)	厚度 P_{11} (mm)	质量 P_4 (kg)	应力 P_5 (MPa)	应变 P_6 (mm)
1	7	22	5.883	7.645	1.09×10^{-2}
2	5	22	4.968	14.171	2.77×10^{-2}
3	9	22	6.798	4.885	0.55×10^{-2}
4	7	19	5.448	7.784	1.09×10^{-2}
5	7	25	6.318	7.709	1.09×10^{-2}
6	5	19	4.535	14.171	2.77×10^{-2}
7	9	19	6.364	4.978	0.55×10^{-2}
8	5	25	5.403	14.272	2.77×10^{-2}
9	9	25	7.233	4.909	0.55×10^{-2}

如图 3-16 为样本点预测值吻合度图，可以看出，支撑板响应面优化的实际输出路径与样本点预测值拟合度很高。

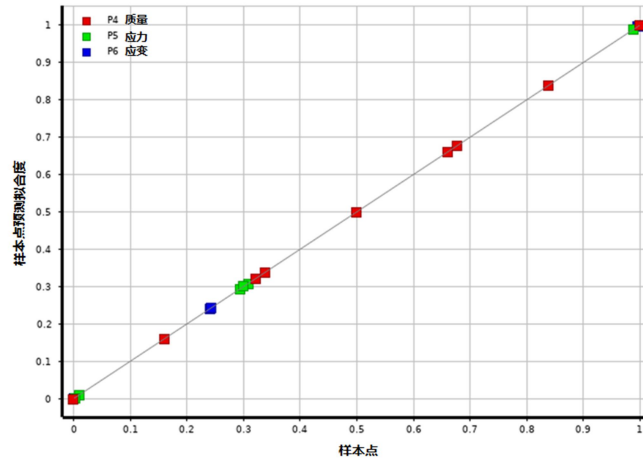


图 3-16 样本点预测值吻合度图

3.4.2 支撑板优化参数与质量的响应面建立

支撑板优化参数与质量的响应面如图 3-17 所示。

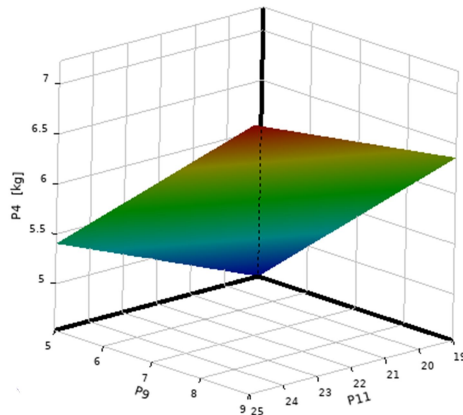


图 3-17 支撑板优化参数与质量的响应面图

3.4.3 基于 Screening 算法的支撑板优化分析

在优化迭代前，针对需优化的两个变量，即厚度 P_9 和厚度 P_{11} ，设定其上下限。如表 3-6 所示，厚度 P_9 的上下限约束设置为：尺寸在 5mm 至 9mm 之间；厚度 P_{11} 的尺寸范围则设定在 19mm 至 26mm。

表 3-6 支撑板优化参数上下限定值

序号	设计参数	初值 (mm)	下限 (mm)	上限 (mm)
1	P_9	8	5	9
2	P_{11}	25	19	26

为直观地观察优化效果，绘制了优化目标权衡图，见图 3-18。该权衡图中，纵坐标对应支撑板质量，横坐标表示应力与变形。通过分析此图，最终可找出三个能充分展现支撑板性能的关键节点，使结构强度、刚度与重量的组合达到最优

配置。

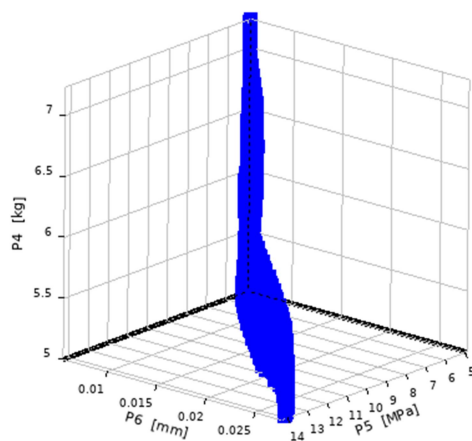


图 3-18 支撑板优化目标权衡图

如表 3-7 所示,支撑板的最优解厚度 P_9 取值 5.067mm,厚度 P_{11} 取值 22.095mm。鉴于实际铸造工艺的需求,对该最优解进行近似等效处理,厚度 P_9 取值 5mm,高度 P_{11} 取值 22mm,在原来基础上减重 25%。

表 3-7 支撑臂样本点预览表

设计变量	厚度 P_9 (mm)	厚度 P_{11} (mm)	应力 P_3 (MPa)	应变 P_4 (mm)	质量 P_5 (kg)
1	8	25	6.433	0.766×10^{-2}	6.776
2	5.067	22.095	13.912	2.75×10^{-2}	5.067

3.5 整车有限元分析

3.5.1 整车有限元模型建立

根据前面对清扫车各个零部件的设计和优化分析,本节对清扫车整体进行有限元分析,在 SolidWorks 中重新进行模型结构尺寸的调整,简化部分结构,如图 3-19 所示。

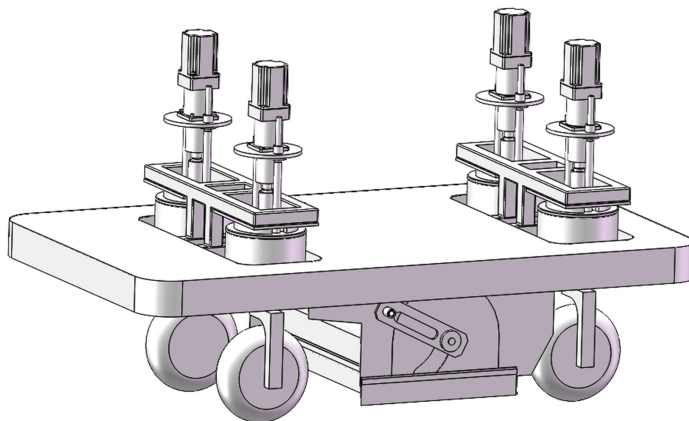


图 3-19 基于永磁技术清扫车简化模型图

将简化后的清扫车三维模型导入 Workbench 中，进行有限元分析，清扫车网格划分如图 3-20 所示。

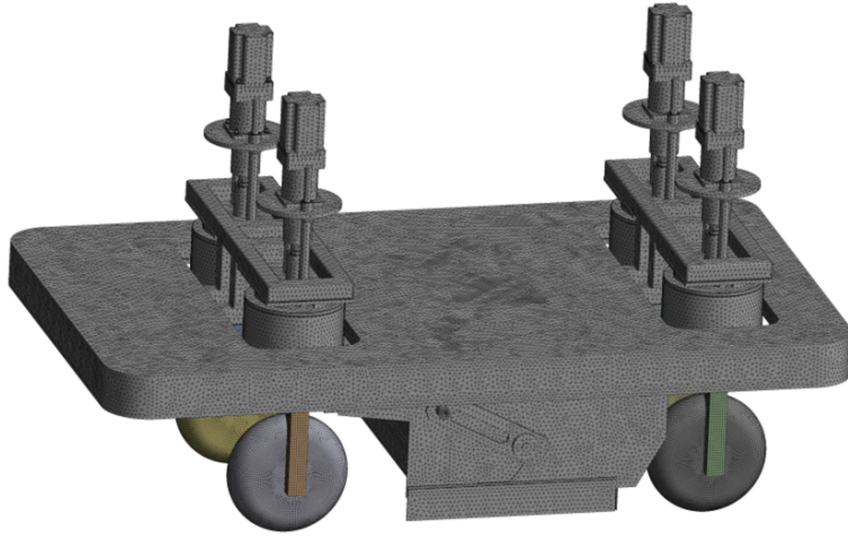


图 3-20 基于永磁技术清扫车网格划分图

清扫车有限元模型网格单元总数 963927，节点总数 2249600。四个车轮的网格尺寸为 5mm，其网格单元以六面体网格为主以及少部分四面体网格组成，总共网格单元数 289272 及节点数 999516。连接轮毂和车身的四个支撑臂的网格尺寸为 5mm，其网格单元以六面体网格为主以及少部分四面体网格组成，网格单元数 31184 及节点数 125128。底盘的网格尺寸为 10mm，其网格单元以四面体组成，网格单元数 210818 及节点数 358390。四个永磁弹簧的网格尺寸为 10mm，其网格单元以四面体组成，总共网格单元数 358184 及节点数 624669。车架的网格尺寸为 10mm，其网格单元以四面体组成，网格单元数 83469 及节点数 141897。

3.5.2 材料与属性

清扫车的关键零部件的材料及属性参数如表 3-8 所示。

表 3-8 清扫车的关键零部件材料及属性参数表

部件	材料	弹性模量 (GPa)	泊松比	密度 (g/cm ³)
底盘	Q235	210	0.3	7.85
车轮	橡胶	7.8×10^{-3}	0.47	2.7
支撑臂	Q235	210	0.3	7.85
车架	铝合金 6011	71	0.33	2.81
永磁弹簧	不锈钢	164	0.3	8.0

3.5.3 静载分析

完成材料的定义后,对清扫车进行载荷施加,考虑整车的质量和满载的质量,在模型重心位置施加垂直向下的重力载荷 4000N。求解后,清扫车的应力变化如图 3-21 所示,最大应力为 183.59MPa,处于永磁弹簧与支撑臂连接处。清扫车的位移变化如图 3-22 所示,位移变化由清扫车表面中心位置向外变大,最大变形量 1.0872mm。应力值和应变值在屈服极限范围内,故整车的强度和变形满足设计要求。

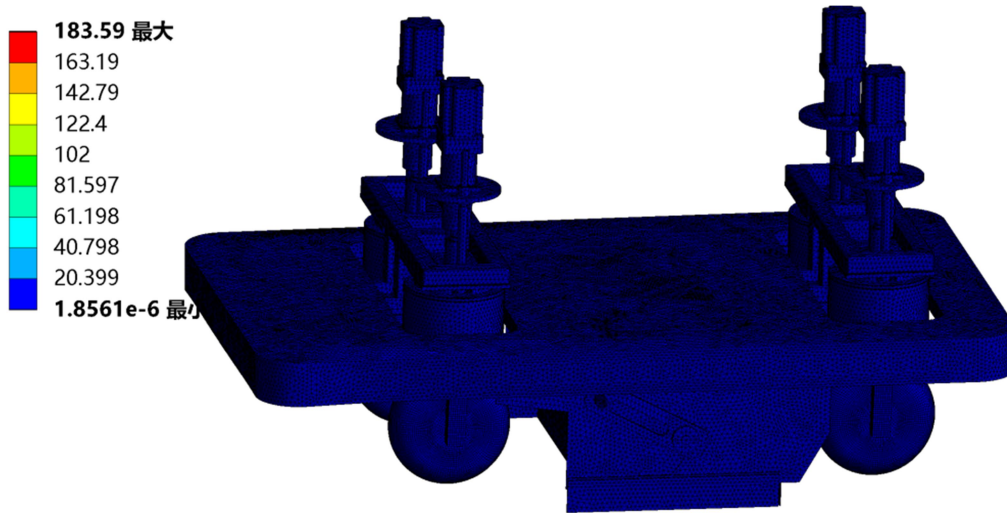


图 3-21 基于永磁技术清扫车应力变化云图

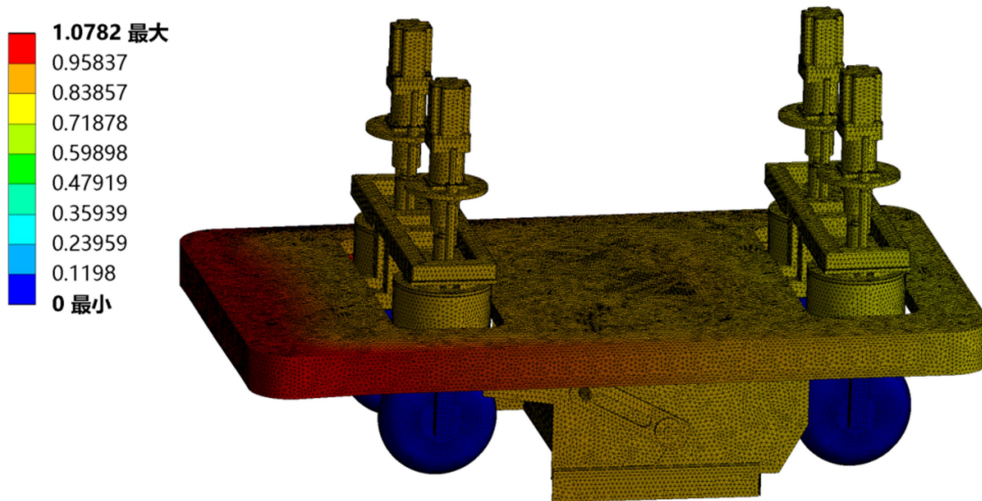


图 3-22 基于永磁技术清扫车位移变化云图

3.6 本章小结

本章通过有限元分析与多目标优化方法,对滚刷主板、支撑臂和支撑板进行静载荷分析,验证其强度和刚度满足设计要求。随后,采用响应面模型和参数敏

感性分析，对支撑臂和支撑板进行多目标优化，分别减重 27%和 25%。达到预期目标，通过整车有限元分析，验证优化后的清扫车结构满足设计要求，为后续对清扫车运动学仿真分析奠定基础。

第4章 清扫车减振系统的动力学分析

4.1 引言

将清扫车三维结构模型导入 Adams 中，设置机构固定副、移动副、转动副和结构相关的约束关系，建立参数化清扫车模型，接着对清扫车进行动力学仿真计算，分别对障碍跨越工况、坑洼通过工况、上坡行驶工况和斜坡行驶工况进行稳定性分析。

4.2 Adams 软件概述

Adams 软件由美国 MDI 公司开发，是机械系统动力学分析领域的一款重要虚拟样机分析软件。自推出以来，该软件始终专注于机械系统动力学仿真，为机械系统的运动学和动力学研究提供了强大而高效的工具，显著简化了复杂机械系统动态特性分析的流程和难度^[63]。在其发展过程中，MDI 公司不断对 Adams 进行升级和完善。随着计算机技术和数值计算方法的持续进步，Adams 软件的功能逐步扩展，分析精度和效率不断提升。

Adams 在推动机械产品研发创新、提升机械系统性能等方面发挥着关键作用。众多机械制造企业和科研机构都将其作为重要的设计分析工具。Adams 软件的应用领域极为广泛。在汽车工业中，它可用于整车的动力学性能模拟，包括对汽车行驶平顺性、操纵稳定性以及制动过程等进行详细分析。例如，通过 Adams 能够精准模拟汽车在不同路面条件下悬架系统的运动响应，为悬架系统的优化设计提供可靠依据；同时，它还能对汽车转向系统进行动态特性研究，助力提升汽车的操控精准性。在航空航天领域，Adams 可对飞行器的起落架系统进行动力学仿真，深入分析起落架在降落冲击、滑行等过程中的受力情况与运动特性，确保起落架结构的可靠性与安全性^[64]。

4.3 Adams 模型建立

4.3.1 模型导入与简化

在 SolidWorks 中，首先对零部件的结构进行简化，去除螺栓螺母等连接件，保留重要部件，将优化后的模型导入 Adams 软件中^[65-69]，仿真模型如图 4-1 所示。为测试永磁减振系统在清扫车上的工作状态，选择清扫车的质心作为测量点。

