

国内图书分类号: U266; U237

国际图书分类号: 625; 621

西南交通大学研究生学位论文

磁悬浮车辆系统动力学研究

年级	1999 级
姓名	赵 春 发
申请学位级别	博 士
专业	载运工具运用工程
指导教师	翟婉明 教授

四川, 成都

二〇〇二年十月

Classified Index: U266; U237

U.D.C: 625; 621

Southwest Jiaotong University
Doctor Degree Dissertation

MAGLEV VEHICLE SYSTEM DYNAMICS

Grade: 1999

Candidate: Zhao Chunfa

Academic Degree applied for: Doctor Degree

Speciality: Ship Tools & Applications

Supervisor: Prof. Zhai Wanming

October, 2002

西南交通大学

学位论文版权使用授权书

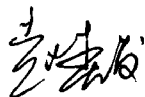
本学位论文作者完全了解学校有关保留、使用学位论文的规定，同意学校保留并向国家有关部门或机构送交论文的复印件和电子版，允许论文被查阅和借阅。本人授权西南交通大学可以将本学位论文的全部或部分内容编入有关数据库进行检索，可以采用影印、缩印或扫描等复制手段保存和汇编本学位论文。

本学位论文属于

1. 保密 ，在 _____ 年解密后适用本授权书；

2. 不保密 ，适用本授权书。

(请在以上方框内打“√”)

学位论文作者签名: 

指导教师签名:

日期: 2003年1月3日

日期: _____ 年 _____ 月 _____ 日

西南交通大学

学位论文创新性声明

本人郑重声明：所呈交的学位论文，是本人在导师指导下独立进行研究工作所取得的成果。除文中已经注明引用的内容外，本论文不包含任何其他个人或集体已经发表或撰写过的研究成果。对本文的研究做出贡献的个人和集体，均已在本文中作了明确的说明。本人完全意识到本声明的法律结果由本人承担。

本学位论文的主要创新点如下：

1. 磁/轨关系研究，包括电磁悬浮、导向力及其刚度和阻尼特性研究(2.3、2.4 节)。有源主动控制电磁力是常导磁浮列车的本质特征，它完全不同于轮轨力，因此，磁/轨关系研究是磁浮车辆动力学研究的基础与关键，是一次全新的基础理论研究。

2. 磁浮车辆/高架桥垂向耦合动力学研究(3.3 节)，并开展了磁浮列车与轮轨高速列车对桥梁的动力作用比较研究(3.4 节)，为磁浮列车系统动力优化设计提供了理论基础。此项研究在国内属首次。

3. 4.2 节采用数值方法模拟磁浮线路随机不平顺，4.4 节仿真分析磁浮车辆在刚性地面和高架线路上的随机振动响应，4.5 节运用 UTACV 走行品质规范和 Sperling 平稳性指标法对其平稳性进行评价。此研究工作在国际上尚属首次。

4. 5.2 节建立磁浮车辆—轨道—控制器空间耦合模型，5.3 节采用该模型比较研究了不同导向模式下常导磁浮车在直线轨道上的横向动力响应，5.4 节开展了磁浮车辆动态曲线通过仿真研究。研究结果为中低速磁浮车辆导向结构、控制方式选取及磁浮曲线线路设置提供了理论基础。此类工程应用性研究在国际上未见报道，在国内属首次。

学位论文作者签名：

日期： 年 月 日

摘 要

磁浮列车是 21 世纪极具竞争力的无接触地面有轨交通工具,具有高安全性、超高速、良好的乘坐舒适性以及环境兼容性等优点。磁浮列车技术经过 30 余年的研究与发展,目前已经出现了以德国 TR08、日本 MLX01 和 HSST-100 为代表的具备商业运营水平的磁浮交通系统。我国的中低速磁浮列车技术研究经过近 20 年的发展,已经在悬浮和导向等关键技术上取得重大突破,开始进入试验线建设与试运行阶段;同时,采用德国 TR08 技术的上海高速磁浮线工程已经进入尾声,可以预见我国将和国际同步迎来磁浮交通技术应用的高潮。众所周知,磁浮列车系统动力学问题直接影响到其技术经济性及其应用前景,因此,及时开展磁浮列车系统动力学的研究对推进我国磁浮列车技术应用水平显得十分重要。

本文主要就磁/轨关系、磁浮车/桥耦合作用、磁浮车辆随机振动及其平稳性、磁浮车辆横向动力学及其动态曲线通过等方面开展理论分析与仿真研究,目的在于探明电磁悬浮的力学特性,认清磁浮车辆/轨道系统动力作用的基本规律,评价磁浮车辆的稳定性、运行平稳性以及曲线通过性能,为我国磁浮列车系统的技术评价、车辆和轨道结构动力优化设计提供一定的理论依据和指导原则。具体来说,本文主要开展了以下几方面的研究工作。

磁浮列车不同于轮轨列车的关键在于以电磁悬浮(磁轨关系)取代了轮轨关系,电磁悬浮的力学特性是决定磁浮列车动力特性的最本质原因,因此,磁轨关系的研究是磁浮系统动力学研究的基础和关键。本文基于国内磁浮列车控制技术的研究成果,考虑磁浮机械系统—电磁系统—控制系统的耦合作用,对电磁悬浮刚度与阻尼特性以及主动导向和被动导向的横向电磁力学特性进行了研究;并建立单铁—轨道—控制器耦合作用模型,仿真计算了单铁系统起浮时的动态响应,指出磁浮系统车/轨耦合共振的原因。这些研究结果揭示了电磁悬浮的力学特性,提供了避免电磁悬浮共振失稳的频率设计原则,有利于我们从本质上认识主动有源控制下的磁浮车辆动力学特性,为开展磁浮车辆系统动力学研究提供了基础。

磁浮车辆/高架桥的耦合作用是十分显著的,本文第三章以德国高速磁浮列车 Transrapid 及其线路结构为对象,开展了磁浮车辆/高架梁垂向相互作用仿真研究,比较了混凝土简支梁、混凝土两跨连续梁和钢结构两跨连续梁线路上磁浮车辆/轨道系统的动力响应,仿真分析表明高架梁的垂向动挠度未超过高架桥的设计容许限值。与轮轨高速列车对线桥的动力作用比较结果表明,磁浮车辆的动力响应较高速轮轨的小得多,小跨度桥梁受到磁浮车辆的动力作用小于轮

轨车辆，但中长跨度桥梁刚好相反，这些结论为磁浮高架线路结构动力设计提供理论依据与指导原则。此外，还对青城山磁浮车辆在 12m 高架梁线路上的动力作用进行了仿真计算。

磁浮车辆运行平稳性是其重要的动力学性能指标之一，第四章为了开展磁浮车辆随机振动响应分析及其运行平稳性研究，在综合考虑磁浮线路的结构特点及其不平顺管理的特殊要求后，引入了磁浮线路随机不平顺分段功率谱模型。相比于高速轮轨线路谱，该磁浮线路不平顺功率谱在 60m 波长以上、3m 波长以下的功率谱密度要小得多。在此基础上，第四章建立磁浮系统车/线、车/桥垂向动力学模型，通过仿真研究磁浮车辆系统随机振动响应，得出磁浮车辆随机振动的主频范围为 0.5~1Hz，而车体加速度功率谱没有超过 UTACV 车辆走行品质规范，采用铁道车辆 Sperling 平稳性指标法评价磁浮车辆运行平稳性时，其指标值小于 2.5，磁浮车辆的平稳性能属优级。

中低速常导磁浮列车没有专门的导向磁铁，模块导向力来自悬浮电磁铁的横向分力，而且电磁铁横向、垂向运动同时影响到电磁力变化，因此，必需对中低速磁浮车辆的横向动态响应进行细致的研究，以确保其横向安全性和舒适性以及其良好的曲线动态通过性能。本文第五章建立磁浮车辆系统的空间耦合模型，并考虑电磁力的空间耦合作用，比较研究了主动、被动导向和电磁铁横向对中、错位布置下磁浮车辆的横向动力性能，为低速磁浮车辆电磁铁导向结构设计及控制方式的参数选取提供动力学理论依据。第五章还对三转向架磁浮车辆通过超高 1°、半径 300m 曲线和无超高、半径 1100m 曲线时的车辆系统响应进行了仿真计算，评价了中低速磁浮车辆曲线动态通过性能，建议我国中低速磁浮线路缓和曲线采用超高圆顺改善型三次抛物线型，同时仿真结果也为磁转向架结构设计、电磁铁电气参数设计以及磁浮曲线线路设置提供了基本数据。

综上所述，本文不仅开展了常导磁浮系统磁/轨关系的基础理论研究，而且较为系统地开展了磁浮车辆系统垂向、横向动力学及曲线动态通过研究，本文的研究成果填补了我国在磁浮列车系统动力学方面的研究空白，跟踪了国外磁浮列车技术的发展，对提高我国磁浮列车技术研究与应用水平具有极大的科学意义与工程应用价值。

关键词：磁悬浮车辆；磁浮线路；高架线路；动力学；主动控制；曲线通过；运行平稳性；随机振动

Abstract

Maglev train is a new type of ground tracked transport tool, which advantages such as non-contact suspension and propulsion, superspeed run, comfortable ride quality, friendly environment compatibility are attractive and competitive in the 21 century. In the past thirty years, the research and development (R&D) in maglev technology had made a great progress. Nowadays, German high-speed electromagnetic suspension (EMS) transport system—Transrapid and Japanese electrodynamic suspension (EDS) maglev train—MLX01 is ready to the revenue application. Moreover, China had obtained the key technologies of electromagnetic suspension and guidance from the R&D on medium-low speed EMS maglev vehicle since the early 1980s, and few demonstration lines of low-speed EMS maglev train had been constructed in the last few years. Recently, Shanghai high-speed maglev railway adopting the German Transrapid technology is preparing for first test run. The above-mentioned development in maglev technology shows that maglev railway is coming into our life. However, it is well know that the dynamic responses of maglev ground transportation system have important consequents for system safety and ride comfort of passenger, guideway design, and system costs. So the study of maglev vehicle system dynamics is necessary and important to boost the application technology of maglev railway in our country.

In this dissertation, studies on the magnet/rail relationship, the interaction of maglev vehicle/elevated-guideway systems, the random vibration of maglev vehicle, the lateral dynamics and curve negotiation of maglev vehicle are carried out by means of theoretic analysis and numerical simulation. The purposes of the paper are to reveal the dynamic characteristics of electromagnetic suspension, to show the dynamic interaction between maglev vehicle and the elevated-guideway, to evaluate ride quality and curve negotiation performance of maglev vehicle, and to obtain the guidelines of optimization design of maglev dynamic system. The main contents and results are as follows.

Since the electromagnetic forces have strong influence on dynamic responses of maglev vehicle/guideway system, the study of magnet/rail relationship is the key and fundamental content in maglev system dynamics. Chapter II firstly investigates the dynamic stiffness and damping of electromagnetic suspension considering the mechanical-electromagnetic coupling field and suspension control system, as well as

the guidance stiffness and damping under the passive control and active control. Subsequently, the dynamic model of magnet/rail interaction embodying a single magnet suspension system and the flexible guideway is established to simulate the system dynamic responses in the takeoff operation. Numerical results show that the mechanic performance of electromagnetic suspension. And they also show that the suspension instability results from the irrational configuration of system frequencies. Chapter II provide the basic theory for the frequency design of maglev vehicle/guideway systems and magnet/rail model for the following dynamic simulation of maglev system.

Due to the strong coupling interaction between maglev vehicle and the elevated-guideway, Chapter III calculates the vertical dynamic responses of maglev vehicle/guideway system based on German TR06 maglev vehicle and the Emsland guideway structure including the single-span concrete beam and the two-span steel beam. The numerical results indicate that the mid-span displacement of guideway is less than the allowable value when TR06 runs over whichever kind of guideway at 360km/h speed, and the comparative studies between the maglev vehicle/guideway interaction and the wheel-rail vehicle/bridge interaction show that the ride quality of TR06 maglev vehicle is much better than that of the wheel-rail vehicle, and the dynamic effect of maglev vehicle on small span beam is smaller than that of wheel-rail vehicle. The conclusions in this chapter can guide the design of secondary suspension system and guideway structure. Additionally, the dynamic responses of the Qingcheng Mountains maglev vehicle/guideway system are simulated and analyzed in the end of Chapter III.

The ride quality is an important dynamic performance to maglev vehicle. In Chapter IV, the three-subsection PSD model of guideway irregularities considering the special characteristics of guideway construction and the irregularity managements is introduced to simulate random excitation of guideway. And the random responses of maglev vehicle on the rigid ground and the flexible elevated-guideway are simulated and analyzed to evaluate the ride quality of maglev vehicle. The simulation results show that the dominant frequencies of maglev vehicle vibration range from 0.5Hz to 1Hz. And the PSD of carbody acceleration is less than the UTACV ride quality guidelines. The Sperling ride index of maglev vehicle is less than 2.5, which indicates the ride quality of maglev vehicle is excellent.

There is not special guidance magnet in the medium-low speed EMS maglev

vehicle. The guidance of maglev vehicle depends on the lateral component of electromagnetic suspension force. But both the vertical and lateral displacement of the module has alternate influence on the electromagnetic force. So it is necessary to analyze the lateral motion of maglev vehicle in order to evaluate the lateral safety, the lateral comfort and the curve negotiation performance. Chapter V establishes the spatial model of the medium-low speed maglev vehicle to calculate the lateral dynamic response in the cases of passive guidance and active guidance, the centrally arrangement and offset arrangement of electromagnets. As a result, the comparative analyses indicate active guidance can improve evidently the lateral dynamic performances of maglev vehicle. In Chapter V, the dynamic curve negotiation of maglev vehicle is also investigated in two curve guideway cases—the 300m-radius curve with 1° superelevation angle and the 1100m-radius curve without superelevation. A cubical parabolic transition curve with the benefit of smoothing superelevation grade is suggested to be applied in maglev curve guideway because it can decrease the vehicle vertical impact on the jump-off point and end-point of the transition curve. Meanwhile, the numerical results are benefit to the improvement of bogie structure and the selection of magnet physical and electric parameters as well as the curve configure.

The dissertation investigates roundly maglev vehicle system dynamics including the fundamental magnet/rail relationship, maglev vehicle/guideway interaction, the vertical random vibration and the lateral dynamics of maglev vehicle. So it supplies a gap of maglev vehicle dynamics in China and follows up the scent of abroad maglev railway technology. And it will advance the theoretic and application level of maglev railway technology in China.

Key words: maglev vehicle; guideway; elevated-beam; dynamics; active control; curve negotiation; ride quality; random vibration

目 录

第 1 章 绪论	1
1.1 磁悬浮交通模式、原理及特点	1
1.2 国外磁浮列车技术的发展概况	3
1.2.1 德国磁浮列车技术发展	4
1.2.2 日本磁浮列车技术发展	5
1.2.3 国外其它国家磁浮列车技术发展	8
1.3 中国磁浮列车技术的发展概况	10
1.4 磁浮车辆系统动力学研究历史及现状	12
1.4.1 磁浮系统动力学研究内容与特征	12
1.4.2 常导磁悬浮控制技术发展简介	12
1.4.3 磁浮列车系统动力学研究历史与现状	13
1.5 论文主要研究内容	21
1.5.1 研究意义与目标	21
1.5.2 研究内容及方法	21
第 2 章 电磁悬浮系统及其动态特性	23
2.1 电磁悬浮机械机构	23
2.2 中低速磁浮系统悬浮控制	25
2.2.1 两级串联悬浮控制思想 ^[52]	25
2.2.2 高速电流环与悬浮控制子系统	26
2.3 中低速磁浮系统导向原理	29
2.3.1 电磁铁的横向错位布置及其横向力	29
2.3.2 中低速磁浮列车主动导向控制	30
2.3.3 低速磁浮列车被动导向	31
2.4 电磁悬浮的动态特性	31
2.4.1 电磁悬浮动态刚度和阻尼	31
2.4.2 低速磁浮系统被动导向力及其刚度	33
2.5 电磁悬浮动态响应仿真分析	34
2.5.1 单铁系统仿真模型及动力学方程	34

2.5.2 单铁系统起浮动态响应	35
2.5.3 电磁悬浮车/轨系统共振及其控制策略	35
2.6 本章小结	38
第 3 章 磁浮车辆/高架桥垂向相互作用	40
3.1 磁浮系统车/桥耦合模型	40
3.2 磁浮车/桥系统动力学方程及其求解	43
3.2.1 磁浮车辆动力学方程	43
3.2.2 单跨简支梁动力学方程	43
3.2.3 两跨连续梁动力学方程	44
3.2.4 动力学统一方程及求解	46
3.3 磁浮车/桥耦合振动响应及其分析	46
3.3.1 磁浮车辆/混凝土高架梁系统动态响应	47
3.3.2 磁浮车辆/钢结构两跨梁系统动态响应	48
3.3.3 车速对磁浮车/桥系统动态响应的影响	49
3.4 磁浮列车与轮轨高速列车对线桥动力作用的比较	50
3.4.1 高速轮轨列车与线桥相互作用模型	51
3.4.2 轮轨关系的力学特征	51
3.4.3 高速列车和桥梁分析对象及参数	52
3.4.4 典型车桥振动响应的比较	53
3.4.5 车速对高速列车/线桥动力作用影响的比较	54
3.4.6 桥梁跨度对高速列车/线桥动力作用影响的比较	55
3.5 中低速常导磁浮车/桥耦合系统动力响应	56
3.6 本章小结	57
第 4 章 磁浮车辆随机振动及运行平稳性	59
4.1 磁浮车辆随机振动研究方法	59
4.2 磁浮线路随机不平顺功率谱	60
4.2.1 磁浮线路的结构特点	60
4.2.2 磁浮线路不平顺功率谱	61
4.3 磁浮车辆走行品质和动力性能评价规范	63
4.3.1 Sperling 平稳性指标	63

4.3.2 先进地面车辆 UTACV 走行品质规范	64
4.4 磁浮车辆随机振动响应及其分析	64
4.4.1 磁浮车辆随机振动分析模型及仿真程序流程	64
4.4.2 磁浮车辆在地面线路上的随机响应	66
4.4.3 磁浮车辆/简支梁系统随机响应	66
4.4.4 磁浮车辆/两跨连续梁系统随机响应	67
4.5 磁浮车辆 Sperling 平稳性评价	68
4.6 本章小结	69
第 5 章 磁浮车辆横向动力学研究	71
5.1 中低速磁浮列车导向结构与工作原理	71
5.2 中低速磁浮车辆空间耦合模型	72
5.2.1 磁浮车辆空间受力分析	74
5.2.2 三维电磁力分析与计算	76
5.2.3 磁浮车辆系统动力学方程	79
5.3 直线线路上磁浮车辆横向动态响应	80
5.3.1 横向动力学仿真参数	81
5.3.2 横向不平顺线路上磁浮车辆动力响应	81
5.4 曲线线路上磁浮车辆系统动态响应	85
5.4.1 磁浮线路曲线段设置	85
5.4.2 曲线线路上磁浮系统坐标系的定义	87
5.4.3 曲线线路上磁浮车辆系统动力学方程	88
5.4.4 磁浮车辆通过半径 300m 曲线时的动态响应	91
5.4.5 磁浮车辆通过半径 1100m 曲线时的动态响应	98
5.5 本章小结	101
结论	102
致谢	106
参考文献	107
攻读博士学位期间发表的论文	116

第 1 章 绪 论

整个人类客运交通发展的历史是一个速度不断提高的历史。二十世纪在这方面的成就尤为突出,飞机、汽车与火车均在不断刷新着其运营速度的记录。如今德国、日本、法国、意大利、西班牙、瑞典等西方发达国家的高速铁路时速正在向 300km/h 推进。高速铁路的主要优点是高速、安全、舒适、高效率,它可以发挥运量大、事故少、乘坐品质好、节能省时、运行费用低、公害少等诸方面效益。但常规高速铁路的进一步提速将受到轮轨粘着极限的限制,同时轮轨动力学带来的噪声、振动影响了生态环境及乘坐品质,轮轨磨损增加了能耗及维修保养工作量。因此,上个世纪 70 年代以德国和日本为首的西方发达国家开始大力开发高速磁悬浮列车技术,并将它作为未来超高速地面交通的重要模式,相继建成了 31.5km 的 Emsland 试验线、7.1km 的宫崎试验线以及 18.4km 的山梨试验线^[1-6]。磁悬浮列车技术的高速发展证实了在 21 世纪人类地面客运速度可以突破 500km/h 的新水平。而令人瞩目的是,2001 年 3 月采用德国 Transrapid 磁浮列车技术的 35km 上海高速磁浮铁路开始动工兴建,预计于 2003 年 9 月投入商业运行,这对于我国及时跟踪国外先进交通技术,积极改善我国交通落后的局面,实现高速地面交通技术的跨越式发展大有裨益。

1.1 磁悬浮交通模式、原理及特点

磁悬浮列车,国际上按其英文 Magnetic levitation 缩写为 MAGLEV,它利用电磁吸力或斥力悬浮和导向车体,采用直线电机牵引列车。按电磁力的产生方式,目前磁浮列车已采用的电磁悬浮模式可分为:(1)永磁悬浮 PMS (Permanent Magnet Suspension); (2)常导电磁悬浮 EMS (Electromagnetic Suspension); (3)超导电动悬浮 EDS (Electrodynamic Suspension); (4)高温超导 HTS (High Temperature Superconductor)悬浮; (5)混合电磁悬浮,以上四种基本悬浮方式的组合,如 PMS 与 EMS 组合。图 1-1 所示为采用四种基本电磁悬浮模式的磁浮列车结构示意图。至于磁浮列车的导向方式,低速常导吸力型磁浮列车一般利用了电磁铁的自复位特性,并将电磁铁偏离导轨中心线对称布置以提供初始的导向力;高速常导磁浮列车则由专门的导向电磁铁提供导向力(如图 1-1(b));低温超导磁浮列车利用了零磁通原理提供导向力;高温超导磁浮列车的导向原理则利用了高温超导体的钉扎效应(Flux pinning)。另外,对吸力型的常导磁浮列车,为了实现车辆的稳定悬浮和导向,需要对电磁悬浮、导向加以反馈控制;

而斥力型的超导磁浮列车，其电磁悬浮是自稳定的，悬浮和导向无需反馈控制，但为了保持超导材料的低温超导特性，需要设计专门的车载低温制冷系统。

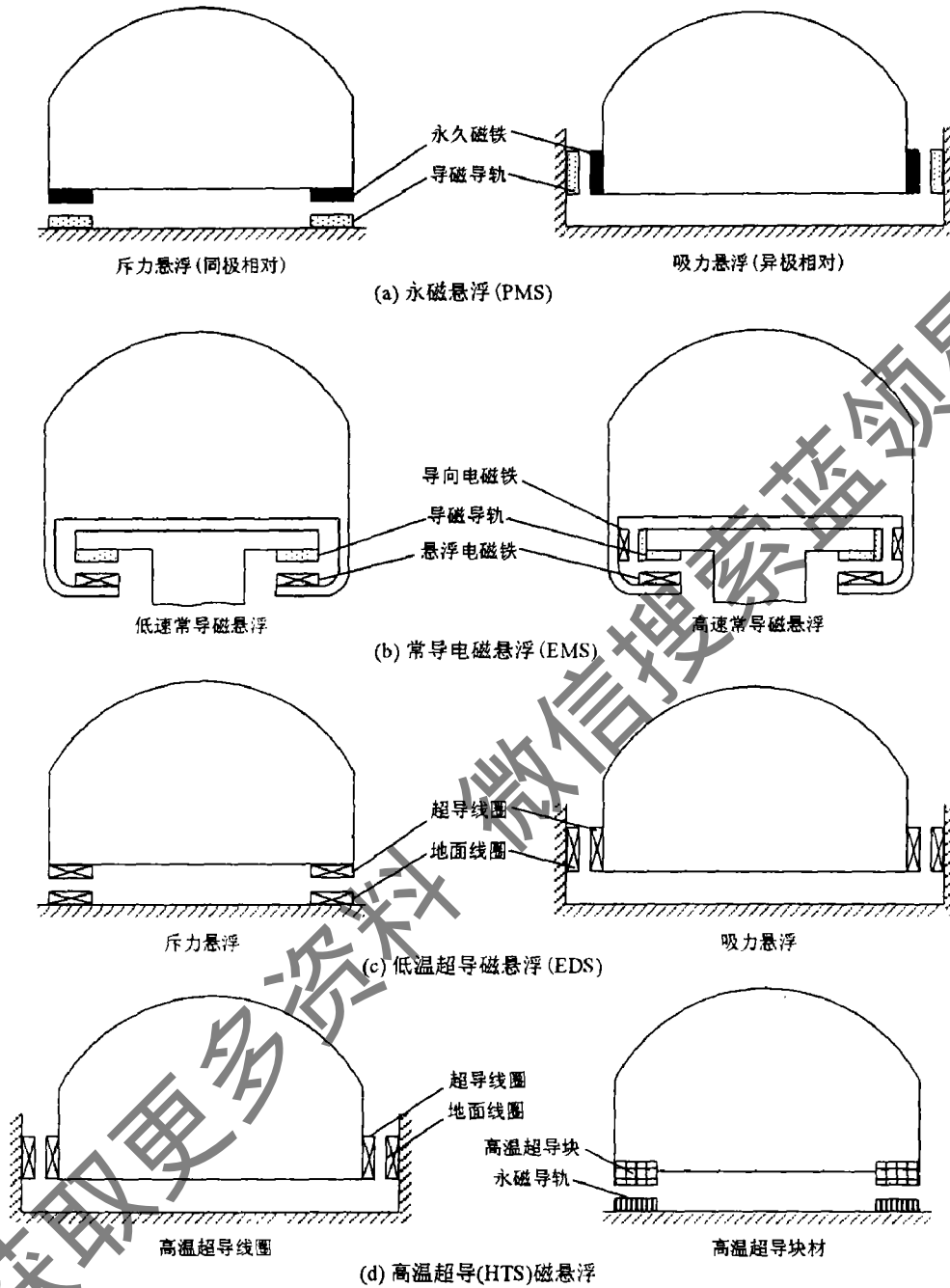


图 1-1 磁浮列车悬浮方式与结构示意图

磁浮列车由直线电机提供纵向牵引力，直线电机相当于将旋转电机沿径向剖开伸展而成，因此，直线电机可分为直线感应电机 LIM(Linear Inducted Motor)和直线同步电机 LSM(Linear Synchronous Motor)。一般低速磁浮列车采用了 LIM，短定子固定在车体上；而高速磁浮列车采用了 LSM，长定子固定在线路上，其牵引动力来自线路。

由上可见,磁悬浮列车与传统轮轨列车相比,既取消了车轮也取消了受电弓,实现了不触地、不带燃料的地面“飞行”。磁浮列车具有如下的特点^[7-12]:(1)速度可达 500km/h;(2)没有轮子、无摩擦等因素使其运行成本和能耗较低、振动小、舒适性好,对车辆和路轨的维修费用也大大减少;(3)磁悬浮列车爬坡能力为 10%、转弯半径小,而一般铁路的最大坡度只有 4%;(4)磁场强度非常低,与地球磁场相当,远低于家用电器;(5)磁悬浮铁路的造价,比高速轮轨交通高出 20%~50%,而相对于它的速度,其造价并不是一个突出的劣势。由此可见,高速磁浮列车是 21 世纪极具竞争力的绿色地面交通工具。

1.2 国外磁浮列车技术的发展概况

从上个世纪初人们就开始探索非接触地面高速交通模式,其中电磁悬浮车和气垫悬浮车成为科学家早期研究的两类主要新型交通工具。20 世纪 70 年代之后,气垫悬浮技术逐渐被淘汰,而电磁悬浮技术逐渐成熟,成为未来地面高速交通的热门技术。到目前为止,磁悬浮列车相继出现了 PMS、EMS、EDS 和高温超导磁悬浮等模式。磁悬浮列车技术的研究与开发主要集中在德国和日本,前者致力于开发高速 EMS 磁浮列车,后者既着力开发高速 EDS 磁浮列车,也发展适合城市轨道交通的低速 EMS 磁浮列车;在其它国家如英国、美国、加拿大、俄罗斯、瑞士、中国、韩国等,磁悬浮列车技术也得到了发展,但他们有的得不到本国政府支持,有的起步较晚,还没有取得如德国和日本一样突出的成果。近几年来,在德国和日本相继开发出成熟的准商业磁浮列车并大力推介使用后,中国、韩国、瑞士以及巴西等国加大了对磁浮列车技术的研究,取得了一些实质性的成果。回顾德、日两国磁浮列车技术三十多年的发展,它们取得的重大进展与成果如下:

(1) 20 世纪 80 年代以前,德、日两国在电磁悬浮模式、悬浮控制方法和磁走行结构设计方面开展了理论与实验研究,德国在 TR04 车辆研制过程中提出了独立控制的“磁轮”概念,日本则在研制 HSST-03 时开始采用电磁铁模块化设计概念,这两者奠定了目前常导磁浮列车的基本形式与结构。同时,日本国铁(JNR)时代在低温超导磁浮列车的研究中,经过了由 T 型轨道改为 U 型轨道,独立悬浮、导向线圈到侧墙线圈联合悬浮与推进,磁转向架一级悬挂到两级弹性悬挂等技术变革。因此,这一阶段德、日两国磁浮列车技术成果主要表现在悬浮导向关键技术、悬浮控制概念和车辆基本结构等方面。

(2) 从上世纪 70 年代末开始,为了磁浮技术的实用化、工程化,德、日两国开始修建具有实际线路特征的高速试验线。如 1977 年日本 Miyazaki 超导磁

浮试验线(倒 T 形线路); 1984 年德国 Emsland 常导高速磁浮试验线; 1997 年日本 Yamanishi 超导磁浮试验线(U 型线路), 以及日本 CHSST 公司在 Nagoya 修建的中低速磁浮试验线。

(3) 20 世纪 90 年代末, 德、日两国推出了商用化的磁悬浮交通系统。德国高速磁悬浮列车 Transrapid 在 Emsland 十年试验运行之后, 开发出准商业运用磁浮车 TR08, 该系统通过了德国联邦铁路局磁浮应用技术认证和专业安全认证, 并且在中国已经被上海高速磁浮线所采用, 在德国、美国、澳大利亚还有多条高速交通计划正在考虑引进德国高速磁浮系统。相对于德国而言, 日本磁浮列车技术的实用化步伐不大, 但也已经推出了成熟的低温超导高速磁浮列车 MLX01, 其最高试验速度达到了 550km/h, 是未来东京到大阪新线路的候选交通工具。另外, 日本中低速城市磁浮交通系统 HSST-100 已被选用于 9.2km Nagoya 东坡线建设, 目前正在建设并预定在 2005 年爱知世界博览会上正式运营。

下面将较为详细的介绍国外磁浮列车技术发展的历史与现状。

1.2.1 德国磁浮列车技术发展

1922 年德国工程师 Hermann Kemper 首次考虑将磁悬浮应用到铁路交通, 并于 1934 年获得了制造磁悬浮铁路的基本专利, 次年他以 156kg 浮力的实验模型证实了电磁悬浮, 但所用的电子管控制器重 210kg, 直到上世纪 60 年代中期晶体管技术有了长足的进步后, EMS 磁浮列车才有了技术可行性^[12]。1969 年德国 Krauss-Maffei 公司制造了一个重 80kg 的磁浮列车模型, 其车辆底板上直接固定四个电磁铁, 导磁轨道长 5m, 它是世界上最早的电磁悬浮模型车, 后来德国把它命名为 TR01。依照同样的结构原理, Krauss-Maffei 公司研制了 TR02、TR04 两个试验车, 这些早期的 EMS 磁浮车证明了磁悬浮列车的可行性, 但因为采用了类似于飞行器刚体自由度控制概念, 使得磁浮车辆电气能效低、悬浮可靠性差, 对轨道要求苛刻, 并出现了时速 200km/h 以上振动激烈, 横向摆动大, 车辆与钢结构轨道耦合共振等问题^[13]。1974 年底, Krauss-Maffei 公司和 MBB 航空公司联合起来, 对磁悬浮列车控制的概念重新加以研究, 并于 1979 年在汉堡国际交通展上推出了采用独立电磁铁控制的 TR05 磁浮列车, 形成了“磁轮”、磁转向架以及分散独立悬浮控制概念, 初步形成了 EMS 高速磁悬浮列车的基本工作原理和结构形式^[13-15]。TR06、TR07、TR08 则继承了 TR05 的悬浮系统设计的基本原理, 其中 TR08 是基于 20 世纪 80、90 年代微电子革命以及 TR07 十年试验运行后推出的高速磁浮铁路准商业运行车型, 它提供了一种集高技术、高速、安全、可靠、经济于一体的新型高速地面交通技术^[16]。表

1-1 列出了德国常导磁浮列车的研制进程, 图 1-2 为 Transrapid08 磁浮车辆结构及原理图。

表 1-1 德国 EMS 磁浮列车技术发展

型号	年代	推进方式	车长 (m)	自重 (t)	轨长 (m)	悬浮间隙 (mm)	最大速度 (km/h)
MAGNETMOBIL	1971	LIM	7.6	5.8	660	10	90
TR02	1972	LIM	11.7	11.3	930	15	164
TR04	1975	LIM	15	20	2,400	12	255
KOMET M	1977	蒸汽火箭	8.5	11	1,300	14	400
TR05	1979	LSM	26	36	908	10	90
TR06(两车编组)	1983	LSM	54	102	31,500	10	400
TR07(两车编组)	1988	LSM	51	106	31,500	10	500
TR08(三车编组)	1999	LSM	79	149	31,500	10	500