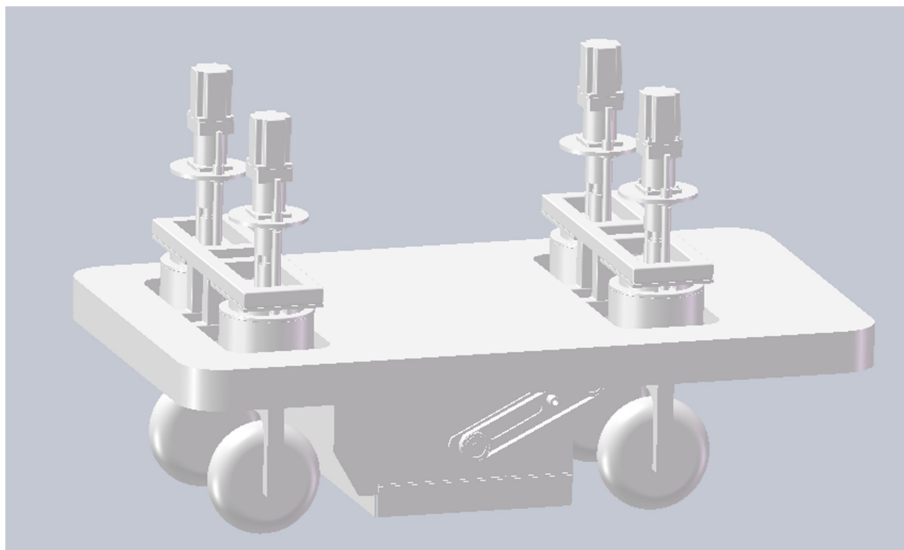


图 4-1 仿真模型图

4.3.2 约束条件设置

首先，对各个零部件的材料进行定义。其次，创建固定副，将障碍路面与 ground 固定，如图 4-2 所示。



图 4-2 障碍路面固定

其次，对轮胎与支撑臂设置旋转副，如图 4-3 所示。

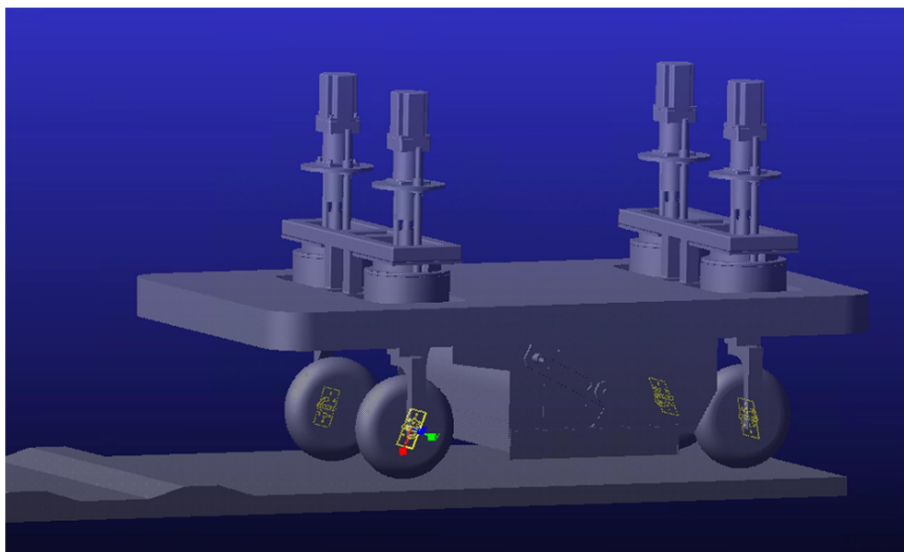


图 4-3 车轮设置旋转副

接着，清扫车越过障碍时，对支撑臂和永磁弹簧创建移动副，永磁弹簧随着

小车振动而上下移动，如图 4-4 所示。

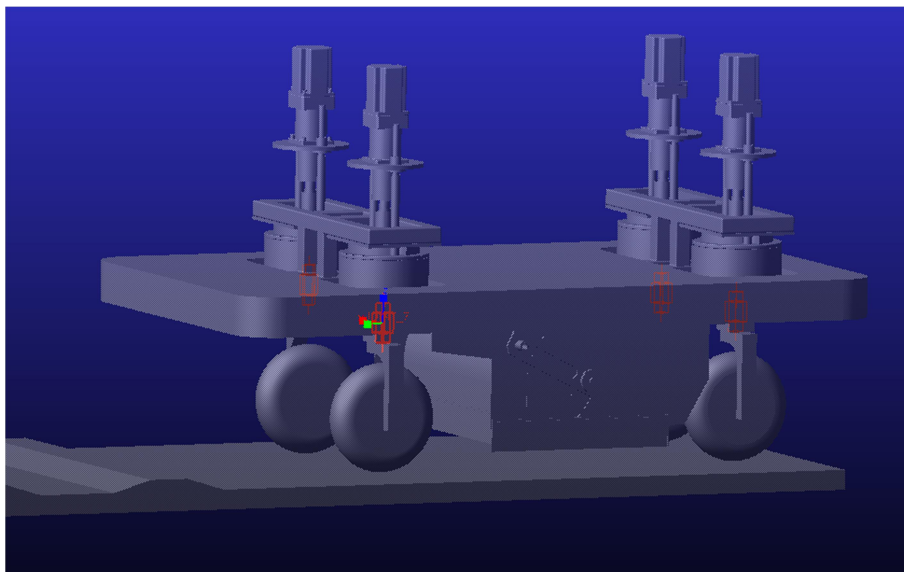


图 4-4 永磁弹簧设置移动副图

4.3.3 载荷条件施加

约束条件创建完成后，接着对清扫车进行施加载荷条件，为减小仿真结果的误差，尽可能模拟真实清扫车的工况和路况，对清扫车添加竖直方向的重力加速度。车轮对路面存在摩擦力，其路面模拟沥青道路^[70]，所以车轮与路面直接的静摩擦系数与动摩擦系数参数设定如图 4-5 所示。

摩擦力	库仑
库仑摩擦	打开
静摩擦系数	0.3
动摩擦系数	0.1
静平移速度	100.0
摩擦平移速度	1000.0

图 4-5 静摩擦系数与动摩擦系数参数图

当清扫车越过障碍物时，悬架系统开始工作，对清扫车起到减振缓振的作用，因此，永磁弹簧需要添加弹簧力，如图 4-6 所示。弹簧参数包括弹簧刚度、阻尼系数和预载荷力，分别为 1.5、0.37、550N，如图 4-6 所示。

刚度和阻尼	
刚度系数	1.5
阻尼系数	0.37
长度和预载荷：	
预载荷	550.0
默认长度	(源自设计位置)

图 4-6 弹簧参数图

到此，完成了对清扫车的载荷条件施加，总体设置的约束和载荷条件如图 4-7 所示。

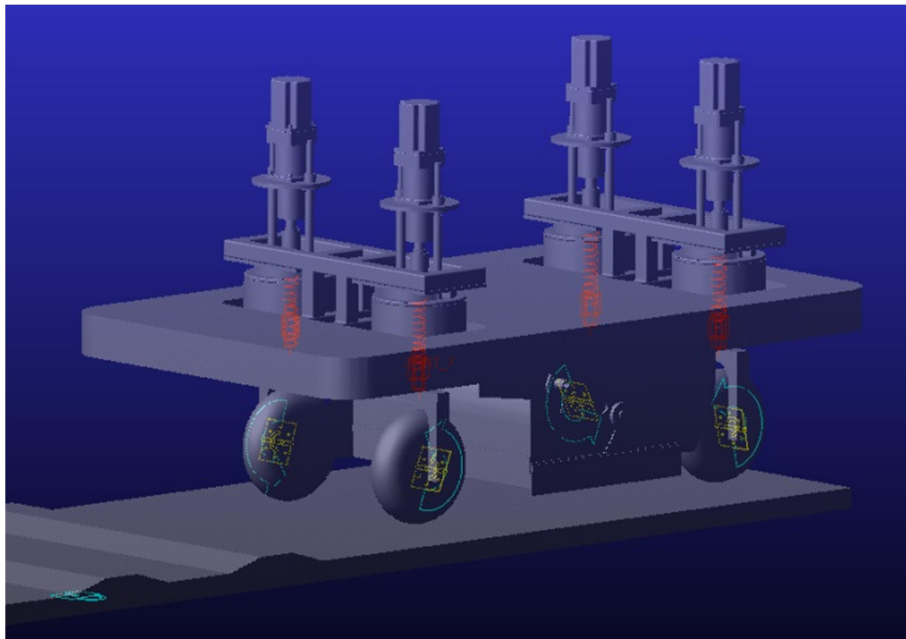


图 4-7 约束和载荷条件图

4.4 障碍跨越性能分析

图 4-8 为清扫车障碍跨越行驶仿真图，设置了三种障碍高度，①、②和③分别表示 30mm、50mm 和 70mm 高度，重力加速度设置为 9.8m/s^2 。



图 4-8 清扫车障碍跨越行驶仿真图

4.4.1 清扫车质心位移

清扫车在跨越障碍过程中，清扫车质心前进方向位移如图 4-9 所示，质心前进方向行驶 3700mm，顺利跨越三种障碍。清扫车质心垂直方向位移如图 4-10 所示，清扫车质心垂直位移随着纵向跨越障碍高度的变化三个周期，质心上升值分别为 13mm、23mm 和 33mm，且最大振幅为 36mm。在垂直方向位移变化平稳，永磁减振系统表现出良好的减振性能。如图 4-11 所示清扫车质心横向总侧偏值 0.36mm，左侧偏 0.12mm，右侧偏 0.24mm，清扫车按照原有的形式路径行

驶，向两侧的偏移量很小，清扫车整车行驶较为平稳。

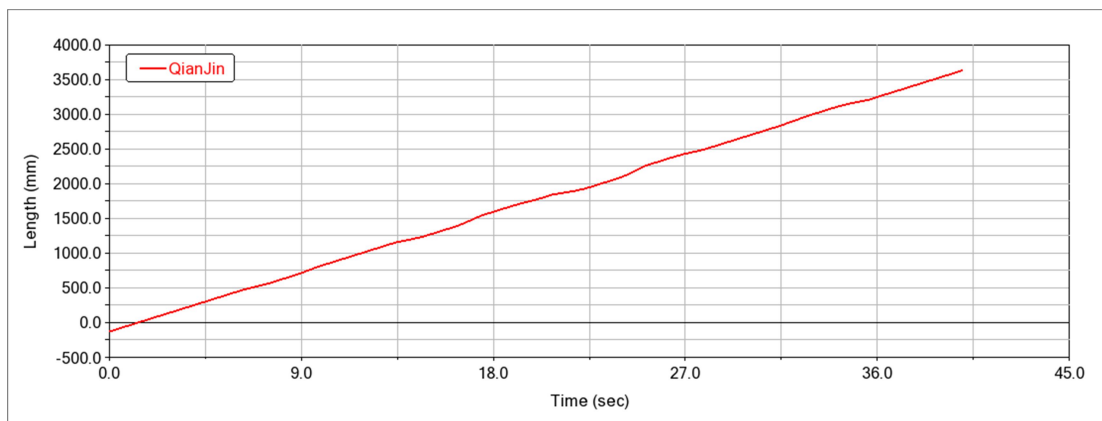


图 4-9 清扫车质心前进方向位移图

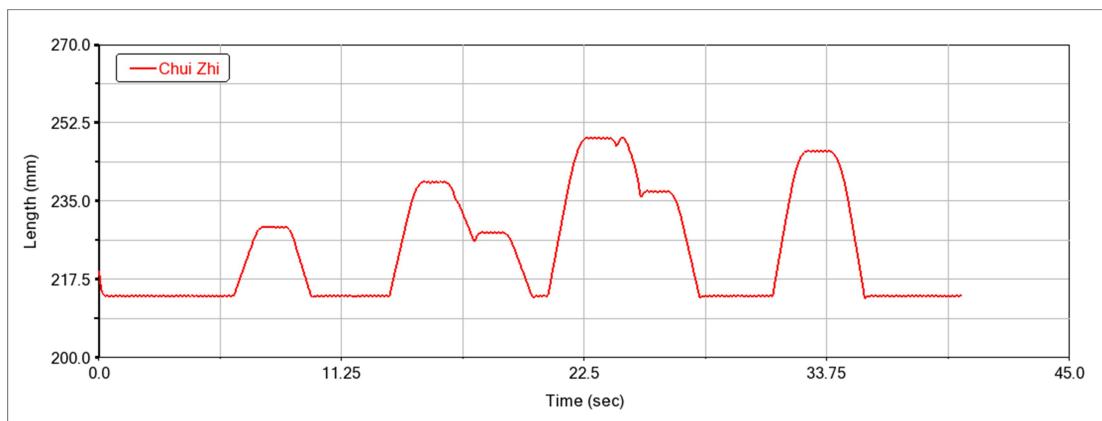


图 4-10 清扫车质心垂直方向位移图

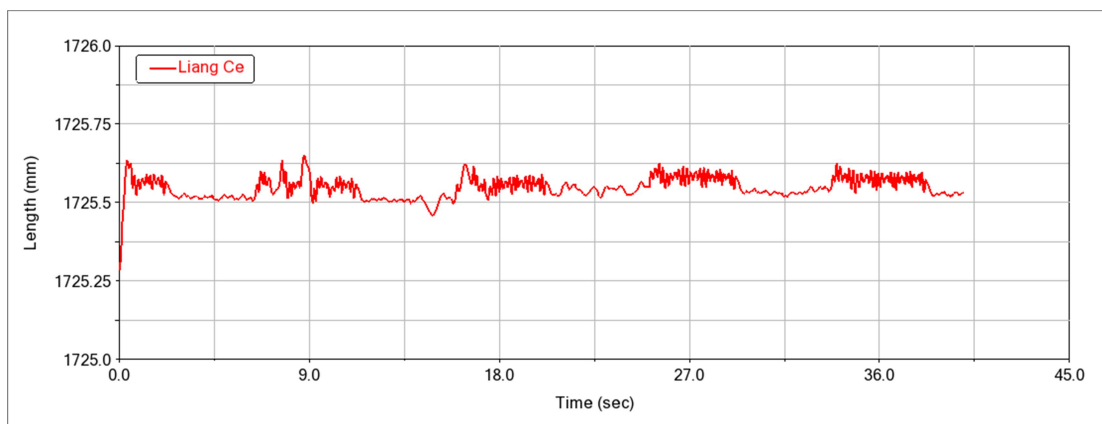


图 4-11 清扫车质心两侧方向位移图

4.4.2 清扫车质心速度

清扫车在跨越障碍过程中，如图 4-12 所示，沿前进方向速度变化三个周期，峰值 155mm/s，平均值 94mm/s，整体速度变化值较小。如图 4-13 所示，沿垂直方向速度变化最大值 42mm/s，速度随着跨越障碍物高度的增加而上升，但结合

垂直振幅，表明清扫车垂直方向的减振缓振性能好。如图 4-14 所示，两侧方向的速度变化最大值 1.8mm/s，且整体速度变化非常平缓。

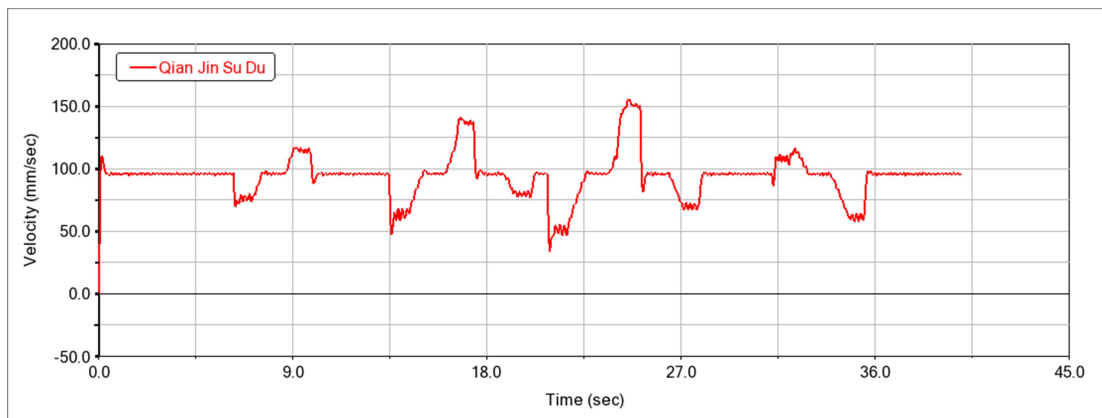


图 4-12 清扫车质心前进方向速度图

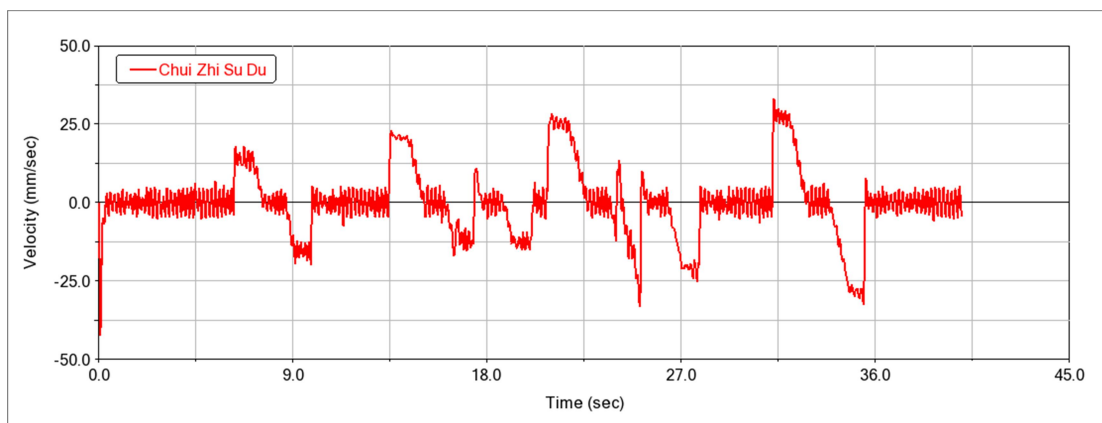


图 4-13 清扫车质心垂直方向速度图

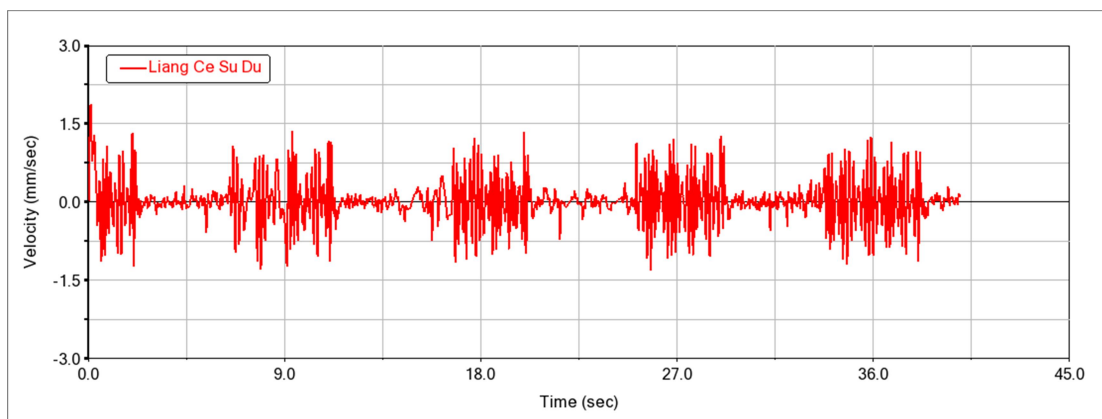


图 4-14 清扫车质心两侧方向速度图

清扫车在障碍跨越的工况下，质心垂直位移随着纵向障碍高度变化三个周期。随着清扫车前进，跨越障碍升高（30mm、50mm、70mm），清扫车质心垂直位移增大，两侧偏移量很小，且前进方向速度和垂直方向速度随之增加，两侧方向