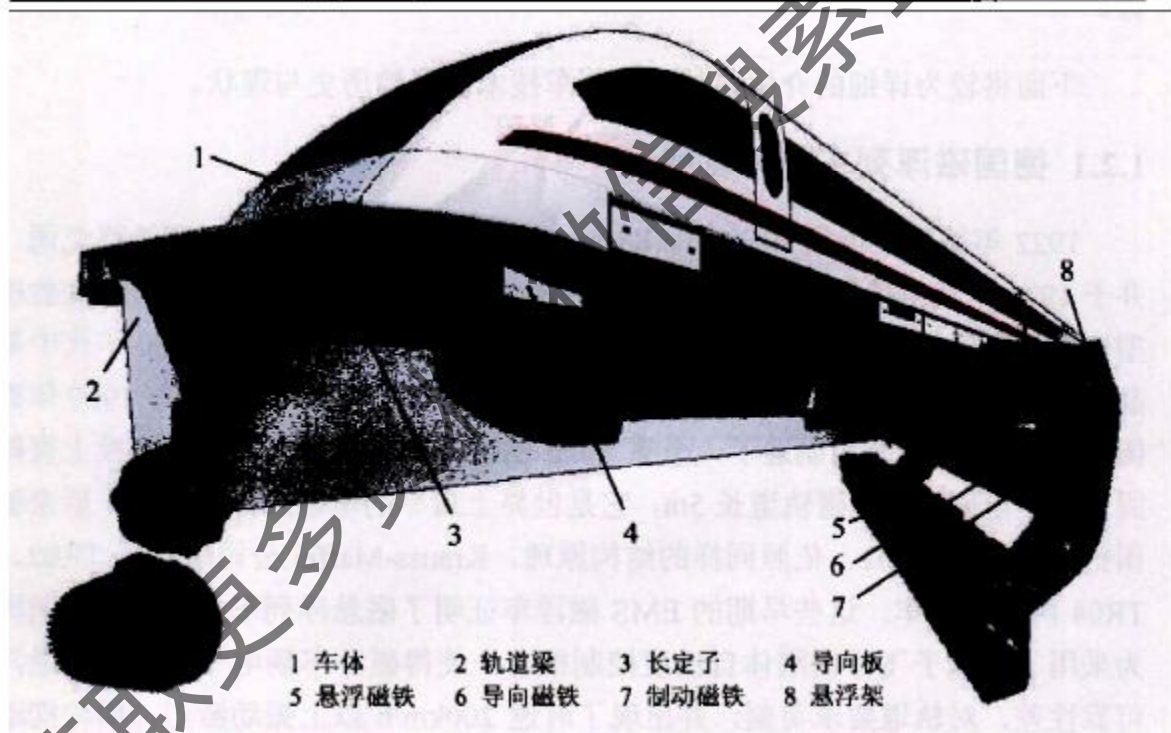


图 1-2 德国磁浮列车 TR08 结构原理图

1.2.2 日本磁浮列车技术发展

日本的磁悬浮列车技术研究从 20 世纪 70 年代开始, 日本国铁致力于高速 EDS 磁浮列车技术开发^[17-21], 1972 年 JNR 推出短定子线性电机驱动的 ML100 磁浮实验车, 1977 年建成 7km 长的宫崎试验线, 其轨道采用了倒 T 型结构, ML500 试验车在该线上创造了 517km/h 的世界纪录; 因为倒 T 型轨道使得磁浮客车内部空间利用率不高, 1979 年宫崎试验线轨道改造为 U 型结构线路。1980

年 JNR 载人高速磁浮试验车 MLU001 开始在改造后的宫崎试验线上运行, 并进行了人为不平顺轨道上的动力学测试。1987 年日本 RTRI 推出了为商业运行准备的试验车 MLU002, 它采用了弹性联接的超导磁铁(SCM, Superconducting Magnet)转向架和集成的悬浮、导向和推进的边墙结构, 该车在宫崎试验线上进行了侧向通过道岔试验; 1991 年 MLU002 在一次试验运行中被火灾毁坏, 随后 JNR 推出了改进的 MLU002N。1990 年日本磁浮列车技术研究得到政府资助, 计划长 42.8km 的山梨磁浮试验线由政府提供资金, 其 18.4km 优先路段于 1993 年建成, 1997 年日本超导准商业运行磁浮车 MLX01 开始在山梨磁浮试验线上进行高速试验运行, 并创造了 552km/h 的地面轨道交通的最高记录以及 1003km/h 的迎面会车相对速度记录。表 1-2 列出了日本超导磁浮列车的发展历史, 图 1-3 所示为日本 MLX01 磁浮车工作原理示意图。

表 1-2 日本 EDS 磁浮列车技术发展

型 号	年代	推进方式	车长 (m)	车重 (t)	轨长 (m)	悬浮间隙 (mm)	最大速度 (km/h)
ML100	1972	LIM	7.0	3.5		约 100	60
ML500	1977	LIM	13.5	10	7,000	约 100	517
MLU001 (三车)	1980	LSM	28.5	10	7,000	约 40	352
MLU002	1987	LSM	22	17	7,000	约 40	394
MLU002N (三车)	1993	LSM	22	19	7,000	约 40	431
MLX01	1997	LSM	78	80	14,800	约 40	552

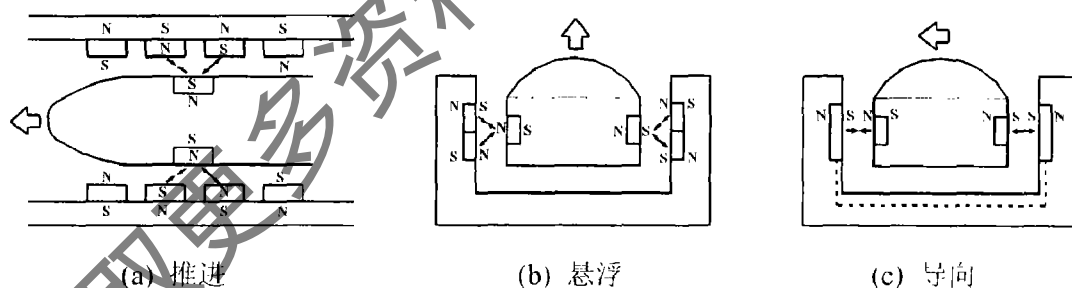


图 1-3 日本 MLX01 磁浮列车工作原理图

在 JNR 开发高速超导磁浮列车的同时, 日航(JAL)则致力于中低速常导磁浮列车 HSST(High Speed Surface Transport)的研究^[22-26], HSST 采用了横向自稳定的悬浮导向结构, 没有独立的导向电磁铁。1975 年 JAL 研制了 HSST-01 磁浮车, 它采用了刚体自由度控制方案, 电磁铁直接固定在车体上, 在东京羽田机场 1.6km 轨道上由蒸汽火箭推动达到 307.8km/h 的最高速度, 但试验中发生了激烈的车辆振动。1976 年 JAL 开始研制 HSST-02, 为了减小振动, 电磁铁固定在车厢底板, 车厢底板与车体有空气弹簧联接, 但电磁铁之间仍有很强的机械耦合,

减振效果仍不理想。1985年筑波国际科技博览会上，JAL推出了技术成熟、模块结构的HSST-03，该车采用了左右独立电磁铁模块结构，取得的实验效果很好，为以后的HSST磁浮车结构定下了框架，1988年琦玉博览会上日本展出的HSST-04和横滨博览会上展出的HSST-05在结构上大体都继承了HSST-03结构。1989年JAL、爱知县与名古屋(Nagoya)铁路公司联合成立了中部高速地面运输(CHSST)开发公司，推出HSST-100、HSST-200和HSST-300三类应用型常导磁浮列车系统，并采用HSST-100磁浮系统修建Nagoya东坡商业线，于2005年爱知世博会上投入运行。表1-3列出了日本EMS磁浮列车HSST系列的发展过程，图1-4是HSST-05磁浮车的模块化悬浮结构图。

表1-3 日本EMS磁浮列车技术发展

型号	年代	每车模块	车长 (m)	自重 (t)	轨长 (m)	悬浮间隙 (mm)	最大速度 (km/h)
HSST-01	1975	—	4.2	1	1,600	13	308
HSST-02	1978	—	6.84	1.8	1,600	8~10	110
HSST-03	1984	6	13.8	12.3	450	11	60
HSST-04	1987	8	19.4	19.8	330	9	43
HSST-05(两车)	1989	8	36.5	39.5	568	9	55
HSST-100S	1994	6	8.5	10	1,530	8	100
HSST-100L	1995	10	14.5	15	1,530	8	100

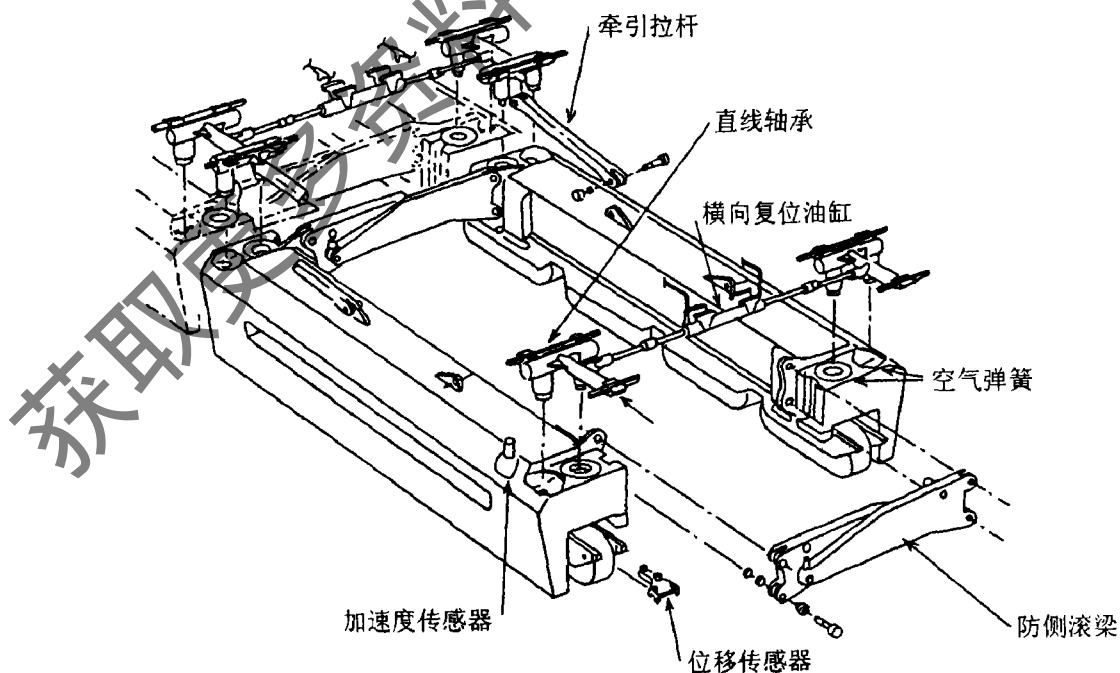


图1-4 日本HSST-05磁浮车转向架结构图

1.2.3 国外其它国家磁浮列车技术发展

(1) 英国

英国是最早开始磁悬浮列车技术开发的国家之一,英国 Sussex 大学、Warwick 大学和 Derby 铁路技术中心从 20 世纪 70 年代初开始研究 EMS 磁浮列车技术^[27-32]。1974 年英国 Derby 铁路技术中心展示了长 3.5m、自重 2.7t、悬浮间隙 15mm 的 EMS 磁浮车,同年英国 Sussex 大学展出了 Jayawant 和 Sinha 等人研制的 LIM 驱动的低速 EMS 磁浮车^[28]。1984 年 PMG(People Mover Group)在英国伯明翰开通了第一条低速商业磁浮线—伯明翰机场至国际展览会长 620m 的磁浮线^[32],伯明翰磁浮车辆采用了独立电磁铁结构,额定悬浮间隙 15mm,车辆自重 2t,载重 3t,长宽高为 6m×2.25m×3m,定员 40 人,运行速度 54km/h。1996 年伯明翰磁浮线因设备老化而关闭,近几年来英国磁浮列车技术研究进展不大。

(2) 美国

美国磁浮列车技术研究起步早,多侧重于基础理论研究。1963 年美物理学家 Powell 率先提出了 EDS 磁浮交通的构想^[33],美国波音公司、斯坦福大学、MIT 是美国最早开始磁浮列车技术研究的单位,但除了小型室内原理车外至今没有推出载人试验车。从 1975 年到 1990 年,美国政府终止对磁浮列车技术开发的资助近 15 年,这与美国公路和航空四通八达,交通十分便利有关,直到上世纪末全球出现了铁路高速化浪潮,美国政府才于 1990 年计划出资 2.75 亿美元支持磁浮列车技术的研究,并提出了国家磁浮列车原创计划 NMI(National Maglev Initiative),在计划的第一阶段美国投资 1000 万美元开展了磁浮列车系统概念定义(SCD, System Concept Definition),由 Bechte、Foster-Miller、Grumman 和 Magneplane 公司牵头的四个磁浮小组提出四个不同的磁浮系统概念,最终四个 SCD 中只有 Grumman 系统为高速 EMS 磁浮系统,其它都是高速 EDS 系统。1993 年在美国 Argonne 国家实验室举行的第 13 届国际磁浮会议上(Maglev'93),上述四个单位对各自的磁浮列车 SCD 进行了报告。随后美国政府成立的 GMSA(Government Maglev System Assessment)小组为了评价这四个 SCD,将它们与法国 TGV、德国 TR07 以及日本 MLU001 进行了详细的比较。美国 NMI 计划的后三个阶段:概念设计阶段、工程试验阶段和实用线路阶段,并没有如期进行,但在联邦铁路磁浮执行委员会的推进下,美国出现了多条高速磁浮商业线计划,如 California 磁浮推广计划(旧金山—洛杉矶—拉斯维加斯)、奥兰多高速磁浮线、Washington—Baltimore 高速磁浮线项目等,近年来美国呈现出引进德国和日本高速磁浮列车技术的趋势^[34-37]。

(3) 加拿大

尽管加拿大地广人稀,但蒙特利尔、渥太华、多伦多走廊人口集中,交通拥挤,因此加拿大还是希望在公路、航空以及轮轨交通基础上,加入高速磁悬浮交通以缓解日益增长的旅客交通。上世纪 70 年代加拿大多伦多大学、McGill 大学和 Queen 大学联合组成了磁浮研究小组,其研究目标是开发速度 480km/h、车长 36m、载客 100 人、悬浮间隙 150mm 的高速超导磁悬浮地面交通系统,1979 年加拿大研制出 LSM 牵引 EDS 悬浮的磁浮试验车。加拿大的磁浮列车研究与美国的情况比较相似,磁浮列车的技术论证和规划不少,但研究进展不大。

(4) 原苏联

原苏联磁浮列车的研制工作始于上世纪 70 年代,并成立了莫斯科磁浮列车研究中心,在拉摩斯科耶修建了 600m 长的试验线,磁浮样车重 40t,悬浮高度 20mm。后来在亚美尼亚首都建成 2km 长 EMS 磁浮试验线,还计划修建莫斯科到圣彼得堡高速磁浮线。虽然原苏联解体后其磁浮技术研究进展缓慢,但原苏联在近 20 年的磁浮研究过程中,研制了 EMS、EDS、PMS(永磁悬浮)等多种磁浮试验车,在磁浮铁路技术研究上做了很多前期工作。

(5) 瑞士

近年来瑞士高速磁浮列车的研究进展很大,2001 年瑞士推出了国家交通计划 NRP-41,意在探索高效的绿色交通工具,其中高速磁浮管道交通技术研究就是其支持的重要项目。瑞士高速磁浮系统 Swissmetro^[38-40]采用了 LSM 驱动、EMS 悬浮,磁浮列车长 80m,直径 3.2m,运行在地下 60~300m 的管状隧道里,管道内径 5m,隧道空气压力相当于海拔 18000m 上空大气压,瑞士联邦议会已经授权 Swissmetro 进行日内瓦—洛桑等 5 条高速磁浮线的论证与规划。2002 年 9 月第 17 届国际磁浮会议(MAGLEV'2002)在瑞士国家技术大学(Swiss Federal Institute of Technology)举行,就是对其磁浮列车技术发展的一种肯定。

(6) 韩国

韩国的磁浮列车研究从 1985 年开始,1993 年在韩国大田国际博览会上,现代重工在 520m 轨道上展示了类似日本 HSST 技术的 EMS 磁浮车辆 UTM-01,该车长 18m,悬浮间隙 12mm,自重 23t,载乘 40 人,最高速度 50km/h,目前韩国磁浮列车研究进展很快,UTM-02 也已经研制出来^[41, 42]。此外 Daewoo 也发展了全尺寸的磁浮列车,并已在 100 米长的轨道上进行了成功的实验。在 15、16 届国际磁浮会议上,韩国发表有多篇磁浮技术论文。

在上述国家积极开展磁浮列车的同时,罗马尼亚、法国、意大利、巴西等国也开展了磁浮列车技术的研究。罗马尼亚 Timisoara 综合学院在 1976 年就推出了常导磁浮车 Magnibus-01,1985 年研制出重 36t 的载人磁浮车 Magnibus-02。

我国的磁浮列车技术研究从上世纪 80 年代开始,尤其是在中低速 EMS 磁浮列车系统的研究与开发上取得了重大的进展,而高温超导磁浮列车的研究则处于国际领先水平,本文将在下节详述我国磁浮列车技术发展的历史与现状。

1.3 中国磁浮列车技术的发展概况

我国磁浮列车技术研究^[43, 44]起始于上世纪 80 年代后期,西南交大、国防科大和铁科院是国内最早开展常导磁浮列车技术研究的单位,他们共同承担了国家“八五”科技攻关项目“磁浮列车关键技术(常导)研究”,并于上个世纪 90 年代相继研制出 EMS 磁悬浮试验车^[45-47]。我国经过近 20 年的磁浮技术研究与发展已经基本掌握了中低速 EMS 磁浮列车悬浮、导向、推进、控制等关键技术^[48-53],目前已进入工程试验线试运行阶段,如长 500m 的青城山磁浮列车示范线工程已开始试验车调试阶段,国防科大磁浮车在 204m 长的校内试验线已安全运行两万 km,另外,北京八达岭磁浮铁路线也正在建设之中。我国开发的常导磁浮列车采用了与日本 HSST-100 磁浮车相似的结构,即采用了悬浮电磁铁集成悬浮与导向方式。表 1-5 列出了我国常导磁浮列车的研究开发历程,图 1-5 和图 1-6 则分别为西南交大和国防科大研制的准商业型磁浮车。

表 1-4 中国常导磁浮列车技术发展历程

型号	年代	每车模块	车长 (m)	自重 (t)	轨长 (m)	悬浮间隙 (mm)	主研单位
SWJTU-01*	1994	2	4	4	43	8~10	西南交大
CMS-01	1995	2	3.38	6	10	8~10	国防科大
CHN-01	1996	2	6.5	2	36	8~10	铁科院
CFC-01	2001	6	11.2	18	28	8~10	西南交大
CMS-03	2001	8	15	19	204	8~10	国防科大

* SWJTU-01 是本文对西南交大第一代磁浮车的简称。



图 1-5 CFC-01 磁浮车



图 1-6 CMS-03 磁浮车

我国磁浮列车技术开发主要集中在中低速常导磁浮技术上, 高速与超高速(300~500km/h)磁浮列车技术研究极少。2001 年 3 月上海市与德国 Transrapid International、Siemens、Adtranz 和 Thyssen Krupp 公司正式签订了合作修建上海高速磁浮线的项目合同, 上海高速磁浮线采用了德国 Transrapid08 磁浮系统, 全线从浦东国际机场至龙阳路地铁站长 33km, 最高运行速度 430km/h, 预计投资 90 亿人民币, 建成后它将是世界上首条高速磁浮铁路商业线。目前, 上海高速磁浮线线路已铺设完毕, 轨道电气设备已经开始安装调试, 预计于 2002 年年底开始试运行。图 1-7 列出了上海高速磁浮铁路的主要设计指标, 图 1-8 为上海磁浮线拟引进的 Transrapid08 磁浮车。

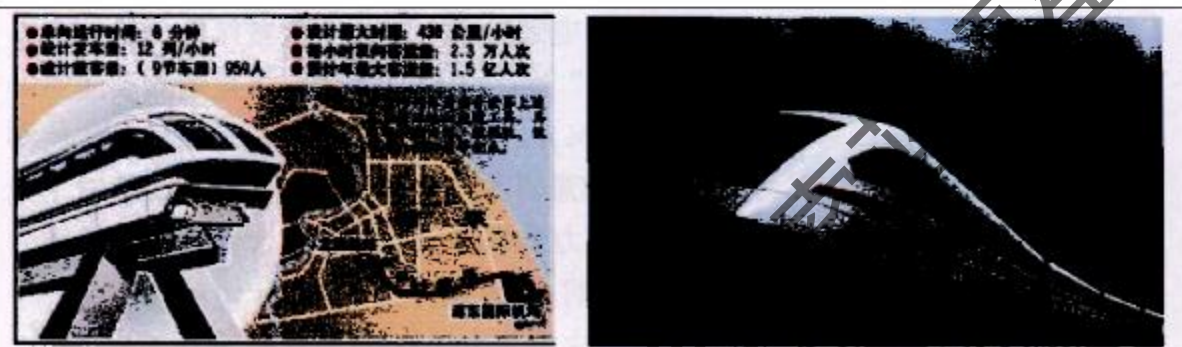


图 1-7 上海高速磁浮线主要技术参数

图 1-8 上海磁浮线采用的德国 TR08 磁浮列车

另外, 我国高温超导磁悬浮技术的研究与国际同步, 西南交通大学、中科院电工所、西北有色金属研究院是国际上较早开展高温超导磁浮列车技术开发的单位^[54-58]。西南交通大学于 2000 年 12 月研制成功世界上第一辆载人高温超导磁浮试验车, 标志着我国高温超导磁浮列车技术达到了国际领先水平, 该实验车自重 230kg, 总悬浮质量 530kg 时悬浮间隙 23mm, 液氮低温容器可连续工作 6 小时。西南交通大学高温超导磁浮实验车利用 YBaCuO 超导体与 NeFeB 永磁轨道之间的斥力实现稳定悬浮, 由高温超导体的钉扎效应提供强大的横向回复力, 它具有悬浮高度较大、悬浮导向稳定、重量轻、耗电小等特点, 也存在永磁轨道造价高、超导块需要定时制冷等缺点, 但高温超导磁浮列车无疑是非接触地面交通又一新的途径。图 1-9 为西南交通大学研制的首辆载人高温超导磁浮实验车结构示意图。

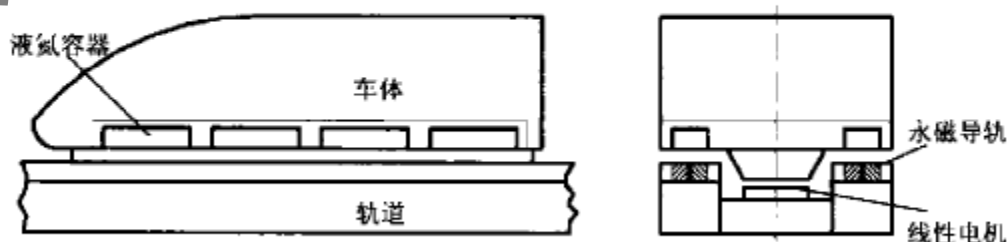


图 1-9 首辆载人高温超导磁浮实验车结构示意图

1.4 磁浮车辆系统动力学研究历史及现状

1.4.1 磁浮系统动力学研究内容与特征

磁悬浮列车仍属于地面有轨交通,因此和其它地面车辆动力学一样,磁悬浮车辆系统动力学主要包括动力稳定性、运行平稳性和动态曲线通过三大问题,这三大动力学问题将直接影响到磁浮列车交通系统的安全可靠性、舒适性、环境兼容性以及技术经济性,影响到磁浮列车系统的应用前景。

磁悬浮车辆系统动力学不同于轮轨车辆系统动力学,这是因为:(1)相对于轮轨系统而言,磁悬浮系统以非接触的电磁悬浮力取代了机械接触的轮轨力,且电磁力连续均匀分布在磁轨“接触面”上;(2)磁悬浮铁路多采用高架线路,为了降低线路成本(占总成本的 60~70%),磁浮高架桥做得较为轻盈,这使得磁浮系统车/桥耦合作用尤为突出;(3)磁悬浮系统包含了车辆子系统、轨道子系统、电磁场系统和控制系统,磁悬浮动力系统是一个机电耦合大系统,系统之间能量交换包含了机械能与电磁能;(4)对 EMS 磁浮列车而言,电磁悬浮力是一个主动有源力,悬浮和导向控制规律将决定其力学特性(简称磁/轨关系),因此,具有机电交叉学科特性的磁/轨关系研究成为常导 EMS 磁浮车辆系统动力学研究的关键内容,也是其特色所在。

1.4.2 常导磁悬浮控制技术发展简介

由上一节可知,常导磁悬浮系统动力学的研究必然要以一定的电磁悬浮控制系统为基础,而悬浮控制技术研究本身是 EMS 磁浮列车技术研究的关键。20 世纪 70 年代,人们尝试采用悬浮间隙(s)、间隙导数(\dot{s})和电磁铁电流(I)或磁通反馈(ϕ)的经典控制方法设计电磁悬浮控制系统^[59-63];伴随着 20 世纪 80、90 年代的微电子革命以及自动控制技术的发展,状态最优估计 LQG 方法、滑模变结构控制、H_∞ 鲁棒控制及 μ 方法、数控技术、模糊控制技术、神经网络等现代技术相继被应用到 EMS 磁悬浮控制系统的设计中^[64-72]。以下将对国内外 EMS 磁浮控制技术研究的历史及现状做一个简单的回顾。

德国人 Gottzein 和英国人 Jayawant、Sinha 是世界上最早开始磁浮列车控制技术研究学者, Gottzein^[59, 60]在德国第一代磁浮车 MBB 和 KOMET 磁浮车的研制中,分别尝试了电磁悬浮的集中控制和分散独立控制(SMC, Single Magnet Controller)两种方法,其反馈状态变量为($\dot{s}, \dot{s}, \Delta s$)(采集 a 和 Δs 信号)或($I, \dot{s}, \Delta s$)(采集 I 和 Δs 信号),上述控制系统的数值仿真与试验研究表明:集中控制系统尽管方便参数调整,但因为四个电磁铁之间有很强的电气耦合,且系统

要求有 4 倍冗余,这使得控制系统阶次较高,系统稳定性差;采用 $(\ddot{s}, \dot{s}, \Delta s)$ 状态反馈的分散独立控制系统能更好地抑制外部力干扰、跟踪导轨不平顺;导轨不平顺和控制器频带对电磁铁电功率的大小有极大的影响,当控制器频带 ω_b 取为 $\sqrt{2g/s_0}$ (g 为重力加速度, s_0 为额定悬浮间隙),电磁悬浮系统功耗最小;电磁悬浮控制系统应该遵循两个基本控制策略——间隙控制(airgap control)和平台控制(platform mode),前者使得磁浮车辆能跟踪轨道长波低频不平顺,后者则可以抑制外部高频干扰,即低频跟踪、高频抑制特性。德国学者 Gottzein^[59, 60]、Meisinger^[61]、Cramer^[62]等人在 20 世纪 70 年代对磁悬浮控制策略和方法的研究结果在 TR04~08 磁浮车以及 HSST 磁浮车中得到了应用,也推进了“磁轮”概念的出现。英国人 Sinha 是国际上少数几个一直专注电磁悬浮控制技术研究的学者,早期 Sinha^[4, 29]探索了采用悬浮间隙、电磁铁速度、电磁铁加速度、电磁铁磁通的不同组合方式的反馈控制磁浮系统,并通过电磁悬浮系统稳定性和车辆平稳性指标来评价悬浮控制系统性能;20 世纪 90 年代 Sinha^[64-66]进一步将数字控制和神经网络技术运用到磁浮控制系统设计中。另外,其它国家学者如 Anselmo 和 Roberto^[67]、Macled 和 Goodall^[68, 69]等在电磁悬浮控制技术方面也开展了一些研究。

我国常导磁悬浮列车控制技术的研究在西南交大和国防科大的积极参与下取得了较大的进展,其中中低速 EMS 磁浮列车悬浮控制技术在在我国已经成熟。国防科大李云钢和常文森^[52, 71-73]提出了电流环和悬浮子系统两级串联悬浮控制思想,独立高速电流环使电磁铁电流快速跟踪控制电压,补偿了磁浮列车电磁铁大电感引起的系统延迟,从而保证悬浮系统足够的稳定性;悬浮子系统则采用鲁棒观测器和 PD 控制器,保证系统具有很强的鲁棒性;该电磁悬浮控制系统在国防科大磁浮车上运用效果很好。西南交大江浩与连级三^[74]、张昆仑^[48]、蒋启龙^[75]等分别采用极点法、状态空间法及数控技术对电磁悬浮控制系统进行了分析和综合,他们的研究成果在西南交大磁浮试验车中应用效果良好。此外,西南交大汪晓宇和郝晓枫^[76]、冀贞海^[77]在电磁悬浮控制的 H_∞ 方法、 μ 方法、模糊方法方面进行了探索研究。

总的来说,国内外早期的 EMS 磁浮列车悬浮控制系统大多采用了传统的状态反馈控制系统,目前则逐渐采用了 H_∞ 鲁棒控制等现代控制方法,而我国在此方面经过十几年的发展,也已经大大缩短了与国外的差距,但仍需要加大磁浮控制技术研究深度与广度。

1.4.3 磁浮列车系统动力学研究历史与现状

国外磁浮列车系统动力学的研究经过了两个明显的阶段,一个是 20 世纪 90 年代之前以动力学仿真为主要手段的系统稳定性和车辆—高架梁动力性能优

化,这一时期德国的 Popp^[79-84]、Kortüm^[85-87], 美国 MIT 磁浮研究小组^[88-93]、日本的 Nagai、Matsuura 等^[94-107]、美国 Agronne 国家实验室的 Cai 和 Chen^[108-113] 等学者的研究最为活跃; 20 世纪 90 年代以后, 随着德国和日本长距离磁浮试验线的相继建成, 磁浮列车系统动力学的研究开始以动力学现场数据测试与数值仿真相结合的系统动力学结构与参数优化为主要内容, 同时磁浮列车空气动力学的研究进展很快。

1.4.3.1 磁浮车辆系统动力稳定性研究

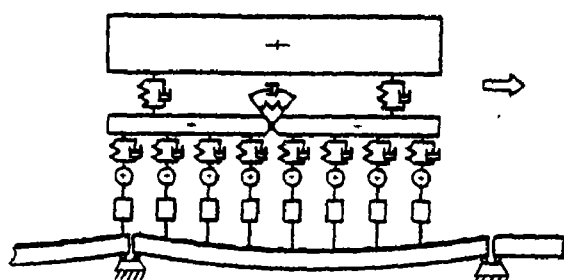
在 EMS 磁浮系统中, 主动控制的电磁悬浮本质上是不稳定的, 因此, 磁浮列车系统的动力稳定性是其最核心的问题之一, 并且必然地与电磁悬浮控制技术的联系十分紧密。上世纪 70~80 年代, 德国、英国和日本等国在开展 EMS 型磁浮列车悬浮控制技术的研究中, 开展了悬浮控制系统稳定性研究, 但从动力学角度来看, 却是最早的磁浮系统静态稳定性的研究。Gottzein^[13, 59, 60] 在德国磁浮车 MBB、KOMET、TR04、TR05 的悬浮控制技术研究中, 通过理论分析与试验研究相结合的方法, 比较了电磁铁集中控制和分散独立控制两种模式下车辆-轨道系统的动力稳定性及控制系统的抗干扰能力, 并指出低速或静止悬浮下, EMS 磁浮系统的动力稳定性更多地依赖于控制参数的调整, 而高速时由于车辆与轨道的动力影响, 稳定性问题要复杂得多。同一时期德国学者 Meisinger^[61]、Cramer^[62]、Kortüm^[87] 等在 EMS 磁浮车辆悬浮控制进行了相似的研究。英国人 Sinha^[4] 则考虑了轨道不平顺激励下电磁悬浮系统的稳定性问题, 采用根轨迹法对不同控制方法下磁浮系统稳定性进行了参数研究。应该说, 虽然以上学者的研究重点在悬浮控制技术, 但他们给出了 EMS 磁浮系统动力稳定性研究的基本模型和思路, 对以后的磁浮车辆系统动力学的研究具有重要的推动作用。如 Popp^[82] 在以上研究的基础上, 考虑系统状态反馈的线性控制, 建立如图 1-10 所示的磁浮车辆-轨道动力学模型, 推导出全尺寸车辆-高架梁系统动力学方程, 运用 Floquet 理论求解系统周期变系数的齐次线性方程组的全部特征值, 通过判断最大特征值绝对值(谱半径)是否大于 1 来评定系统的稳定性, 如下式(1-1)为控制方程, 式(1-2)为磁浮系统状态一阶微分方程组, 式(1-3)是系统动力稳定性的判别准则

$$u(t) = -K_x x(t) \quad (1-1)$$

$$\dot{Y}(t) = A(t, x)Y(t) + B(t, x) \quad (1-2)$$

$$|\sigma_i| < 1 \quad (i = 1, 2, \dots, n) \quad (1-3)$$

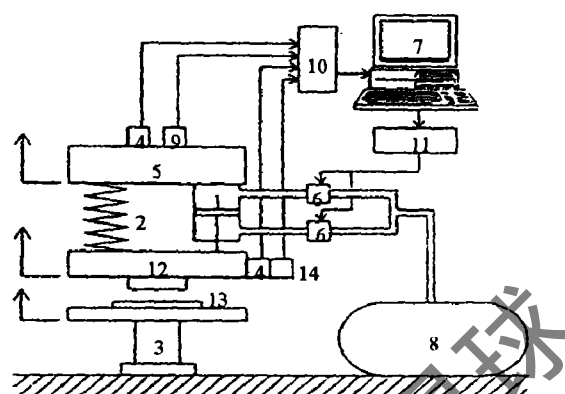
式中, $A(t) = A(t+T)$, $B(t) = B(t+T)$, u 为控制矢量, K_x 为反馈增益矩阵, x 为状态向量, T 为非零周期, σ_i 为方程组(1-2)的齐次特征解。