速度变化也非常小。清扫车在障碍跨越的工况下，行驶过程比较平稳，且具有良好的减振缓振性能。

4.5 坑洼通过性能分析

图 4-15 为清扫车坑洼通过仿真图，设置三种坑洼深度，①、②和③分别表示分别为 30mm、50mm 和 70mm 高度。参数与障碍跨越工况一致。



图 4-15 清扫车坑洼通过仿真图

4.5.1 清扫车质心位移

清扫车通过坑洼过程中，如图 4-16 所示，清扫车质心沿前进方向行驶 3700mm，顺利通过三种坑洼深度。清扫车质心垂直方向位移如图 4-17 所示，清扫车质心垂直位移随着纵向坑洼深度变化三个周期，质心分别降低了 16mm、26mm、38mm，且最大振幅为 43mm。车体垂直振幅较小，较为平稳，表现永磁减振系统具有良好的减振性能。如图 4-18 所示，清扫车质心横向总侧偏值 0.77mm，左偏移 0.35mm，右偏移 0.42mm，两侧偏移量很小，整车行驶平稳。

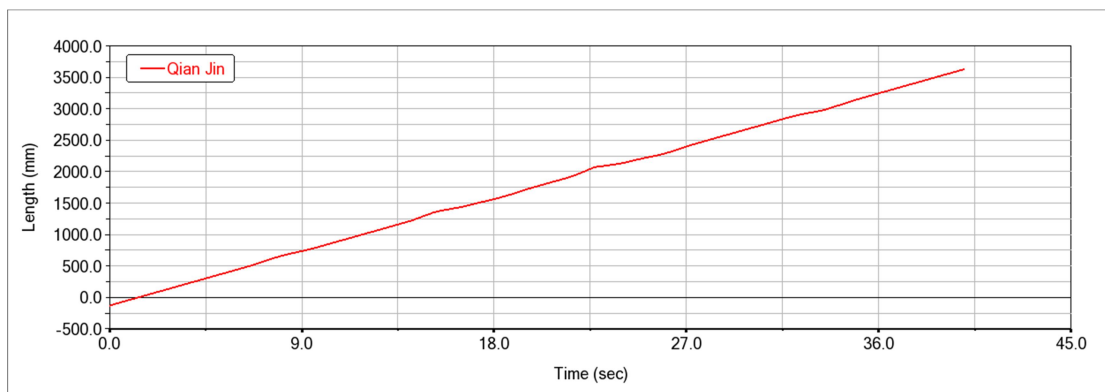


图 4-16 清扫车质心前进方向位移图

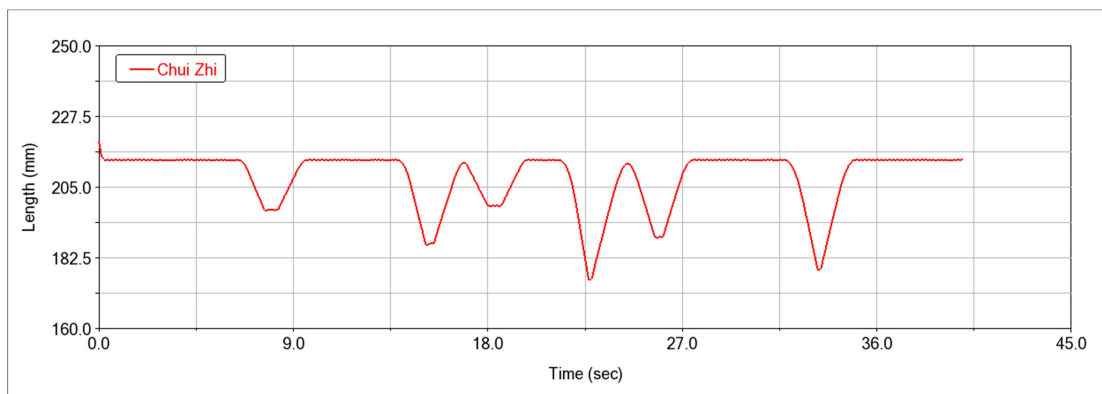


图 4-17 清扫车质心垂直方向位移图

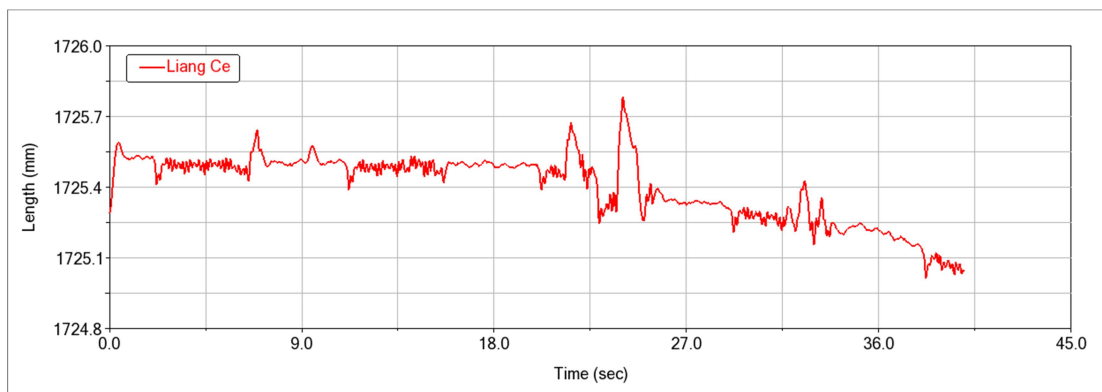


图 4-18 清扫车质心两侧方向位移图

4.5.2 清扫车质心速度

清扫车在通过坑洼过程中,如图 4-19 所示,沿前进方向速度变化三个周期,峰值 145mm/s, 平均值 93mm/s, 整体速度变化值较小。如图 4-20 所示,沿垂直方向速度变化最大值 49mm/s, 速度随着深度的增加而上升, 但结合垂直振幅, 表明清扫车垂直方向的减振缓振性能好。如图 4-21 所示, 两侧方向的速度变化最大值 3.2mm/s, 且整体速度变化较为平缓。

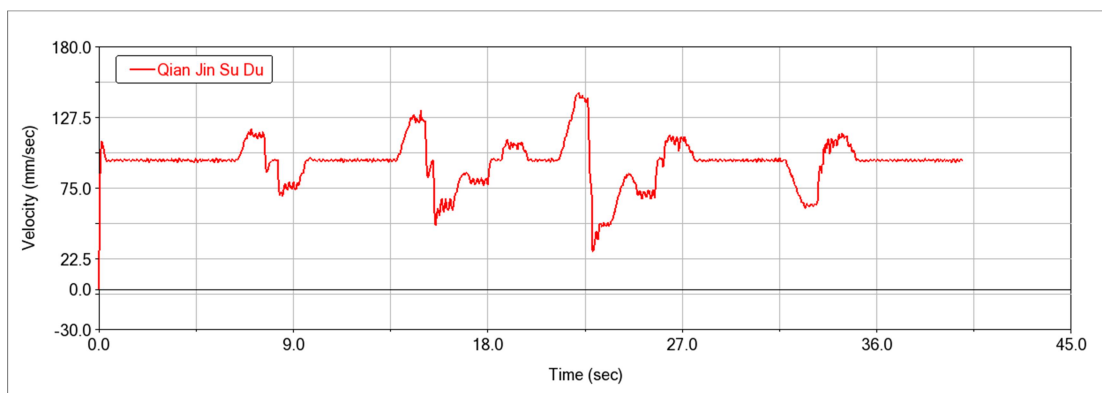


图 4-19 清扫车质心前进方向速度图

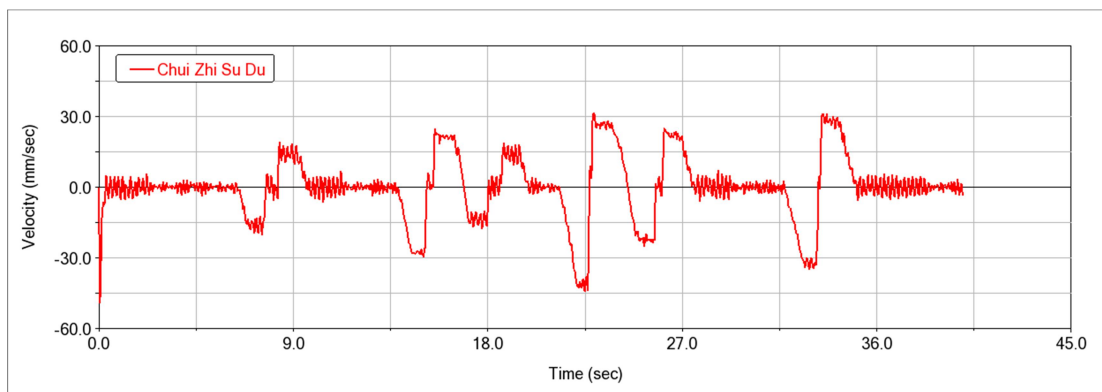


图 4-20 清扫车质心垂直方向速度图

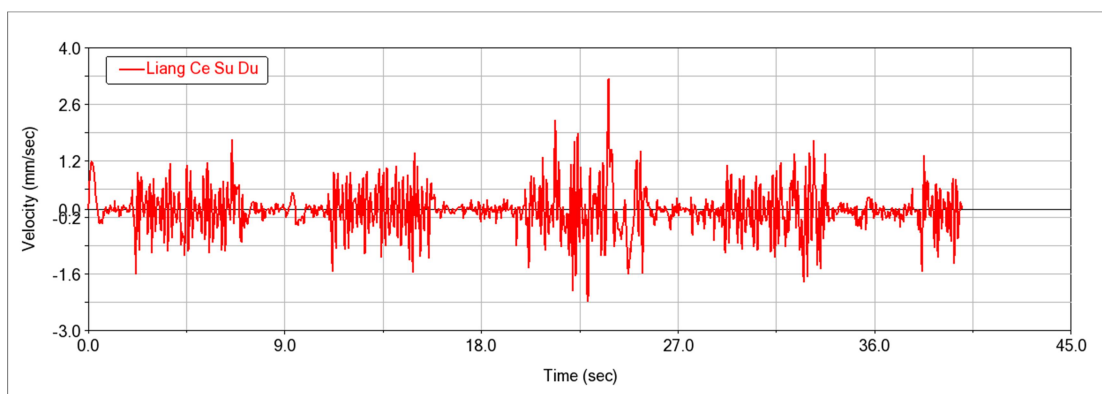


图 4-21 清扫车质心两侧方向速度图

4.6 上坡行驶性能分析

图 4-22 为清扫车上坡行驶仿真图，设置三种坡度，分别为 5° 、 10° 和 15° 。重力加速度设置为 9.8m/s^2 ，路面模拟干燥的沥青路面。

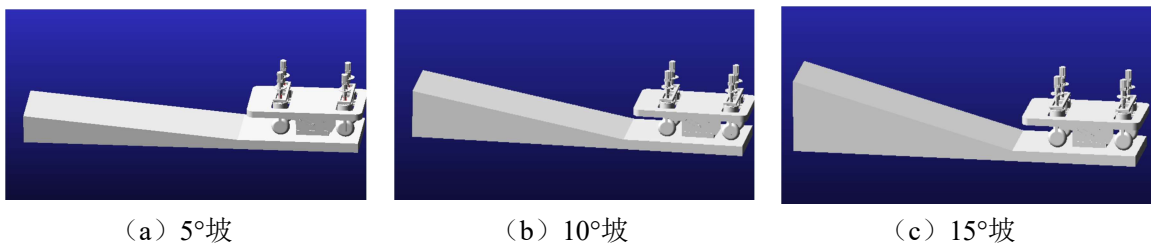


图 4-22 清扫车上坡行驶仿真图

4.6.1 上坡 5° 行驶

清扫车在 5° 坡的上坡过程中,如图 4-23 所示,沿坡面前进方向行驶 3700mm。如图 4-24 所示,清扫车质心上升 235mm,行驶过程中车体垂直方向振幅较小,总体稳定上升。如图 4-25 所示,清扫车质心横向最大偏移量 0.9mm,朝右侧偏移,结合三个方向位移量与振幅,清扫车在 5° 坡行驶平稳。

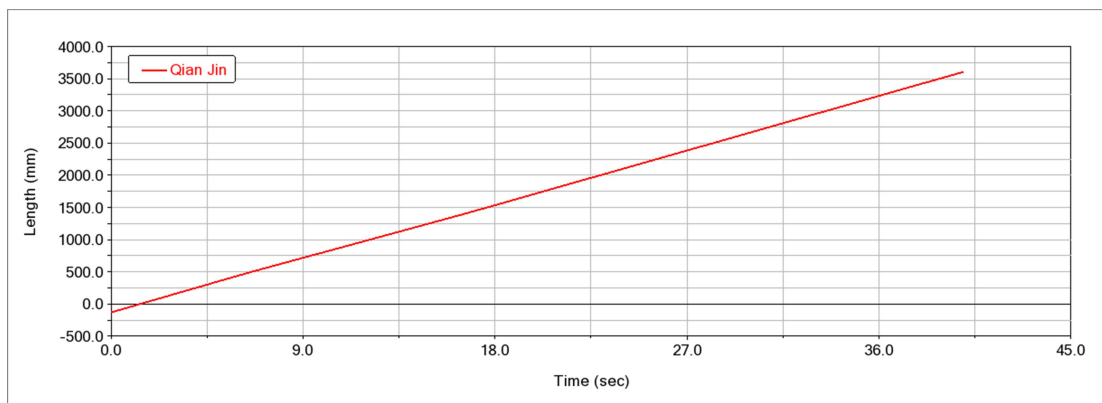


图 4-23 清扫车质心前进方向位移图

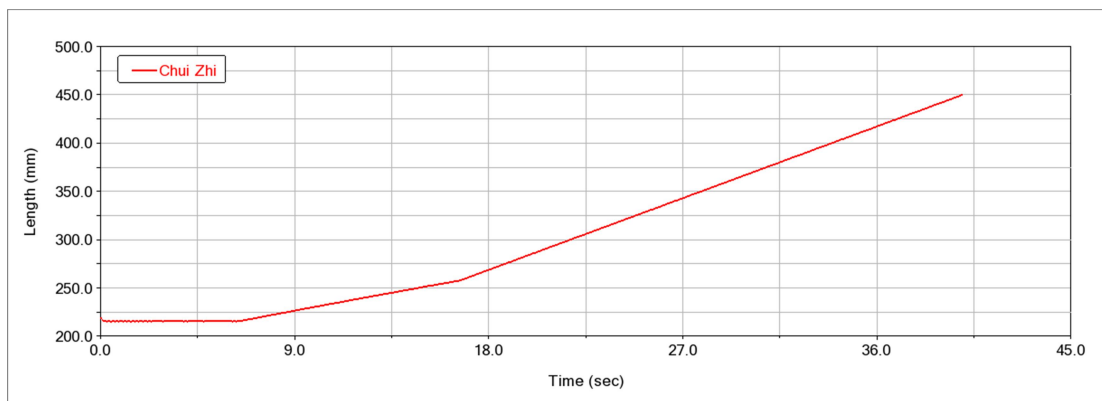


图 4-24 清扫车质心垂直方向位移图

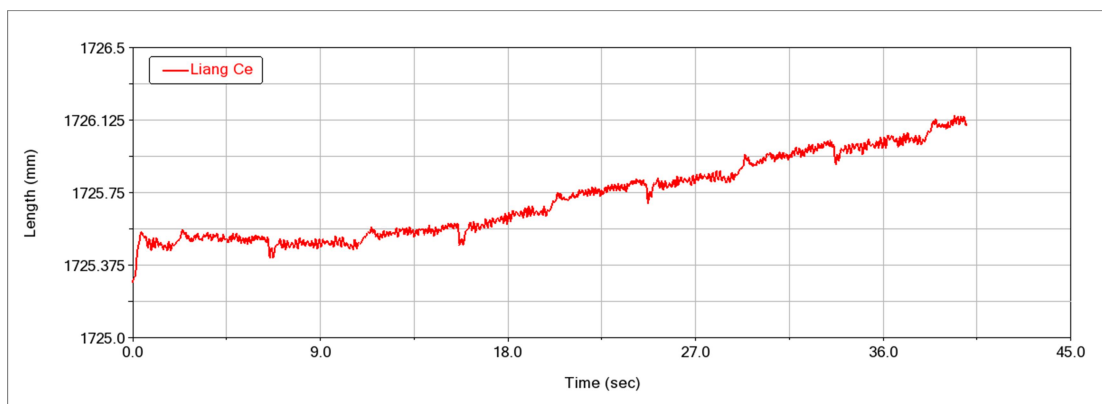


图 4-25 清扫车质心两侧方向位移图

4.6.2 上坡 10° 行驶

清扫车在 10° 坡的上坡过程中,如图 4-26 所示,沿坡面前进方向行驶 3630mm。如图 4-27 所示,清扫车质心上升 458mm,行驶过程中车体垂直方向振幅较小,总体稳定上升。如图 4-28 所示,清扫车质心横向最大偏移量 0.4mm,先朝右侧最大偏移 0.3mm,接着向左侧最大偏移 0.1mm。结合三个方向位移量与振幅,清扫车在 10° 坡行驶较为平稳。