图 1-10 Popp 的 TR05 系统动力学分析模型^[82]

日本开发的超导磁悬浮列车系统采用的是超导电磁铁(SCM)斥力悬浮模式,由超导电动悬浮的原理,可知电动悬浮本身是稳定的,但这并不能保证 EDS 磁浮车辆—轨道系统就是一个稳定的系统,尤其是理论研究和试验测试

^[96-99]表明 EDS 电动悬浮的阻尼很小,在一定条件下出现负阻尼的现象,这显然不利于系统的稳定性和平稳性。因此,日本学者 Nagai^[98, 99]通过磁转向架的弹性连接以及二系悬挂的主动控制来改善日本超导磁浮车的动力稳定性和车辆的乘坐舒适性,并建立如图 1-11 所示的实验装置模拟 EDS 磁浮车辆动力系统,图中二系悬挂采用计算机控制的主动空气弹簧,控制函数为车辆系统机械能与电磁能的权函数,其研究结果表明二系主动悬挂能提高系统的稳定裕度。在日本山梨高速磁浮试验线建成后, Yoshioka 等^[103]在 MLX01 磁浮车试验测试中发现低速下其横向稳定性较差,这是因为日本 EDS 磁浮车辆起浮最小速度在 100km/h 左右,低速下超导电磁悬浮力和导向力显得不足,而高速下理论和试验研究都表明 EDS 系统是稳定的。

和德、日学者主要针对本国研制的全尺寸磁浮车辆开展动力学研究不一样,美国学者主要在磁浮系统动力学理论分析和实验室模型试验方面进行了大量的工作。早在 1842 年 Earnshaw^[108]就提出了磁力悬浮 Earnshaw 定理:将不变电荷、磁化体或带电流的物体放在稳恒电场或磁场中,只在电力或磁力作用下它不可能静止在平衡位置。这个定理的实质就是指常导电磁悬浮或永磁悬浮在没有合适的控制方式下是不稳定的,后来 Moon^[114, 115]将 Earnshaw 定理推广到抗磁性或超导材料的稳定悬浮机理的解释上。在实验研究上,Chu 和 Moon^[116]研制了模拟日本 L 型轨道上 ML-500 磁浮车运动的试验台,用来研究 EDS 悬浮车辆振动分叉和颤振失稳现象;20 世纪 90 年代,在美国 NMI 计划资助下 Argonne 国家实验室的 Cai、Chen 等^[111-113]也建立了类似的 EDS 实验模型(图 1-12),对动态电磁力及系统动力稳定性进行实验研究。美国学者的这些研究主要是为了探索

图 1-11 Nagai 二系主动控制的 EDS 悬浮实验装置^[99]

EDS 磁浮系统动力失稳的基本机理，但将其推广用于解释真实的 EDS 磁浮列车系统的动力稳定性还显得不足。

上世纪 90 年代中国学者在 EMS 磁浮系统动力稳定进行了较全面的研究，江浩^[74]建立了单磁铁悬浮系统的动态模型，研究了单铁悬浮系统的稳定性。谢云德^[117-119]采用电磁场的两维分析方法，对电磁铁较大侧滚角度下的悬浮稳定性和可控性进行了研究，主要用来论证低速磁浮系统转向架采用防侧滚梁的必要性和可行性。李云钢^[52, 73]在设计电磁悬浮控制器的过程中，建立了单铁—轨道—控制器完整功能单元的电磁悬浮系统动力学模型，采用数值方法对

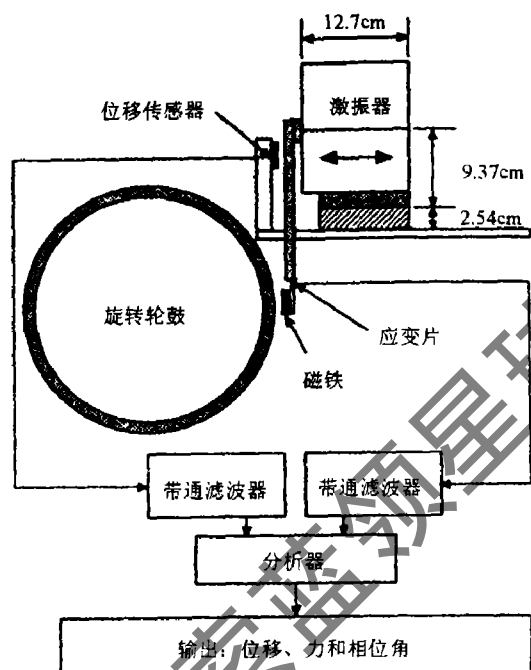


图 1-12 Argonne 实验室磁悬浮实验装置^[111]

磁浮车/轨系统的共振现象进行了研究，目的是考察磁浮控制系统的稳定性和鲁棒性。周又和、郑晓静和武建军^[119-122]将磁浮车辆—轨道—控制器耦合动力系统抽象成一个纯力学问题，建立了系统的周期变系数的常微分方程组，运用 Lyapunov 特性指数判别磁浮系统的动力稳定性，研究磁浮车辆二系非线性悬挂下发生的混沌现象，他们的研究工作虽然提供了较完善的磁浮系统动力稳定性分析理论和方法，但缺乏一定的工程运用的针对性，如车辆、轨道参数的处理极为简单，而悬浮控制系统的具体实现则没有考虑。

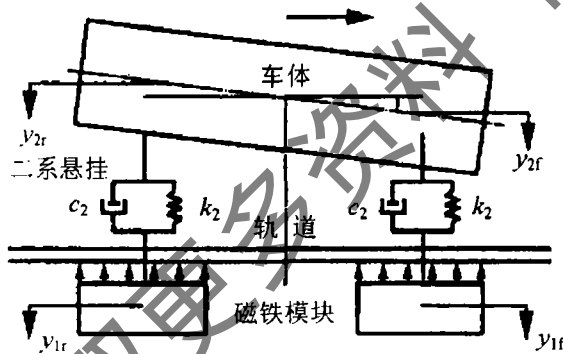
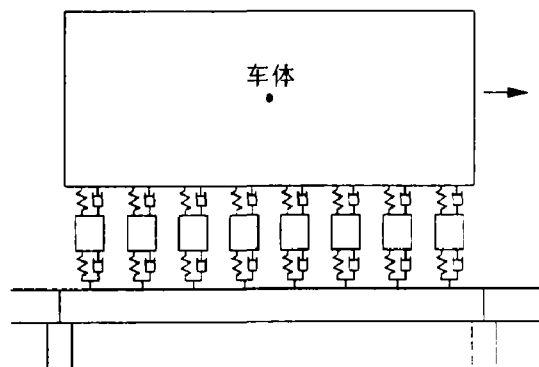
1.4.3.2 磁浮车辆系统垂向动力学研究

磁浮铁路的应用前景在很大程度上要看磁浮轨道的安全性和经济性，以及磁浮车辆的乘坐舒适性，因此，国外在磁浮车辆—轨道系统垂向动力学研究方面进行了大量的工作。这些研究作为磁浮轨道结构形式和参数的选取、车辆悬挂设计提供了理论基础和基本准则。上世纪 70、80 年代，Chiu^[89]、Smith^[90, 91]、Snyder^[92]等在磁浮车辆—轨道相互作用的研究中，往往将磁浮车辆系统简化为两级线性弹簧—阻尼器集中质量模型，即将电磁悬浮等效为被动悬挂，轨道模型一般采用了 Bernoulli—Euler 梁模型，其振动方程如下

$$EI \frac{\partial^4 z}{\partial x^4} - T \frac{\partial^2 z}{\partial x^2} + \rho a \frac{\partial^2 z}{\partial t^2} + b \frac{\partial z}{\partial t} + kz = p(x, t) \quad (1-4)$$

式中， E 、 I 、 ρ 和 a 依次代表梁的弹性模量、惯量、密度和截面积， T 为轴向拉力， ky 项代表支座的影响， z 为梁的绕度， $p(x, t)$ 为移动荷载。他们对磁浮车辆

系统垂向动力学的研究主要考虑了简支梁和连续梁参数变化、车辆/轨道质量比、磁铁纵向间隔和轨道跨度比、轨道刚度与悬浮刚度比对系统动力性能的影响，目的在于寻找车辆—轨道系统的动力学参数的合理配置，其基本结论与一般车/桥相互作用的理论研究结果基本一致。直到 20 世纪 90 年代美国制定 NMI 计划后，Cai 和 Chen 等^[108]仍在此方面开展了不少研究工作。在以上早期的磁浮系统动力学理论研究的同时，Popp^[79-83]、Kortum^[85, 86]、Matsuura^[94]、Nagai^[95]、Miyamoto^[100]等学者分别针对 TR、ML、MLU、MLX、HSST 等磁浮试验车系统开展了车辆动力学研究及其性能评价，他们都采用了较完善的整车模型(图 1-10、1-13、1-14)，其研究结果对磁浮车辆技术发展具有更直接的现实意义。如 Nagai 研究结果说明磁浮车辆由于均匀分布力的原因，磁浮车辆传递给桥墩的动力作用力较轮轨车辆的作用要小并且更平缓，车辆/轨道系统在轨道的基(多倍)频处出现共振现象；Matsuura 研究表明中小跨距的高架线路上磁浮车辆对桥梁动力作用小于轮轨高速车辆。此外，我国曾佑文^[123, 124]以西南交大研制的第三代低速磁浮车辆为原型，开展了低速磁浮车辆耦合振动和悬挂参数优化研究，尤其对防侧滚梁的抗滚弹簧刚度进行了动力优化设计。笔者和翟婉明不仅开展了低速 EMS 磁浮车辆/轨道耦合动力学研究^[125]，还以德国高速磁浮车辆 Transrapid 为对象，在国内率先开展了高速磁浮列车垂向动力学的研究^[126]，并就磁浮车辆与日本新干线轮轨车辆对桥梁的作用进行了对比研究^[127]。

图 1-13 Nagai 磁浮车辆动力学模型^[95]图 1-14 Cai 磁浮车辆动力学模型^[109]

磁浮车辆的随机振动及其平稳性是十分重要的动力学指标，但磁浮线路的实测功率谱目前无法得到，因此，国外在此方面的研究大多采用了其它地面线路如公路、铁路线路谱模型，Popp^[83]、Sinha^[4]、Miyamoto^[100]等都采用了高速轨道谱，但高速轨道谱对 300km/h 车速以上的地面车辆并不适用，故其他研究者如 Snyder^[92]、Hullender^[128]、Furukawa^[101]考虑磁浮线路桥梁、导轨的构造精度以及路基沉降等因素，给出了磁浮线路不平顺功率谱的理论形式。Furukawa 给出的高速磁浮线路功率谱的基本形状如图 1-15 所示，它反映了高速磁浮线路长波和短波不平顺都需要严格控制特性，表明磁浮线路谱曲线具有梯状分段

特性。Tsunashima 和 Abe 等^[102]对永磁悬浮车辆进行动力学研究时, 采用了三段式磁浮线路功率谱模型, 该模型在 60m 波长以上和 3m 以下波长不平顺范围的功率谱值较德国高速铁路低干扰轨道谱要小得多。笔者与翟婉明^[129, 130]采用这种功率谱模型, 以德国 TR06 磁浮车和 Emsland 三种主要磁浮线路结构为对象开展了磁浮车辆-轨道系统随机振动响应及平稳性研究。

1.4.3.3 磁浮列车横向动力学研究

磁浮列车横向动力学主要研究列车的横向运动稳定性和横向动态响应及曲线通过性能。磁浮列车虽然不会像轮轨列车那样出现横向蛇行失稳运动, 但也存在横向稳定性问题, 只不过没有轮轨列车那样显得十分突出。因为已有的研究表明不论何种悬浮方式的磁浮列车, 在正常工况下它在横向上是一个自稳定系统, 只是在恶劣的工作条件下如轨道严重变形、小半径曲线通过、强烈的横向风时才会出现横向失稳。因此, 磁浮列车横向动力学研究的主要目的是引入适度的横向阻尼、设计合理的磁转向架结构, 从而减小车辆横向动态响应, 提高列车动态通过曲线的能力, 这些我们可以在德国和日本磁浮列车转向架更新换代的过程中更深切地体会到。在日本早期研制的 HSST-03 磁浮车辆上转向架装有四个联锁的横向油缸(图 1-16), 电磁铁横向错位布置, 这些措施就是为了增强横向阻尼, 提高左右悬浮块在曲线上的协调能力。1986 年 Hosoda^[106]对该车在 250m 半径曲线上的动态响应进行了动力学仿真与实测, 仿真计算中比较了缓和曲线采用回旋线、余弦线和正弦线后的磁浮车辆动态曲线通过性能, 结果表明正弦线过渡曲线上车辆具有更平滑的运行特性, 悬浮块和车体相对横向位移的测试结果表明, 同侧的悬浮块形成贴近曲线线路的折叠线。但是 HSST-03 磁浮车的转向架质量较大, 横向油缸设置也使得转向架结构复杂, 因此日本 HSST-100 磁浮车设计中取消了横向油缸, 增加了横移速度反馈控制和钢索导向机构。

我国低速磁浮列车采用了与日本 HSST-100 磁浮车辆相似的结构, 但低速磁浮车辆动力学研究很少。卜继玲和付

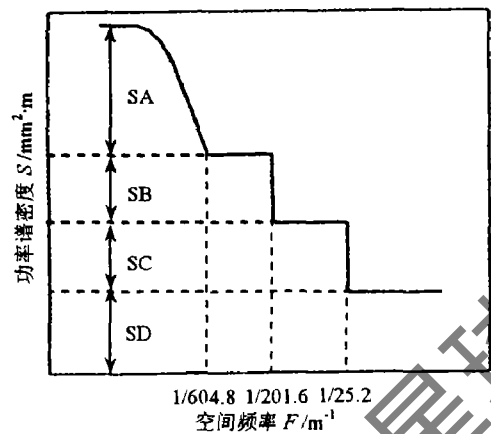


图 1-15 高速磁浮线路高低不平顺功率谱^[101]

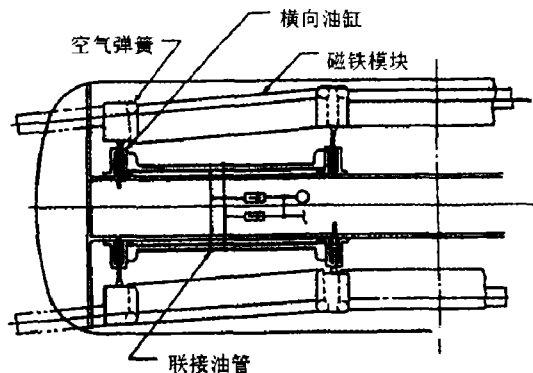


图 1-16 HSST-03 横向油缸结构示意图

茂海等^[131]对青城山低速磁浮车辆动态曲线通过进行了数值仿真,用来研究青城山磁浮车辆在超高角 1°、半径 300m 曲线上的动态通过能力,其结果具有一定的参考意义,但在其仿真计算中电磁力简单地采用公式

$$F = \frac{\mu_0 A (NI_0)^2}{4\delta^2} \quad (1-5)$$

电磁铁垂向力和横向力则对 F 进行直角分解,这样的分解缺乏理论依据,而且磁力计算中没有考虑磁铁悬浮控制。式(1-5)中 μ_0 是空气磁导率, A 为磁极面积, N 为电磁铁线圈匝数, I_0 是电磁铁额定电流, δ 是电磁铁悬浮间隙。式(1-5)是在电磁铁相对轨道无横向位移时的精确公式,当电磁铁具有横向、侧滚运动时,电磁铁垂向力和横向力必须考虑到磁场的边缘效应, $\text{Sinha}^{[4]}$ 和 $\text{谢云德}^{[118]}$ 对此有专门的推导,本文第二章在研究磁/轨关系时也对其进行了较为详细的描述。

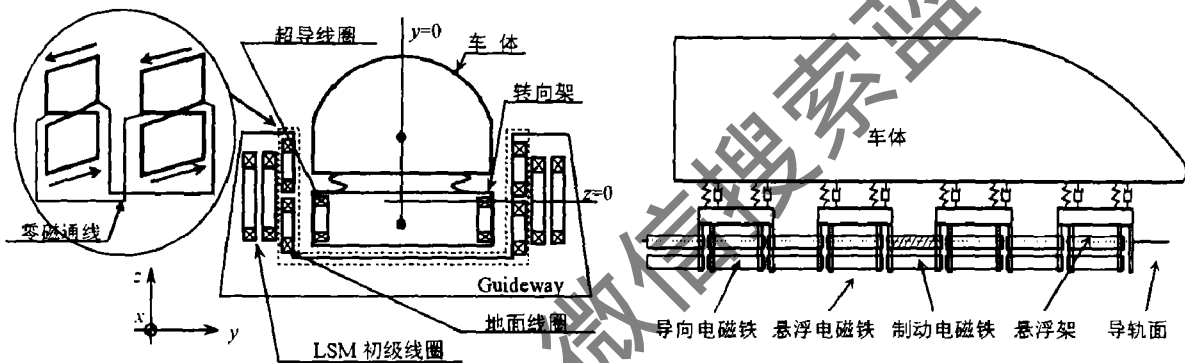


图 1-17 MLX01 零磁通导向原理图

图 1-18 TR08 磁浮车辆结构侧视图

高速磁浮列车与线路的结构与低速磁浮列车及其线路结构区别较大,如日本 MLX 高速磁浮系统,轨道采用边墙结构的 U 型截面线路,左右对应的地面线圈组成零磁通回路(图 1-17);德国高速磁浮列车 Transrapid 具有独立主动控制的导向电磁铁,其横向动力学特性可以通过导向控制系统来加以控制。德国对 TR 系列车辆系统横向动力学及其曲线通过方面做过一些研究,但公开发表的相关文献很少,而且德国 TR 磁浮车的磁走行装置的改进很大,TR04 采用的是磁轮概念,TR05 和 TR06 采用了模块和转向架结构,TR07 和 TR08 为了提高磁浮列车的曲线通过性能,磁走行装置采用了链式结构(图 1-18),TR08 转向架横向还装有防止磁铁模块侧滚的分离式摇枕,因此,TR08 高速磁浮列车的横向动力学建模与仿真较为复杂。我国上海采用了德国 TR08 磁浮车系统,应该加紧对此方面的研究。

1.4.3.4 磁浮列车其它动力学问题

磁浮列车除了上述的动力学问题外,列车纵向动力学和空气动力学问题也十分重要。磁浮列车纵向动力学涉及到列车加速和制动时的纵向冲击、列车纵向阻力以及列车碰撞安全等内容,其中最重要的是计算列车运行阻力,据此才

能确定列车牵引特性。

对于地面高速车辆，速度越高空气阻力占行车阻力的比例越大，图 1-19 所示为德国 TR06 磁浮列车行车阻力与速度的关系曲线^[12]，由图可见空气阻力在 400km/h 速度时占总阻力的 83%。空气动力阻力取决于列车迎风面积、列车长度和列车表面流线型及平滑度，在此方面德国和日本利用本国高速磁浮试验线开展了理论试验研究，如日本 MLX01 车采用了楔形车头和鸭嘴形车头在山梨试验线上进行空气动力学试验。此外，磁浮列车高速行驶时的隧道压力波、高速会车压力波以及横风稳定性等也十分重要，这些问题的解决对线路结构强度、列车外形结构设计等具有重要意义。美国人 Tyll 和 Liu 等^[132]利用实验室模型对德国 TR 磁浮系统头车空气流场进行了实验测试，给出了磁浮车辆受到的空气抬升力、俯仰力矩与车辆外形参数和速度的关系曲线。Cai 和 Chen 在文献[108]中对 20 世纪 90 年代以前的空气动力学进行较为详细的回顾。我国李人宪和翟婉明^[133]对 EMS 磁浮车辆、EDS 磁浮车辆和传统轮轨车辆的横风稳定性进行了比较研究。以上这些工作对磁浮车辆外形结构设计具有直接的指导作用，同时也为考虑空气动力作用的高速车辆动力学研究提供了基础。

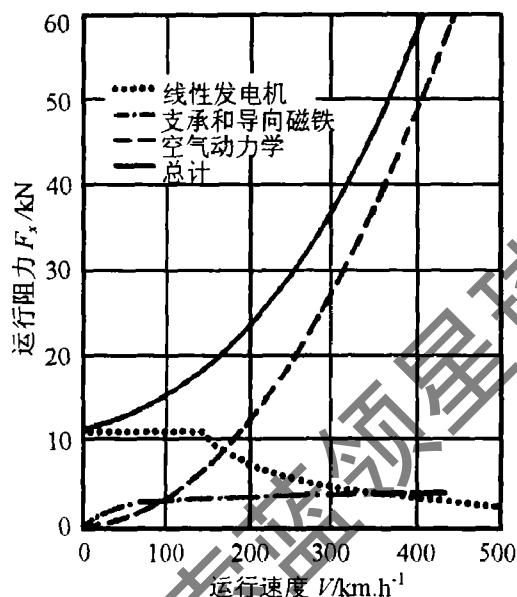


图 1-19 TR06 行车阻力

纵观国内外磁浮车辆系统动力学的研究，早期的磁浮车辆动力学研究主要集中在车/桥耦合相互作用，但没有考虑电磁悬浮控制系统，电磁力往往简化为线性的弹簧—阻尼力，这一部分工作主要是铁路动力学专家完成的；而电气控制技术专家侧重于单铁系统的悬浮稳定性研究，没有考虑到整车系统，对弹性轨道涉及得更少。在德国和日本磁浮列车技术逐渐成熟之后，德、日两国依靠各自的高速磁浮试验线，主要通过现场试验测试开展磁浮车辆系统动力学研究。德、日以外的其它磁浮列车技术研究国家，主要以理论研究、数值仿真以及短距离试验线运行进行磁浮系统动力学研究。目前，我国磁浮列车技术研究的力量逐渐壮大起来，高低速、中短距离的磁浮线路相继建成，而且我国轮轨车辆耦合系统动力学研究水平已进入国际前列，因此，基于国内已有的磁浮列车基础研究成果和建成的磁浮试验线，借鉴传统铁道车辆动力学的研究方法和思路，开展车辆—轨道—控制器动力系统多学科交叉研究，采用数值方法研究磁浮动

力系统耦合相互作用的时机和手段都已经成熟。本论文正是在此种背景下,开展磁浮车辆系统动力学研究,论文的主要内容、方法和目标将在下节加以介绍。

1.5 论文主要研究内容

1.5.1 研究意义与目标

磁悬浮列车作为一种新型的地面有轨交通工具,具有高速度、高安全、高舒适性、噪声小、无污染和良好的环境兼容性,因而即使在高速铁路遍布的西方发达国家,磁悬浮列车技术也成为他们竞相开发的新交通技术。而我国作为一个铁路技术相对落后的大国,积极从事磁悬浮列车相关技术的研究与开发,对提高我国铁路技术水平,实现交通技术的跨越式发展意义重大。

相对于轮轨铁路车辆—轨道系统而言,磁悬浮列车以非接触的电磁力实现车辆的支承和导向,磁浮线路大量采用了高架桥梁,因此出现了大量的动力学新问题,如磁/轨关系特征及磁浮系统悬浮稳定性、横向稳定性、车桥耦合作用、曲线通过以及对应上述问题的动力学评价指标和标准的建立等等。对这些新问题的探索与研究,本身就具有重要的意义;而且对于集电力电子、控制、通信、车辆线路等高新技术于一体的磁浮列车,其中任何一项技术的发展对其它技术的发展都有一定的推进作用。

本论文的研究目标就是研究 EMS 磁浮列车系统的磁/轨关系及悬浮系统稳定性控制规律,得出磁轨相互作用的动力学特征,由此建立合理的磁浮车辆—轨道—控制系统动力学模型,进而采用数值仿真方法研究磁浮车辆—轨道系统的动力学问题,给出相应的磁浮车辆运动稳定性、运行平稳性、动态曲线通过等分析方法与评定准则,为我国开发安全、舒适、经济的磁浮列车系统提供动力学参数优化设计原则,从而提高我国磁浮列车的基础研究水平,促进其工程应用与发展。

1.5.2 研究内容及方法

本论文的研究以国内西南交大、国防科大研制的低速 EMS 磁浮列车系统和德国高速磁浮列车 Transrapid 系统为主要研究对象,具体的研究内容按本文各章节安排如下:

在第二章中,基于国防科大李云钢等提出的高速电流环和悬浮控制子系统两级串联控制的电磁悬浮控制方法,建立 EMS 单铁悬浮系统的动力学模型与力学方程,对电磁悬浮垂向刚度和阻尼进行分析,并采用数值方法研究单铁悬浮系统车轨共振及其稳定性控制规律。该章的研究结果将为常导磁浮系统频率设

计提供基础。

第三章以德国高速磁浮列车 Transrapid 和 Emsland 磁浮线路结构为对象开展磁浮车辆/高架桥耦合振动研究,本章中分别对不同材料和不同结构型式的高架轨道下的磁浮系统车桥耦合振动进行仿真研究,并分析比较磁浮列车与轮轨高速列车对线桥的动力作用,研究结果可为磁浮车辆—高架桥结构动力性功能评价及参数优化设计提供理论依据。

第四章开展高速磁浮车辆/轨道系统随机振动响应分析。首先探讨磁浮线路不平顺功率谱的合理表达形式,采用磁浮线路不平顺功率谱分段表述模型,以德国 Transrapid 磁浮系统为原型,采用时频转换数值方法,对磁悬浮铁路车—线—桥系统随机响应进行仿真分析。本章中还将采用广泛运用于无接触地面交通车辆动力性能评价的 UTACV(Urban Tracked Aircushion Vehicle)标准,以及轮轨铁路采用的 Sperling 平稳性指数,对 300~500km/h 速度下高速磁浮车辆走行品质及动力性能进行评价。

第五章对中低速 EMS 磁浮列车在直线段和曲线段上的横向动力响应进行仿真研究。首先,建立中低速磁浮车辆(三转向架)空间模型,通过数值仿真比较电磁铁横向错位和对中布置、磁铁模块主动导向和被动下磁浮车辆的横向动力响应,为中低速磁浮车辆选取合适的导向方式和导向控制参数提供动力学上的依据。其次,推导中低速磁浮车辆曲线动态通过的动力学方程,仿真计算不同速度下磁浮车辆在超高角 1° 、半径 300m 和无超高、半径 1100m 曲线线路上的动力学响应。本章的研究一方面是为了评判中低速磁浮车辆的横向动力性能及其曲线通过性能,另一方面也是探讨中低速磁浮车辆的导向控制方式以磁浮曲线线路的设置原则。

第六章是对本论文工作的总结,将明确给出本文研究结果和结论,指出本论文工作的创新成果及存在的不足,并展望磁浮车辆系统动力学研究的方向与趋势。

第 2 章 电磁悬浮系统及其动态特性

常导磁浮列车最本质的特征是以有源主动控制的电磁力悬浮和导向车辆，因此，只有认清了电磁悬浮力的动态特性，建立了合理的电磁悬浮模型，才能通过数值仿真得到更为精确的磁浮车辆动力响应，才能更深刻地理解其动力响应规律。然而，以往国内外在此方面的研究^[4, 48, 52, 59-63]大多从控制工程的角度出发，侧重于悬浮控制系统本身动态特性的研究，而从大系统动力学的角度，综合考虑车辆、轨道和悬浮控制系统动力性能的研究很少；郑晓静、周又和和武建军^[119-122]则从电磁悬浮系统抽象出一个力学问题，采用 Lyapunov 特征指数判别系统动力稳定性，缺乏实际工程应用的针对性。

由上章我们知道，当电磁悬浮控制概念由刚体自由度集中控制演变为电磁铁独立分散控制后，电磁悬浮采用了“磁轮”和模块化的机械结构，同时对电磁悬浮系统提出了高频吸收、低频跟踪的性能要求，显然，这一点与电磁悬浮控制系统的设计息息相关，因此，本章中首先介绍了 EMS 磁浮车辆电磁悬浮机械结构，以磁浮列车悬浮与导向的基本单元——单铁系统为对象，基于国防科技大学磁浮课题组提出的电流环和悬浮子系统两级串联控制的电磁悬浮控制系统^[52, 71-72]，对有源主动控制的电磁悬浮刚度和阻尼特性进行了研究；并建立了磁浮车辆—轨道—控制系统非线性耦合模型，探明了磁浮系统车/轨共振的主要原因及其稳定性控制规律。

相对于轮轨关系研究而言，本章的研究工作可称为磁/轨关系研究，它一样是磁浮车辆系统动力学研究的基础和关键，也是其特色所在。

2.1 电磁悬浮机械机构

早期的 EMS 磁浮车，如德国 TR01、TR02、TR04 和日本 HSST-01、HSST-02 磁浮车，由于采用了类似飞行器的“刚体自由度”的控制概念，电磁铁是直接固定在车辆底部，实际上就是没有专门的电磁悬浮机械结构，因此，电磁铁之间机械耦合剧烈，使控制系统电气解耦的负担增加，车辆运行时出现车—轨耦合振动强烈的现象^[73]。上世纪 70 年代后期，德国建立了磁轮的控制概念^[13]，日本则建立了模块化的概念^[23]，而目前的 TR08 和 HSST-100 磁浮车都采用了模块化、标准化的磁走行装置，不同的是 TR08 以独立的悬浮和导向系统以链式结构为特征，HSST-100 以侧向自稳定的磁浮转向架为特征。我国西南交大、国防科大研制成功的磁浮列车采用了与 HSST-100 类似的电磁悬浮机械结构。

高速运行的磁浮列车在横向不平顺线路上和曲线线路段所需要的横向力很大，由悬浮电磁铁的横向分力很难满足，只有用单独的电磁铁提供的横向力才能满足车辆的横向平稳，图 2-1 是采用了独立悬浮和导向系统的 TR08 磁浮车辆的车体结构。由图可见，每个车辆单元由磁走行装置和车体两个主要部件组成，而磁走行装置由磁铁模块和悬浮架组装而成(如图 2-2)，悬浮电磁铁和导向电磁铁具有独立的控制系统。

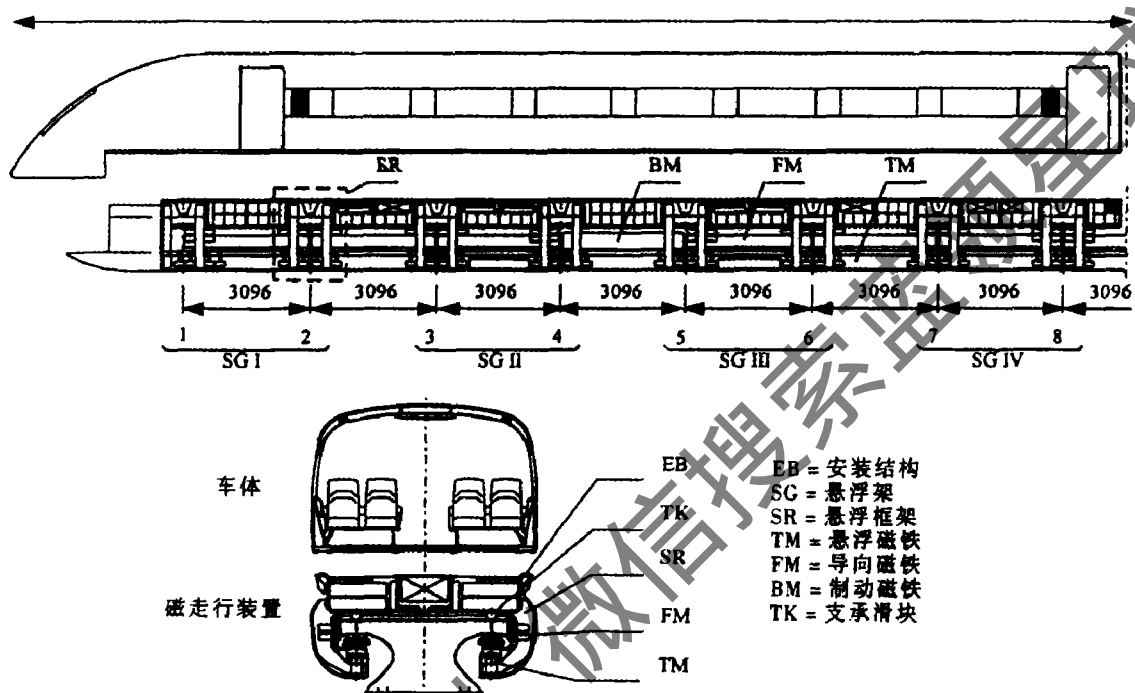


图 2-1 TR08 磁浮车辆结构

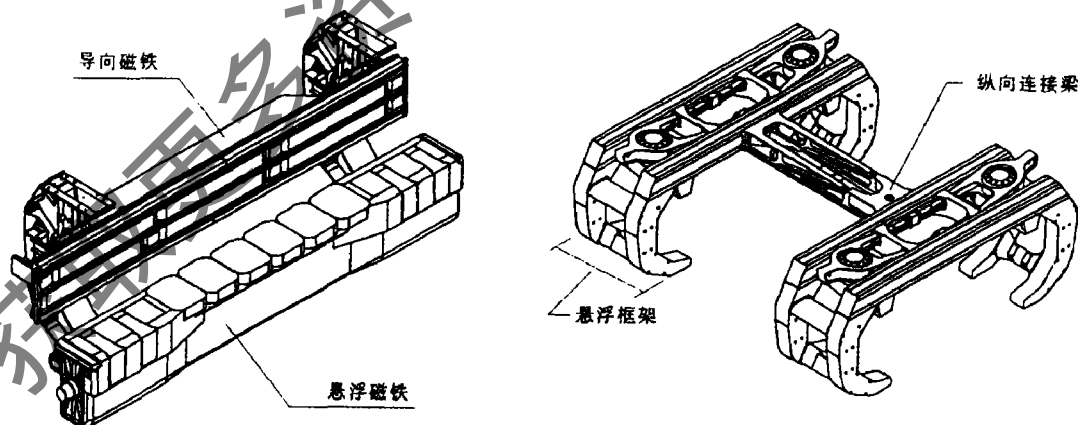


图 2-2 TR08 磁走行装置分解图

相比于高速磁浮列车，中低速常导磁浮列车在横向不平顺线路和曲线线路段所需要的横向力小得多，用悬浮电磁铁的横向分力就可以满足磁浮车辆导向的要求，日本 HSST 磁浮车辆和国内目前研制的磁浮车辆都采用了此种结构，