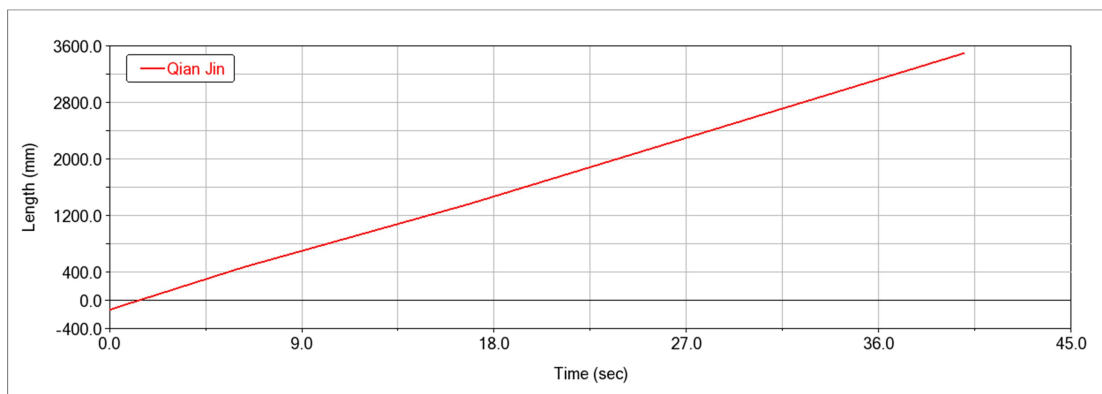


图 4-26 清扫车质心前进方向位移图

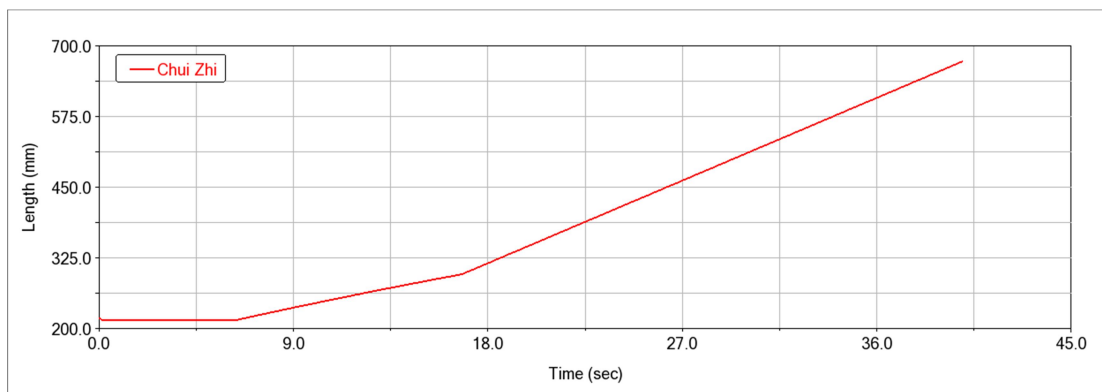


图 4-27 清扫车质心垂直方向位移图

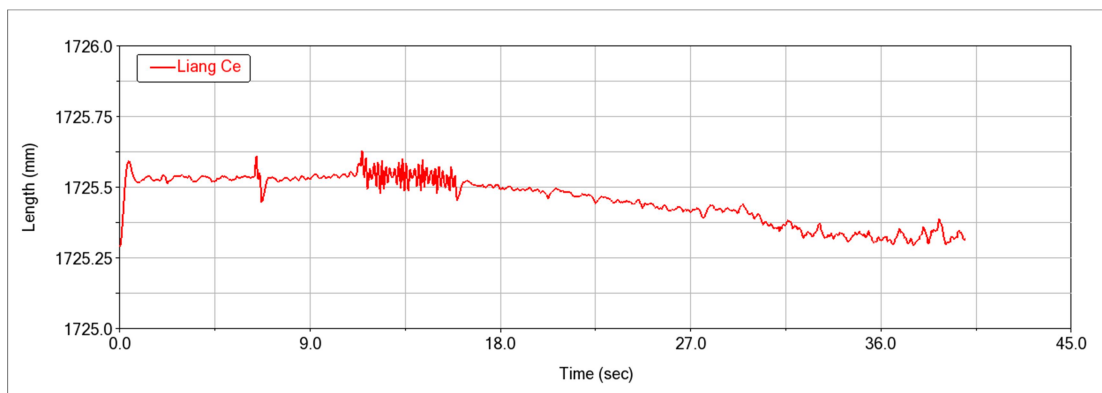


图 4-28 清扫车质心两侧方向位移图

4.6.3 上坡 15°行驶

清扫车在 15°坡的上坡过程中,如图 4-29 所示,沿坡面前进方向行驶 3500mm。如图 4-30 所示,清扫车质心上升 667mm,行驶过程中车体质心垂直方向振幅较小,总体稳定上升。如图 4-31 所示,清扫车质心横向最大偏移量 0.8mm,先朝右侧最大偏移 0.3mm,接着向左侧最大偏移 0.5mm。结合三个方向位移量与振幅,清扫车在 15°坡行驶相对平稳。

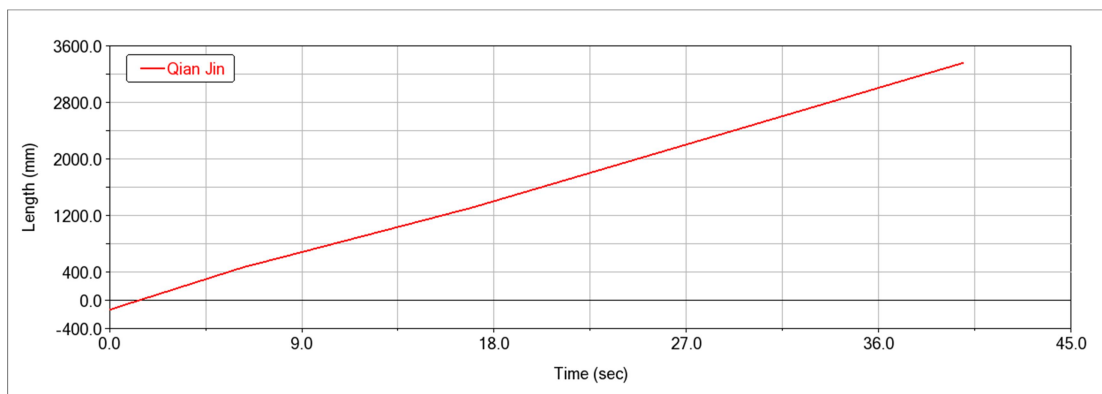


图 4-29 清扫车质心前进方向位移图

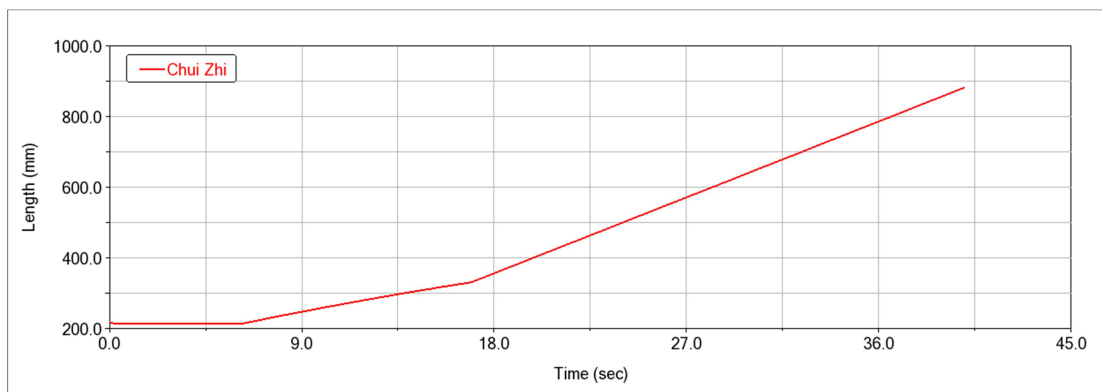


图 4-30 清扫车质心垂直方向位移图

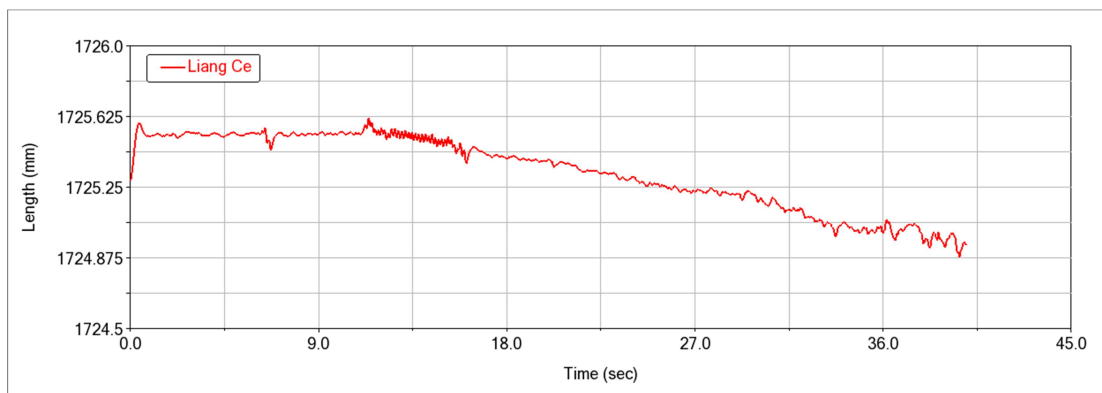


图 4-31 清扫车质心两侧方向位移图

4.7 斜坡行驶性能分析

图 4-32 为清扫车在斜坡行驶仿真图，设置三种坡度，分别为 5° 、 10° 和 15° 。重力加速度设置为 9.8m/s^2 ，路面模拟干燥的沥青路面。

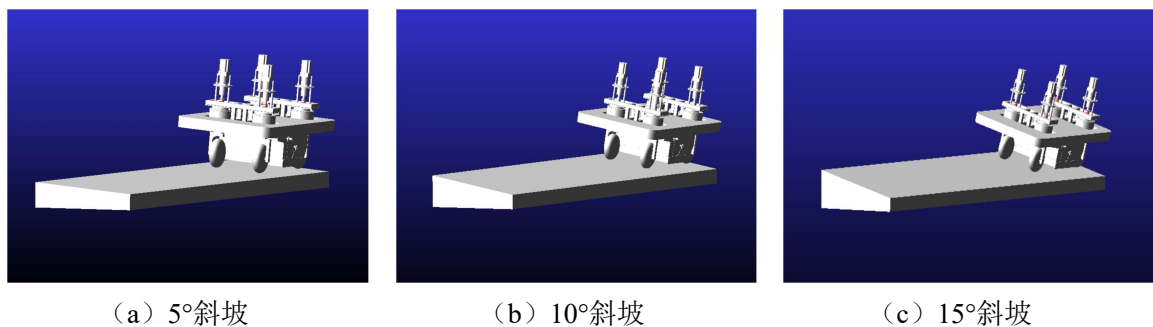


图 4-32 清扫车斜坡行驶仿真图

4.7.1 斜坡 5°行驶

清扫车在 5°斜坡行驶过程中,如图 4-33 所示,沿坡面前进方向行驶 3850mm。如图 4-34 所示,清扫车质心垂直方向最大位移 12.7mm,行驶过程中车体垂直方向振幅平均值 7.1mm,总体较为稳定。如图 4-35 所示,清扫车质心横向最大偏移量 97.3mm,沿清扫车行驶方向先朝右侧最大偏移 47.3mm,接着朝左侧最大偏移 50mm,结合三个方向位移量与振幅,清扫车在 5°斜坡行驶较为平稳,偏移量较小,清扫车滑移很小。

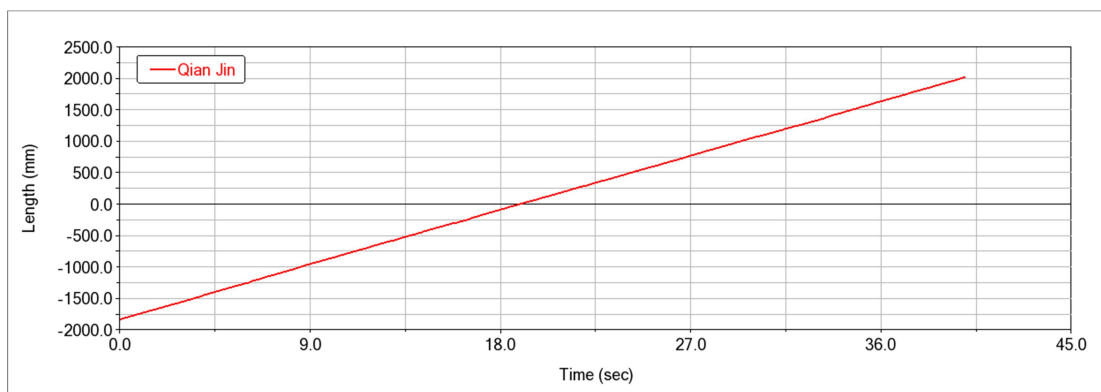


图 4-33 清扫车质心前进方向位移图

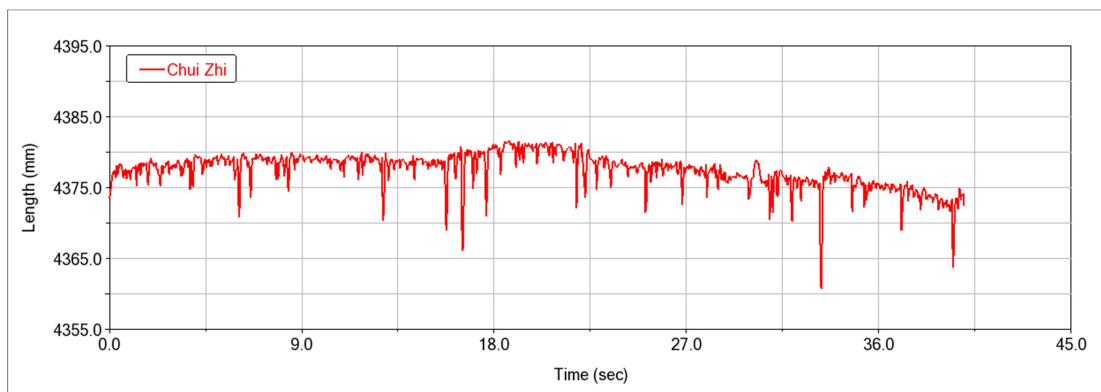


图 4-34 清扫车质心垂直方向位移图

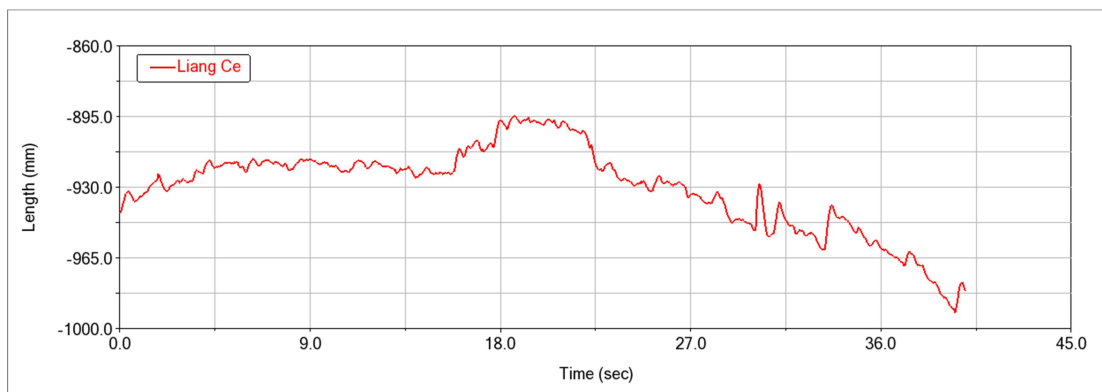


图 4-35 清扫车质心两侧方向位移图

4.7.2 斜坡 10°行驶

清扫车在 10°斜坡行驶过程中,如图 4-36 所示,沿坡面前进方向行驶 3830mm。如图 4-37 所示,清扫车质心垂直方向最大位移 26.2mm,行驶过程中车体垂直方向振幅平均值 17.8mm,总体平稳。如图 4-38 所示,清扫车质心横向最大偏移量 136.2mm,沿清扫车行驶方向先朝右侧最大偏移 10.8mm,接着朝左侧最大偏移 125.4mm。结合三个方向位移量与振幅,清扫车在 10°斜坡行驶平稳,偏移量适中,清扫车滑动较小。