图 2-3 是我国青城山磁浮列车磁转向架的结构示意图, 转向架由左右两个悬浮导向模块通过四片防侧滚梁联接在一起。在这种混合悬浮和导向的磁浮列车上, 一般采用 U 型悬浮电磁铁, 导轨则采用倒 U 型截面, 为了提高导向力电磁铁的磁极面做成细长型, 而且为了使磁浮车辆在横向平衡位置处也具有一定的横向回复刚度, 左右电磁铁偏离其导轨中心对称布置, 同一模块每两个悬浮电磁力共有一个悬浮控制器和驱动斩波器。

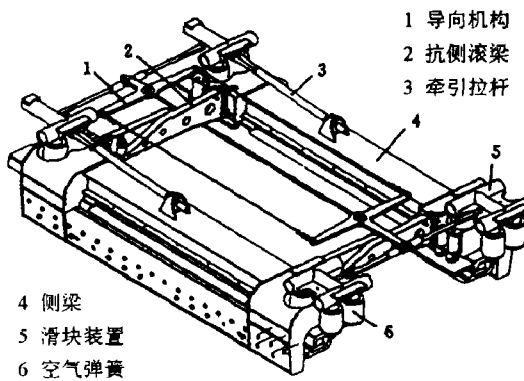


图 2-3 青城山磁浮车辆转向架结构

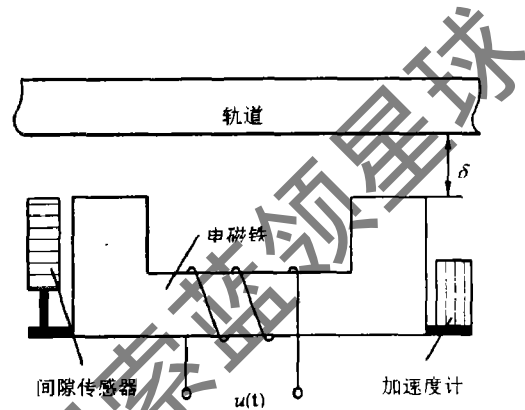


图 2-4 电磁悬浮物理模型

从上述德国高速磁浮车辆及中低速磁浮车辆电磁悬浮机械结构来看, 磁铁模块是一个基本的悬浮导向单元, 尤其对于后者而言, 共用一个悬浮控制器的两个电磁铁组(简称“单铁”)无疑是悬浮控制器设计与磁轨关系研究的合适模型对象, 图 2-4 即为单铁悬浮系统的物理模型, 下节将在该模型的基础上探讨其悬浮控制器的设计与综合。

2.2 中低速磁浮系统悬浮控制

2.2.1 两级串联悬浮控制思想^[52]

由图 2-4 单铁悬浮系统物理模型, 如果不考虑导磁体磁阻、电磁回路中漏磁, 我们可以很容易得到单铁悬浮系统的动力学方程

$$m\ddot{z} = mg - F_m + F_p \quad (2-1)$$

$$u = R_0 i + \frac{\mu_0 N^2 A}{2\delta} i - \frac{\mu_0 N^2 A i}{2\delta^2} \dot{\delta} \quad (2-2)$$

$$F_m = \frac{\mu_0 N^2 A}{4} \left(\frac{i}{\delta}\right)^2 \quad (2-3)$$

式中, m 为悬浮质量, F_m 为电磁力, F_p 为外部干扰力, u 和 i 分别为电磁铁电压、电流, N 为电磁铁线圈匝数, R_0 为线圈电阻, A 为有效磁极面积, δ 为悬浮间隙, μ_0 为真空磁导率, z 为电磁铁的垂向位移。

由单铁系统力学方程(2-1)~(2-3)可以直接进行悬浮控制器的设计,但采用直接法设计的悬浮控制器,稳定裕度很小,而且对于单铁来说比较好的一组控制器参数,并不能保证整个转向架有比较好的稳定性能;另外,在调试时常需要同时调节多个可变参数,这也是非常不方便的。因此文献[52]提出了模块化的分级设计方法,即将悬浮控制系统分解成前级控制系统和电流环两个子系统来考虑,如图 2-5 所示为两级串联悬浮控制系统结构图。

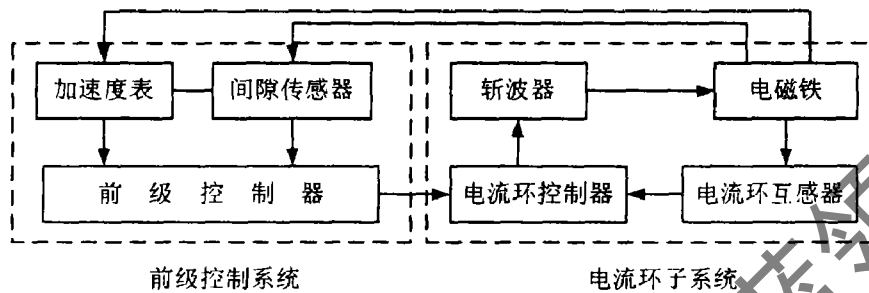


图 2-5 两级串联电磁悬浮控制结构

2.2.2 高速电流环与悬浮控制子系统

图 2-5 中前级悬浮控制子系统接收间隙传感器和加速度传感器信号,生成电磁铁控制电压,高速电流环子系统根据前级控制电压和电流互感器的反馈信号,生成电磁铁线圈电流。因为电磁铁线圈大电感引起的电流延迟是造成电磁悬浮不稳定的关键内在原因,独立高速电流环的设计目标就是使电磁铁电流快速跟踪控制电压,补偿电磁铁电感效应所造成的系统延迟,保证电磁悬浮系统的稳定性。前级悬浮控制子系统的设计目标是保证悬浮系统在承载质量较大摄动下具备很强的鲁棒性。

2.2.2.1 高速电流环

由公式(2-2)变化可得电流环子系统的数学模型为

$$u = R(t)i + L(t)\dot{i} \quad (2-4)$$

其中,

$$R(t) = R_0 - \frac{\mu_0 N^2 A}{2\delta^2} \delta, \quad L(t) = \frac{\mu_0 N^2 A}{2\delta}$$

式中, R_0 、 L_0 分别为 $R(t)$ 和 $L(t)$ 在名义工况时的取值。由(2-4)可知,电流环系统是一个线性时变系统,如果采用适当的控制器,在线实时估计 $R(t)$ 和 $L(t)$,可以实现电流对电压的最佳跟踪,但系数 R 、 L 是间隙与间隙导数(δ , $\dot{\delta}$)的非线性函数,对其进行实时估计的算法及其实现会很复杂,也使得系统可靠性降低。倘若考虑到通过悬浮控制器的设计, $(\delta, \dot{\delta})$ 将会在 $(\delta_0, 0)$ 附近变化,我们可以设计

高速电路环, 使得电磁铁电流在平衡位置附近都能很好的跟踪前级控制电压。

由(2-4)可得电路环控制器的标称控制对象为

$$u = R_0 i + L_0 \dot{i} \quad (2-5)$$

$$P_0(s) = \frac{I(s)}{U(s)} = \frac{1}{L_0 s + R_0} \quad (2-6)$$

式中, $L(t) = \frac{\mu_0 N^2 A}{2\delta_0}$, δ_0 为名义悬浮间隙。

文献[52]采用 H_∞ 鲁棒控制的回路成形法设计了电流环控制器, 电路环控制系统模型如图 2-6 所示, 参考输入 r 是一个能量有限信号, 电流跟踪误差 $e = r - i$, 指定回路传递函数为

$$L(s) = \frac{\omega_c}{s} \quad (2-7)$$

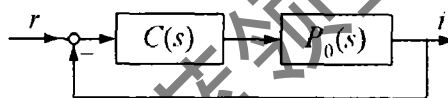


图 2-6 电路环控制系统模型

式中, 穿越频率 ω_c 是一个正常数。

由此, 可得电流环控制器传递函数为

$$C(s) = \frac{\omega_c (L_0 s + R_0)}{s} \quad (2-8)$$

2.2.2.2 前级悬浮控制器

在名义工作点处将式(2-1)~(2-3)进行 Taylor 展开, 并考虑到高速电流环子系统能很好地跟踪前级控制电压, 即有 $u \approx i \cdot R_1$, 其中 R_1 为电流环子系统的等效电阻。由此可得悬浮子系统的线性化模型

$$u_d = R_1 \cdot i_d \quad (2-9)$$

$$F_d = C_i \cdot i_d - C_\delta \cdot \delta_d \quad (2-10)$$

$$m\ddot{z} = -F_d + F_p \quad (2-11)$$

其中,

$$C_i = \frac{\mu_0 N^2 A I_0}{2\delta_0^2}, \quad C_\delta = \frac{\mu_0 N^2 A I_0^2}{2\delta_0^3}$$

式中, i_d 、 u_d 、 δ_d 和 F_d 分别为电流、电压、悬浮间隙及电磁力变化量, F_p 为外部干扰力, 若悬浮控制采用超前校正的 PD 控制器, 电磁铁电压控制规律为

$$u_c = K_p \delta_d + K_d \dot{\delta}_d + K_a \ddot{\delta}_d \quad (2-12)$$

式中, K_p 、 K_d 、 K_a 分别为间隙、间隙一阶导数和二阶导数反馈系数。由式(2-9)~(2-12)可到悬浮子系统的动力学方程

$$(m + K_a \frac{C_i}{R_1}) \ddot{\delta}_d + \frac{C_i}{R_1} K_d \dot{\delta}_d + (\frac{C_i}{R_1} K_p - C_\delta) \delta_d = F_p \quad (2-13)$$

由上式可见, K_p 、 K_d 和 K_a 具有明显的物理意义, 增大 K_a 相当增加系统的等效

质量, 压缩了系统频带, 但 K_a 太大会导致系统不稳定, 一般以增大 20% 等效质量作为加速度反馈强度; 分别调节 K_d 和 K_a 就可以改变系统的悬浮刚度与阻尼, 它们的取值是在满足系统一定稳定性和鲁棒性要求的前提下, 按假定系统的阻尼和频率特性确定。

式(2-12)中 δ 和 $\dot{\delta}$ 两个状态变量是很难测量的, 但悬浮间隙 δ 和电磁铁加速度 a 则可以容易的得到, 因此必须设计一个状态观测器, 在输入 (δ, a) 信号后得到间隙导数的估计值 $(\hat{\delta}, \hat{\dot{\delta}})$, 这个状态观测器独立于控制系统, 故具有很强的鲁棒性能, 并且应当实现悬浮系统对外界干扰低频跟踪、高频抑制的性能要求。

依据现代控制理论中的观测器设计方法, 被测系统状态空间方程为

$$\dot{X} = AX + Ba \tag{2-14}$$

$$\delta = CX \tag{2-15}$$

式中, $X = [\delta \quad \dot{\delta}] = [x_1, x_2]$, $A = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}$, $B = \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \end{bmatrix}$, $C = [0 \quad 1]$, 则观测器方程为

$$\dot{\hat{X}} = A\hat{X} + Ba + L(\delta - C\hat{X}) \tag{2-16}$$

式中, L 为反馈矩阵, 若观测器的阻尼和特征频率分别为 ξ_0 和 ω_0 , 其观测器结构图如图 2-7, L 矩阵可表示为

$$L = \begin{bmatrix} 2\xi_0\omega_0 \\ \omega_0^2 \end{bmatrix} \tag{2-17}$$

将上式代入(2-16), 可得观测器状态方程为

$$\begin{cases} \dot{\hat{x}}_1 = \hat{x}_2 + 2\xi_0\omega_0(\delta - \hat{x}_1) \\ \dot{\hat{x}}_2 = a + \omega_0^2(\delta - \hat{x}_1) \end{cases} \tag{2-18}$$

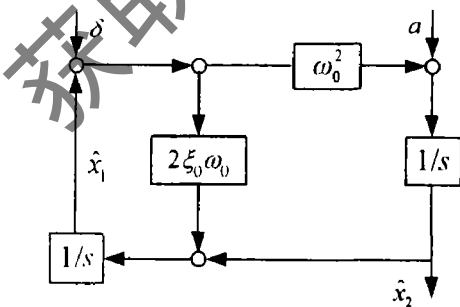


图 2-7 悬浮子系统观测器结构图

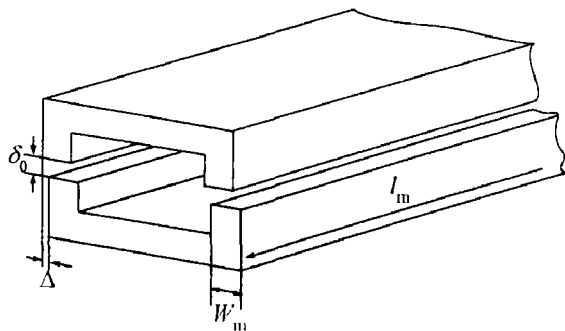


图 2-8 U 型电磁铁与倒 U 型导轨结构图

2.3 中低速磁浮系统导向原理

2.3.1 电磁铁的横向错位布置及其横向力

中低速磁浮列车采用了侧向自稳定集成悬浮和导向方式, 该方式下电磁铁在横向是错位布置的(图 2-9), 模块上的中间电磁铁和端部电磁铁分别向左和向右偏离导轨中心线 Δ 位移。当悬浮模块处于横向平衡位置时, 四个悬浮电磁铁的横向分力刚好相互抵消, 模块总的横向力为零, 单个电磁铁的横向力 F_y 和垂向力 F_z 可表示为^[4, 118, 134]

$$F_y = F_m \frac{2\delta}{\pi W_m} \tan^{-1}\left(\frac{\Delta}{\delta}\right) \quad (2-19)$$

$$F_z = F_m \left[1 + \frac{2\delta}{\pi W_m} + \frac{2\Delta}{\pi W_m} \tan^{-1}\left(\frac{\delta}{\Delta}\right)\right] \quad (2-20)$$

式中, $F_m = \frac{\mu_0 A(NI)^2}{4\delta^2}$, $A = W_m \times l_m$, W_m 为磁极宽度, l_m 是磁极长度, N 为电磁铁线圈匝数, I 为电磁铁电流, Δ 是磁铁横向布置偏移量。由式(2-19)很容易看出: 磁极越窄, 横向力所占比例越大; 横向错位越大, 横向力越大。中低速 EMS 磁浮列车正是利用细长极电磁铁的这特性进行导向的。

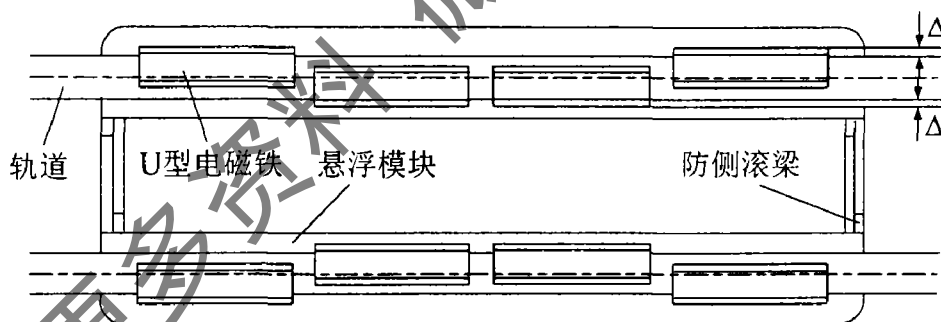


图 2-9 电磁铁错位安装结构示意图

图 2-9 中如果悬浮横向移动 d , 在导向力不加控制的前提下, 电磁铁电流不会因为横向位移而改变, 则共用一个悬浮控制器的两个电磁铁的横向力 F_y 和垂向力 F_z 分别为:

$$F_y = F_m \frac{2\delta}{\pi W_m} \left[\tan^{-1}\left(\frac{\Delta+d}{\delta}\right) - \tan^{-1}\left(\frac{\Delta-d}{\delta}\right) \right] \quad (2-21)$$

$$F_z = 2F_m \left[1 + \frac{2\delta}{\pi W_m} + \frac{\Delta+d}{\pi W_m} \tan^{-1}\left(\frac{\delta}{\Delta+d}\right) + \frac{\Delta-d}{\pi W_m} \tan^{-1}\left(\frac{\delta}{\Delta-d}\right) \right] \quad (2-22)$$

由式(2-21)和(2-22)可知, 当悬浮导向模块横向平移后, (1)电磁铁对悬浮力

会有适当的降低；(2)电磁铁对的横向力不再为零；(3)如果悬浮间隙发生变化，悬浮控制系统会使电磁铁对电流发生变化，电磁铁对的横向力随之也会变化。显然，上述电磁悬浮横向力和垂向力之间的耦合变化关系，会使得磁悬浮系统的横向和垂向运动耦合。所以，应当对这种电磁铁集成悬浮和导向的磁浮系统增设导向控制，减小电磁铁对横向位移和垂向位移对电磁力的耦合作用。

悬浮电磁铁的导向控制可以采用横向位移反馈控制^[134, 135]，当模块横移时通过增加(减小)端部电磁铁电流，同时减小(增大)中间电磁铁电流，改变横向力的大小，但保持垂向力不变；当悬浮间隙变化时同时改变端部电磁铁电流和中间电磁铁电流，横向力几乎不变。

2.3.2 中低速磁浮列车主动导向控制

对图 2-9 所示电磁铁错位安装的电磁铁对，根据牛顿第二定律，考虑横向干扰力 F_s ，电磁铁对在额定悬浮间隙处的横向运动方程为：

$$m\ddot{y} = F_y + F_s \quad (2-23)$$

其中， $F_y = -\frac{\mu_0 N^2 l_m}{2\pi\delta_0} [I_1^2 \tan^{-1}(\frac{\Delta+y}{\delta_0}) - I_2^2 \tan^{-1}(\frac{\Delta-y}{\delta_0})]$ 。

当电磁铁对横向移动后，为了保持悬浮力基本不变，导向控制系统分别增加和减小两个电磁铁的电流 ΔI ，但两电磁铁电流之和不变，设电磁铁等效电阻为 R_1 ，则电磁铁对的电流与电压变化方程如下

$$\begin{cases} \Delta u = R_1 \cdot \Delta I \\ I_1 = I_0 + \Delta I \\ I_2 = I_0 - \Delta I \end{cases} \quad (2-24)$$

式(2-24)中， I_0 是额定电磁铁电流。式(2-23)和(2-24)组成了导向控制下电磁铁对横向运动的非线性数学模型，将其在理想平衡处线性化，可得线性化模型为

$$\begin{cases} m\ddot{y} = k_1 \Delta I + k_2 y + F_s \\ \Delta u = R_1 \cdot \Delta I \end{cases} \quad (2-25)$$

其中， $k_1 = -2\frac{\mu_0 N^2 l_m I_0}{\pi\delta_0} \tan^{-1}(\frac{\Delta}{\delta_0})$ ， $k_2 = -\frac{\mu_0 N^2 l_m I_0^2}{\pi(\delta_0^2 + \Delta^2)}$ 。如果选取横向运动状态

向量 $\mathbf{Y}=[y, \dot{y}]^T$ ，则系统的状态方程为

$$\mathbf{Y}=\mathbf{A}\mathbf{Y}+\mathbf{B}\cdot\Delta u \quad (2-26)$$

$$\text{其中, } A = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ k_2/m & 0 \end{bmatrix}, B = \begin{bmatrix} 0 \\ k_1/(mR_1) \end{bmatrix}。$$

运用线性二次最优控制方法设计系统(2-26)的控制器, 选定性能指标

$$J = \int_0^{\infty} (Y^T Q Y + \Delta u^T R \Delta u) dt \quad (2-27)$$

式中, $Q \geq 0$ (非负定阵), $R > 0$ 。则控制方程为

$$\Delta u = K X \quad (2-28)$$

$$K = -R^{-1} B^T P \quad (2-29)$$

其中, P 为下述矩阵代数 Riccati 方程的解

$$A^T P + P A + Q - P B R^{-1} B^T P = 0 \quad (2-30)$$

在实际的导向控制器的设计中, 如果采用横向位移传感器, 那么轨道侧面需要较宽的高平直度的垂面, 这样将会增加轨道的造价。因此, 实用的方法是采用横向加速度传感器, 通过积分得到控制系统所需状态变量。

2.3.3 低速磁浮列车被动导向

对低速磁浮系统, 如果横向力不加以控制, 磁浮车辆导向仅靠电磁铁的横向自恢复力, 即列车导向为被动导向时, 由式(2-21)可以推导出电磁铁对错位安装的横向力动刚度表达式

$$K_{y'} = \frac{\partial F}{\partial y} = 4F_m \frac{\delta^2}{\pi W_m} \cdot \frac{\delta^2 + \Delta^2 + y^2}{(\delta^2 + \Delta^2 + y^2)^2 - (2\Delta y)^2} \quad (2-31)$$

若横向错位量 $\Delta = 5\text{mm}$, $\delta = 10\text{mm}$, 电磁铁对在错位安装和不错位安装时在横向对中位置处的动刚度分别为

$$K_{y\Delta} = F_m \frac{16}{5\pi W_m} \quad (2-32)$$

$$K_{y0} = F_m \frac{4}{\pi W_m} \quad (2-33)$$

由此可见, 不错位安装时电磁铁横向动刚度较错位安装时大。因此, 在被动导向的低速磁浮系统中电磁铁可以采用不错位安装。

2.4 电磁悬浮的动态特性

2.4.1 电磁悬浮动态刚度和阻尼

电磁悬浮刚度和阻尼反映了电磁力的变化特性, 影响到悬浮效果和车辆一

轨道系统动力学响应。对采用两级串联悬浮控制的单铁系统，由式(2-3)和(2-12)可得在平衡点附近电磁力表达式为

$$F_m = \frac{\mu_0 N^2 A}{4} \left(\frac{K_p \delta_d + K_d \dot{\delta} + K_a a + u_0}{\delta R_1} \right)^2 \quad (2-34)$$

式中， u_0 为平衡点电磁铁电压，它由悬浮总质量确定。如果忽略上式中电磁铁加速度的反馈项(K_a 很小)，对间隙和间隙导数分别求偏导，可得电磁悬浮刚度和阻尼的近似表达式

$$k_z = \frac{a_1}{\delta^2} + \frac{a_2}{\delta^3} \quad (2-35)$$

$$c_z = a_3 K_d \frac{u_0 + K_d \dot{\delta}}{\delta^2} \quad (2-36)$$

式中， $a_1 = \frac{\mu_0 N^2 A K_p}{2} (K_p \delta_0 - u_0)$ ， $a_2 = -\frac{\mu_0 N^2 A}{2} (K_p \delta_0 - u_0)^2$ ， $a_3 = \frac{\mu_0 N^2 A}{2}$ 。

由式(2-35)可知，电磁悬浮在平衡间隙附近有近似恒定的刚度值。式(2-36)表明悬浮阻尼具有时变特性，它与悬浮间隙导数本身成正比。采用文献[52]给出了一组单铁系统参数： $N=320$ ， $A=0.02352\text{m}^2$ ， $R_1=1\Omega$ ， $\delta_0=10\text{mm}$ ，则单铁系统悬浮刚度和阻尼与悬浮间隙反馈系数 K_p 、车体质量 m 的关系曲线如图 2-10、图 2-11。图 2-10(a)为名义荷载下悬浮刚度随间隙反馈系数的变化曲线，由图可见悬浮刚度随 K_p 成比例增大；图 2-10(b)是悬浮质量 m 在 200~800kg 范围内变化时的动刚度曲线，由图可见， m 小于 700kg 时悬浮刚度递增，反之则递减；图 2-10 表明单铁悬浮系统的悬浮刚度在 10^6 数量级。图 2-11(a)为名义荷载下垂向悬浮阻尼曲线，它表明悬浮阻尼随 K_d 成正比地增加，且悬浮间隙导数越大，垂向阻尼越大；从图 2-11(a)还可见 K_d 越大，间隙导数对垂向阻尼的影响越大；图 2-11(b)表明悬浮阻尼随悬浮质量的增加而增大，而间隙导数越大阻尼也越大。

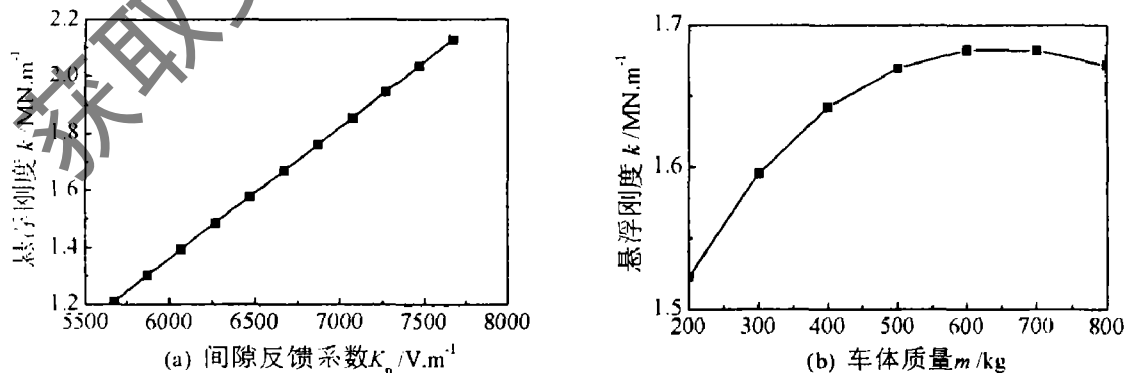


图 2-10 单铁系统悬浮刚度曲线

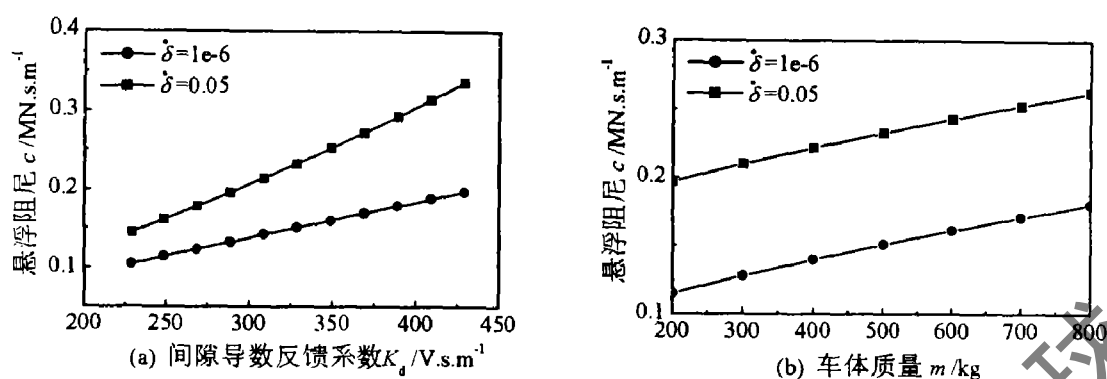


图 2-11 单铁系统悬浮阻尼曲线

2.4.2 低速磁浮系统被动导向力及其刚度

电磁铁模块的导向力及其刚度将影响到磁浮车辆的横向动力特性和曲线动态通过性能，因此，为了在分析磁浮列车系统横向动力响应的过程中更好的认清其响应规律，有必要对电磁铁的导向力特性进行研究。在被动导向模式下，仍以 2.4.1 节中一组单铁系统参数为例，每个电磁铁承载 750kg，由式(2-31)可得电磁铁对横向力和横向刚度与横向位移的关系曲线如图 2-12、2-13。

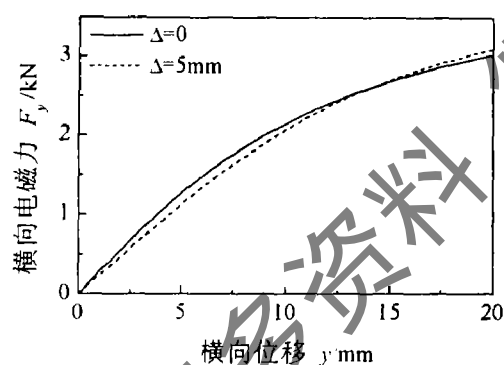


图 2-12 被动导向模式横向力曲线

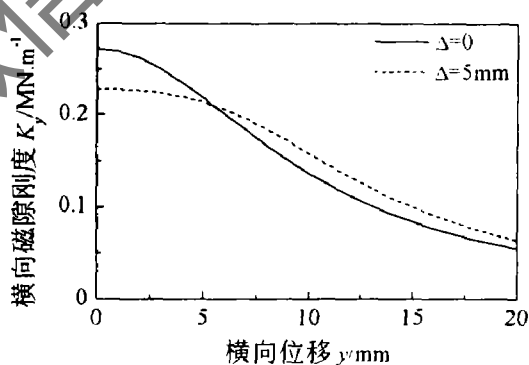


图 2-13 被动导向模式横向刚度特性

由图 2-12 可见，被动导向模式下电磁铁不错位安装时的横向力要略大于错位安装时的横向力；电磁铁对横向移动 20mm 时其横向力约 3000N，因此，当被动导向的磁浮列车以较高速度通过小半径曲线时会十分困难。图 2-13 表明错位安装下电磁铁对的横向刚度在横向位移 6mm 以下变化比较平缓，不像错位安装时横向刚度急剧变化；当横向位移大于 6mm 时，错位安装下磁铁对的横向刚度略大于不错位安装时。一般来说，横向刚度的平缓变化有利于磁浮车辆的横向平稳性，也有利于磁浮车辆的曲线通过。因此，对被动导向的低速磁浮车辆，从动力学角度来看，悬浮电磁铁错位布置更好；如果磁浮车辆运行速度较高或曲线通过时所需横向力较大，则应该采用主动导向控制。

2.5 电磁悬浮动态响应仿真分析

2.5.1 单铁系统仿真模型及动力学方程

2.2 节悬浮控制系统的设计是在线性化模型的基础上进行的, 而实际系统具有很强的非线性, 并且磁浮列车运行系统的各种动力学因素对电磁悬浮动态特性都有影响, 特别是轨道动挠度对悬浮稳定性的影响非常强烈, 德国 TR04 车和日本 HSST04 车都因此发生过轨道共振。因此, 为了准确模拟电磁悬浮动态响应, 比较真实地评价悬浮控制系统性能和磁浮系统的动力性能, 本节建立起考虑轨道变形、车辆二系悬挂和两级串联悬浮控制的系统动力学模型, 如图 2-14 所示。图 2-14 中 z_g 为轨道跨中位移, z_m 为电磁铁位移, z_s 为车体位移, K_s 、 C_s 为车体二系悬挂垂向刚度与阻尼。

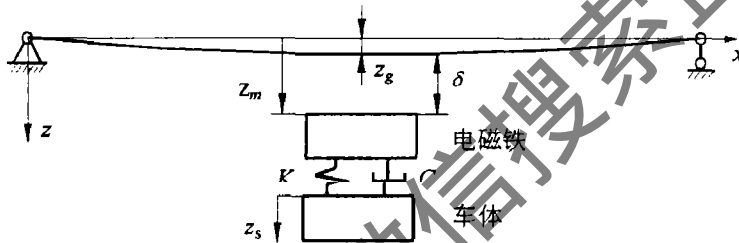


图 2-14 电磁悬浮系统仿真模型

对高架轨道采用了 Bernoulli-Euler 梁模型, 轨道垂向位移采用模态叠加法求解, 假设电磁力为单点作用力, 则轨道梁动力学方程如下

$$z_g(t) = \sum_{i=1}^n \phi_i \left(\frac{l}{2} \right) q_i(t) \quad (2-37)$$

$$\ddot{q}_i + 2\xi_i \omega_i \dot{q}_i + \omega_i^2 q_i = C_{g_i} F_m \quad (2-38)$$

式(2-37)中, $\phi_i(x)$ 为轨道第 i 阶模态函数, $q_i(t)$ 为第 i 阶模态广义幅值。式(2-38)中, ξ_i 是轨道第 i 阶模态阻尼, ω_i 是第 i 阶固有频率, C_{g_i} 是与第 i 阶模态和轨道参数相关的常数。设二系悬挂力为 F_s , 则电磁铁和车体的动力学方程为

$$m\ddot{z}_m = mg + F_s - F_m \quad (2-39)$$

$$M_c \ddot{z}_s = M_c g - F_s \quad (2-40)$$

式中, m 为电磁铁质量, M_c 为车体质量。由 2.2 节悬浮控制方程(2-8)、(2-12)和系统动力学方程(2-38)~(2-40), 可得电磁铁—轨道—控制器耦合系统的非线性微分方程组

$$\dot{X} = F(X) \quad (2-41)$$

式中, X 为系统状态向量。为求解上述方程组, 本文采用了显式的四级五阶龙格-库塔法, 并用 Matlab 语言编写仿真程序, 仿真结果见下文。

2.5.2 单铁系统起浮动态响应

给定单铁悬浮系统仿真数据如表 2-1, 图 2-15 即为车体名义质量下单铁悬浮系统起浮时的动态响应曲线。图 2-15(a)为轨道跨中垂向位移曲线, 它表明在起浮初期为了快速悬浮电磁铁和车体, 轨道受到了较大的电磁力作用, 从而引起了轨道振动; 但随着悬浮间隙的减小轨道振动快速衰减, 0.5 秒内其振动基本上得到了抑制。图 2-15(b)车体位移曲线表明其超调量约 1mm, 这是因为二系悬挂相对阻尼系数小于 1 的缘故。图 2-15(c)磁铁悬挂间隙在 1 秒内从未悬浮时 20mm 快速变化到额定间隙 10mm, 表明电磁悬浮系统起浮迅速并且平稳。图 2-15(d)是电磁铁悬浮力变化曲线, 它的波形如同图 2-15(a)和(b)曲线的叠加, 即电磁力曲线既反映了二系悬挂频率, 同时也反映了轨道基频。图 2-15(e)是电磁铁电流对电压的跟踪曲线图, 由图可见引入独立的高速电流环后, 电流能迅速准确地跟踪电压, 即电磁铁大电感引起的大延迟得到了补偿。图 2-15(f)是悬浮间隙导数的鲁棒观测器估计值与其真实值的比较曲线, 它表明观测器对高频信号具有很好的抑制作用, 而对低频信号又能很好的跟踪, 符合磁浮车辆跟踪磁浮轨道的要求。总体来说, 图 2-15 表明采用文献[52]中两级串联悬浮控制的电磁悬浮系统, 在名义工况下的悬浮是稳定的, 而且静态起伏过程快速平稳。

表 2-1 单铁悬浮系统仿真参数

参 数	符号	数值	单位
电磁铁质量	m	210	kg
车体额定质量	M_c	500	kg
控制系统特征频率	f_n	7	Hz
控制系统相对阻尼	ξ_n	2	—
二系悬挂频率	f_s	1	Hz
二系悬挂相对阻尼	ξ_s	0.5	—
轨道一阶频率	f_1	17	Hz
轨道模态相对阻尼	ξ_1	0.01	—

2.5.3 电磁悬浮车/轨系统共振及其控制策略

在国内外常导磁浮列车的研制过程中, 都曾经出现过车/轨系统发生共振的现象。一般而言, 系统共振与系统频率分布不合理有关, 因此, 本节进行了单铁悬浮系统频率参数研究。图 2-16 是控制系统特征频率 f_n 为 2Hz(接近 f_1)时单铁悬浮系统动态响应, 由图 2-16(a)~(f)可见, 系统动力学响应出现了约 2Hz 的共振峰。图 2-16(a)轨道振动被充分激发, 与图 2-15(a)对比可见轨道位移幅值

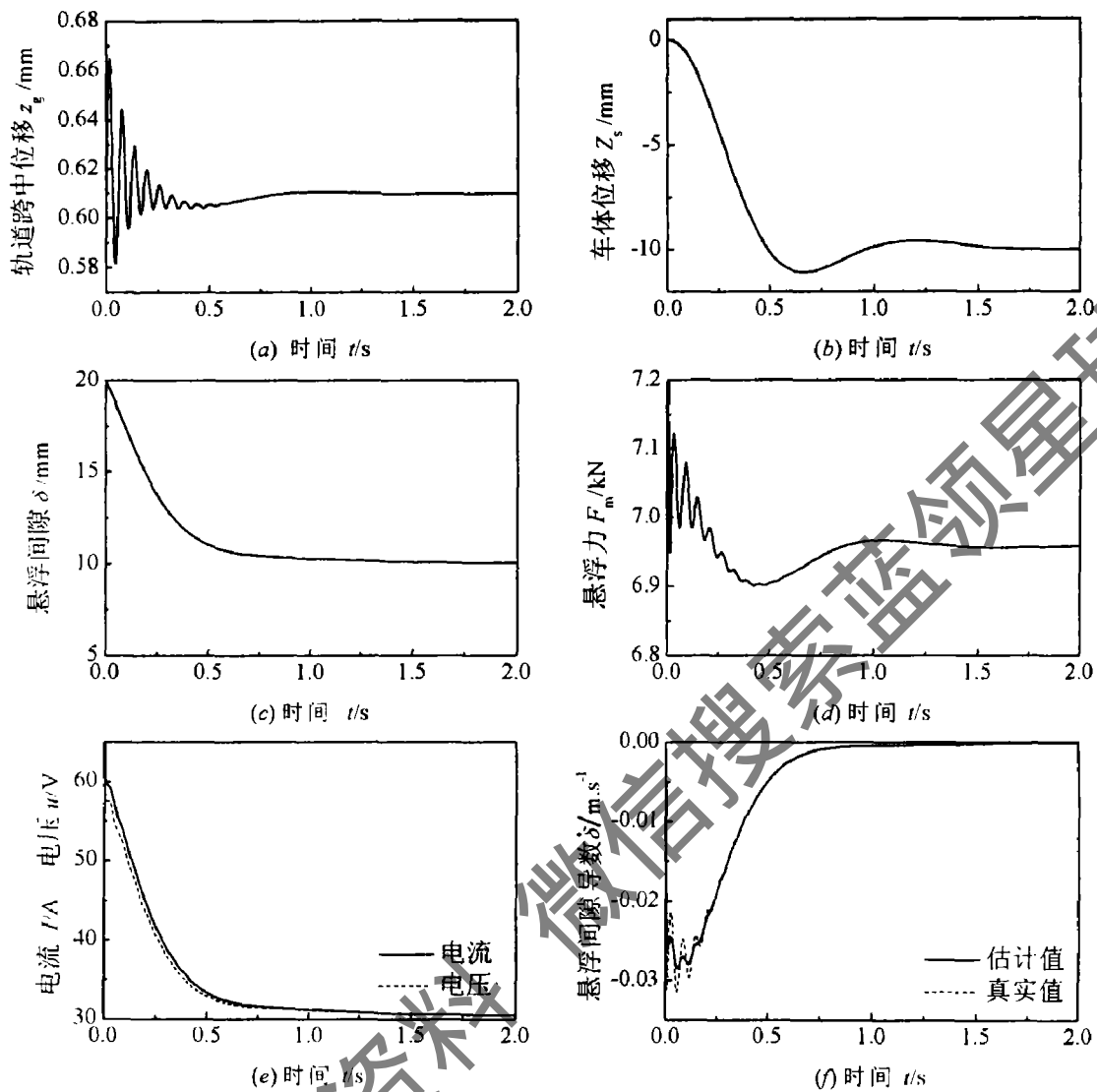


图 2-15 额定车体质量下电磁悬浮系统起浮动态响应

及其安定时间都显著增大，车/轨系统即将共振失稳；图 2-16(b)、(c)、(d)分别是车体位移、磁铁悬浮间隙和电磁悬浮力随时间的变化曲线，由图可见，它们具有相同的振动波形，振动幅值较大，无疑，此种振动状态会增大电磁铁的功率输出，图 2-16(e)电压和电流的响应曲线也清楚的说明了这一点；图 2-16(f)悬浮间隙导数观测器与真实值随时间变化的比较曲线再次表明鲁棒观测器的低通滤波效果很好。

当轨道基频和控制器特征频率均为 7Hz 时系统动态响应如图 2-17, 图 2-17(a)表明系统起浮初期轨道振动剧烈，而降低控制系统阻尼则轨道振动幅值明显增大，但图 2-17(b)中车体位移超调量增大；图 2-17(c)电磁铁悬浮间隙变化在起浮初期含有小幅轨道基波，并在(图 2-17(d)电磁悬浮力曲线)上也有所反映。图 2-17 表明即使控制器特征频率与轨道基频相同，能够通过改变控制器阻尼避免电磁

系统发生车/轨共振，而且改变控制器阻尼是较为容易实现的。

综上所述，悬浮控制器频率、轨道一阶频率与车体二系悬挂频率任意两者靠得太近，都会加剧轨道振动，延长轨道安定时间，甚至引起车/轨系统共振失稳；由于采用了主动电磁悬挂，即使轨道基频与控制系统频率相等，系统仍旧能够稳定悬浮，而增大控制系统阻尼可以有效地抑制轨道瞬态振动幅值。因此，在磁悬浮车轨系统的频率设计中应当使系统的三个特征频率之间具有足够的距离，从而根本上避免电磁悬浮系统共振失稳。

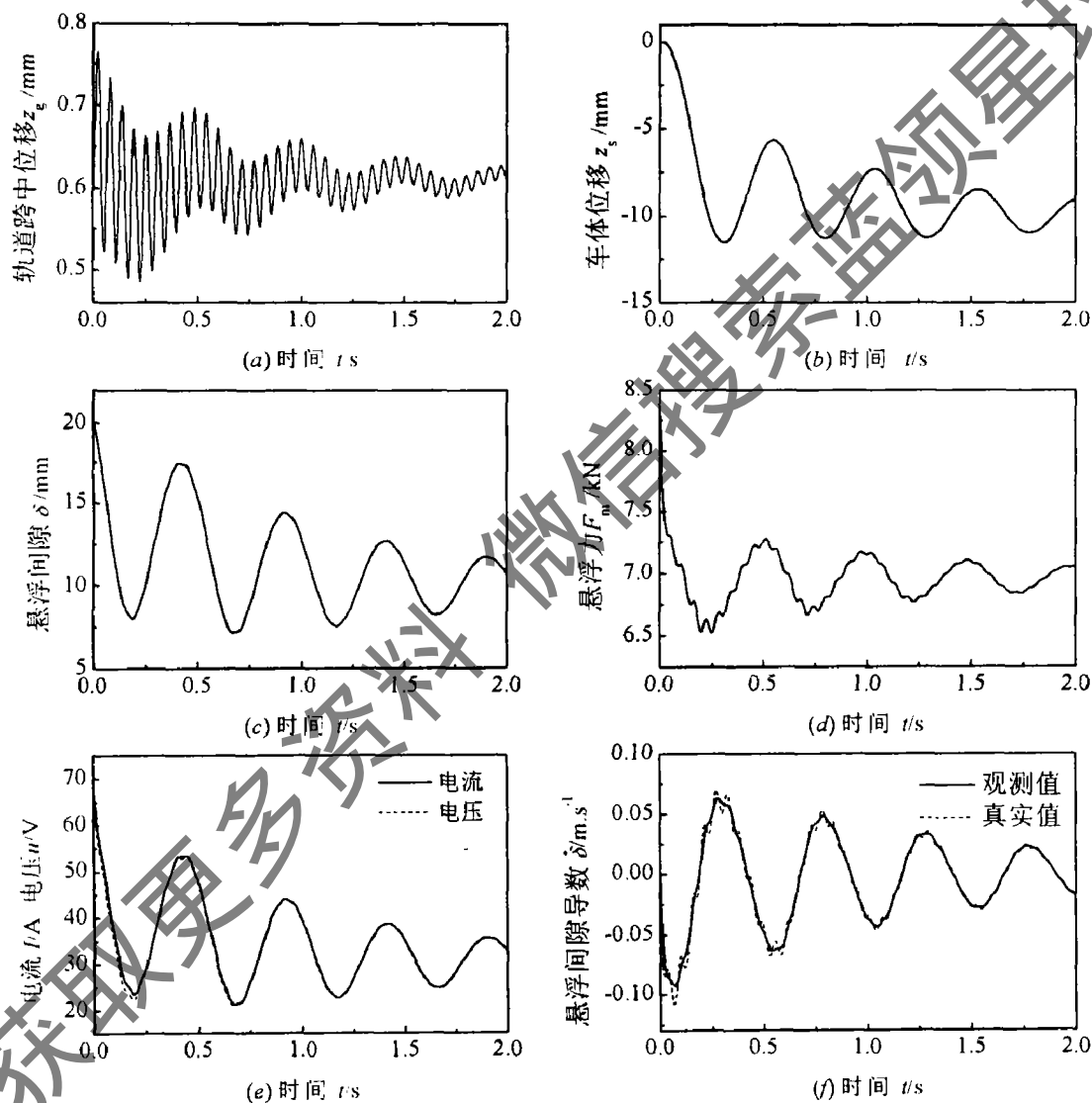
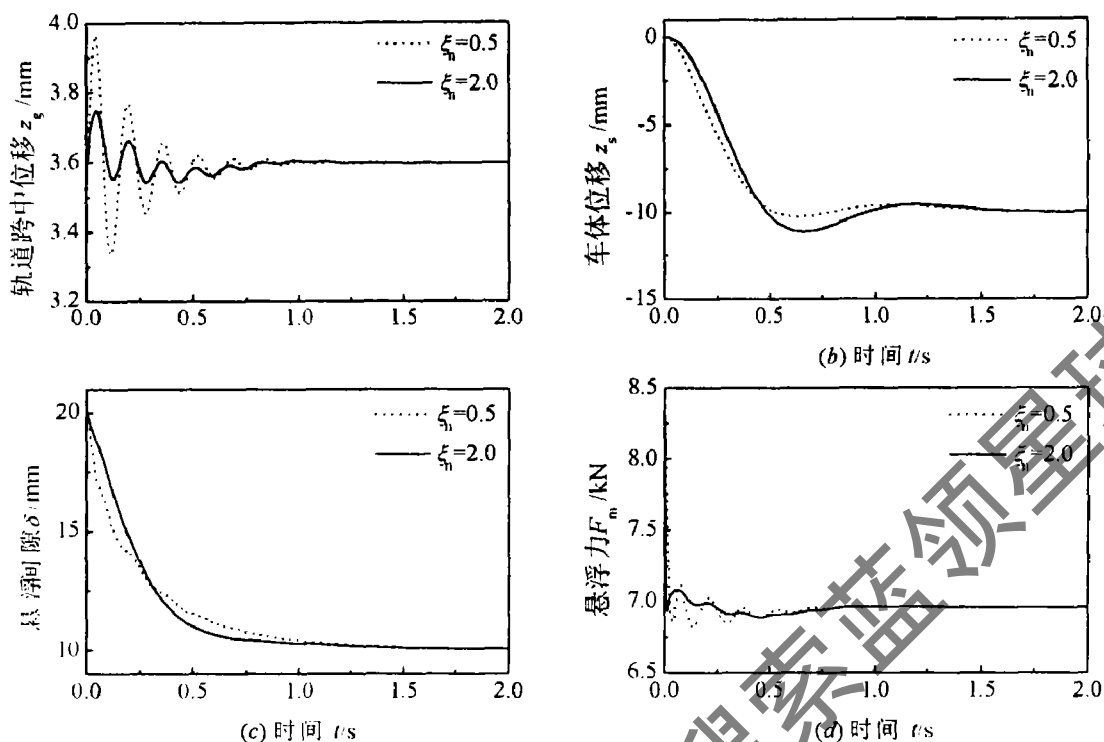


图 2-16 $f_n=2\text{ Hz}$ 磁浮系统起浮动态响应

图 2-17 $f_1=f_n=7\text{Hz}$ 磁浮系统起浮动态响应

2.6 本章小结

相比于常规轮轨铁路系统，磁浮列车系统特有的动力学规律主要源于独特的磁走行装置及其主动有源控制的电磁悬浮力和导向力。因此，在该章中本文首先分析了目前在磁浮列车中已得到应用的电磁悬浮机械结构——“磁轮”和模块化的磁走行装置。在此基础上建立了电磁悬浮的物理模型，重点针对中低速磁浮系统，分析研究了磁浮列车悬浮导向控制原理、方法及其实现。并建立了单铁悬浮系统车辆—轨道—控制器耦合系统动力学模型，进行了电磁悬浮动态响应的仿真分析，得到了电磁悬浮系统的起浮动态特性及车/轨共振的频率控制策略。由上面这些研究，得到如下的基本结论：

(1) 对于两级串联悬浮控制的电磁悬浮系统，电磁悬浮刚度和阻尼不仅受到反馈系数 K_p 和 K_d 的影响，而且受到悬浮质量(额定间隙始终为 10mm)的影响，而悬浮阻尼系数还与间隙导数有关。 K_p 和 K_d 越大，电磁悬浮刚度和阻尼越大；随着悬浮质量的增加，悬浮刚度在车体质量 700kg 以下随质量递增，反之则递减，悬浮阻尼系数随车体质量始终成正比增加。

(2) 中低速磁浮系统在被动导向模式下，电磁铁错位安装与不错位安装相比，两者导向力变化不大，但磁铁错位安装时其导向刚度与横向位移的关系曲

线平缓得多，这有利于改善磁浮车辆的横向动力性能。

(3)两级串联控制的常导电磁悬浮系统在名义工况下能够快速平稳地起浮，不会出现车/轨系统共振。当电磁悬浮系统的三个特征频率二系悬挂 f_s 、轨道基频 f_1 和控制器特征频率 f_n 任两者距离较近时，都由可能发生车/轨共振。增加悬浮控制阻尼可以有效地抑制轨道瞬态振动幅值，缩小轨道安定时间。在电磁悬浮系统特征频率的分布设计中，应当使 f_s 、 f_1 和 f_n 相互之间保持尽可能远的距离，从而在根本上避免电磁悬浮系统共振失稳。

(4)磁浮高架线路一阶频率一般在 5~10Hz 范围，车体二系悬挂频率在 1Hz 左右，并且它们可以调整的范围不大，因此，建议悬浮控制系统的频率设计如德国 TR06 磁浮车辆一样选在 20Hz 左右；同时对轨道阻尼、二系悬挂阻尼和悬浮阻尼进行优化设计，从而获得良好的磁浮系统动态特性。

(5)本章以中低速 EMS 磁浮列车悬浮和导向的基本单元为对象，考虑了单铁一轨道一控制器的耦合相互作用，首次从动力学角度较为全面地对电磁悬浮的力学特性进行了基础性理论研究，并通过数值方法详细分析了电磁悬浮力及其动态刚度与阻尼特性，这一工作为 EMS 磁浮大系统动力学研究提供了基础，有利于我们从根本上认清 EMS 磁浮系统动力学响应基本特征与规律。

获取更多资料 微信: 13920233932

第 3 章 磁浮车辆/高架桥垂向相互作用

磁悬浮铁路为了实现高速客运,大量采用了封闭式高架线路,其线路成本占总成本的 60~70%,一般为了降低线路成本并更好地与环境协调,磁浮高架线路做得轻盈美观,较其它桥梁更为柔软,其车/桥耦合作用十分显著。磁浮车/桥相互作用力是均匀的电磁力,尤其是 EMS 磁浮系统的车辆底部在纵向上除了安装间隙外布满了悬浮电磁铁。因此,磁悬浮车辆与桥梁的耦合作用与普通轮轨系统及公路系统车桥耦合作用不完全一样,它具有自己独特的动力作用规律。

目前,世界上最为先进的常导磁浮试验线是德国 Emsland 高速磁浮线,其 20.5km 南环线采用了混凝土简支梁,一般跨度约为 25m;北环线上则以钢结构两跨连续梁为主,每联约 50m 长;在特殊线路段,如缓和曲线段、道岔、交叉线路段,还采用了 31m、37m、62m 跨距的高架梁;而所谓的地面线路,采用的是钢筋混凝土板,以 2m 间隔的低墩支承。磁浮线路的简支梁预先在地面预制,现场机械吊装,故支承梁的制造、安装、维修方便且成本低,可减少对线路的投资,而且混凝土简支梁自重大、阻尼特性好,具有较好的动力特性;钢结构连续梁由钢结构厂生产出单跨梁,在线路段装配车间组装和焊接成连续梁,其安装维修也很方便,钢结构连续梁利用了中间支点截面的负弯矩,使梁内弯矩沿梁长分布更合理,而且钢结构良好的应力应变关系,也使其在弯曲线路和道岔上表现得更经济、更有效。德国 TR06 磁浮车在 Emsland 试验线的长期运行试验表明这两种结构线路的应用成效显著。

本章以 Emsland 线路两种标准高架桥结构形式和德国 TR06 磁浮车辆为原型,建立 EMS 磁浮车辆/高架桥垂向耦合动力学模型,分别对不同材料和结构形式支承梁以及不同车速时车桥耦合动力响应进行了仿真计算,得到两种支承梁结构下系统动力响应特征及车速对耦合系统动力影响规律,为磁浮高架线路设计和进一步的系统优化提供了理论依据。本章末还对我国青城山磁浮车/桥耦合动力响应进行了仿真计算,为我国磁浮工程线建设提供一定的参考。

3.1 磁浮系统车/桥耦合模型

德国 TR 系列磁浮车是常导型(EMS)高速磁浮车的代表,图 3-1 是 1984 年开始行车试验的 TR06 磁浮车辆的动力学结构示意图^[12],它有四个电磁铁支承框架,一般称为磁转向架,每个磁转向架有左右两个悬浮导向模块,四个悬浮电磁铁和四个导向电磁铁组成一个模块,每个磁转向架以 4 个空气弹簧支承车体,

电磁悬浮构成车辆一系悬挂，空气弹簧构成二系悬挂。图 3-2 是针对 TR06 车辆的磁浮车桥垂向耦合模型，模型假设车体为刚性体，重心和几何中心重合。青城山磁浮车辆虽然采用了日本 HSST 技术，其磁转向架为 3 个，二系悬挂为螺旋弹簧与阻尼器，但其车桥垂向耦合模型仍与图 3-2 类似，文中不再给出。

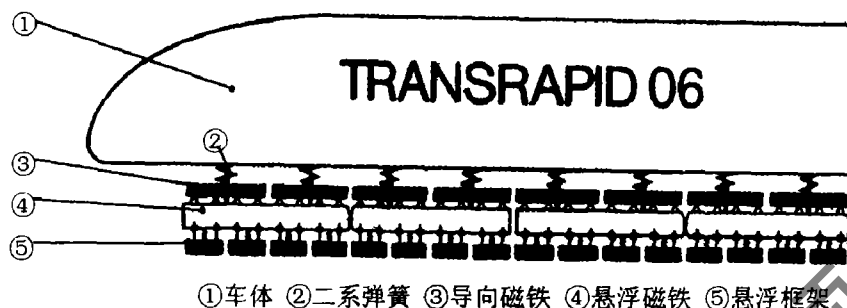


图 3-1 TR06 磁浮车辆的结构示意图

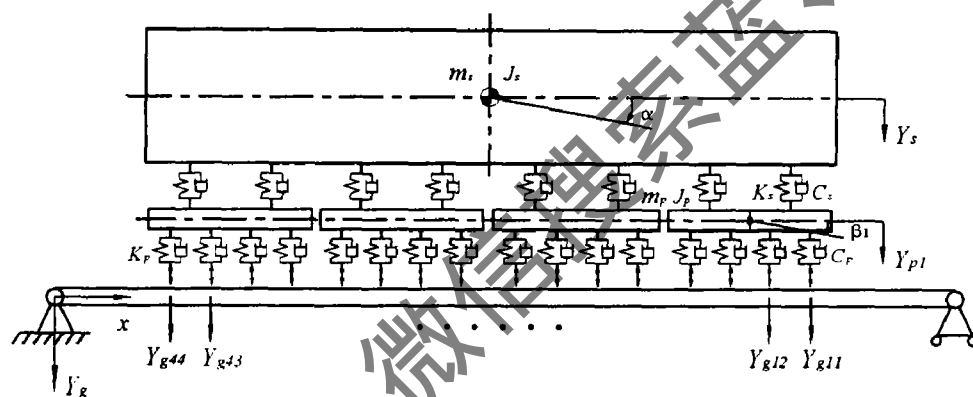


图 3-2 磁悬浮车辆/高架桥垂向耦合模型

磁悬浮铁路高架梁的高跨比和宽跨比都很小，属细长梁结构，在低频振动时忽略剪切变形及截面绕中性轴转动惯量的影响，可采用 Bernoulli-Euler 梁模型。图 3-2 只作出一孔简支梁模型，实际仿真计算中假设有无数孔简支梁延伸下去，而对多跨连续梁只需变化梁模型即可。

电磁力是车辆与线路动力作用的纽带，上章 2.3 节和 2.4 节的研究结果表明电磁力是电磁铁与导轨垂向、横向相对间隙以及电磁铁电流的非线性函数；电磁铁电流变化又是由电磁悬浮和导向规律所决定的，在主动导向的 EMS 系统中，电磁铁电流是悬浮气隙、悬浮气隙导数、电磁铁垂向加速度和横向位移的函数。由上可见，磁浮列车系统的电磁力精确计算公式是十分复杂的，如果进一步考虑到悬浮导向控制器的具体实现(如电流环、状态观测器、间隙积分器等)，则其计算公式更为复杂。然而，本章侧重研究的是磁浮车辆与柔性高架轨道耦合动力作用，电磁力计算可以在满足一定精度的前提下进行适当的简化。上章 2.4 节电磁悬浮动力特性的研究也表明，在平衡工作点附近电磁悬浮刚度有近似的恒定值(式 2-35)，电磁悬浮阻尼虽然与间隙导数有关(式 2-36)，但在间隙导

数不大时还是处在同一数量级水平，悬浮阻尼可以取近似的中间值。因此，本章将电磁悬浮等效为弹簧-阻尼器悬挂，即在理想悬浮点附近将磁/轨关系线性化，电磁力计算公式如下

$$f_m = f_{m0} + k_p(\delta - \delta_0) + c_p \dot{\delta} \quad (3-1)$$

式中， f_{m0} 是电磁铁的名义悬浮力， k_p 、 c_p 分别是等效磁隙动刚度和阻尼。事实上，国外已有的磁浮车辆/轨道垂向耦合动力学研究，一般均采用了等效悬浮刚度和阻尼的线性化磁/轨关系模型^[79-81, 85-92]。

实际上电磁力连续作用在电磁铁和导轨的极面上，严格来讲电磁力是三位空间分布力。在建立电磁悬浮模型时我们可以将电磁力处理为纵向连续分布力，但需要给定电磁力纵向连续分布函数，如果考虑为线性分布，那么我们可以通过给定足够的离散集中力达到同样的效果，而且后者在仿真计算时无需进行数值积分，计算速度较前者要快。因此，在本章磁浮车辆/轨道动力学模型中，磁转向架下部考虑作用有 N 个集中力，最小 N 值与电磁铁几何、电气参数以及梁的跨距、截面参数有关，一般可通过试算求得。图 3-2 及下节系统动力学方程中数学符号的物理意义见表 3-1。

表 3-1 模型和方程中数学符号的物理意义

符号	物理意义	符号	物理意义
m_s	车体质量	α	车体点头角
J_s	车体点头惯量	y_{ai}	第 i 个二系悬挂上端垂向位移
k_s	二系悬挂刚度	y_{bi}	第 i 个二系悬挂下端垂向位移
c_s	二系悬挂阻尼	y_{pi}	第 i 个磁转向架垂向位移
m_p	磁转向架质量	β_i	第 i 个磁转向架点头角
J_p	转向架点头惯量	Y_{puj}	第 i 个转向架上第 j 个一系悬挂上端位移
k_p	等效磁隙刚度	Y_{gij}	第 i 个转向架上第 j 个一系悬挂下端对应的梁位移
c_p	等效磁隙阻尼	$\Phi_n(x)$	梁 n 阶模态函数
EI	梁抗弯刚度	$q_n(t)$	梁 n 阶模态广义幅值
m	梁线密度	ζ_n	梁 n 阶模态阻尼系数
l	梁每跨长度	$F(x,t)$	梁上广义载荷
L	梁每联长度	$f_i(t)$	梁上第 i 个作用点上作用力
y_s	车体垂向位移	V	车速

3.2 磁浮车/桥系统动力学方程及其求解

3.2.1 磁浮车辆动力学方程

因电磁悬浮简化为线性弹簧-阻尼器,在车辆静平衡下建立车辆动力学方程,方程右边没有了重力项,使得仿真计算时系统更快进入平稳状态。对车辆各部件进行受力分析,有牛顿第二定律,可得车辆系统动力学方程如下

(1)车体沉浮运动

$$m_s \ddot{y}_s + c_s \sum_{i=1}^8 (\dot{y}_{sui} - \dot{y}_{sbi}) + k_s \sum_{i=1}^8 (y_{sui} - y_{sbi}) = 0 \quad (3-2)$$

式中, y_{sui} 表示第 i 个二系悬挂上端垂向位移, y_{sbi} 表示第 i 个二系悬挂下端垂向位移, i 从左向右顺序编号。

(2)车体点头运动

$$J_s \ddot{\alpha} + \sum_{i=1}^8 c_s l_{si} (\dot{y}_{sui} - \dot{y}_{sbi}) + \sum_{i=1}^8 k_s l_{si} (y_{sui} - y_{sbi}) = 0 \quad (3-3)$$

式中, l_{si} 表示第 i 个二系悬挂点对车体点头运动的力臂,并带有正负号。

(3)磁转向架沉浮运动

$$m_p \ddot{y}_{pi} + \sum_j^4 c_p (\dot{y}_{puj} - \dot{y}_{gij}) + \sum_j^4 k_p (y_{puj} - y_{gij}) - \sum_{j=2i-1}^{2i} c_s (\dot{y}_{suj} - \dot{y}_{sbj}) - \sum_{j=2i-1}^{2i} k_s (y_{suj} - y_{sbj}) = 0 \quad (3-4)$$

式中, y_{puj} 表示第 i 个转向架上第 j 个一系悬挂上端垂向位移,带有正负号。

(4)磁转向架点头运动

$$J_p \ddot{\beta}_i + \sum_{j=1}^4 c_p l_{pj} (\dot{y}_{puj} - \dot{y}_{gij}) + \sum_{j=1}^4 k_p l_{pj} (y_{puj} - y_{gij}) - \sum_{j=2i-1}^{2i} c_s l_{sbj} (\dot{y}_{suj} - \dot{y}_{sbj}) - \sum_{j=2i-1}^{2i} k_s l_{sbj} (y_{suj} - y_{sbj}) = 0 \quad (3-5)$$

式中, l_{si} 、 l_{sbj} 、 l_{pj} 分别为一、二系悬挂对车体和转向架点头运动的力臂,并带有正负号。

3.2.2 单跨简支梁动力学方程

对一维弹性体 Bernoulli-Euler 简支梁的横向振动,一般可采用模态叠加法 [136-138],其简支梁的强迫振动微分方程可表示为

$$EI \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} + C \frac{\partial y}{\partial t} + m \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} = F(x, t) \quad (3-6)$$

$$y(x, t) = \sum_{n=1}^{\infty} \phi_n(x) q_n(t) \quad (3-7)$$

其中,

$$F(x, t) = \sum_{i=1}^{16} f_i(t) \delta(x - vt)$$

$$f_i(t) = \left(\frac{m_s}{16} + \frac{m_p}{4} \right) g + c_p (\dot{y}_{mi} - \dot{y}_{gi}) + k_p (y_{mi} - y_{gi}) \quad (i=1 \sim 16)$$

$$\delta(x_i - vt) = \begin{cases} 1, & x_i - vt = 0 \\ 0, & x_i - vt \neq 0 \end{cases}$$

式(3-6)中, EI 是梁的垂向抗弯刚度, c 是梁的阻尼, m 为梁的线密度, $f_i(t)$ 外力项中包含了磁浮车辆的重量, y_{gi} 、 y_{mi} 分别为梁上作用点位移及其转向架上对应点的位移。式(3-7)中, $\phi_n(x)$ 是轨道 n 阶模态函数, $q_n(t)$ 是 n 阶模态广义幅值。将方程(3-7)代入式(3-6), 并利用模态函数的正交性, 可得模态振幅微分方程

$$\ddot{q}_n(t) + 2\zeta_n \omega_n \dot{q}_n(t) + \omega_n^2 q_n(t) = \frac{1}{m_l} \sum_{i=1}^{N_p} f_i(t) \phi_n(x_i) \quad (3-8)$$

式中,

$$\phi_n(x) = \sqrt{2} \sin\left(\frac{n\pi x}{l}\right) \quad (0 \leq x \leq l)$$

$$\omega_n = \left(\frac{n\pi}{l}\right)^2 \sqrt{\frac{EI}{m}} \quad (n=1, 2, 3 \dots)$$