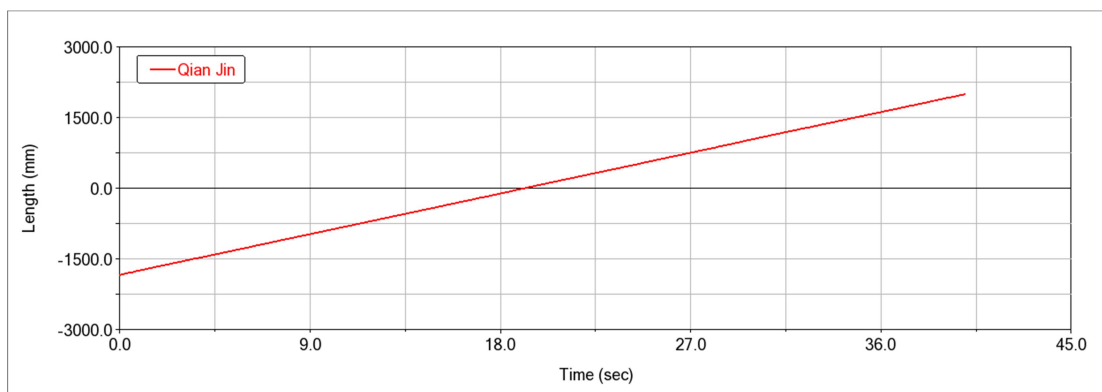


图 4-36 清扫车质心前进方向位移图

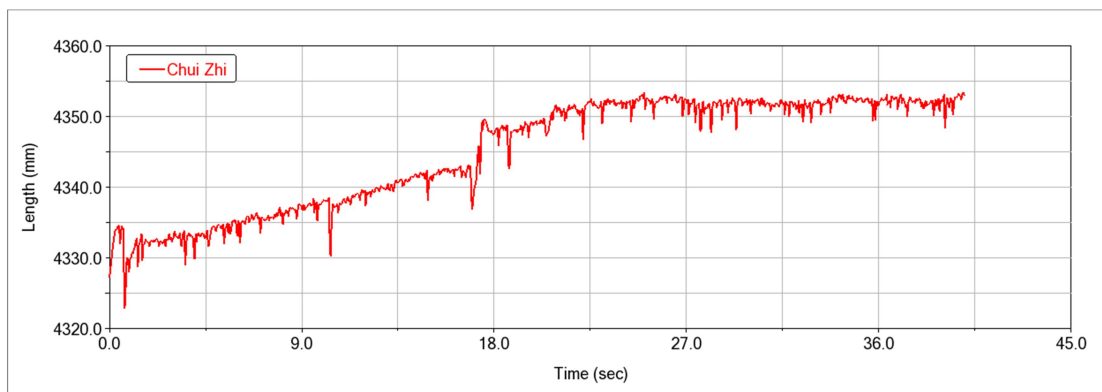


图 4-37 清扫车质心垂直方向位移图

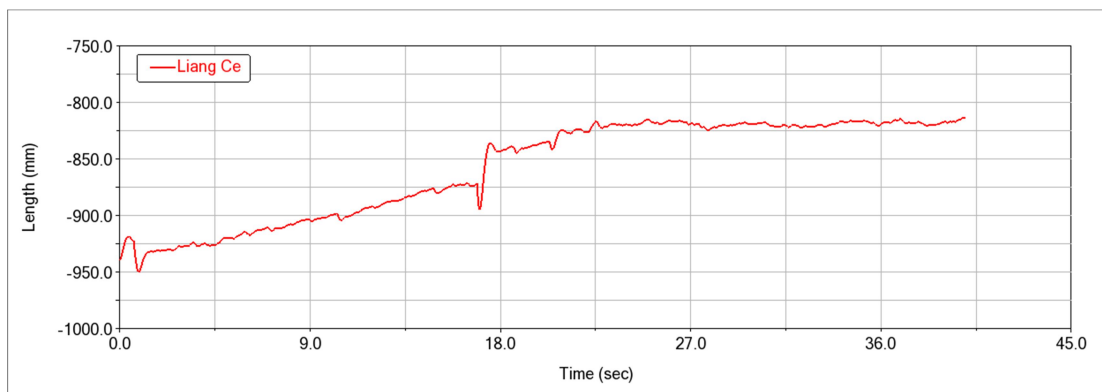


图 4-38 清扫车质心两侧方向位移图

4.7.3 斜坡 15°行驶

清扫车在 15°斜坡行驶过程中,如图 4-39 所示,沿坡面前进方向行驶 3800mm。如图 4-40 所示,清扫车质心垂直方向最大位移 57.7mm,行驶过程中车体垂直方向振幅平均值 31mm。如图 4-41 所示,清扫车质心横向最大偏移量 200.2mm,沿清扫车行驶方向朝左侧最大偏移 200.2mm。结合三个方向位移量与振幅,清扫车在 15°斜坡行驶较为平稳,但偏移量较大,表现清扫车滑移严重。

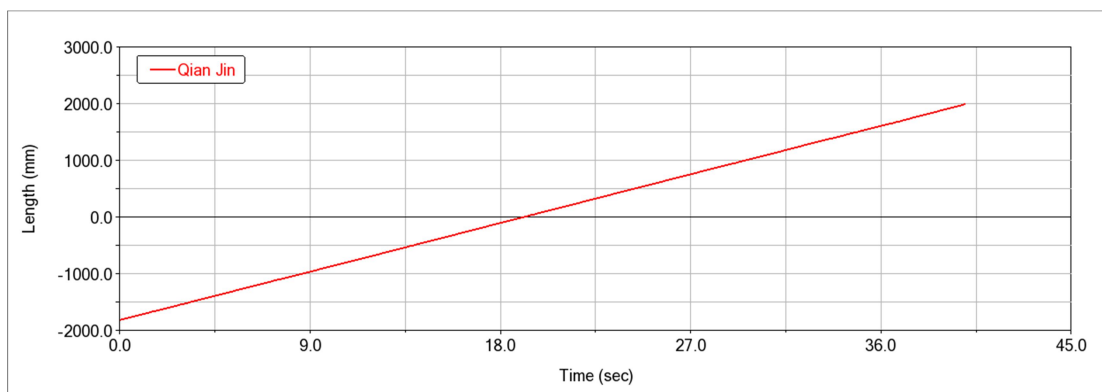


图 4-39 清扫车质心前进方向位移图

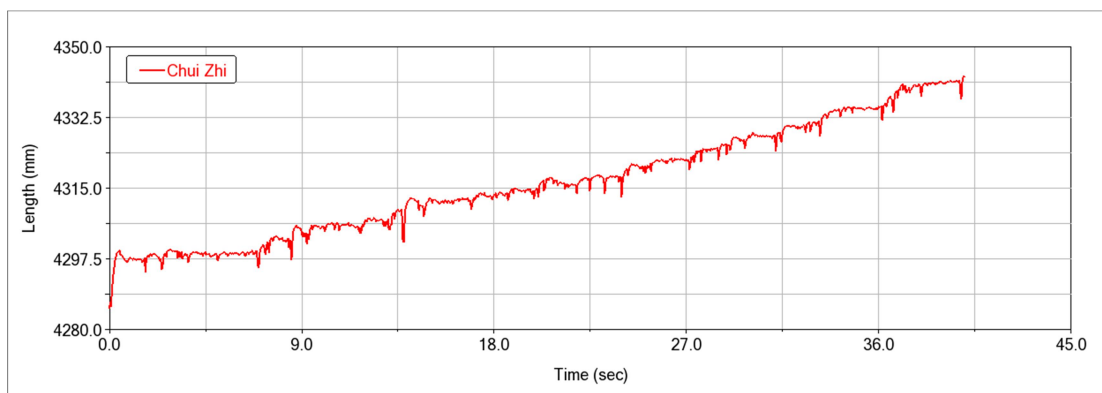


图 4-40 清扫车质心垂直方向位移图

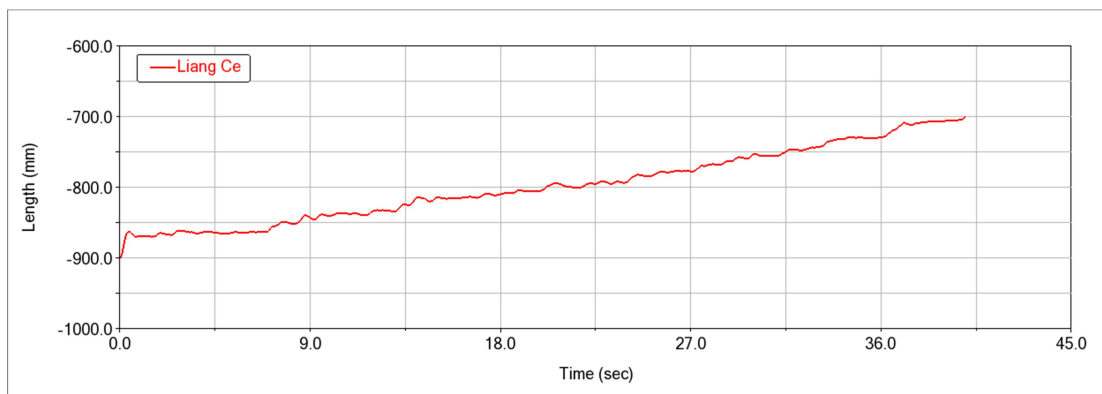


图 4-41 清扫车质心两侧方向位移图

4.8 本章小结

完成了对障碍跨越工况、坑洼通过工况、上坡行驶工况和斜坡行驶工况的四个工况的分析，清扫车在连续通过 30mm、50mm 和 70mm 的障碍和坑洼深度，并顺利在 5°、10°和 15°斜坡行驶，整车在行驶过程较为平稳，垂直方向振幅较小，验证了永磁减振系统有较好的减振缓振性能。

第 5 章 清扫车样机试制与减振性能测试

5.1 引言

本章节搭建基于永磁技术的清扫车样机，并安装 PLC 控制程序^[71]，实现清扫车的四驱四转的行驶功能。为研究清扫车的永磁减振系统性能，对整车实地测试，设置不同的道路类型和障碍物高度，让清扫车以三种不同的速度行驶，并根据悬架系统性能评价指标来衡量清扫车行驶状态。

5.2 悬架系统性能评价指标

首先建立汽车悬架模型，如图 5-1 所示的二自由度振动系统动力学模型，主要考虑车辆在垂直平面内的两个自由度，即车身的垂直振动（上下跳动）和俯仰振动（车头和车尾的上下摆动），通常由车身质量、悬架系统和车轮质量等部分组成^[72-74]。

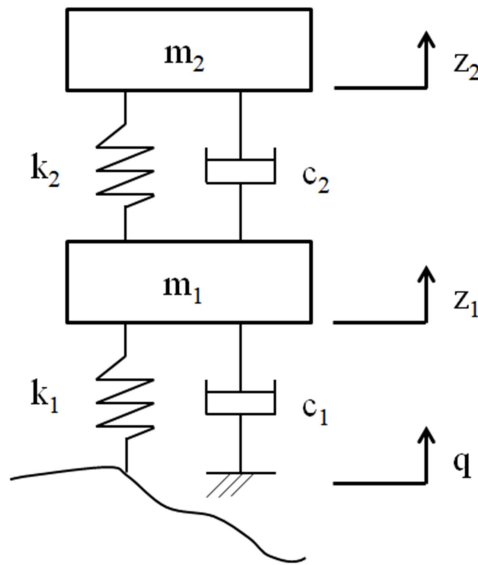


图 5-1 悬架二自由度振动模型

以汽车静止时的质心位置为原点，建立一个固定在车辆上的坐标系，根据力学分析建立此二自由度系统的运动方程为

$$m_2 \ddot{z}_2 + c_2 (\dot{z}_2 - \dot{z}_1) + k_2 (z_2 - z_1) = 0 \quad (5-1)$$

$$m_1 \ddot{z}_1 + c_2 (\dot{z}_1 - \dot{z}_2) + k_2 (z_1 - z_2) + c_1 (\dot{z}_1 - \dot{q}) + k_1 (z_1 - q) = 0 \quad (5-2)$$

式中： m_1 为车轮质量（kg）； m_2 为悬架质量（kg）； k_1 为轮胎刚度； k_2 为悬架刚度； c_1 为轮胎阻尼系数； c_2 为减振器阻尼系数； z_1 为车轮的垂直位移； z_2 为车身的垂直位移； q 为路面激励^[75]。

车轮与路面的动载荷为

$$F_{d(t)} = c_1(\dot{z}_1 - \dot{q}) + k_1(z_1 - q) \quad (5-3)$$

由于轮胎阻尼 c_1 与悬架阻尼相对小得多，可忽略不计，即 $c_1 = 0$ ，故（5-1）、（5-2）和（5-3）式可简化为

$$m_2\ddot{z}_2 + c_2(\dot{z}_2 - \dot{z}_1) + k_2(z_2 - z_1) = 0 \quad (5-4)$$

$$m_1\ddot{z}_1 + c_2(\dot{z}_1 - \dot{z}_2) + k_2(z_1 - z_2) + k_1(z_1 - q) = 0 \quad (5-5)$$

$$F_{d(t)} = k_1(z_1 - q) \quad (5-6)$$

5.2.1 悬架吸收率

欧洲减振器制造商协会（EUSAMA）规定了车辆安全检测度量标准^[76]，提出了相对接地性。车轮接地性指数是指汽车在行驶过程中车轮在该段频率范围内的最小法向作用力与静态时法向静载荷之比的百分数。我国参考欧洲减振器制造商协会的标准，颁布的检测标准 JT/T448-2021《汽车悬架装置检测台》提出了吸收率的概念，悬架吸收率反映了车轮与路面间的动态附着性能^[77]。用悬架共振时的车轮最小垂直动载荷与车轮静载荷之比的百分数来表示，即

$$R = \frac{F_{d(t)min}}{G} \times 100\% \quad (5-7)$$

式中： $G = (m_1 + m_2)g$ ； g 为重力加速度 $9.8m/s^2$ 。

汽车悬架吸收率曲线如图 5-1 所示。

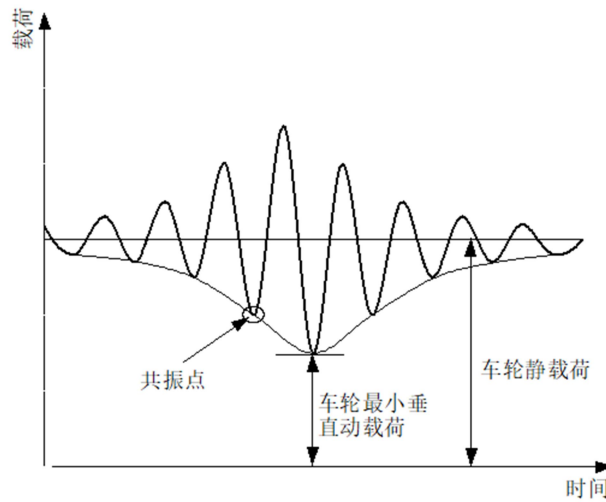


图 5-2 汽车悬架吸收率曲线图

悬架吸收率指数评价指标如表 5-1 所示，吸收率的值越大，说明行驶附着情况好，从而行车安全性越好。当吸收率为 0 时，表明车轮与路面脱离接触；当吸收率为 100%时，表示汽车处于静止状态。

表 5-1 悬架吸收率指数评价指标

序号	吸收率	车轮与路面接触状态
1	60%~100%	非常好
2	45%~60%	好
3	30%~45%	欠好
4	20%~30%	不足
5	1%~20%	危险
6	0	车轮与路面分离

5.2.2 悬架效率计算

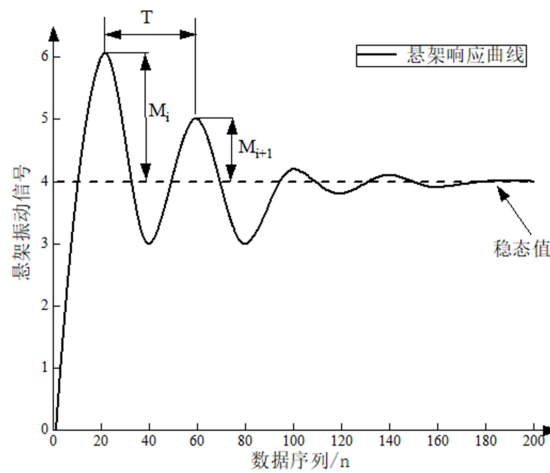


图 5-3 汽车悬架振动信号图

汽车悬架振动信号如上图所示，图中振动信号曲线上超出稳态值的偏离量称之为“超调量”， M_i 和 M_{i+1} 即为信号一个振动周期中的两个超调量。清扫车悬架阻尼比 ξ 为

$$\delta = \ln \left(\frac{M_i}{M_{i+1}} \right) \quad (5-8)$$

$$\xi = \sqrt{\frac{\delta^2}{\delta^2 + 4\pi^2 n^2}} \quad (5-9)$$

式中： δ 为两个超调量的对数比， n 为两个超调量之间的最大周期个数。根据欧洲减振器制造协会 EUSAMA，对汽车悬架阻尼比的要求， ξ 应在 0.2~0.45 之间。

悬架效率的意义是在第一个振动周期中悬架阻尼衰减、吸收振动能量的程度，它反映了汽车悬架减振能力。悬架效率公式为：

$$\eta = 1 - \frac{1}{\exp \sqrt{\frac{\pi^2}{\left[\left(\frac{1}{\xi^2}\right) - 1\right]}}} \quad (5-10)$$

5.3 样机试制

在实习企业中，根据前面几个章节对清扫车建模、关键零部件的静力学分析和轻量化设计等过程，采购了清扫设备和电气设备等，并以公司现有生产条件加工部分零部件，完成样机的装配。为清扫车安装 PLC 程序，实现样机控制功能。样机的主要组成部分有铝型材搭建的底盘框架、动力驱动系统、滚刷驱动系统、边刷驱动系统、电池及控制器等，最终样机见下图 5-4。

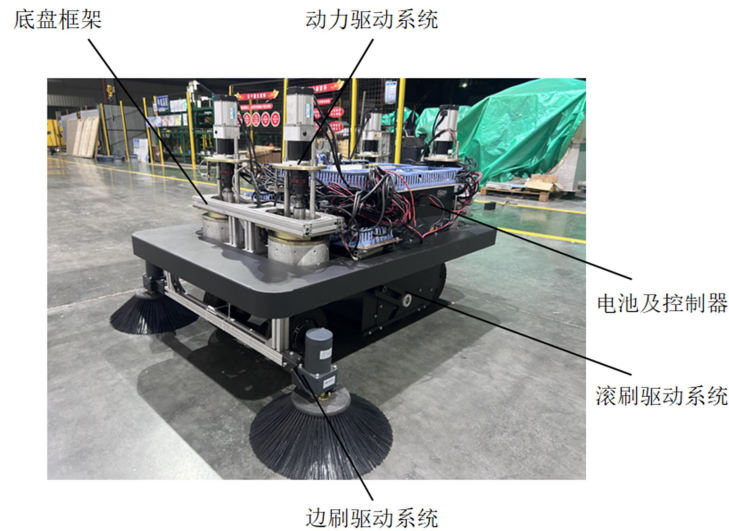


图 5-4 清扫车样机

5.4 减振性能测试

5.4.1 实验方案

首先，设定样机在不同的行驶速度下，通过不同类型的道路与障碍物。其次，在样机上选取测量点，由三轴振动传感器得到测量点的振幅值，并通过（5-7）式与（5-10）式计算样机的悬架吸收率和悬架效率进行对比分析。