式中, l 为梁的跨距, N_p 表示 t 时刻支承梁上荷载个数。式(3-2)~(3-5)、(3-8)组成了磁悬浮车辆与高架简支梁垂向耦合动力学微分方程组。

3.2.3 两跨连续梁动力学方程

磁浮线路上两跨连续梁多为等跨度等截面等抗弯刚度梁, 本章以后涉及两跨连续梁时, 若不加特殊说明均指此种连续梁。其频率和模态的求解在文献[138]中有详细的阐述, 本节简单叙述如下。

(1) 自振频率

在连续梁桥的固有频率及振型分析中, 采用自由振动的三弯矩方程, 当梁桥为等间距的两跨连续梁时, 其三弯矩方程为

$$4\theta M_1 = 0 \quad (3-9)$$

式中, $\theta = \frac{3}{2\beta l} \left(\frac{1}{\tanh \beta l} - \frac{1}{\tan \beta l} \right)$, M_1 为中间支点处梁的内弯矩。当 $M_1=0$ 时,

连续梁的自由振动同简支梁一样, 其相应的自振频率也一样; 当 $\theta=0$ 时, 可得

频率特征方程如式(3-10)，求解该方程可得特征值 βl 为 3.93、7.07、10.21、...，由此可得连续梁第二组固有频率值。总之，两跨连续梁的固有频率可由式(3-11)统一表示。

$$\tanh\beta l = \tan\beta l \quad (3-10)$$

$$\omega_i = \beta_i \sqrt{\frac{EI}{m}} \quad (3-11)$$

$$\text{式中, } \beta_i l = \begin{cases} \frac{(n+1)\pi}{2} & i = 1, 3, 5, 7, \dots \\ 3.93, 7.07, 10.21, 13.35, \dots & i = 2, 4, 6, 8, \dots \end{cases}$$

(2) 模态函数

求解两跨连续梁第二组频率对应的模态函数较为复杂，在求出自振频率后代入到三弯矩方程，求出梁内各支点处的截面弯矩比，再代入到在支座弯矩作用下单跨简支梁的振幅方程^[138]

$$y(x) = \frac{1}{2EI\beta^2} (M_i \cos \beta x - M_i \operatorname{ch} \beta x + \frac{-M_i \cos \beta l + M_{i+1} \sin \beta x + \frac{M_i \operatorname{ch} \beta l - M_{i+1} \operatorname{sh} \beta x}{\operatorname{sh} \beta l}}{\sin \beta l} \sin \beta x + \frac{M_i \operatorname{ch} \beta l - M_{i+1} \operatorname{sh} \beta x}{\operatorname{sh} \beta l} \operatorname{sh} \beta x) \quad (3-12)$$

式中， $i, i+1$ 表示支点号，纵向坐标 x 以每联左边支点为原点， M_i 为 i 号结点处梁的内弯矩。两跨连续梁第二组频率对应的模态函数如下：

$$\text{第一跨} \quad \phi_1(x) = \frac{\sin \beta x}{\sin \beta l} - \frac{\operatorname{sh} \beta x}{\operatorname{sh} \beta l} \quad (3-13)$$

$$\text{第二跨} \quad \phi_2(x) = \cos \beta x - \operatorname{ch} \beta x - \frac{1 + \cos \beta l}{\sin \beta l} \sin \beta x + \frac{1 + \operatorname{ch} \beta l}{\operatorname{sh} \beta l} \operatorname{sh} \beta x \quad (3-14)$$

两跨连续梁第一组频率对应的模态函数与简支梁的完全一样。

(3) 连续梁的受迫振动方程

由两跨连续梁的模态正交性，两跨连续梁受迫振动微分方程为

$$\ddot{q}_n(t) + 2\zeta_n \omega_n \dot{q}_n(t) + \omega_n^2 q_n(t) = \frac{1}{M_n^2 m l} \sum_{i=1}^{N_p} f_i(t) \phi_n(x_i) \quad (3-15)$$

式中， $M_n^2 = \int_0^{2l} \phi_n^2(x) dx$ 。至此，式(3-2)~(3-5)、(3-15)组成了磁浮车辆与两跨连续梁耦合动力学微分方程组。

3.2.4 动力学统一方程及求解

无论单跨还是两跨连续梁情况，磁浮车辆/高架桥耦合系统动力学方程可写成如下统一形式

$$M\ddot{X} + C\dot{X} + KX = P \quad (3-16)$$

式中， X 、 \dot{X} 、 \ddot{X} 分别代表耦合系统的广义位移、速度和加速度； M 、 C 、 K 分别表示耦合系统的质量、阻尼和刚度矩阵； P 为广义荷载矩阵。对式(3-16)微分方程的求解，以往一般采用中心差分法或四阶显式 Runge-Kutta 法，前者每步积分需要求解一次线性代数方程组，后者每步积分需迭代 4 次，因此它们用于大型工程动力学问题求解时计算速度较慢，针对此种情况，本章采用了翟婉明^[139]提出的一种新型快速显式积分法，其积分格式为

$$\begin{cases} X_{n+1} = X_n + V_n \Delta t + (1/2 + \beta) A_n \Delta t^2 - \beta A_{n+1} \Delta t^2 \\ V_{n+1} = V_n + (1 + \gamma) A_n \Delta t - \gamma A_{n+1} \Delta t \end{cases} \quad (3-17)$$

式中， β 、 γ 为积分常数，一般都取为 0.5； X 、 V 、 A 为位移、速度和加速度矢量； Δt 为积分步长。该方法在积分过程中无需求解高阶代数方程组，不仅计算速度快，而且计算精度高，特别适合求解大型工程动力学问题，在传统铁路车辆-轨道耦合动力学研究中得到了很好的验证和应用^[140]。

3.3 磁浮车/桥耦合振动响应及其分析

表 3-2 和 3-3 分别列出了德国 TR06 磁浮车辆数据及 Emsland 试验线高架梁数据，它们主要来源于文献[12,15,112]。本节将以此开展磁浮车辆/高架梁动力学仿真计算。

表 3-2 TR06 磁浮车辆数据

参数项	数据	单位
车体质量 (满员)	29,200	kg
转向架总质量	32,000	kg
二系悬挂总刚度	6.812×10^5	N/m
二系悬挂总阻尼	8.46×10^4	N · s/m

表 3-3 Emsland 磁浮线路高架梁数据

参数项	跨长 (m)	抗弯刚度 (N · m ²)	线密度 (kg/m)
简支梁	24.768	2.456×10^{10}	3,755
两跨连续梁	24.768	1.066×10^{10}	1,582

早期的磁浮车/桥耦合系统动力学研究^[85-93]中,磁浮车辆被简化为一系和二系集中质量块,电磁力由一个集中力表示,该 2 自由度车辆模型下的动力学仿真结果与上节建立的 10 自由度车辆模型比较见图 3-3。图 3-3(a)可见 2 自由度车辆模型下简支梁跨中挠度最大值是 10 自由度车辆模型的 2.3 倍;而图 3-3(b)说明两种模型的车体加速度差别更大;由此可见,2 自由度车辆模型下的动力学计算已经没有定量研究的意义。

10 自由度车辆模型中,模拟连续分布悬浮力的集中力个数 $4 \times N$ (N 为每转向架上集中电磁力个数)越大,系统响应仿真结果会越精确,但 N 越大仿真计算所需时间愈长,我们完全可以通过试算得到一个合适的 N 值,既满足一定的精度,又节约计算时间。图 3-3 就比较了 N 分别取为 1、2、4 时简支梁跨中挠度和车体加速度响应,由图可见, N 取 2、4 时系统响应曲线几乎重合,当 N 取得更大时系统响应曲线与 N 取 4 时的曲线难以区分。因此,将 TR06 的每个电磁铁等效简化为一个集中力($N=4$)就能很好地模拟连续分布电磁悬浮力,仿真计算出的结果具有定量研究的意义,这与 Cai^[109]在建立与本文相似的磁浮车辆/轨道耦合动力学模型时通过试算得到总的电磁力个数至少为 8 的结论是一致的。对青城山磁浮车辆,因其车辆长度为 10m 左右,共 3 个磁转向架,模拟连续电磁力的个数为 12 即可。

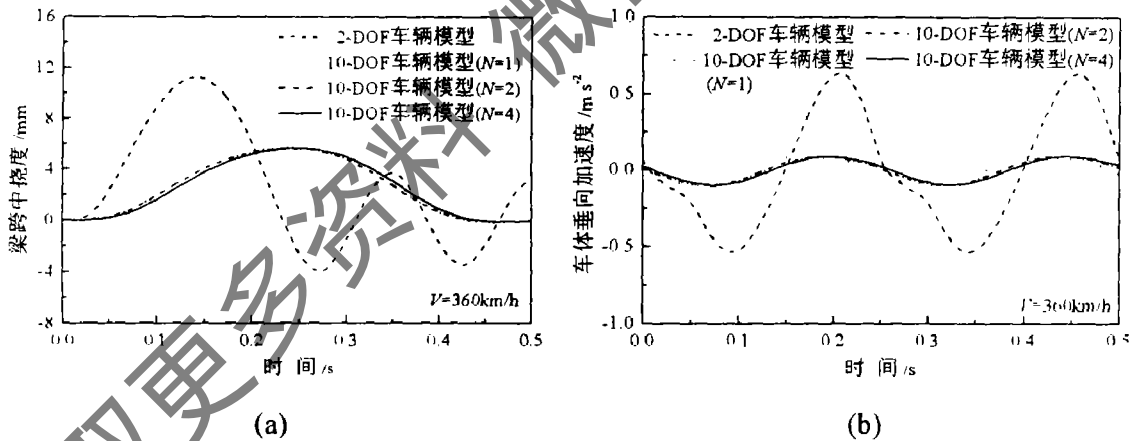


图 3-3 不同车辆模型时磁浮车/桥耦合系统动力响应比较

3.3.1 磁浮车辆/混凝土高架梁系统动态响应

本节仿真计算了混凝土简支梁和混凝土两跨连续梁上磁浮车辆与轨道的动力学响应,两种情况下梁的截面系数完全一样,车辆速度均为 360 km/h 。图 3-4(a)~(b)显示了两种结构下系统的动力响应曲线。图 3-4(a)可见,简支梁跨中最大挠度大约 6 mm ,两跨连续梁最大跨中挠度小于 4 mm ,连续梁的动力响应小于简支梁;图 3-4(b)表明两种线路结构下车体加速度的最大值基本相同;图 3-4(c)

是车体点头角的响应曲线, 由图可见两跨连续梁上车体点头角较筒支梁要小; 图 3-4(d)悬浮块垂向加速度曲线显示连续梁下悬浮块加速度更小, 其最大值约为 $0.15g$ 。综合来看, 当 TR06 磁浮车辆以 360km/h 速度行驶在理想平顺高架混凝土线路上时, 车体加速度不到 0.1m/s^2 , 小于德国 ICE 高速车辆 $0.125g$ 的限值; 混凝土梁跨中最大垂向位移小于德国对车速 200km/h 以上跨长 25m 以下铁路桥梁 $1/1200$ 绕跨比限值 20.8mm 。比较相同条件下混凝土筒支梁与两跨连续梁上磁浮车/轨系统的动力学响应可知, 两跨连续梁上磁浮车辆与轨道的动力响应明显小于单跨筒支梁上的系统响应。

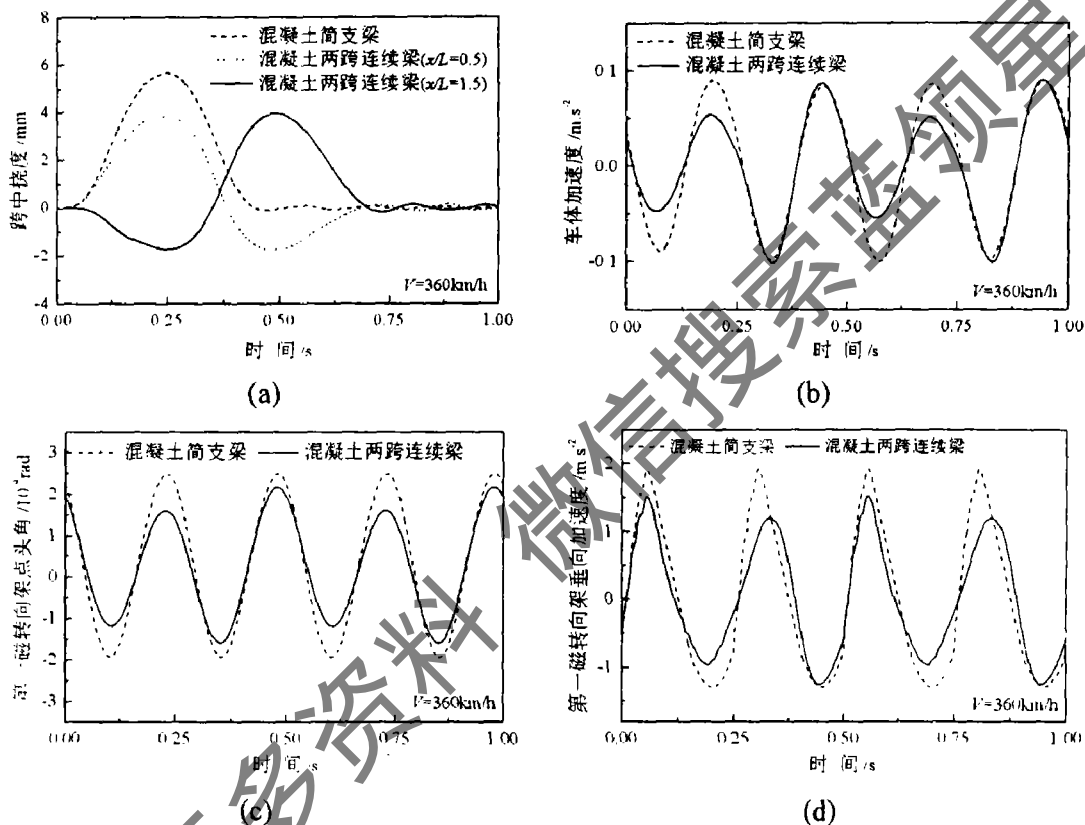


图 3-4 混凝土高架梁上磁浮车/桥系统振动响应

3.3.2 磁浮车辆/钢结构两跨梁系统动态响应

当采用德国 Emsland 试验线钢结构两跨连续梁参数时, 磁悬浮车辆和高架线路的动力响应见图 3-5。由图 3-5(a)可见, 钢结构两跨梁跨中最大动挠度约 10mm , 小于钢结构梁 $1/1200$ 绕跨比限值(20.8mm); 图 3-5(b)显示车体加速度最大值达到 0.25m/s^2 , 大于图 3-4(b)中混凝土筒支梁上最大值 0.1m/s^2 , 但仍低于 ICE 高速车辆 $0.125g$ 的垂向加速度限值。由上可见, Emsland 钢结构两跨连续梁的设计, 保证了磁浮车辆与桥梁的良好动力性能, 具有较好的性能价格比; 而我国上海高速磁浮列车运营线以及青城山磁浮列车试验线的建设, 完全可以

借鉴德国 Emsland 钢结构两跨连续梁的成熟经验。

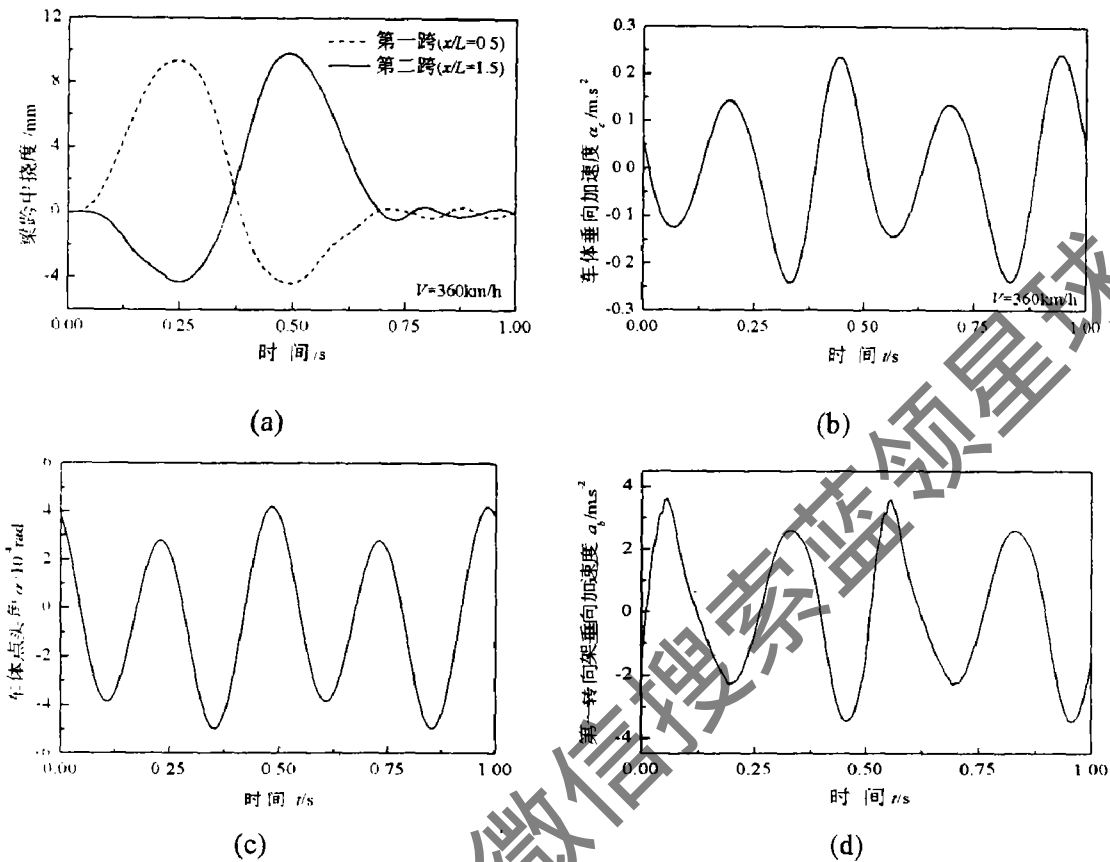


图 3-5 钢结构两跨连续梁上磁浮车/桥系统振动响应

3.3.3 车速对磁浮车/桥系统动态响应的影响

车速对磁浮系统动力作用的影响很大，对德国 Emsland 两种结构线路，高架梁的第一临界速度 $V_c(f_1)$ 分别为 579km/h、587km/h，大于车辆设计的运行速度 400km/h。图 3-6(a)、(b)是车速在 0~1000km/h 范围内跨中最大挠度曲线及车体最大垂向加速度曲线，由图可见，Emsland 两种高架线路上车速 400km/h 以后高架梁跨中挠度和车体加速度均急速变化，且车速对钢结构连续梁的影响比简支梁更显著。故从德国 TR06 与 Emsland 磁浮高架线动力耦合作用来看，车辆运行速度最好在 400km/h 附近，这一点与迄今为止 Emsland 磁浮线提供的车辆最高速度均为 420km/h、正常时速 400km 是吻合的。由图 3-6 还可见 650km/h 是最不适合的车辆运行速度，究其原因，是因为车速达到支承梁一阶临界速度，车桥耦合系统发生共振。但是，400km/h 的运行速度还没有充分发挥磁浮列车超高速度的优点，德国 TR06 磁浮车与 Emsland 试验线的配置还不能满足 500km/h 的高速运行，这一点值得我国在引进和吸收德国磁浮技术时加以注意。

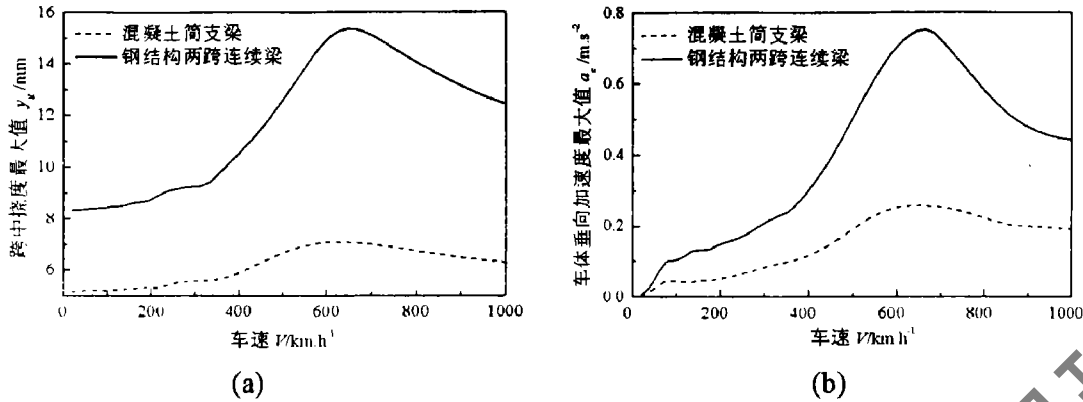


图 3-6 车速对磁浮车辆/高架桥系统动力响应的影响

3.4 磁浮列车与轮轨高速列车对线桥动力作用的比较

近年来，高速铁路发展迅猛，西方国家以法国、德国、日本为代表大量修建轮轨高速铁路，并取得成功。高速列车试验速度已达到 515.3km/h，打破了原先设定的所谓轮轨列车速度极限，实际运营速度也达到 250~300km/h。我国已在轮轨高速铁路研究领域取得大量研究成果，并已动工修建第一条快速客运专线—秦沈（秦皇岛—沈阳）客运专线，设计时速 160~250km。我国近年来积极开展磁浮列车技术开发研究，已在实验室内建有实验线，引进德国技术在上海浦东机场至龙阳路地铁站之间修建全长约 35km 的常导型高速磁浮列车示范运营线也已经全线贯通，即将开始试运行。应该说，磁浮高速铁路与轮轨高速铁路各有自己的突出优点与适用范围，经过科学分析与技术经济论证，可以在不同地域与条件下得到应用和发展，任何非此即彼的看法都是不科学的。本章对这两类高速列车对线桥的动力作用进行对比分析比较，以便人们对两者的车桥耦合动力作用有一个清晰的对比认识。

高速列车对轨道、桥梁结构的动力作用问题涉及到高速铁路基础设施的设计、施工、养护维修，乃至技术经济性等多个方面，是人们普遍关心的问题之一。上个世纪 70 年代 Matsuura^[94]、Nagai^[95]就比较了日本 ML500 超导磁浮列车和新干线高速轮轨列车对桥梁动力作用；德、日两国高速磁浮试验线建成后，两国还对磁浮试验线上高架桥进行过动力响应测试。我国沈志云院士^[141]综合国外磁浮列车和轮轨高速列车对轨道动力作用研究的已有文献，对磁浮车辆和轮轨高速车辆对线桥的动之作用进行了初步的评判。本节在这些研究的基础上，运用新近发展的车辆-轨道耦合动力学理论和方法^[140]，对磁浮高速列车与轮轨高速列车过桥时的动力作用问题作较为细致的分析比较，以期为我国发展地面高速轨道交通提供有益参考。下面将介绍这方面的研究比较结果。

3.4.1 高速轮轨列车与线桥相互作用模型

轮轨高速铁路一般也大量采用高架桥结构，特别是在城郊附近和软弱地基路段，一方面可节省用地，另一方面可避免路基非均匀沉降所带来的问题。以日本北陆新干线为例，从高崎至长野全长 125.7km，其中桥梁占 9%，而高架桥却占全程的 25%。其实这是高速轨道交通线路为了满足高速专用的要求具有的共同特征。

如图 3-7 所示，高速车辆可以简化成具有一系、二系悬挂的由车体、转向架构架及轮对组成的多刚体系统；并假设车体前后左右对称；转向架构架左右对称；悬挂系统中阻尼可为线性或非线性。高速动力车或车辆具有 10 个自由度，即车体垂向和点头运动、前后转向架构架的垂向和点头运动、四个轮对的垂向运动。钢轨简化为 Bernoulli-Euler 梁，并考虑扣件支点弹性及阻尼作用；轨下基础重量视为二期恒载作用于桥梁上。桥梁仍采用 Bernoulli-Euler 梁来描述。为了能较真实地反映高速列车进出桥梁的振动状态，模型还考虑了桥梁两端的土路基轨道段。

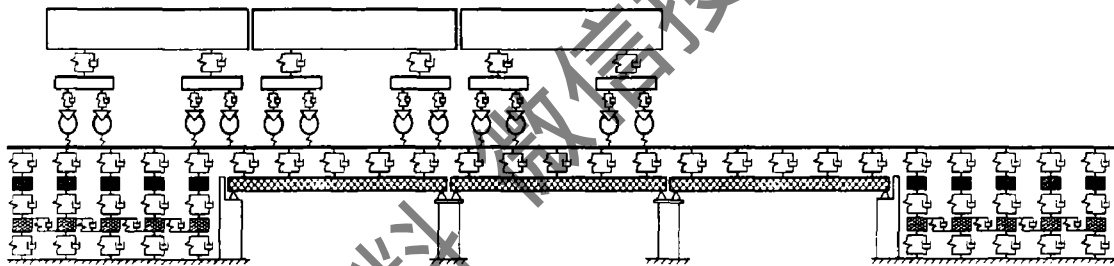


图 3-7 高速轮轨列车与线桥相互作用模型

3.4.2 轮轨关系的力学特征

轮轨高速铁路区别于其它地面运输方式的根本点在于轮轨相互作用，即轮轨关系。这一特定的关系不仅为列车牵引提供了足够的力源（轮轨粘着力），而且成功地解决了车辆运动稳定性与导向问题，同时还具有滚动阻力小的优点。所有这些功能都是由于具有特定型面的车轮和钢轨之间的几何约束与接触受力而实现的，归根到底体现在轮对与左、右钢轨之间的受力机制中(图 3-8)。

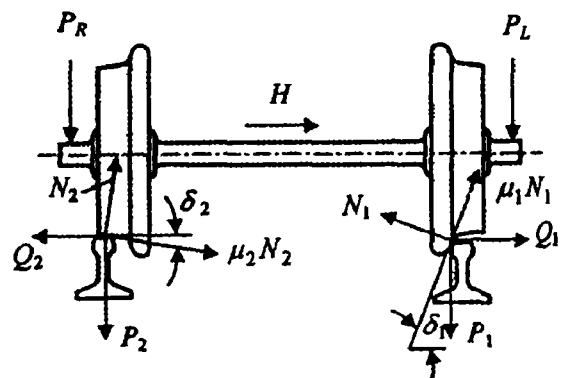


图 3-8 轮轨作用力简图

轮轨接触点处的作用力包括法向力以及切平面内的蠕滑力。轮轨蠕滑力由

蠕滑理论确定, 轮轨法向力 N 则可由 Hertz 非线性接触理论确定:

$$N = \left(\frac{1}{G} \delta z\right)^{3/2} \quad (3-18)$$

式中, δz 是轮轨接触点处的法向弹性压缩量 (m), G 为轮轨接触常数 ($\text{m}/\text{N}^{2/3}$), 由轮轨材质和几何特性决定。

对于锥形踏面车轮

$$G = 4.57R^{-0.149} \times 10^{-8} (\text{m}/\text{N}^{2/3}) \quad (3-19)$$

对于磨耗形踏面车轮

$$G = 3.86R^{-0.115} \times 10^{-8} (\text{m}/\text{N}^{2/3}) \quad (3-20)$$

其中, R 是车轮半径 (m)。

轮轨接触斑实质上是一个椭圆, 其最大接触应力可近似由下式求得

$$\sigma = SN^{1/3} \quad (3-21)$$

式中, S 是由 Hertz 理论决定的应力常数 ($\text{N}^{2/3}/\text{m}^2$), 对轮轨系统而言

$$S = 2.49R^{-0.251} \times 10^7 (\text{N}^{2/3}/\text{m}^2) \quad (\text{锥形踏面车轮}) \quad (3-22)$$

$$S = 1.49R^{-0.376} \times 10^7 (\text{N}^{2/3}/\text{m}^2) \quad (\text{磨耗型踏面车轮}) \quad (3-23)$$

由上述关系可以确定出高速铁路轮轨接触应力大小。以日本新干线 300 系高速列车为例, 其静态轮轨接触应力约为 780MPa, 而在动轮载作用下的轮轨最大动应力, 根据轨面不平顺及列车运行速度的不同, 一般在 850~1100MPa 之间。根据英国铁路(BR)标准^[142], 轮轨静态接触应力限值是 1500Mpa(新轮)和 1000Mpa(磨耗轮), 动态接触应力限度是 2300MPa(新轮)和 1600Mpa(磨耗轮)。可见, 高速铁路轮轨接触应力, 无论是静态还是动态, 均远低于其许用标准。

磁轨关系是对应轮轨关系而产生的一个新概念, 磁浮高速铁路不同于轮轨系统高速铁路的根源就在于以无接触的磁轨作用代替了轮轨滚动接触, 在本文 2.3 节有较为详细的论述。本质上磁轨关系是磁浮列车机械系统、电磁物理系统、悬浮导向控制系统多场多系统耦合作用关系, 磁轨关系中的受力方式是分布荷载, 因而轨道所受压力均匀、数值小, 一般在 0.1MPa 以下, 但单位长度上的荷载仍与轮轨列车相当, 经对 TR06 磁浮车及日本新干线轮轨车的计算, 静态与动态荷载总变化范围一般在 18~30kN/m。

3.4.3 高速列车和桥梁分析对象及参数

分析比较对象均取现有成熟高速磁浮列车和高速轮轨列车, 具体选取德国常导型磁浮列车 TR06 以及日本新干线 300 系轮轨高速列车(简称 JR300), 其动力学计算参数均按实际车辆确定, 分别如表 3-4 和表 3-5 所列。

桥梁选取常用跨度($L=12\sim 32\text{m}$)高架桥, 以反映磁浮高速铁路和轮轨高速铁

路线路的共有特征, 有关参数根据高速铁路简支梁桥设计规范并参考现有实桥数据选取, 见表 3-6。其中跨度 $L \leq 24\text{m}$ 梁的容许挠跨比为 $1/1800$, 而 $24\text{m} \leq L \leq 80\text{m}$ 梁挠跨比限值为 $1/1500$ 。

轨道为日本新干线高速铁路高架桥上无碴轨道, 钢轨质量 60.64kg , 抗弯刚度 $2.059 \times 10^{11}\text{N/m}^2$, 轨下基础重量以二期恒载形式施加于桥梁上。为比较磁浮高速列车与轮轨高速列车过桥动力行为, 轨面未附加任何形式的几何不平顺。

表 3-4 高速轮轨车辆 JR300 参数

参数名称	数值	单位
车体质量	31994	kg
构架质量	3333	kg
轮对质量	1650	kg
车体点头惯量	2.1×10^6	$\text{kg} \cdot \text{m}^2$
构架点头惯量	3200	$\text{kg} \cdot \text{m}^2$
二系悬挂刚度(半车)	8.0×10^5	N/m
一系悬挂刚度(每轴)	2.36×10^6	N/m
二系悬挂阻尼(半车)	1.0×10^5	N.s/m
一系悬挂阻尼(每轴)	8.0×10^4	N.s/m
车辆定距之半	8.75	m
固定轴距之半	1.25	m
车轮半径	0.43	m
车辆总重	45.26	t

表 3-5 桥梁参数

跨度 (m)	梁高 (m)	每延米重量 (kN/m)	二期恒载 (kN/m)	截面抗弯刚度 (N/m^2)
12	1.2	69.30	75.0	1.15×10^{10}
16	1.6	79.51	75.0	2.4686×10^{10}
20	2.0	76.72	76.25	4.7201×10^{10}
24	2.4	87.59	75.0	7.4078×10^{10}
32	3.0	119.08	75.0	1.5867×10^{11}

注: Emsland 磁浮线路高架混凝土简支梁主跨 24.858m , 抗弯刚度 $2.456 \times 10^{10}\text{N/m}^2$ 。

3.4.4 典型车桥振动响应的比较

运用 3.1 节建立的磁浮车桥耦合振动模型和轮轨车线桥动力分析模型, 针对

上述分析对象进行了广泛的动力学计算。作为示例,图 3-9 给出了磁浮车与轮轨车以 400km/h 速度通过跨度为 24m 桥梁时车/桥系统典型动力响应时程曲线。由于磁浮车和轮轨车与轨道的相互作用方式完全不同,图 3-9 所示响应曲线也迥然不同。对于本例工况,磁浮高速车辆过桥时的车体振动加速度及相应的桥梁振动加速度均远小于轮轨高速情形,而磁浮车引起的桥梁挠度略大于轮轨车情况,具体定量比较详见下文。

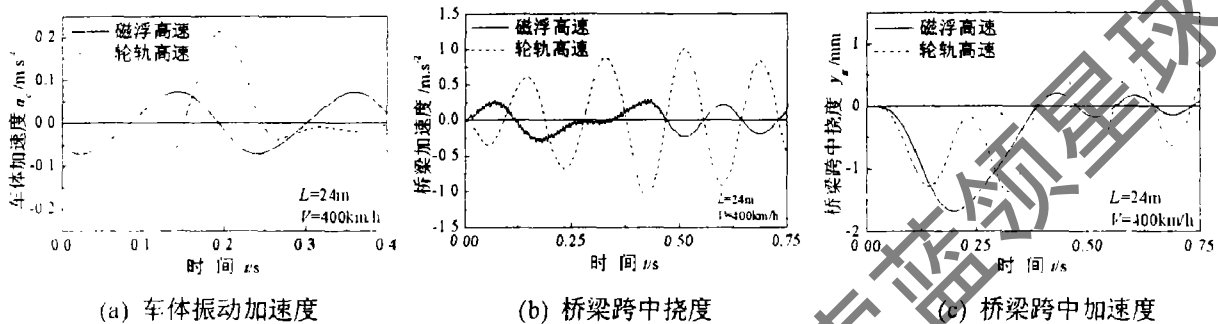


图 3-9 磁浮与轮轨车桥系统典型动态响应比较

3.4.5 车速对高速列车/线桥动力作用影响的比较

为了对比磁浮与轮轨高速列车在高速和超高速域过桥动力特性,选取了常用跨度 24m 桥梁(德国磁浮线高架桥跨度为 24.858m)作为分析例子。图 3-10~3-12 给出了两种类型高速列车和桥梁主要动力性能指标随行车速度 ($V=100\sim 500km/h$)的变化规律。