实验设置的控制变量为道路类型、障碍高度与轮毂转速，在不改变道路类型或轮毂转速条件下，改变另外两个变量，再由悬架吸收率对应表 5-1 的吸收率范围得到车轮与路面的接触情况，与悬架效率分析样机永磁减振系统的性能。

（1）测量点

为测试样机的永磁减振系统的性能，先分别在样机取两个测试点 1 和点 2，其中点 1 位于与连接轮毂电机轴的支撑臂上，测试悬架吸收率，判断车轮与路面的接触状态；点 2 位于样机的中心位置，测试悬架效率，具体位置示意图如图 5-5 所示。

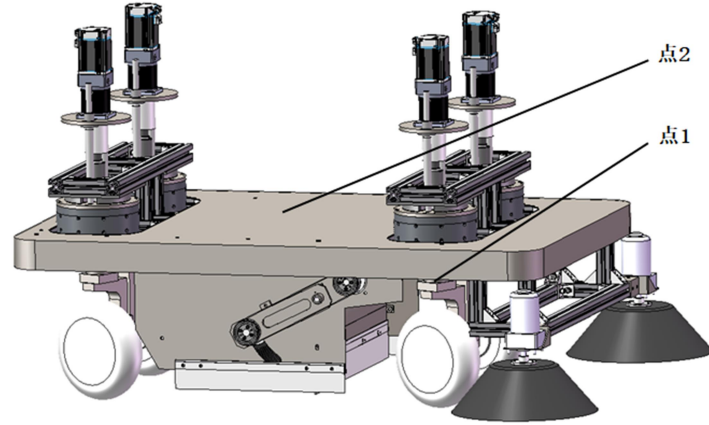


图 5-5 测试点示意图

(2) 道路类型

本实验方案选择三种道路类型：普通道路、特殊道路和障碍道路，如下表 5-2 所示。

表 5-2 道路类型

名称	路面类型	备注
普通道路	沥青路面	一级公路路面标准 ^[78]
特殊道路	凹凸路面	停车场路面
障碍路面	减速带障碍	30、40、50mm 高度

普通道路选择新修建一年内的沥青路面，保证其路面平整度符合国家规定的一级公路路面标准。特殊路面选择停车场路面，其凹凸不平，且路面均匀分布，满足实验要求，如下图 5-6 所示，其中 (a)、(b) 分别为普通道路和特殊道路。



(a) 普通道路



(b) 特殊道路

图 5-6 路面类型

在障碍路面的减速带按照三种排列方式，如下图 5-7 所示，其中（a）、（b）、（c）分别为单侧排列、双侧排列和交错排列，且每个减速带间隔为 1m。

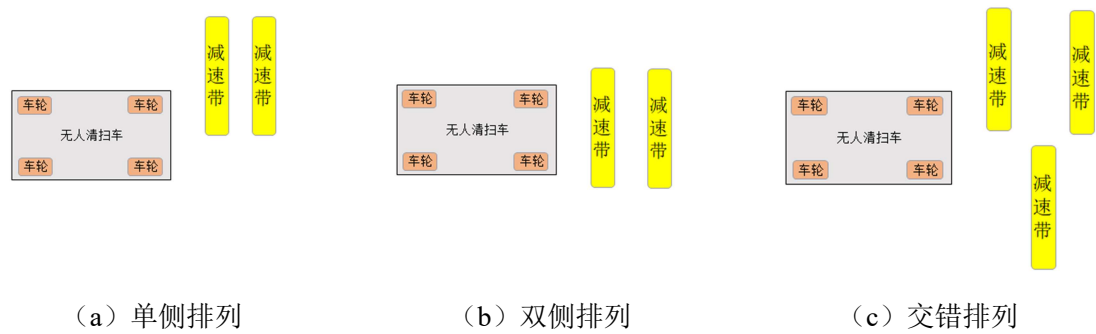


图 5-7 减速带排列方式示意图

（3）轮毂电机转速

样机采用轮毂电机驱动，其优点是能将动力直传车轮，减少传统传动部件能量损耗，提高能源利用率，增加车辆续航，并能直接调节轮毂电机的转动速度，保证车辆能在指定速度下行驶^[79]。本实验采用三种轮毂转速分别为：30、60、90 转/分，在轮毂电机参数表中将电机转速（1182）依次调至 30、60、90 转/分，并通过 LD 电机控制平台 3.0 将参数导入 PLC 中，如下图 5-8、5-9 所示。

1178	保留	0	{-2147483648—2147483647}
117A	保留	0	{-32768—32767}
117D	反馈类型	0209	H(0000—FFFF)
1180	编码器线数	1024	{0—4294967296}
117E	电机额定转速	260	RPM(0—60000)
1182	最高转速限制	70	rpm(0—1000000)
1184	电机极对数	15	{0—65535}
1185	旋变极对数	1	{0—65535}
1186	旋变相位补偿	0	{0—50}
1187	旋变SIN增益	1	{-3.5—3.5}
1188	旋变相位	9000	×0.01℃(-32768—32767)
1189	旋变Kp	440	×0.00001(0—65535)
118A	旋变Ki	4	×0.00001(0—65535)
118B	旋变COS增益	1	{-3.5—3.5}
1286	hall槽滤波次数	15	{0—50}
1021	HALL控制功能参数	0002	H(0000—FFFF)
118C	电机HALL角度偏移	0.0739441	×360°(0.99996—0.99996)
118D	电机HALL状态1	4	{-32768—32767}
118E	电机HALL状态2	6	{-32768—32767}
118F	电机HALL状态3	5	{-32768—32767}
1190	电机HALL状态4	2	{-32768—32767}

图 5-8 电机参数

图 5-9 LD 电机控制平台

（4）实验仪器与障碍物参数

选取测量样机的实验仪器与障碍物参数见下表 5-3 所示。

表 5-3 实验测量仪器和障碍物参数

名称	型号	备注
三轴振动传感器	WT-VB01-485（磁吸式）	2 个
	1000-300-30	5 个
橡胶减速带	1000-350-40	5 个
	1000-400-50	5 个

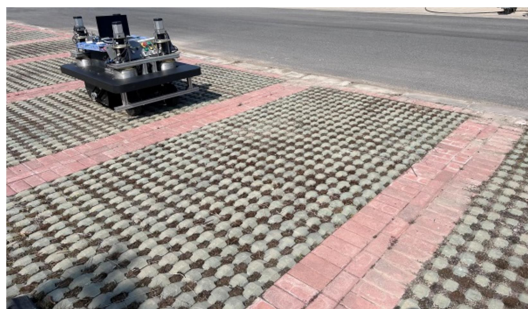
5.4.2 实验过程

(1) 实验场地的布置

将样机开到厂区便于进行实验测试，如图 5-10 所示，样机在普通道路和特殊道路（减速带）的两种路面，测量样机在 30、60、90 转/分的速度下，1 点和 2 点位置的振幅值。



(a) 普通道路



(b) 特殊道路

图 5-10 测试路面

减速带的尺寸有三种，分别为 30、40、50mm 的高度，将每种尺寸的减速带按图 5-11 中所示的三种排列方式，接着让样机分别以 30、60、90 转/分的速度下，测量 1 点和 2 点位置的振幅值。



(a) 单侧排列



(b) 双侧排列



(c) 交错排列

图 5-11 测试减速带排列

(2) 传感器与上位机

按照实验方案中图 5-5 测试点示意图，安装 WT-VB01-485(磁吸式)传感器，如图 5-12 所示，其中 (a)、(b) 分别为测试点 1 和点 2。(c) 为上位机数据界面。



(a) 点 1



(b) 点 2



(c) 上位机数据界面

图 5-12 传感器与上位机

(3) 操控界面

图 5-13 所示，远程平台操控界面，通过操作按钮，可以控制样机的前进后退和速度、轮胎转向和速度以及界面右侧的急停、模式切换等其他功能。在操控界面中输入 30、60、90 转/分的前进速度，并通过远程平台控制样机完成实验测试。



图 5-13 操控界面

5.4.3 实验结果及数据分析

(1) 普通道路

样机在沥青路面行驶时，且轮毂电机转速分别 30、60 和 90 转/分时，测得样机在两个测量点的振幅，如下图 5-14 所示，图 (a)、(b)、(c) 分别表示在 30、60、90 转/分测量的振幅曲线图，且图中 1 对应测试点 1、2 对应测试点 2。

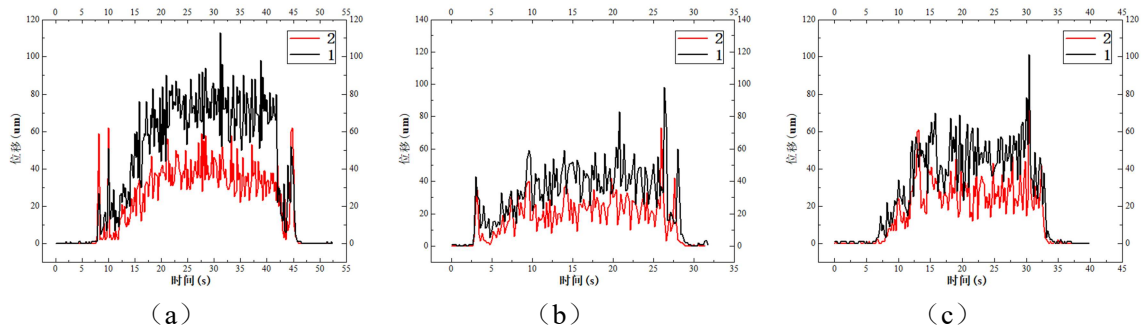


图 5-14 普通道路三种速度样机振幅曲线图

由图可得，样机在三种速度行驶下，曲线 1 表示道路给轮毂电机的激励，而曲线 2 表示磁浮悬架的振动幅值，曲线 2 整体位于曲线 1 的下方，表明了普通道路上样机的磁浮悬架有明显的减振性能，符合其设计要求。得到测试点振幅的平均值和最大值如下表 5-4 所示。

表 5-4 测试点平均值与最大值（普）

	30 转/分		60 转/分		90 转/分	
测量点	点 1	点 2	点 1	点 2	点 1	点 2
平均值	40.4	21.7	29.3	16.7	27.2	16.3
最大值	113.1	62.3	98.2	73.4	101.7	84.0

在样机行驶时，振幅是来自路面给车轮的激励。由上表可直接观察出，点 2 也就是样机中心位置测量点，其振幅平均值和最大值要低于点 1，点 1 是连接轮毂电机轴支撑臂上的测量点，根据上式（5-7）与（5-10）计算，得到在三种速度下，样机通过普通道路时的悬架最大吸收率和悬架最大效率，详见下表 5-5 所示，样机通过普通道路，永磁减振系统的性能表现较好。

表 5-5 悬架最大吸收率与悬架最大效率（普）

转速	悬架吸收率	车轮与路面接触状况	悬架效率
30 转/分	64.2%	非常好	75.3%
60 转/分	70.1%	非常好	81.9%
90 转/分	73.1%	非常好	83.8%

（2）特殊道路

样机在停车场路面行驶时，且轮毂电机转速分别 30、60 和 90 转/分时，测得样机在两个测量点的振幅，如下图 5-15 所示，图（a）、（b）、（c）分别表示在 30、60、90 转/分测量的振幅曲线图。

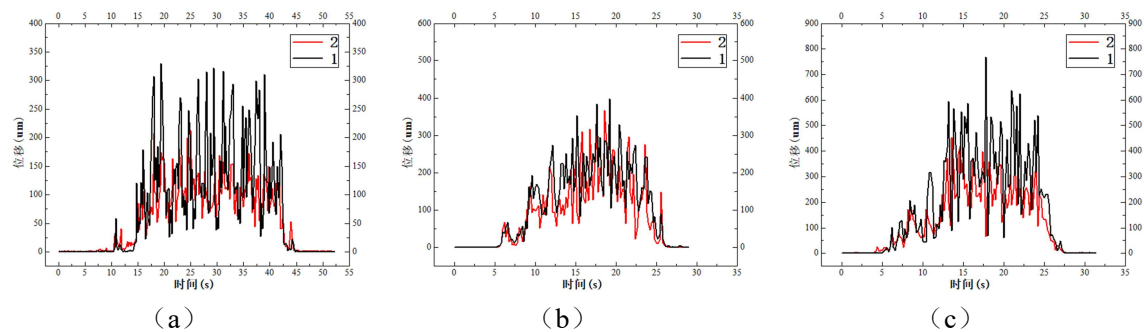


图 5-15 特殊道路三种速度样机振幅曲线图

由图可得，样机在三种速度行驶下，得到测试点振幅的平均值和最大值如下表 5-6 所示。

表 5-6 测试点平均值与最大值（特）

	30 转/分		60 转/分		90 转/分	
测量点	点 1	点 2	点 1	点 2	点 1	点 2
平均值	76.7	57.1	153.9	122.9	173.6	124.8
最大值	329.3	231.2	398.4	367.3	637.8	453.6

由上表可直接观察出，轮毂电机转速的增加，点 1 与点 2 的振幅平均值和最大值也随之增加，点 2 振幅平均值和最大值要低于点 1，对比样机在沥青路面行驶的测量值，样机在特殊道路体现出永磁减振系统具有更好的减振性能。与上文对普通道路的分析方法相同，得到在三种速度下，样机通过特殊道路时的悬架最大吸收率和悬架最大效率，详见下表 5-7 所示，样机通过特殊道路，磁浮悬架性能表现优良。

表 5-7 悬架最大吸收率与悬架最大效率（普）

转速	悬架吸收率	车轮与路面接触状况	悬架效率
30 转/分	76.7%	非常好	79.7%
60 转/分	71.3%	非常好	76.1%
90 转/分	72.7%	非常好	79.3%

（3）减速带 30mm

样机通过 30mm 高度的减速带，减速带的排列方式见图 5-11，轮毂电机转速分别 30、60 和 90 转/分时，测得样机在两个测量点的振幅，见下图 5-16~5-18 所示，图（a）、（b）、（c）分别表示在 30、60、90 转/分测量的振幅曲线图。

单侧排列：

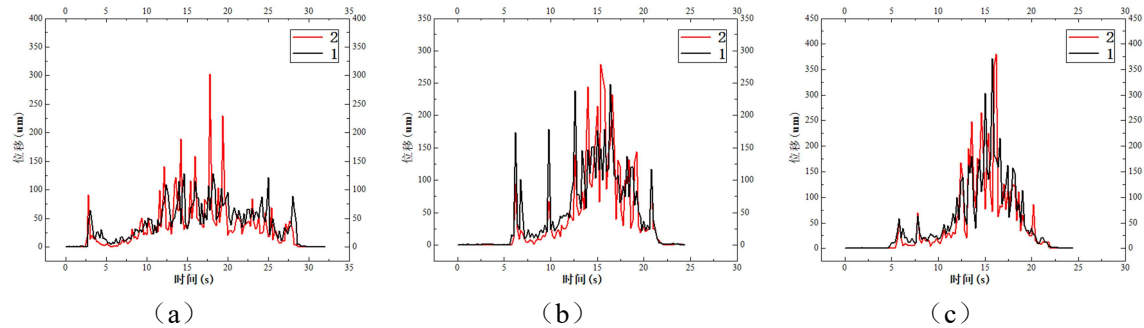


图 5-16 单侧排列 30mm 高度三种速度样机振幅曲线图

双侧排列：

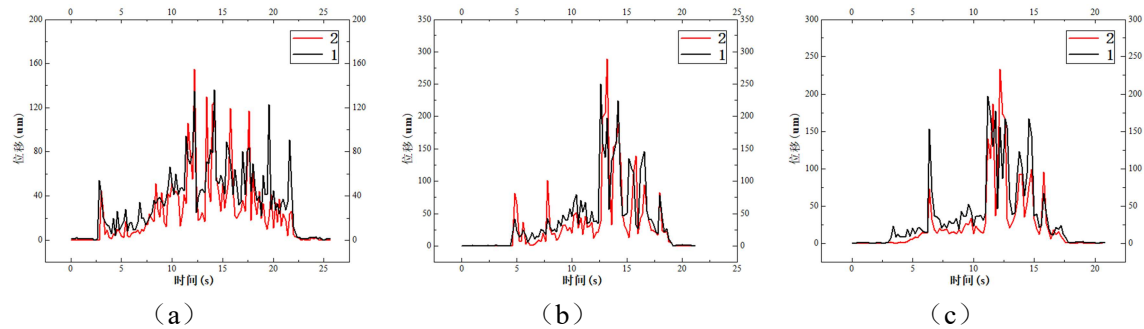


图 5-17 双侧排列 30mm 高度三种速度样机振幅曲线图

交叉排列：

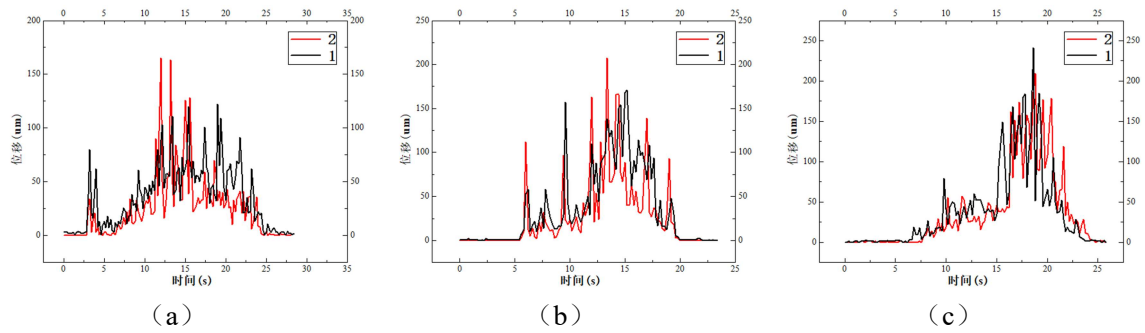


图 5-18 交叉排列 30mm 高度三种速度样机振幅曲线图

由图可得，样机在三种速度行驶下，得到测试点振幅的平均值和最大值如下表 5-8 所示。

表 5-8 测试点平均值与最大值（30mm 高度）

		30 转/分		60 转/分		90 转/分	
	振幅	点 1	点 2	点 1	点 2	点 1	点 2
单侧排列	平均值	39.1	33.5	47.7	42.8	50.2	46.2
	最大值	128.3	302.2	248.5	279.1	371.6	380.3
双侧排列	平均值	33.3	24.6	40.2	32.5	36.1	25.7
	最大值	136.4	155.1	250.5	289.6	197.6	233.5
交叉排列	平均值	34.5	25.0	35.9	27.4	37.9	37.2
	最大值	122.0	165.4	171.3	207.2	241.3	209.2