由图 3-10 可见,磁浮高速列车车体振动加速度在整个速度域内均小于轮轨高速列车,且这种差异随着行车速度的提高而加大,特别是当 $V>350km/h$ 时差异变得十分明显,表明磁浮列车在超高速运行时具有极好的乘坐舒适性。图 3-10 还表明,在未考虑轨道几何不平顺的前提下,轮轨高速列车过桥时的振动响应即使在 400km/h 以上速度范围也很小,车体垂向振动加速度仅 $0.2\sim 0.3m/s^2$,远小于其舒适度限值 $1.25m/s^2$,由此说明,只要高速铁路轨道具有高平顺性,轮轨高速列车也具备超高速舒适运行的可能性。

图 3-11 可见对 24m 跨度桥梁而言,轮轨高速车以 100~500km/h 速度过桥所引起的桥梁变形均要小于磁浮高速车,平均小 30%左右,两者均远小于桥梁挠跨比限值 $1/1800$ 。而图 3-12 表明轮轨高速车过桥所引起的桥梁振动加速度要大于磁浮高速车,当 $V\leq 350km/h$ 时,两者相差不大,且绝对量均很小(在 $0.5m/s^2$ 以下),而当 $V>350km/h$ 后,两者的差异迅速加大,在 $V=450km/h$ 时达到最大,随后又有所缩小。总体而言,在超高速 ($V\geq 400km/h$) 运行条件下,磁浮高速车所引起的桥梁加速度仅为轮轨高速车的 $1/3$ 左右,同时也应看到,即使是在

500km/h 速度时, 轮轨高速车所引起的桥梁加速度也只有 1.417m/s^2 , 小于桥梁竖向振动加速度限值 $0.35g$ 。

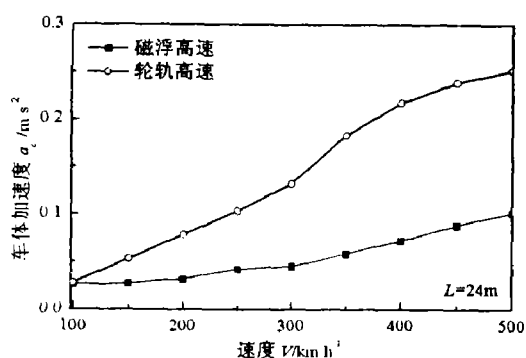


图 3-10 车体振动加速度比较
($L=24\text{m}$, $V=400\text{km/h}$)

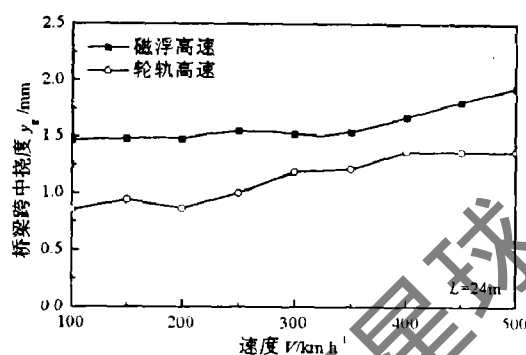


图 3-11 桥梁跨中挠度比较
($L=24\text{m}$, $V=400\text{km/h}$)

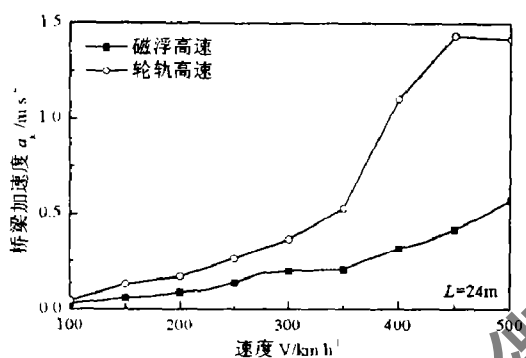


图 3-12 桥梁跨中加速度比较
($L=24\text{m}$, $V=400\text{km/h}$)

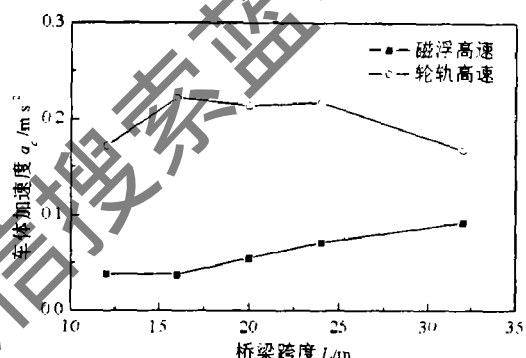


图 3-13 跨度对车体加速度影响的比较
($V=400\text{km/h}$)

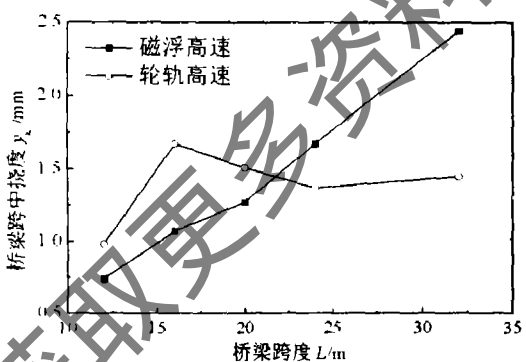


图 3-14 跨度对桥梁跨中挠度影响的比较
($V=400\text{km/h}$)

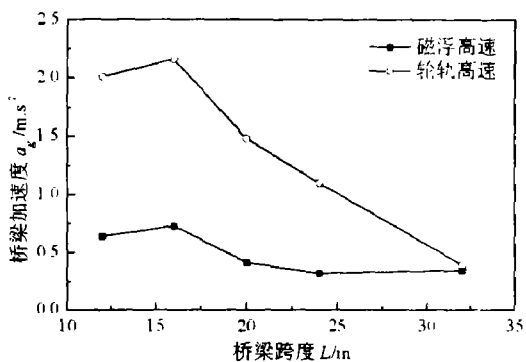


图 3-15 跨度对桥梁跨中加速度影响的比较
($V=400\text{km/h}$)

3.4.6 桥梁跨度对高速列车/线桥动力作用影响的比较

桥梁跨度与线路走向、地形结构及技术经济等因素密切相关, 不同线路和同一线路不同地段桥梁跨度往往不同, 因此, 分析比较不同跨度桥梁下两种高速列车动力特性具有重要意义。

图 3-13~15 是运用本章动力分析模型计算得出的桥梁跨度对两类高速列车过桥动力性能的对比结果, 列车运行速度是 400km/h。由图 3-13 可以看出, 在所分析的桥跨 ($L=12\sim 32\text{m}$) 范围内, 磁浮高速车辆振动加速度普遍小于轮轨高速车辆。在小跨度 ($L\leq 20\text{m}$) 桥梁上, 轮轨高速车辆加速度比磁浮高速车辆大 2 倍以上; 而在中等跨度 ($L>20\text{m}$) 桥梁上, 轮轨高速与磁浮高速车辆振动加速度的差异随着跨度的增大而迅速缩小, 一方面轮轨高速车辆振动逐渐减小, 另一方面磁浮高速车辆振动又逐渐增大, 对于 32m 跨度桥梁, 两者之差已缩小到 1 倍以下。当然, 因无轨道不平顺, 所有情形下的车辆加速度数值均很小。

图 3-14 表明, 随着桥梁跨度的增大, 磁浮高速列车对桥梁挠度的影响迅速增大, 亦即桥梁冲击系数*迅速增大, 而轮轨高速列车对桥梁挠度的影响随跨度的增加变化不大, 中等跨度范围基本保持不变。曲线在跨度 $L=22\text{m}$ 出现交叉, 可见当跨度小于 22m 时, 轮轨车作用下的桥梁挠度大于磁浮车 (最大时大 56%), 而当跨度大于 22m 后, 磁浮车作用下的桥梁挠度反过来大于轮轨车 ($L=32\text{m}$ 时大 69%)。由此可见, 高速磁浮线路宜采用小跨度桥梁, 而高速轮轨铁路却可以采用中等以上跨度桥梁。

由图 3-15 可见, 无论磁浮还是轮轨高速铁路, 桥梁振动加速度均随跨度增大而有所减小, 特别是轮轨铁路, 降幅极为明显。对于小跨度桥梁, 轮轨车辆较磁浮车辆引起的桥梁加速度大 1.97 倍, 而随着跨度的增大, 这一差别迅速减小, 到 $L=32\text{m}$ 时两者已完全一致。值得指出的是, 即使在 400km/h 速度运行状态下, 轮轨高速铁路小跨度 (如 $L=16\text{m}$) 桥梁振动加速度最大值为 2.16m/s^2 , 仍小于其许用值 $0.35g$ 。

3.5 中低速常导磁浮车/桥耦合系统动力响应

我国西南交通大学、国防科技大学联合国内其它单位相继研制了中低速常导磁浮车辆, 以我国西南交通大学为青城山磁浮试验线研制的低速常导磁浮列车为例, 该车由三辆编组, 每车有 3 个转向架, 6 个悬浮导向模块, 转向架结构与日本 HSST 相似, 其带控制室的头车总长 11.2m, 自重 18 吨, 目标是速度 60km/h 左右的中低速城际快运。文献[45]建议青城山磁浮高架线路采用 12m 混凝土简支梁, 青城山磁浮车辆的一组设计基本参数可见文献[123,124], 本节以此组青城上磁浮车辆和线路数据进行动力学仿真计算, 结果见图 3-16(a)、(b)。

图 3-16(a)为高架梁跨中挠度随运行距离的变化曲线, 由图可见, 高架桥跨中最大挠度随车速的增大而增加, 但 400km/h 时其最大值也仅为 1.7mm, 小于

* 桥梁冲击系数是指桥梁总挠度与静挠度之比。

我国《京沪高速铁路线桥隧站设计暂行规定》中 24m 跨度以下桥梁竖向挠跨比限值 1/1800 (6.67mm)。图 3-16(b)是车体加速度随运行距离的变化曲线,它表明车体加速度随车速的增加显著增大,当车速 400km/h 时其最大值为仅为 0.38m/s²。由上可见,青城山磁浮列车系统的设计达到了预期的速度目标,增大车速时对车体加速度的影响比对梁跨中挠度的影响大,但磁浮车辆和高架桥的动力响应都很小,高架梁的设计偏于保守。

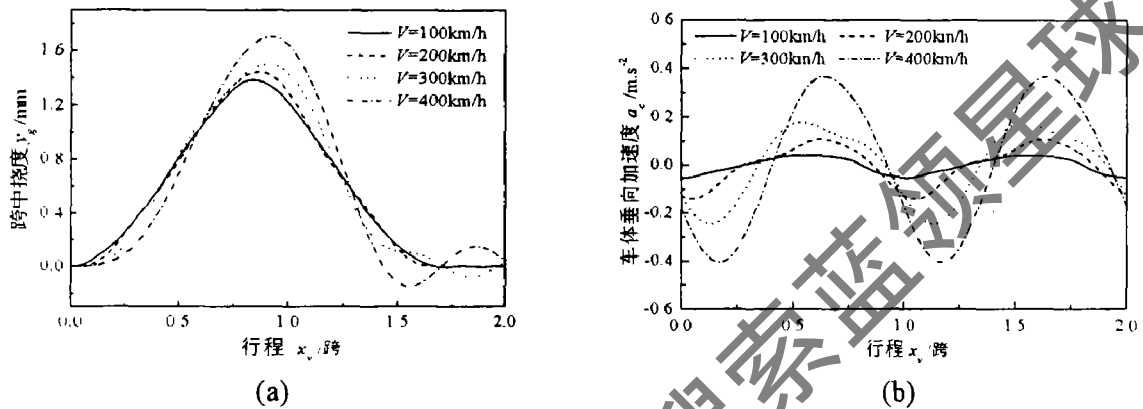


图 3-16 中低速磁浮车辆/高架桥系统垂向动力响应

3.6 本章小结

磁浮铁路大量采用了高架线路,其线路成本占总成本的 60~70%,因此,研究磁浮车辆/高桥梁耦合动力作用规律显得十分重要,只有在充分认识磁浮车辆/高桥梁耦合动力作用规律的基础上,我们才能进一步优化配置车辆和轨道的动力学参数,从而既降低了线路成本,又使得磁浮列车具有足够的安全性和良好的舒适性。本章以德国 TR06 磁浮车及其运行线路为对象,开展了磁浮车辆/轨道垂向耦合动力学研究,仿真分析了 TR06 磁浮车辆在混凝土简支梁和钢结构两跨梁上的动态响应,得到的基本结论如下:

(1) 对相同截面和跨长的混凝土简支梁与两跨连续梁磁浮线路,磁浮车辆/高架桥系统动力学仿真结果表明:两跨连续梁时支承梁和悬浮块的动力性能得到明显的改善,车体的加速度响应变化不大。因此,单从系统动力响应来看,选择连续梁结构优于简支梁结构。

(2) 德国 Emsland 试验线上混凝土简支梁与钢结构两跨连续梁的仿真结果显示:理想平顺线路下,两类高架梁跨中挠度均小于其相应的挠跨比限值,车体垂向加速度小于德国 ICE 高速车辆舒适度限值 0.125g,车辆和高架桥的动力响应不大。

(3) 车速对磁浮车辆/高架线路动力耦合的影响,以德国 Emsland 高速磁浮

系统为例, 在 400km/h 车速以下, 随车速增大系统动力响应幅值缓慢增加, 但超过 400km/h 后则急速增大, 是不理想的运行工况。而为了获得更高车速下的良好动力性能, 必须对高架桥结构参数进行重新设计, 使其临界速度增大, 急速变化区后移。

高速轮轨列车在国外已成功运行了 30 余年, 而磁浮列车作为一种新型无接触高速有轨交通工具迄今还没有商业运营线, 但磁浮列车与高速轮轨列车同属于高速地面有轨交通工具, 它们之间具有许多相似性和可比性。因此, 本章除单一地研究了磁浮车辆/高架桥系统动力学之外, 还对磁浮车辆与高速轮轨车辆对桥梁的动力作用进行了比较研究, 研究结论如下:

(1) 在轨道具有高平顺性的前提下, 高速磁浮列车的乘坐舒适性优于轮轨高速列车, 特别是在 350km/h 以上超高速运行条件下其优越性更显突出。

(2) 由于车辆与轨道的相互作用方式不同, 磁浮线路轨道所受平均应力远远低于轮轨局部最大接触应力, 但因结构与材质的不同, 两者均具有足够的强度与安全裕度, 均能很好地满足各自运用要求。而从每延米轨道所受荷载来看, 磁浮高速与轮轨高速两者基本相当。

(3) 高速磁浮列车对小跨度桥梁结构的动力影响明显小于轮轨高速列车, 但随桥梁跨度的增大, 这种差别迅速减小。当跨度大于 22m 以后, 磁浮车作用下的桥梁挠度 (对应于桥梁冲击系数) 将大于轮轨车引起的桥梁挠度, 而桥梁加速度仍然较小; 当跨度达到 32m 时, 两种类型高速列车所引起的桥梁振动加速度水平相当, 而此时磁浮车引起的桥梁挠度比轮轨铁路的大 70%。因此, 高速磁浮线宜采用小跨度高架桥结构, 而轮轨高速铁路对中、大跨度桥梁有很好的适应性。

本章末还以青城山低速磁浮列车系统的一组设计参数, 仿真计算了低速磁浮车辆/高架梁耦合系统动态响应, 仿真结果表明青城山低速磁浮系统因高架梁设计偏于保守, 理想平顺线路上磁浮车辆与轨道的动力响应都很小, 可进一步优化线路结构参数, 降低线路成本。值得说明的是, 本章的研究工作对我国磁浮技术发展及磁浮工程建设具有直接的现实意义和参考价值。

第 4 章 磁浮车辆随机振动及运行平稳性

磁浮车辆的振动除了车/桥耦合自激振动之外,磁浮线路不平顺是激励车辆振动的主要外部干扰。在轮轨车辆系统动力学研究^[140, 143-145]中,一般将轨道不平顺分为确定性激励和非确定性激励两大类,确定性激励由车辆和轨道两方面的某些特定因素造成,非确定性激励主要指轨道几何随机不平顺。磁浮列车作为一种有轨地面交通工具,其线路的不平顺的分类与轮轨线路的基本一致,但其产生的原因及具体的不平顺形式不一样。本章根据磁浮线路的构造特点,在目前无法得到磁浮线路不平顺实测谱的情况下,引入磁浮线路随机不平顺功率谱分段表述模型,运用数值方法研究磁浮车/线系统、车/桥系统随机振动响应特性,并以铁道车辆 Sperling 平稳性指标法和先进地面交通车辆(AGT, Advanced Ground Transport)UTACV(Urban Tracked Air-Cushion Vehicle)走行品质规范对磁浮车辆运行平稳性进行评价。

4.1 磁浮车辆随机振动研究方法

随机振动主要研究动力学系统在非确定性激励下的随机响应特性,激励和响应可以是力、位移和加速度等动态量,或者这些量的组合。当系统的响应和激励之间可以用线性微分方程描述时,就成为线性系统,若系统方程中的系数不随时间变化时,则成为常系数线性系统;反之,有变参数线性系统和非线性系统^[146-147]。线性系统或通过线性化手段得到的等效线性化系统一般可用二阶常系数微分方程组描述^[147]。

$$M\ddot{X} + C\dot{X} + KX = TX_0 \quad (4-1)$$

式中, M 、 C 、 K 分别为系统广义质量矩阵、阻尼和刚度矩阵, T 为系统转换矩阵, X 为广义位移矢量, X_0 是轨道不平顺输入矢量。

目前,常系数线性系统的随机响应分析已经十分成熟,多采用了频域分析法。如果令 $X_0 = Ie^{i\omega t}$, 则 $X = H(\omega)e^{i\omega t}$, 将它们代入式(4-1)可得频率响应函数矩阵

$$H(\omega) = [-\omega^2 M + i\omega C + K]^{-1} \cdot T \cdot I \quad (4-2)$$

由随机振动理论,对于线性系统,如果输入激励是各态历经的正态分布的平稳随机过程—Gauss 过程,则输出响应也是 Gauss 过程,因此对单个输入功率谱 $S_{in}(\omega)$ 和响应输出功率谱 $S_{out}(\omega)$ 之间具有如下的关系:

$$S_{out}(\omega) = |H(\omega)|^2 S_{in}(\omega) \quad (4-3)$$

$$E(x^2) = \int_{-\infty}^{\infty} S_{in}(\omega) d\omega \quad (4-4)$$

在求得响应功率谱后，由式(4-4)积分运算可得响应的均方值。

在线性系统的时域分析方面，上世纪 70 年代状态空间法和复模态分析法在随机振动分析中得到应用。Popp^[82]、Müller^[84]在德国早期磁浮列车随机振动的研究中，就利用状态空间法求平稳随机过程的协方差矩阵，引入激励成型滤波器和感觉成型滤波器，通过求解 Lyapunov 矩阵方程得出重要参数的方差值，由感觉成型滤波器输出信号评定车辆的乘坐舒适性；陈泽深^[148]等在轮轨车辆随机振动分析中同样引入了协方差分析方法求解车辆系统随机振动；该方法可以用来求解非线性及时变系统的随机振动问题，但采用该方法时滤波器的参数选取复杂，且无法得到系统响应的功率谱和时域响应样本。

在第三章中磁浮车辆—轨道耦合系统动力方程中，我们可以看到在电磁力线性化后系统方程实质上是一个周期变系数的线性方程组，如下式

$$M(t)\ddot{X} + C(t)\dot{X} + K(t)X = F(t) \quad (4-5)$$

其中， $M(t)=M(T+t)$ ， $C(t)=C(T+t)$ ， $K(t)=K(T+t)$ ， $F(t)=F(T+t)$ ， T 为周期，对简支梁系统 $T=2L/\pi$ 。在随机振动理论中式(4-5)就是一个参数激励振动系统，即振动系统参数(刚度、阻尼、惯性)随时间变化，而参激振动本质上是一种非线性振动；如果考虑到电磁回路及其控制系统，则磁浮系统动力方程就是一个非线性系统(这一点在下章有明确的表述)。而对非线性或参数时变系统的随机振动分析，以上的经典的频率法不再适用，目前的随机振动理论采用扩散过程理论方法求解 FPK 方程，但它只一些特殊的一阶非线性系统才能得到精确解，对高阶系统非线性系统，其随机振动的求解十分困难。因此，人们发展了许多近似工程计算方法，如随机平均法、矩法、级数解法和统计线性化法等^[146, 147]；还有一种普遍适用的方法是数值仿真法^[149, 150]，亦称 Monte Carlo 法，它利用数值仿真得到指定统计特性的激励样本，然后输入系统力学模型进行系统响应的数字求解，再对响应样本进行时频转换，从而得到系统响应的统计特性。本章磁浮车辆—轨道系统随机振动响应的研究就采用了此种方法。

4.2 磁浮线路随机不平顺功率谱

4.2.1 磁浮线路的结构特点

磁浮线路与常规轮轨铁路线路的结构迥然不同，概括来说，磁浮线路由桥墩、基础梁、悬浮导向及推进功能件组成，具体到中低速 EMS 磁浮系统(如 HSST)、高速 EMS 磁浮系统(如 Transrapid)和高速 EDS 磁浮系统(如 MLX)，每

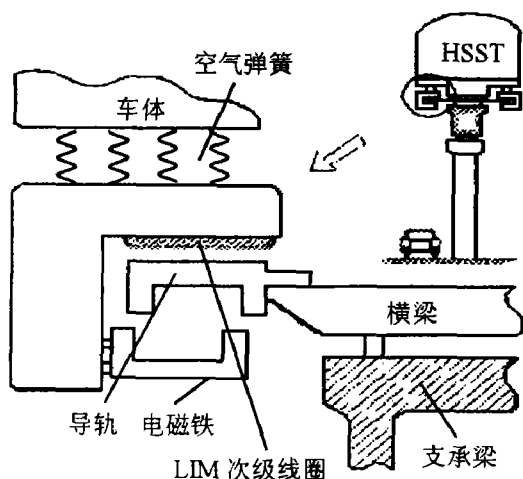


图 4-1 HSST 磁浮系统截面图

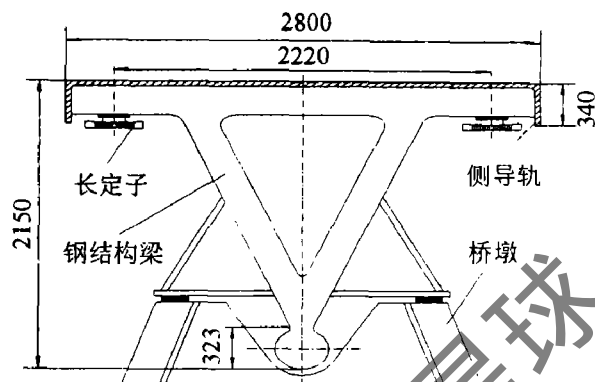


图 4-2 Emsland 钢结构梁截面图

种磁浮轨道的结构区别很大, 尤其表现在功能件及其安装结构上。图 5-1~5-3 即为三类磁浮系统线路上部结构的示意图。

应该说明的是, 这三种磁浮线路的下部结构的区别并不大, 而磁浮线路不平顺的产生无非由功能件几何误差、支承梁几何误差、桥墩及地基沉陷及其安装误差等组成, 其中影响车辆乘坐舒适性的长波不平顺主要来自轨道梁和地面基础的变形。

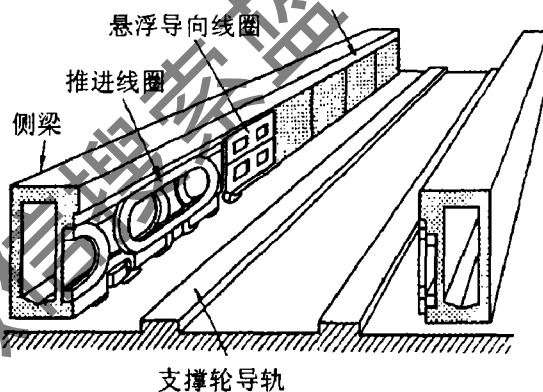


图 4-3 山梨试验线边墙结构轨道

4.2.2 磁浮线路不平顺功率谱

磁浮列车到目前为止还没有成熟的商业运行线, 因此, 不可能像轮轨铁路那样通过大量实测样本的统计得到实用的轨道谱, 但依据磁浮线路特有的构造特点及其不平顺管理要求, 人们可以得到预期的磁浮线路随机不平顺功率谱。上个世纪 70 年代, Hullender^[128]、Snyder 和 Wormley^[92]、Hedrick^[151]等对柔性高架线路随机不平顺功率谱进行了理论推导, 他们得到的线路几何不平顺功率谱具有基本相同的形式

$$S(\Omega) = \frac{A}{\Omega^n} \quad (\text{m}^2 \cdot \text{m}/\text{rad}) \quad (4-6)$$

$$S(\Omega) = \frac{A}{(\Omega^n + C)} \quad (\text{m}^2 \cdot \text{m}/\text{rad}) \quad (4-7)$$

式中, Ω 为空间波数 (rad/m); n 是频率特征参数, 取值范围为 1.5~4.5; A 是

表面粗糙度系数； C 为修正系数。由式(4-6)和(4-7)可见，早期的高架磁浮线路随机不平顺研究结果与常规地面车辆(公路、机场跑道、轮轨系统轨道谱)的线路谱具有类似的函数形式，式(4-6)中 $n=2$ 、 $A=1.5 \times 10^{-6} \text{m}$ 相当机场路面谱， $A=1.5 \times 10^{-7} \text{m}$ 相当高速轨道谱。应该说这些早期的研究主要考虑了轨道的结构与安装，并没有考虑到高速磁浮系统对线路特殊严格的要求，因此得到的磁浮线路谱目前看来不是十分合理；而且它们本身仅适用于传统地面车辆 300km/h 速度以下时的仿真计算，而对超高速地面交通系统的线路谱，可以借鉴其它高速线路谱如高速轨道谱、机场路面谱和高速公路谱的基本形式，再对其进行适当的改进。

在轮轨系统随机振动的研究中，人们已经知道车辆速度越高，引起车体主频响应的不平顺波长越长，要求不平顺管理的波长也越大，如日本东海道新干线 1992 年由 220km/h 提速到 270km/h 后，轨道不平顺的管理由 20m 弦改为 40m 弦。高速磁浮铁路以 400km/h 以上速度运行，引起车体主频响应的波长比起高速轮轨系统要大得多，这就要求高速磁浮线路的长波不平顺要严格加以控制；而中短波不平顺影响到车辆和轨道的结构振动、悬浮控制系统的稳定性、传感器性能要求以及电磁铁功率输出等，也应有较为严格的控制；而且磁浮线路上功能件的制造和安装本身是十分严格的。正是基于上述情况，磁浮线路不平顺在长波段和短波段相比于传统地面车辆有明显的变化。上世纪八十年代至今，日本人^[152-154]针对宫崎试验线和山梨试验线，德国人^[155-159]针对 Emsland 磁浮线路开展了磁浮线路随机不平顺理论研究和试验测试，他们的研究表明磁浮线路随机不平顺功率谱曲线具有明显的分段特性。而 Tsunashima 和 Abe^[102]则依据这种理论推导的分段不平顺模型，对机械控制悬浮间隙的永磁悬浮车辆随机振动进行了数值仿真，其不平顺功率谱与机场路面谱、无缝线路轨道谱的比较见图 4-4。

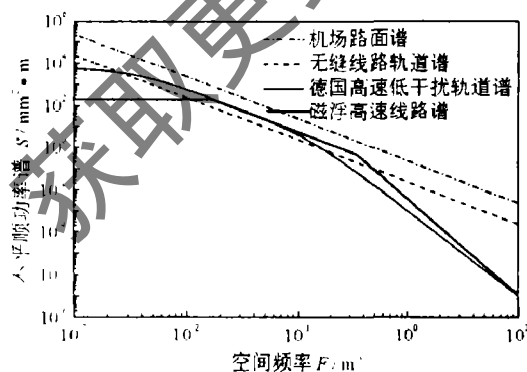


图 4-4 线路垂向不平顺功率谱图

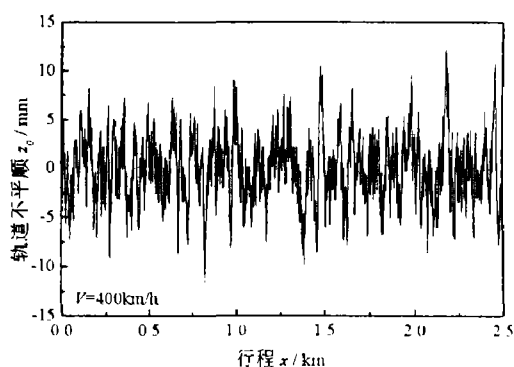


图 4-5 高速磁浮线路垂向不平顺时域样本

图 4-4 中所示磁浮随机不平顺线路谱按波长 60m 以上、3m 以下和 3m~60m 之间分段表述，各个分段的功率谱函数采用了公式(4-7)的形式，较好地吻合了

实际磁浮线路不平顺的特点。另外,从线路不平顺对车辆运行平稳性的影响来看,对高速磁浮车辆系统,如果以 30Hz 作为影响车辆走行品质的上限,以 1Hz 作为车体主频,则 400km/h、500km/h 速度下对应的线路不平顺波长范围分别为 3.70~111.11m 和 4.63~138.89m,在此波长段内的线路不平顺控制应以满足车辆平稳性要求为主;而 3m 以下波长不平顺控制则要考虑系统安全和悬浮控制系统性能,它还取决于功能件的制造、安装精度,一般较传统地面车辆线路要小。上述磁浮线路不平顺特性在图 4-4 中都得到了体现,故采用此磁浮线路不平顺功率谱理论模型进行磁浮车辆随机振动响应分析,是较为合理的。

在上节我们提到拟采用数值方法开展磁浮车辆随机振动响应分析,其中数值仿真首先要求得到随机激励的样本作为输入。本章采用陈果^[160]提出的基于功率谱等效和随机相位的数值模拟方法,得到磁浮线路随机激励时域样本,当磁浮车辆运行速度 400km/h、波长范围 0.5~300m 时,线路随机时域样本如图 4-5。

4.3 磁浮车辆走行品质和动力性能评价规范

4.3.1 Sperling 平稳性指标

运行平稳性和乘坐舒适度是评价地面车辆走行性能的一项重要指标,常规轮轨铁路技术经过 20 世纪的高度发展,人们对铁道车辆运行平稳性和舒适性已经形成了广泛的共识:车辆运行平稳性不仅与振动大小有关,而且与振动频率有关;而乘坐舒适度是人的主观感受,与人的生理结构、心理感受相关,即与人体对不同频率振动的敏感性有关。目前世界上有多种铁道车辆平稳性评价方法,如德国 Sperling 平稳性指标、ISO2631 疲劳时间曲线、日本等舒适度曲线等^[143-145],我国 1985 年发布了国家标准“铁道车辆动力学性能评定和试验鉴定规范”(GB5599-85)^[161],规定我国采用基于 Sperling 平稳性指标法对铁道车辆走行品质进行定量的评估,并在指标的分级上做了简化,仅分为“优”、“良好”、“合格”和“不合格”四级。GB5599-85 规定平稳性指标的基本公式如下:

$$W = 7.08 \left(\frac{a^3}{f} F(f) \right)^{\frac{1}{10}} \quad (4-8)$$

式中, W 为平稳性指标; a 为振动加速度(g); f 是振动频率(Hz); $F(f)$ 为频率修正系数(见表 4-1)。当含有 n 个频率成分时,总的平稳性指标按下式求得:

$$W = (W_1^{10} + W_2^{10} + \dots + W_n^{10})^{\frac{1}{10}} \quad (4-9)$$

表 4-2 列出了我国依平稳性指标 W 确定轮轨铁路客车运行平稳性的等级。

表 4-1 频率修正系数

垂向振动		横向振动	
0.5~5.9Hz	$F(f)=0.325f^2$	0.5~5.4Hz	$F(f)=0.8f^2$
5.9~20Hz	$F(f)=400/f^2$	5.4~26Hz	$F(f)=650/f^2$
>20Hz	$F(f)=1$	>26Hz	$F(f)=1$

表 4-2 客车运行平稳性等级

平稳性等级	评 定	平稳性指标 W
1 级	优	<2.5
2 级	良	2.5~2.75
3 级	合格	2.75~3.0

4.3.2 先进地面车辆 UTACV 走行品质规范

20 世纪 60 年代后期, 国外先进地面运输系统 (AGT, Advanced Ground Transportation) 的研究由基础理论研究进入应用试验研究, 迫切需要评定 AGT 车辆动力性能的新规范, 因此, 1971 年美国交通运输部针对城市有轨气垫悬浮车辆, 提出了 AGT 车辆加速度功率谱走行品质规范, 简称 UTACV 规范, 这一标准随即被广泛地运用于各种 AGT 车辆动力性能的评价。图 4-6 为 UTACV 车辆走行品质规范规定的车体