随着轮毂电机转速的增加，点 1 与点 2 的振幅平均值和最大值也随之增加，结合图 5-16~5-18 与表 5-8，曲线 2 整体位于曲线 1 的下方，但点 2 的部分振幅值大于点 1，不过点 2 振幅平均值还是要低于点 1。得到在三种速度下，样机通过 30mm 高度减速带时的悬架最大吸收率和悬架最大效率，见下表 5-9 所示。

表 5-9 悬架最大吸收率与悬架最大效率（30mm 高度）

排列方式	转速	悬架吸收率	车轮与路面接触状况	悬架效率
单侧排列	30 转/分	69.5%	非常好	88.9%
	60 转/分	80.7%	非常好	86.3%
	90 转/分	86.5%	非常好	88.3%
双侧排列	30 转/分	75.5%	非常好	85.9%
	60 转/分	83.9%	非常好	88.9%
	90 转/分	81.7%	非常好	89.0%
交叉排列	30 转/分	71.7%	非常好	86.4%
	60 转/分	79.0%	非常好	87.6%
	90 转/分	84.2%	非常好	84.8%

(4) 减速带 40mm

样机通过 40mm 高度的减速带，测得两点振幅值，见下图 5-19~5-21 所示。

单侧排列：

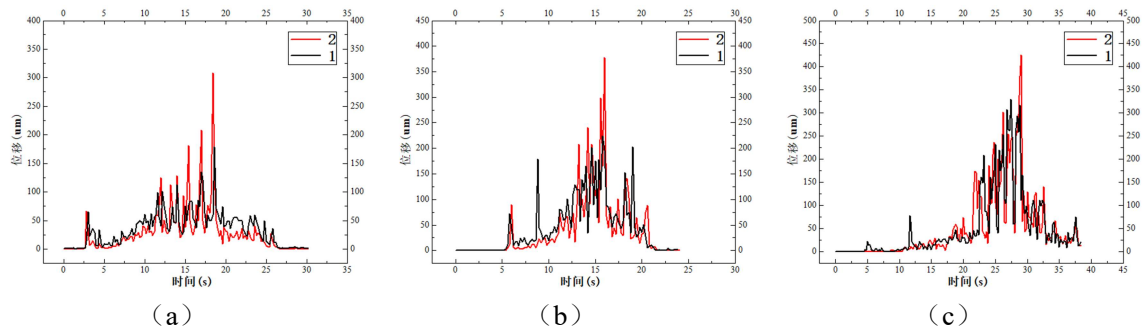


图 5-19 单侧排列 40mm 高度三种速度样机振幅曲线图

双侧排列：

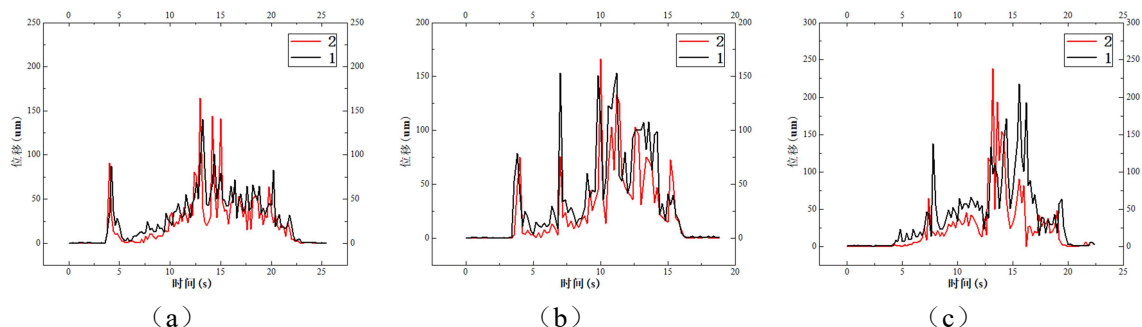


图 5-20 双侧排列 40mm 高度三种速度样机振幅曲线图

交叉排列：

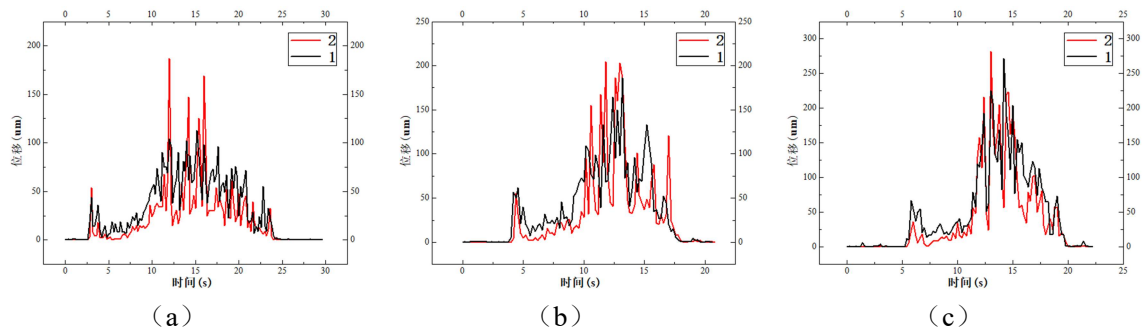


图 5-21 交叉排列 40mm 高度三种速度样机振幅曲线图

由图可得，样机在三种速度行驶下，得到测试点振幅的平均值和最大值如下表 5-10 所示。

表 5-10 测试点平均值与最大值（40mm 高度）

		30 转/分		60 转/分		90 转/分	
单侧排列	振幅	点 1	点 2	点 1	点 2	点 1	点 2
	平均值	34.1	28.6	43.9	38.7	50.8	46.5
	最大值	179.8	308.1	224.5	378.6	308.6	371.3

		30 转/分		60 转/分		90 转/分	
双侧排列	平均值	27.3	21.9	34.9	24.6	39.0	26.1
	最大值	140.2	164.5	153.3	166.0	218.4	238.8
交叉排列	平均值	35.5	20.8	38.0	31.2	49.2	39.6
	最大值	113.4	187.4	186.8	204.3	271.2	282.9

图 5-19~5-21 与表 5-10 体现了样机以不同速度通过不同形式排列的减速带的振动情况，点 1 和点 2 的振动趋势相似，两个曲线都出现了若干明显高于其他点的极值点，该情况是样机刚越过减速带，引发冲击导致的。在同种形式排列的减速带，随着样机速度增大，振幅的平均值和最大值也随之增大，点 2 振幅平均值要低于点 1。样机通过 40mm 高度减速带时的悬架最大吸收率和悬架最大效率，详见下表 5-11 所示，磁浮悬架性能表现较好。

表 5-11 悬架最大吸收率与悬架最大效率（40mm 高度）

排列方式	转速	悬架吸收率	车轮与路面接触状况	悬架效率
单侧排列	30 转/分	80.9%	非常好	90.2%
	60 转/分	80.3%	非常好	89.5%
	90 转/分	83.5%	非常好	88.1%
双侧排列	30 转/分	80.5%	非常好	87.6%
	60 转/分	77.2%	非常好	86.7%
	90 转/分	82.1%	非常好	89.1%
交叉排列	30 转/分	68.6%	非常好	88.9%
	60 转/分	79.6%	非常好	86.3%
	90 转/分	81.8%	非常好	87.1%

（5）减速带 50mm

样机通过 50mm 高度的减速带，测得两个测量点的振幅，见下图 5-22~5-24 所示，图（a）、（b）、（c）分别表示在 30、60、90 转/分测量的振幅曲线图。

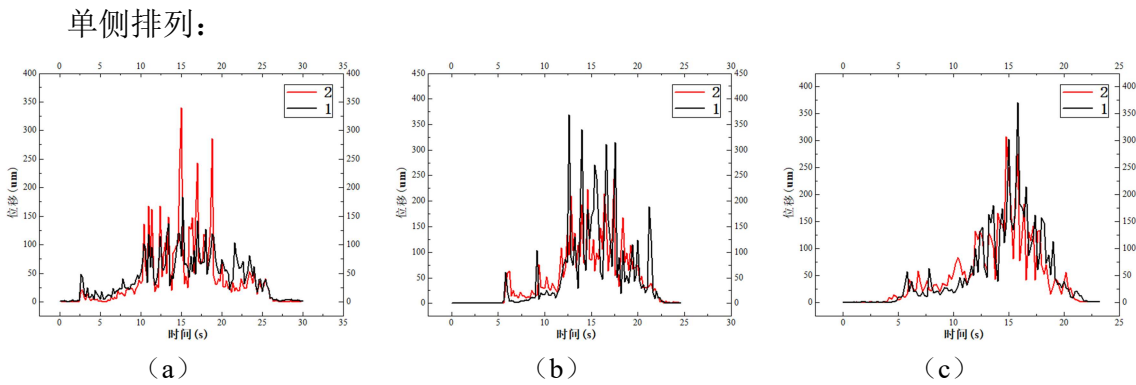


图 5-22 单侧排列 50mm 高度三种速度样机振幅曲线图

双侧排列:

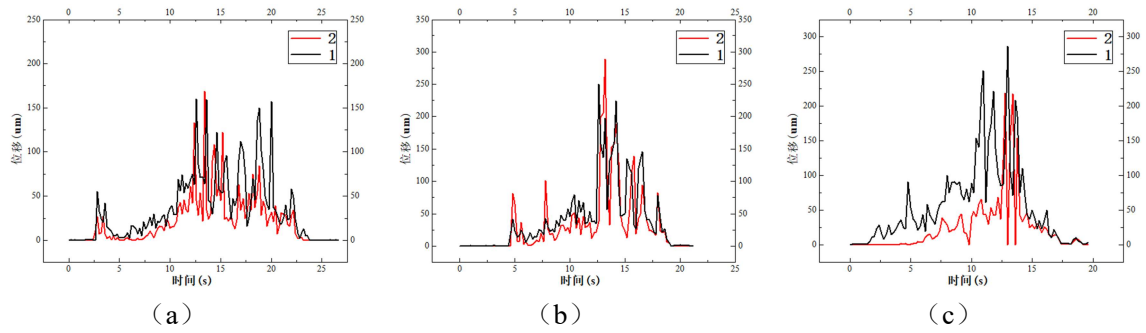


图 5-23 双侧排列 50mm 高度三种速度样机振幅曲线图

交叉排列:

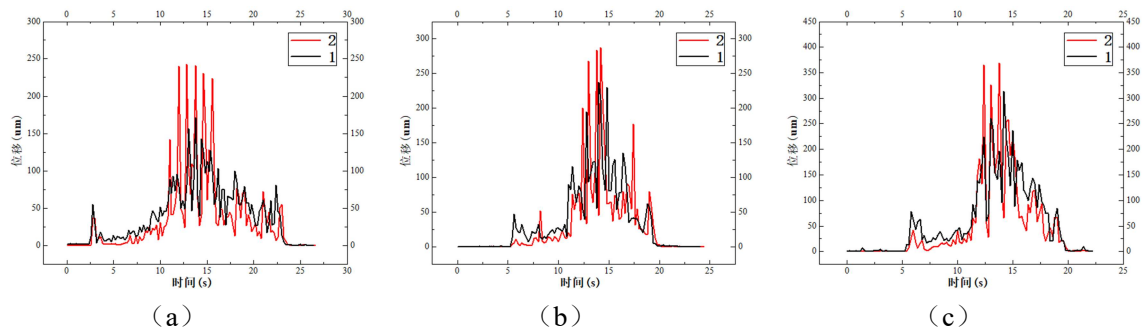


图 5-24 交叉排列 50mm 高度三种速度样机振幅曲线图

由图可得,样机在三种速度行驶下,得到测试点振幅的平均值和最大值如下表 5-12 所示。

表 5-12 测试点平均值与最大值 (50mm 高度)

		30 转/分		60 转/分		90 转/分	
	振幅	点 1	点 2	点 1	点 2	点 1	点 2
单侧排列	平均值	41.0	36.5	51.4	46.5	50.2	23.1
	最大值	183.2	322.6	369.3	243.8	371.5	203.6
双侧排列	平均值	34.0	21.2	38.7	33.7	55.9	24.1
	最大值	160.6	169.3	296.5	395.4	286.3	218.8
交叉排列	平均值	39.1	33.9	35.8	30.8	56.9	48.1
	最大值	171.2	243.5	237.3	286.6	313.4	368.1

样机通过 50mm 高度减速带时的悬架最大吸收率和悬架最大效率,详见下表 5-13 所示。

表 5-13 悬架最大吸收率与悬架最大效率 (50mm 高度)

排列方式	转速	悬架吸收率	车轮与路面接触状况	悬架效率
单侧排列	30 转/分	77.5%	非常好	88.5%
	60 转/分	86.0%	非常好	84.0%
	90 转/分	86.4%	非常好	88.8%

排列方式	转速	悬架吸收率	车轮与路面接触状况	悬架效率
双侧排列	30 转/分	78.8%	非常好	88.0%
	60 转/分	86.9%	非常好	90.7%
	90 转/分	80.4%	非常好	89.0%
交叉排列	30 转/分	77.1%	非常好	87.2%
	60 转/分	84.9%	非常好	89.2%
	90 转/分	81.8%	非常好	87.7%

5.4.4 实验总结

通过本实验，永磁减振系统的减振性能得以验证。结果表明，在不同道路类型和障碍物高度下，磁浮悬架均能有效降低车身振动。随着样机速度的提升，振幅的平均值和最大值也随之上升，但悬架的各项指标数据依然稳定，表明磁浮悬架在不同速度下均能保持良好的减振性能。

（1）在不同道路上，样机以 30、60、90 转/分的速度行驶时，测量点的振幅数据显示，点 2 的振幅平均值和最大值均低于点 1，这验证了磁浮悬架具有明显减振性能。在普通道路与特殊道路上，悬架吸收率在 64.2%至 76.7%之间，悬架效率在 75.3%至 83.8%之间，均处于“非常好”的范围内，表明车轮与路面的接触状况良好，行车安全性能高。

（2）在不同障碍道路上，样机以不同的速度通过 30mm、40mm 和 50mm 高度的减速带上，根据振幅数据显示，点 2 的振动的平均值和最大值均低于点 1。随着减速带高度的增加，振幅的平均值和最大值也随之增加，但悬架的吸收率和悬架效率仍保持在较高水平。以 50mm 高度的减速带为例，悬架吸收率在 77.1%至 86.9%之间，悬架效率在 84.0%至 90.7%之间，表明磁浮悬架在通过障碍物时仍具备良好的减振性能。

5.5 本章小结

通过详细的测试和分析，验证了基于永磁技术的清扫车样机永磁减振系统的良好减振性能。实验结果表明，该悬架系统在不同道路类型和障碍物高度下均能有效减少车身的振动，提高了行车安全性。

第 6 章 总结与展望

6.1 总结

本研究基于永磁技术设计了一种新型清扫车，通过有限元分析、动力学仿真和样机测试，验证了其技术可行性和优越性。本研究不仅拓展了永磁技术在清扫车领域的应用范围，同时，为同类设备的研发提供了理论参考和实践借鉴，具有显著的工程引用价值。课题主要工作内容如下：

(1) 基于清扫车的作业工况与功能性需求，提出设计原则和技术指标，明确设计参数，设计清扫车的总体结构，包括底盘框架、动力及驱动系统、滚刷驱动系统、边刷驱动系统，详细阐述了各系统的组成和工作原理，并绘制三维模型。此外，提出控制系统性能指标，并完成设备的选型。

(2) 运用有限元分析和多目标优化方法，对滚刷主板、支撑臂和支撑板进行静载荷分析，验证强度和刚度可靠性指标。基于响应面模型和参数敏感性分析法，对支撑臂和支撑板进行多目标优化，质量分别减少了 27%和 25%，达到了预期的轻量化目标。通过整车有限元分析，验证优化后的清扫车结构满足设计要求。

(3) 采用 Adams 软件，建立清扫车参数化模型，模拟实际路况。实验表明，清扫车在连续通过 30mm、50mm 和 70mm 的障碍和坑洼深度时，测得垂直最大振幅为 36mm，两侧最大偏移量为 0.42mm。在 5°、10° 和 15° 斜坡行驶时，随着坡度的增加，最大偏移量可达到 200.2mm。测试结果显示，清扫车具有良好的通过性，整体行驶过程较为平稳，验证了永磁减振系统有较好的减振性能。

(4) 研制了基于永磁技术的清扫车样机，通过 PLC 控制程序，实现四驱四转的行驶功能。在整车实地测试中，设置不同的道路类型和障碍物高度，采用三种不同的行驶速度，依据悬架系统性能评判指标测量清扫车行驶状态。实验结果表明，悬架吸收率在 64.2%~86.9%之间，悬架效率在 64.2%~90.7%之间，验证了永磁减振系统在不同道路类型和障碍物高度下均能显著降低车身振动，切实提高行驶安全性，充分证实了永磁减振系统的优异性能。

6.2 展望

尽管本研究取得了一定的成果，但基于永磁技术的清扫车设计仍存在诸多值

得深入探索与优化的地方。未来研究可以从以下几个方面展开：

（1）深化永磁材料的优化与应用研究。随着新型永磁材料的持续发展，未来可以探索高性能的永磁材料，以进一步提升清扫车的传动效率与减振性能，从而提高整体装备性能。

（2）推进智能化控制系统的研发。通过整合先进的传感技术与智能控制算法，开发智能化的控制系统，实现自主导航、路径规划及实时监控，以实现清扫车作业时的智能化与自动化水平提升。

（3）开展多工况下的性能优化研究。针对冰雪路面、湿滑路面等复杂工况，进一步优化悬架系统和驱动系统的设计，以提升清扫车在不同环境下的适应性与工作可靠性。

参考文献

- [1] 马建,孙守增,芮海田,等.中国筑路机械学术研究综述·2018[J].中国公路学报,2018,31(06):1-164.
- [2] 张栋波.我国新能源清扫车发展现状与未来趋势[J].汽车实用技术,2020,(03):27-29.DOI:10.16638/j.cnki.1671-7988.2020.03.010.
- [3] 张月帆,陈建华,李冬,等.道路扬尘控制措施及其效率评估研究进展[J].环境工程技术学报,2021,11(05):845-854.
- [4] 王文明,朱良,刘德华,等.无尘道路清扫车设计研究[J].工程技术研究,2021,6(18):201-202.DOI:10.19537/j.cnki.2096-2789.2021.18.090.
- [5] 张安康,张攀,王选,等.新型多功能道路清扫车设计[J].科技创新导报,2019,16(13):87-88.DOI:10.16660/j.cnki.1674-098X.2019.13.087.
- [6] 张月.永磁传动技术在磁应用领域的研究[J].中国标准化,2024,(S1):359-361+380.
- [7] 彭冲,李连,杨超.电磁悬架研究技术现状[J].汽车实用技术,2018,(15):167-169.DOI:10.16638/j.cnki.1671-7988.2018.15.062.
- [8] 张帆,谌凯.钕铁硼永磁材料专利技术发展态势分析[J].有色金属科学与工程,2020,11(03):115-120.DOI:10.13264/j.cnki.ysjskx.2020.03.016.
- [9] 杨超君,顾红伟.永磁传动技术的发展现状和展望[J].机械传动,2008,(02):1-4+3.DOI:10.16578/j.issn.1004-2539.2008.02.010.
- [10] 王洪群,黄志坚,谢明辉,等.永磁传动技术概述及发展前景[J].中国工程机械学报,2016,14(06):552-556.DOI:10.15999/j.cnki.311926.2016.06.017.
- [11] Liu W ,Chang C ,Yue M , et al. Coercivity, microstructure, and thermal stability of sintered Nd-Fe-B magnets by grain boundary diffusion with TbH₃ nanoparticles[J].Rare Metals,2017,36(09):718-722.
- [12] An Q ,Lu Y ,Zhao M .Review of Key Technologies of the High-Speed Permanent Magnet Motor Drive[J].Energies,2024,17(21):5252-5252.
- [13] MAKIDA T , MASUZAWA T ,KODA Y , et al. Radial stiffness improvement of magnetically levitated total artificial heart with a permanent magnetic bearing[J].Journal of the Japan Society of Applied Electromagnetics and Mechanics,2018,26(2):400-406.
- [14] Zhao W ,Ye J ,Yang M .Continuous Control Set Predictive Control with Affine Registration Technique for Permanent Magnet Synchronous Motor Drive[J].Energies,2024,17(18):4706-4706.
- [15] 赵鹏,杨桂林,刘树林,等.磁悬浮凸轮机构的创新设计及分析[J].机械传动,2016,40(10):85-89.DOI:10.16578/j.issn.1004.2539.2016.10.016.
- [16] 郭文康,阎耀保.永磁弹簧与永磁弹簧机构研究进展综述[J].液压与气动,2018,(10):1-7.
- [17] 白刚.现代永磁电机技术的应用分析[J].山东工业技术,2018,(14):27.DOI:10.16640/j.cnki.37-1222/t.2018.14.022.
- [18] Sun F ,Zhang M ,Jin J , et al. Mechanical analysis of a three-degree of freedom same-stiffness permanent magnetic spring[J].International Journal of Applied Electromagnetics and Mechanics,2016,52(1-2):667-675.
- [19] Chenhong Z ,Chenchen Z ,Bin M .Multi-objective optimization design of n

- ovel differential permanent magnet spring based on analytical modeling[J].P
roceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of
Mechanical Engineering Science,2022,236(24):11402-11419.
- [20] 李强,徐登峰,李林,等.基于正负刚度并联永磁隔振器的隔振性能分析及实验
验证[J].振动与冲击,2019,38(16):100-107+114.DOI:10.13465/j.cnki.jvs.2019.16.
015.
- [21] 戈宝军,姜汉,林鹏,等.并轴式双转子永磁同步电机齿槽转矩分析[J].电机与控
制学报,2023,27(08):80-90.DOI:10.15938/j.emc.2023.08.009.
- [22] 孙文,刘欢,赵景波,等.麦弗逊式前悬架系统结构与运动仿真分析[J].常州
工学院学报,2020,33(02):9-16.
- [23] 雷先华,朱相臣,杨程伟,等.汽车悬架研究现状和发展趋势探讨[J].机电工程技
术,2025,54(02):1-5+24.
- [24] 蒋尊义,唐笑影,杜天德,等.基于 SolidWorks/ADAMS 的汽车悬架设计与仿真分
析[J].科技创新与生产力,2020,(05):52-53+59.
- [25] 罗杰,袁雪松,黄海峰.关于汽车麦弗逊式悬架结构及装配技术的研究与创新[J].
企业科技与发展,2021,(03):57-58+61.
- [26] Meshkatifar J ,Esfahanian M .Optimal Roll Center Height of Front McPher
son Suspension System for a Conceptual Class A Vehicle[J].Journal of App
lied and Computational Mechanics,2015,1(1):
- [27] 曾俊夫.舒适乘坐的基石——汽车悬挂系统之麦弗逊式独立悬架[J].当代汽车,
2007,(07):88-89.
- [28] 《中国公路学报》编辑部.中国汽车工程学术研究综述·2017[J].中国公路学
报,2017,30(06):1-197.DOI:10.19721/j.cnki.1001-7372.2017.06.001.
- [29] 喻凡,张勇超,张国光.车辆电磁悬架技术综述[J].汽车工程,2012,34(07):569-574.
DOI:10.19562/j.chinasae.qcgc.2012.07.001.
- [30] 张德军,陈锐,吴宇通,等.CDC 减震器 SH-ADD 阻尼控制方法研究及应用[J].汽
车实用技术,2023,48(11):72-77.DOI:10.16638/j.cnki.1671-7988.2023.011.012.
- [31] 庞辉,刘凡,王延.某越野汽车磁流变半主动悬架变论域模糊控制[J].振动.测试
与诊断,2019,39(02):311-319+443-444.DOI:10.16450/j.cnki.issn.1004-6801.201
9.02.013.
- [32] 郭全民.阻尼连续可调的汽车磁流变半主动悬架控制方法研究[D].西安理工
大学,2018.
- [33] 王海梅.基于磁流变阻尼器的汽车半主动悬架控制系统研究[D].西安工业大
学,2016.
- [34] 季云华,汪若尘,丁仁凯,等.带主动横向稳定杆的混合电磁悬架性能研究[J].机
械设计与制造,2020,(07):219-223+228.DOI:10.19356/j.cnki.1001-3997.2020.07.
051.
- [35] 柯志旭.大型环卫作业车辆在城市环卫精细化管理中的应用分析[J].机械管理
开发,2022,37(12):310-312.DOI:10.16525/j.cnki.cn14-1134/th.2022.12.130.
- [36] 朱琳佶.新型纯电动小型清扫车的设计[D].江苏大学,2016.
- [37] 叶锦.纯电动小型扫地车吸尘口结构研究与性能分析[D].安徽工程大学,2023.
DOI:10.27763/d.cnki.gahgc.2023.000069.
- [38] 简洁,张铁山.电动清扫车清扫作业装置的设计与研究[J].专用汽车,2012,(07):8
5-87.

- [39] 马臣斌.小型手推式垃圾清扫车的设计探究[J].机械工程师,2024,(05):85-87+90.
- [40] 曾钧.4WD 轮毂电机电动车四轮独立转向机构设计[D].山东理工大学,2019.DOI:10.27276/d.cnki.gsdgc.2019.000124.
- [41] 黄鑫涛.工厂无人驾驶扫地车的设计与实现[D].北京林业大学,2020.DOI:10.26949/d.cnki.gblyu.2020.000291.
- [42] 严萍华.电动清扫车的总体设计以及动力系统的研究[D].南京理工大学,2012.
- [43] 张世福,李斐斐,何海涛.永磁技术在大型风力发电机组中的研究与应用[J].微特电机,2022,50(11):61-65.DOI:10.20026/j.cnki.ssemj.2022.0101.
- [44] 杜晓璐.煤矿带式输送设备中智能永磁技术的应用[J].煤炭科技,2019,40(02):96-98+126.DOI:10.19896/j.cnki.mtkj.2019.02.029.
- [45] 刘计龙,肖飞,沈洋,等.永磁同步电机无位置传感器控制技术研究综述[J].电工技术学报,2017,32(16):76-88.DOI:10.19595/j.cnki.1000-6753.tces.160741.
- [46] Arslan B ,Ertürk H .Improved thermal management of electrical vehicles using internal magnetic field of the electric motors[J].Applied Thermal Engineering,2025,273126383-126383.
- [47] Mudhigollam K U , Choudhury U , Hatua K .High power density multiple output permanent magnet alternator[J].IET Electric Power Applications,2018,12(4):494-501.
- [48] 柴海波,鄢治国,况明伟,等.电动车驱动电机发展现状[J].微特电机,2013,41(04):52-57.
- [49] 任明强.螺旋轮驱动的扫地机器人设计与研究[D].吉林大学,2023.DOI:10.27162/d.cnki.gjlin.2023.001147.
- [50] 吴文秀,陈红琴.微型垃圾电动清扫车的总体设计[J].自动化应用,2017,(08):33-35.
- [51] 杜木伟,韩屹丽,刘晨敏.我国路面清扫车技术现状与发展趋势[J].工程机械文摘,2013,(02):65-67.
- [52] 王耀南,孟步敏,申永鹏,等.燃油增程式电动汽车动力系统关键技术综述[J].中国电机工程学报,2014,34(27):4629-4639.DOI:10.13334/j.0258-8013.pcsee.2014.27.010.
- [53] 赵南南,宋梓豪,许檬,等.基于 Halbach 阵列的永磁风力发电机的设计与优化[J].微电机,2022,55(01):6-11.DOI:10.15934/j.cnki.micromotors.2022.01.001.
- [54] Falkowski K .Second-Order Model of the Radial Passive Magnetic Bearing with Halbach's Array[J].Solid State Phenomena,2013,2287(198-198):400-405.
- [55] 贺光.基于 Halbach 结构的永磁电动与电磁混合悬浮技术研究[D].国防科学技术大学,2010.
- [56] 甘育源.新能源环卫车的发展趋势探讨[J].专用汽车,2023,(05):7-9.DOI:10.19999/j.cnki.1004-0226.2023.05.002.
- [57] 杨彬.园区内无人驾驶环卫车轨迹规划及跟踪控制研究[D].吉林大学,2022.DOI:10.27162/d.cnki.gjlin.2022.007588.
- [58] 余志生.《汽车理论》[M].机械工业出版社.2009.
- [59] Budai A .Study of Finite Element Number Influence over the Obtained Results in Finite Element Analyses of a Mechanical Structure[J].Analele Univer

- sității "Eftimie Murgu" Reșița: Fascicola I, Inginerie,2013,XX(1):49-54.
- [60] 喻永巽.ANSYS Workbench 的应用现状及分析[J].机电工程技术,2014,43(09):138-140.
- [61] 韩静,方亮,孙甲鹏,等.基于 Pro/e 与 ANSYS WORKBENCH 的复杂装配件协同仿真及优化[J].机械设计与制造,2010,(01):190-192.DOI:10.19356/j.cnki.1001-3997.2010.01.081.
- [62] 刘丙晓.基于 ANSYS Workbench 的货车车架有限元分析[J].汽车实用技术,2017,(12):157-159.DOI:10.16638/j.cnki.1671-7988.2017.12.052.
- [63] 陈玲萍,范冬英,王先安.ADAMS 软件在《机械设计基础》课程教学中的应用[J].计算机产品与流通,2019,(01):249-250.
- [64] 沐影.浅谈 ADAMS 软件应用[J].电子世界,2013,(24):95-96.
- [65] Simulation Analysis of Flexible Track Drilling Machines Based on ADAMS[J].Journal of the Korean Society of Manufacturing Process Engineers,2018,17(5):1-7.
- [66] Vavro J , Vavro J , Kováčiková P , et al. Kinematic and Dynamic Analysis and Distribution of Stress in Items of Planar Mechanisms by Means of the MSC ADAMS Software[J].CIRP Annals,2017,17(2):267-270.
- [67] 贾磊,朱彦齐.基于 SolidWorks 与 ADAMS 的工业机器人动力学仿真[J].包装工程,2020,41(03):207-210.DOI:10.19554/j.cnki.1001-3563.2020.03.032.
- [68] 谢志宇,姚立纲,张俊,等.基于 SolidWorks 与 ADAMS 的章动减速器动力学仿真及动态特性分析[J].机械传动,2018,42(10):112-116.DOI:10.16578/j.issn.1004.2539.2018.10.021.
- [69] 马啸天.基于 ADAMS 的铁路起重机伸缩臂负载伸缩动力学仿真[D].华东交通大学,2023.DOI:10.27147/d.cnki.ghdju.2023.000190.
- [70] 余苗,童铨尧,孔令云,等.轮胎-沥青路面摩擦测试及抗滑模型研究综述[J].公路交通科技,2020,37(10):12-24.
- [71] 毛华峰,海争平,杨凡.基于 PLC 的小型纯电动清扫车控制系统设计[J].中小企业管理与科技(上旬刊),2013,(03):238-239.
- [72] 蒋欣.随机路面激励下的汽车振动模型分析[J].科技与创新,2021,(17):7-9.DOI:10.15913/j.cnki.kjycx.2021.17.003.
- [73] 刘玉梅,苏建,翟乃斌,等.汽车悬架性能测试方法及测试系统研究[J].公路交通科技,2006,(09):126-130.
- [74] Soukup J , Skočilas J , Skočilasová B .Vertical Vibration of the Vehicle Model with Higher Degree of Freedom[J]. Procedia Engineering,2014,96435-443.
- [75] 国家市场监督管理总局. GB/T 13513-2018 低速汽车用筒式减振器台架试验方法[S]. 北京: 中国标准出版社, 2018.
- [76] 交通运输部. JT/T 448-2021 汽车悬架装置检测台[S]. 北京: 人民交通出版社, 2021.
- [77] 《汽车悬架装置检测台》.JT/T448-2021.
- [78] 郭腾峰,汪晶.《公路工程技术标准》(2014 版)修订概述[J].工程建设标准化,2015,(05):48-49+54.DOI:10.13924/j.cnki.cecs.2015.05.024.
- [79] 何仁,张瑞军.轮毂电机驱动技术的研究与进展[J].重庆理工大学学报(自然科学),2015,29(07):10-18.

攻读学位期间发表的学术成果

论文发表情况：

- (1) Xuxu Mao, Manman Xu, Huaiyang Wang, et al. Design of the sweeper based on permanent magnet technology and optimization of key component. 2025 8th International Conference on Intelligent Manufacturing and Automation.

企业技术研发：

- (1) 参与芜湖磁轮传动技术有限公司的“基于永磁技术的清扫车设计”项目。

参与项目情况：

- (1) 国家自然科学基金青年项目（12205004）。
- (2) 安徽省优秀青年教师培育项目重点项目（YQZD2024018）。
- (3) 安徽省博士后科研项目（2024C976）。
- (4) 安徽工程大学-鸠江区产业协同创新专项基金项目（2022cyxtb8）。

致谢

随着本篇论文的圆满结束，我深知这不仅是我个人努力的成果，更是众多师长、同学、朋友及家人共同支持与帮助的结果。在此，我怀着无比感激的心情，向他们表达我最诚挚的谢意。

首先，我要特别感谢我的导师王向东老师和徐曼曼老师。从论文的选题、框架构建到最终的定稿，每一个环节都凝聚了老师们的心血与智慧。在论文撰写过程中，多次为我指点迷津，提出宝贵的修改意见，使我的论文得以不断完善。在此，我向王向东老师和徐曼曼老师致以最崇高的敬意和最衷心的感谢！

同时，我要感谢机械与汽车工程学院的各位老师，在论文开题和中期检查时，老师们提出的宝贵建议，为我的论文写作指明了方向。此外，我还要感谢我的同学们。在论文撰写过程中，我们相互鼓励、相互支持，共同度过了无数个难忘的日夜。特别是室友和同门同学，他们在资料收集、数据分析等方面给予了我很大的帮助，使我的论文内容更加丰富、充实。这份深厚的同窗情谊，我将永远铭记在心。

在论文调研和写作过程中，我还得到了芜湖磁轮传动技术有限公司的支持与帮助。他们为我提供了宝贵的实践机会和数据资源，使我的论文能够紧密结合实际，更具现实意义和应用价值。在此，我向这些单位表示衷心的感谢！

最后，我要感谢我的家人。他们是最坚实的后盾，无论我遇到多大的困难和挑战，都始终给予我无微不至的关怀和支持。

在此，我再次向所有关心、支持、帮助过我的师长、同学、朋友及家人表示最诚挚的感谢！你们的支持与鼓励是我不断前行的动力。我将铭记这段宝贵的经历，继续努力，不断追求卓越，以实际行动回报大家的厚爱与期望。

尚德敏学 唯实惟新