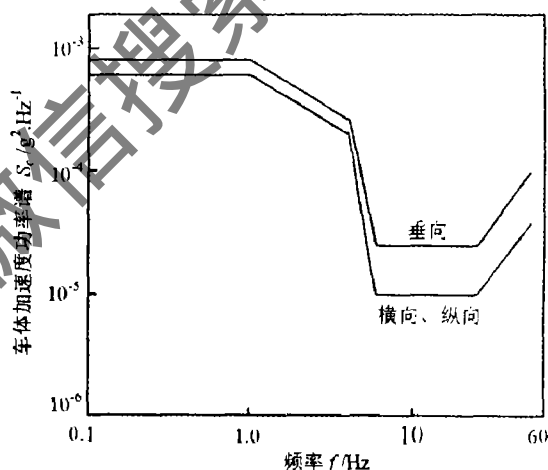


图 4-6 UTACV 车辆走行品质规范

加速度功率谱曲线^[162], 图中曲线的边界是通过分析华盛顿特区和纽约之间地铁车辆的加速度功率谱特性后给出的经验值, 由图可见, UTACV 车辆走行品质规范对车体 1~60Hz 振动控制的十分严格; 同时, UTACV 规范还指出 AGT 车辆的垂向加速度不应该超过 0.05g, 它相比于德国规定的 ICE 车辆垂向加速度最大限值 0.125g 要求更高。

4.4 磁浮车辆随机振动响应及其分析

4.4.1 磁浮车辆随机振动分析模型及仿真程序流程

本节仍以德国高速磁浮列车 TR06 和 Emsland 磁浮线路为仿真对象, 数值

积分方法仍采用翟婉明提出的新型快速显式积分法^[139]，在第三章中已经详细说明，这里不再赘述。随机振动仿真计算模型见图 4-7。图 4-7(a)是地面线路上磁浮车辆系统动力学模型，德国 Emsland 线路上地面线路有间隔 2~3m 的矮墩支承，因此这里地面线路假设为刚性地基。图 4-7(b)为磁浮车/桥耦合系统动力学模型。仿真计算的程序流程见图 4-8，仿真程序采用 Fortran 语言编写。

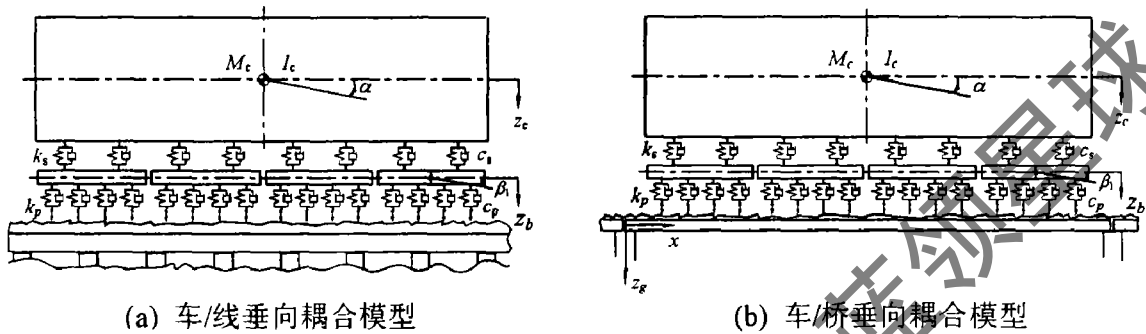


图 4-7 磁浮车辆系统随机振动分析模型

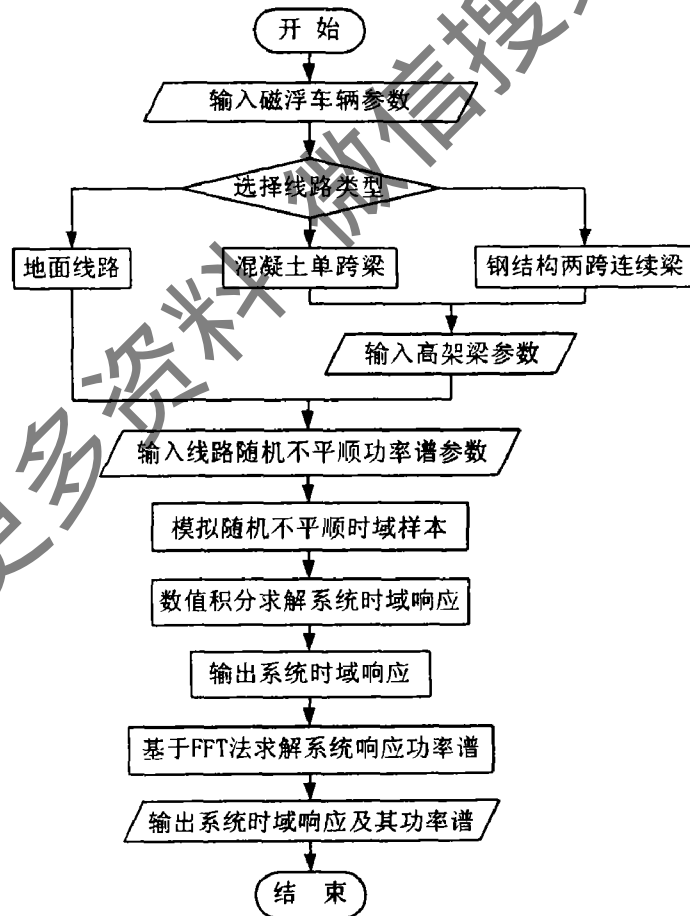


图 4-8 磁浮车/线/桥系统随机振动分析程序流程

4.4.2 磁浮车辆在地面线路上的随机响应

图 4-9(a)~(c)所示分别为地面线路上磁浮车体加速度、转向架加速度及其垂向力功率谱曲线,由图可见,车体、转向架和垂向力随机响应的主频范围分别为 0.5~1Hz、3~6Hz、3~30Hz 的中低频范围,与轮轨系统比较而言,这一现象是电磁悬浮取代轮轨接触后没有高频机械接触后的直接结果。图 4-9(a)还表明车体质心加速度功率谱值均远小于 UTACV 走行品质规范,车辆的走行性能极好。图 4-9(b)在 74、37、25、14.8Hz 等处都出现了驼峰,这一现象是由转向架前后“磁轮”的输入相位差造成的,并经二系悬挂衰减后在车体垂向加速度响应谱上得到不明显的表现。图 4-9(d)所示为车体质心垂向加速度时间历程曲线,图中显示车体加速度幅值不超过 0.4m/s^2 ,小于 AGT 车辆垂向加速度的建议限值 0.05g 。

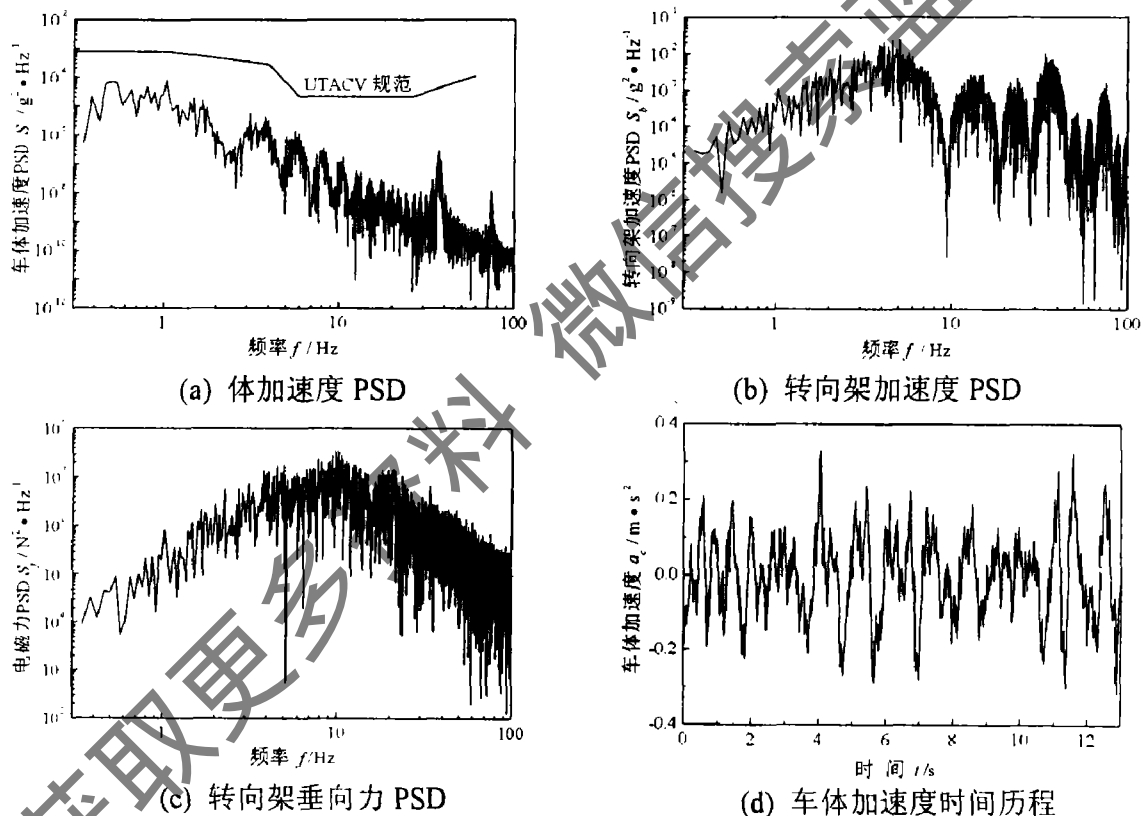


图 4-9 磁浮车/线系统随机振动响应

4.4.3 磁浮车辆/筒支梁系统随机响应

图 4-10(a)、(b)所示为混凝土筒支梁线路上车体和转向架加速度功率谱曲线,由图可见,相应的主频范围分别为 0.5~1Hz 和 2~6Hz。图 4-10(a)还可见车体随机振动除了在 0.5~1Hz 范围内蓄积了大量能量外,在 2.2Hz 处还有一个周期响应的尖峰,而且这一特征在转向架加速度功率谱曲线中也有明显的表现,但车

体垂向加速度功率谱仍旧小于 UTACV 走行品质规范, 进一步与图 4-9(a)比较可知, 这一周期响应与高架梁有关, 因为车速 400km/h 下波长等于两倍跨长(约 50m)的不平顺所对应的频率刚好为 2.23Hz, 可见假设为刚性的桥墩实际上对磁浮车/桥系统形成了一个周期激励, 它对车辆垂向动力性能的影响很大。

图 4-10(c)、(d)分别显示了理想平顺线路和不平顺线路状况下车体加速度和梁跨中挠度的时间历程曲线。图 4-10(c)可见, 线路不平顺对车体加速度的影响很大, 其最大值由理想平顺的 0.1m/s^2 增加到不平顺时 0.36m/s^2 。图 4-10(d)表明两种线路条件下梁的动挠度有极小的变化, 这说明线路不平顺对梁的动力性能影响极小。

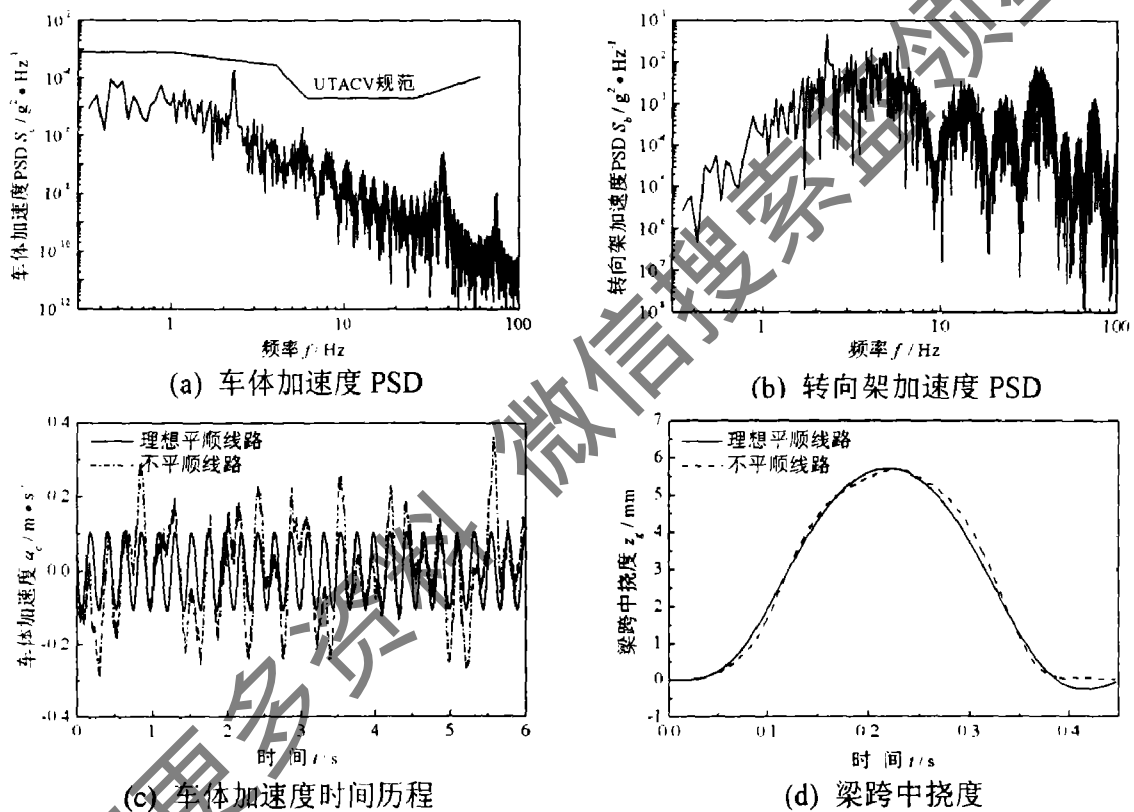


图 4-10 磁浮车辆/简支梁系统随机振动响应

4.4.4 磁浮车辆/两跨连续梁系统随机响应

图 4-11(a)、(b)分别为钢结构两跨连续梁线路上车体和转向架加速度功率谱曲线图, 由图可见, 相应的主频范围为 0.5~1Hz 和 2~6Hz。图 4-11(a)中 2.2Hz 处车体加速度功率谱已超过了 UTACV 走行品质规范, 这是因为钢结构梁刚度较小, 车/桥耦合振动剧烈的缘故。图 4-11(b)中磁浮车辆转向架加速度功率谱与其在简支梁线路上的响应具有相似的频率特性, 不再赘述。图 4-11(c)为车体垂向加速度时间历程曲线, 与理想平顺线路时的响应比较可知加速度最大值由

0.1m/s² 增加到 0.45m/s²。图 4-11(d)比较了两种线路状况下梁的跨中挠度，由图可见梁挠度基本未变，只是不平顺线路上挠度曲线不再那么平顺，其最大垂向挠度约 10mm。

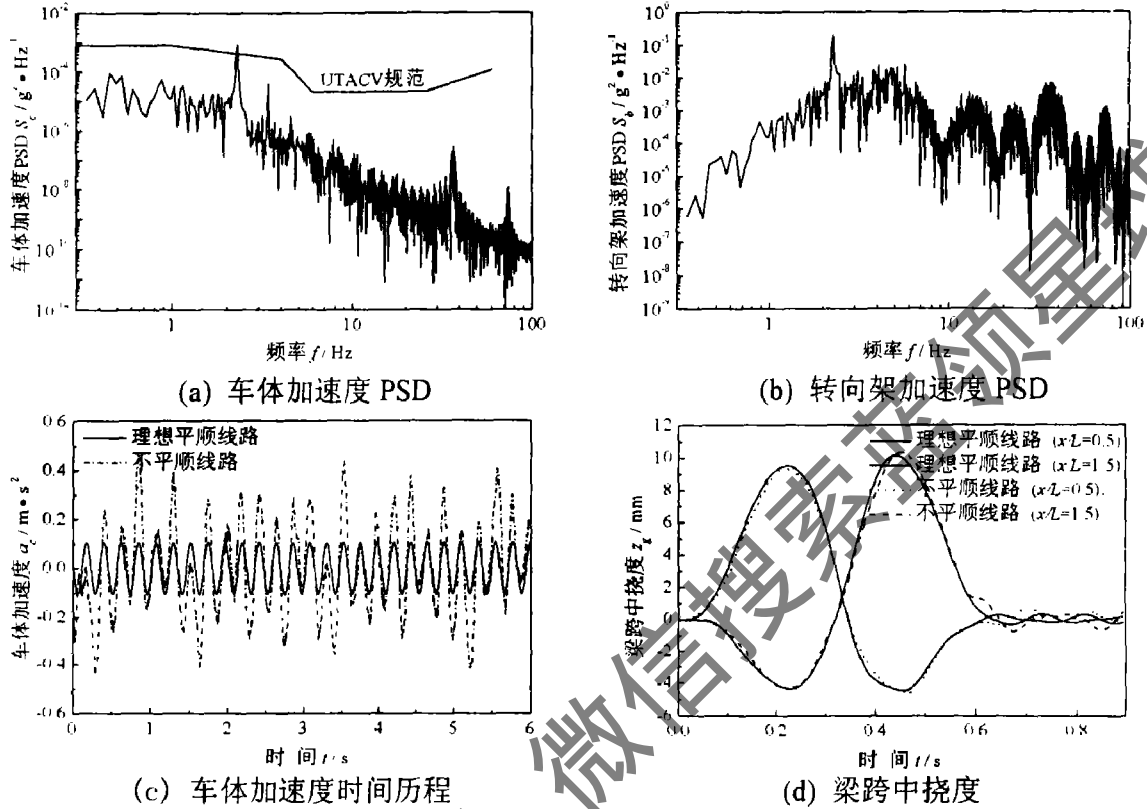


图 4-11 磁浮车辆/两跨连续梁系统随机振动响应

表 4-3 磁浮车辆 Sperling 平稳性指标值

车辆速度(km/h)	300	350	400	450	500
地面线路	1.450	1.487	1.519	1.553	1.588
高架混凝土筒支梁	1.617	1.654	1.708	1.939	2.063
高架两跨连续梁 A ¹	1.569	1.593	1.621	1.799	1.913
高架两跨连续梁 B ²	1.911	1.978	2.073	2.381	2.527

1. 梁的材料、截面与混凝土筒支梁完全一样；2. Emsland 试验线钢结构两跨连续梁

4.5 磁浮车辆 Sperling 平稳性评价

当磁浮车辆以 300~500km/h 速度运行时，车辆的 Sperling 平稳性指标如表 4-3 所示，表中不仅列出了表 3-2 中三种线路下磁浮车辆平稳性指标，而且还增加了混凝土两跨连续梁线路下的情形。由表 4-3 可见，除了钢结构两跨连续梁线路在车辆以 500km/h 速度运行工况外，其它工况下磁浮车辆平稳性指标均小

于 2.5, 依据我国 GB5599-85 评定标准都属于“优”。表 4-3 还说明运行速度越高, 车辆平稳性指标越大, 乘坐舒适性越差; 磁浮车辆的乘坐舒适性在相同车速情况下, 地面线路上优于高架线路, 相同材料与截面的混凝土连续梁线路优于简支梁线路, 钢结构两跨连续梁线路因为支承梁刚度较小, 乘坐舒适性稍差。

4.6 本章小结

本章开展了高速磁浮车辆随机振动响应分析与平稳性研究, 首先依据磁浮线路的构造特点及其不平顺管理水平, 引入了磁浮线路随机不平顺分段功率谱模型, 在此基础上利用 FFT 变换和数值积分法, 仿真计算了磁浮车辆在刚性地面线路和高架梁线路上的随机振动响应, 并以 Sperling 平稳性指标和先进地面车辆 UTACV 走行品质规范评价磁浮车辆的走行品质性能。本章得到的基本结论如下:

(1) 磁浮铁路是一种有轨交通工具, 磁浮线路具有和公路、铁路轨道等有轨交通线路形式相似的随机不平顺; 但高速磁浮车辆以 400km/h 以上速度超高速运行, 影响车辆动力性能的不平顺波长最长可达 300m; 高速磁浮线路不平顺的管理波长也应远大于轮轨高速线路的管理波长(如日本新干线 40m 弦长); 磁浮线路既要控制长波以保证车辆运行平稳性, 又要控制短波用以减轻悬浮控制系统的动负荷和稳定性。因此, 在没有实测的磁浮线路谱的情况, 借鉴已有地面交通线路谱公式, 采用短、中、长波不平顺分段表示磁浮线路不平顺, 是现实可行的。

(2) 车速 400km/h 时, 地面线路上车体垂向振动主频为 0.5~1Hz; 高架线路(跨长约 25m)上车体垂向振动主频为 0.5~1Hz 和 2.2Hz, 其中 2.2Hz 的周期响应是由桥跨的等间距布置引起的; 地面线路和混凝土简支梁高架线路时, 车体垂向加速度功率谱满足 UTACV 车辆走行品质规范, 而钢结构两跨连续梁线路时, 车体加速度功率谱在 2.2Hz 稍稍大于 UTACV 规范值, 总体来讲磁浮车辆动力性能满足 UTACV 车辆走行品质规范。

(3) 磁浮线路的不平顺对车辆动力性能的影响很大, 对混凝土简支梁高架线路, 车体垂向加速度最大值由理想平直线路的 0.1m/s^2 增加到 0.36m/s^2 ; 对钢结构两跨连续梁高架线路, 则由 0.1m/s^2 增加到 0.45m/s^2 ; 但三种磁浮线路上车辆垂向加速度均小于 AGT 车辆垂向加速度的建议限值 0.05g; 磁浮线路不平顺对支承梁垂向挠度的影响非常小, 可以忽略。

(4) 高速磁浮车辆走行品质优良, 运行平稳性和乘坐舒适性极好。车速 400km/h 时, 表 1 所列三种结构线路上车辆的 Sperling 平稳性指标分别为 1.519、

1.708 和 2.073, 按我国铁道车辆平稳性分级属“优”。

(5) 不同线路结构下磁浮车辆平稳性的比较, 在相同车速下, 地面线路优于高架线路, 相同材料、截面和跨长的两跨连续梁优于简支梁。在德国 Emsland 磁浮试验线上, 钢结构两跨连续梁因垂向刚度较混凝土简支梁小得多, 该结构线路上磁浮车辆平稳性稍差; 但在 500km/h 车速下, 其最大的平稳性指标也仅为 2.527。

(6) 对磁悬浮车辆一线路一桥梁系统随机振动做进一步的参数研究, 可优化车辆二系悬挂、电磁铁悬浮控制参数, 合理匹配车辆与高架线路几何、物理参数, 寻找线路不平顺不利波长和不平顺管理对策等。

获取更多资料 微信搜索 蓝领星球

第 5 章 磁浮车辆横向动力学研究

和常规铁道车辆横向动力学研究一样,我们也可以将磁浮列车横向动力学的主要研究内容分为横向运动稳定性和横向动态响应,其中后者又包含直线轨道上和曲线轨道上的横向动态响应。从 EMS 磁浮车辆/轨道系统的数学力学模型来看,EMS 磁浮系统垂向和横向上都是不稳定的,我国周又和、郑晓静和武建军^[119-122]曾对此进行过专门的研究,他们甚至发现了混沌现象,但采用的泛参数无量纲的分析方法,脱离了实际磁浮列车系统的运用条件。而国内、外已有磁浮车辆的试验运行中迄今没有出现像轮轨列车横向蛇行运动失稳的现象,这足以说明在磁浮列车系统的运用条件下,其横向稳定性问题虽仍旧存在,但并不突出。具体来说,对日本 EDS 磁浮列车,它的速度越高,其导向力越大,所以 MLX01 高速运行下的横向动力性能反而较低速下更好,不存在高速失稳临界速度;而德国 EMS 高速磁浮列车因为有专门的横向导向电磁铁及其控制系统,它的横向动力学问题实际上变成了主动控制问题,其稳定性问题在导向控制器的设计中已经得到解决。因此,对磁浮车辆的横向稳定性问题,本章只是针对横向导向结构和控制比较简单的低速磁浮列车,通过其在直线不平顺线路和小半径曲线上的动力响应分析来检验其横向稳定性,并没有进行专门深入的参数研究。

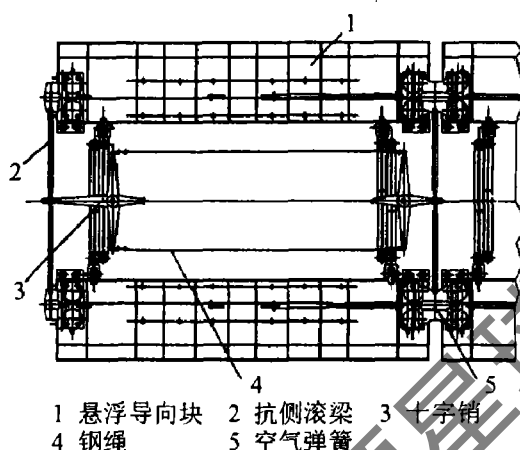
目前,德、日两国对 TR08、MLX01 和 HSST 磁浮列车开展横向动力学研究的主要目的是设计合适的转向架结构及其参数,以及引入合理的电磁力横向刚度和阻尼,以改善磁浮列车横向动力特性和曲线动态通过能力。而对我国西南交大和国防科大研制的低速 EMS 磁浮车,也应当加强其横向动力学的研究,设计合理的磁转向架结构及其曲线线路,从而减小车辆横向动态响应,提高列车横向稳定性和动态通过曲线的能力。本章就是以我国中低速磁浮列车系统为基本对象,开展中低速磁浮列车横向动力学研究,为我国中低速磁浮列车工程应用提供有益的参考。

5.1 中低速磁浮列车导向结构与工作原理

日本 JAL 研制的 HSST01、02 磁浮车采用了飞行器的设计概念,没有磁转向架结构,但磁浮列车毕竟是有轨地面车辆,车体与电磁铁固接无疑会增加横向惯量,恶化横向动力性能,而且磁浮车并不能像飞机那样具有自倾摆特性,其横向曲线通过的难度会很大,所以很快在 HSST-03 磁浮车的设计中,增加了

模块设计的转向架结构, 并且横向装有四个联锁的横向油缸(图 1-16), 电磁铁横向错位布置, 这些措施就是为了增强横向阻尼, 提高左右悬浮块在曲线上的协调运动能力。

随后, 日本的 HSST05 进一步改进了转向架与车体悬挂结构, 但 HSST03、05 磁浮车的转向架质量较大, 横向油缸设置也使得转向架结构复杂, 在后来研制的低速准商业运营磁浮车 HSST-100 中, 则采用了十字销和钢丝绳组成的导向装置。我



国青城山磁浮列车采用类似于 HSST-100 的导向机构, 如图 5-1 所示, 十字销和钢丝绳组成一个柔性的四边形, 当磁浮车辆通过曲线时, 导向机构可以将车体中心线相对于线路中心线的位移传递给空气弹簧上部的滑块, 带动磁转向架转动, 以提高转向架通过曲线的能力。HSST-100 在试验线的运行证明此种导向机构可以得到与横向油缸相似的效果, 而且它具有结构简单、成本低廉的优点。

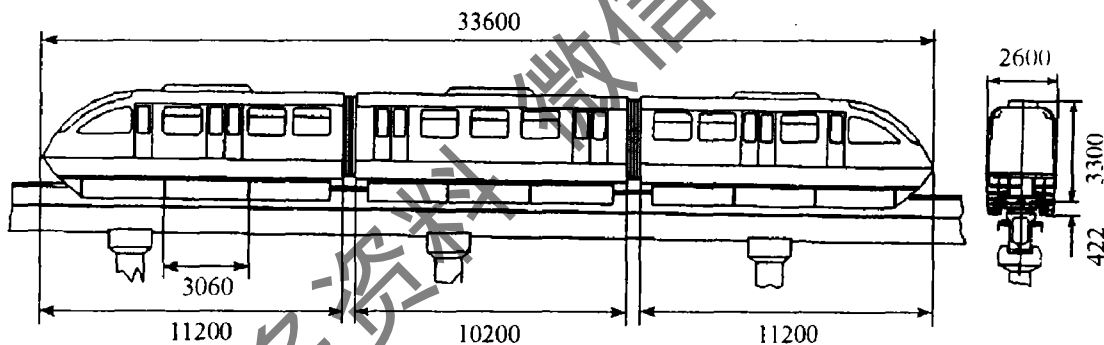


图 5-2 青城山磁浮列车总体设计图(单位: mm)

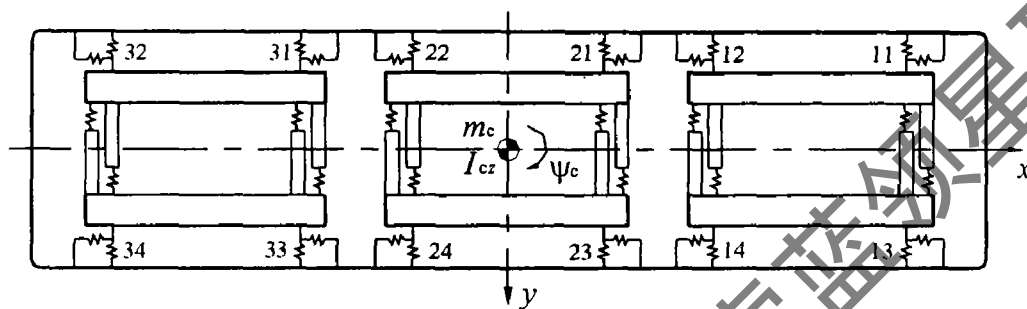
5.2 中低速磁浮车辆空间耦合模型

中低速磁浮列车按设计荷载的大小, 每车采用了 3~5 个转向架, 日本 HSST-100S 采用了三转向架, HSST-100L 则采用了五转向架, 我国青城山磁浮列车每车三转向架, 三车编组, 图 5-2 是其总体设计图。基于青城山磁浮列车的基本结构, 本章考虑磁浮车辆结构为: 每车三转向架, 左右悬浮模块各有四个电磁铁, 端部的两个电磁铁共用一个悬浮控制器, 垂向加速度传感器、位移传感器和横向加速度传感器均安装在模块两端, 转向架和车体之间以空气弹簧联接, 导向机构采用如图 5-1 所示机械装置。在磁浮车辆空间耦合模型中, 考虑除了纵向运动之外的五个自由度, 整车共 35 个自由度, 模型中各部件运动自

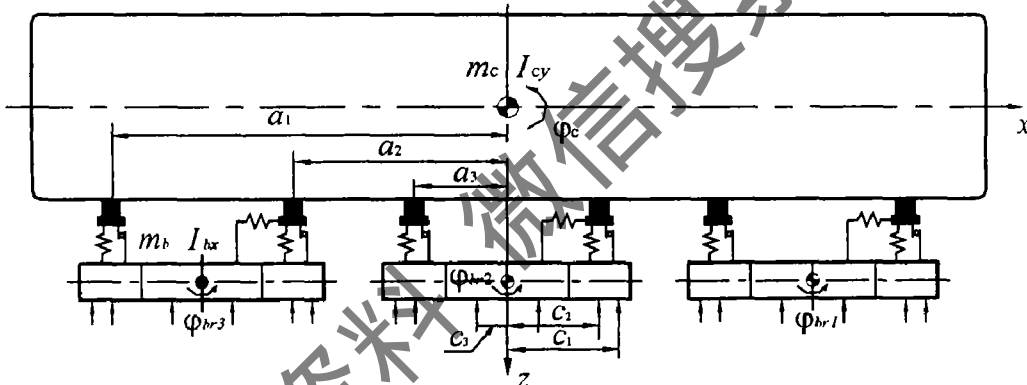
由度数学符号如表 5-1 所列。图 5-3 则列出了磁浮车辆空间耦合模型图。

表 5-1 磁浮车辆空间模型自由度($i=1\sim3$)

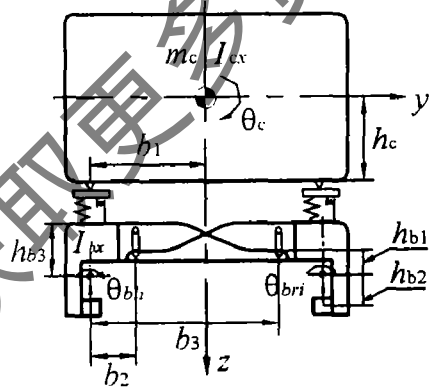
自由度	沉浮	横移	点头	摇头	侧滚
车体	z_c	y_c	φ_c	ψ_c	θ_c
左模块	z_{bli}	y_{bli}	φ_{bli}	ψ_{bli}	θ_{bli}
右模块	z_{bri}	y_{bri}	φ_{bri}	ψ_{bri}	θ_{bri}



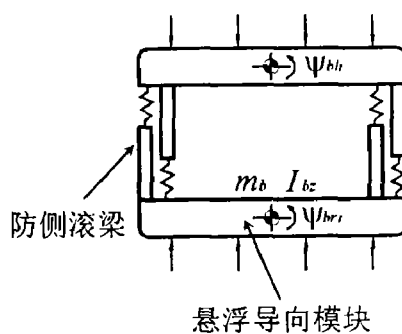
(a) 俯视图



(b) 正视图



(c) 后视图



(d) 转向架俯视图

图 5-3 中低速磁浮车辆空间耦合模型

图 5-3 中符号说明如下:

m_c —车体质量(kg);

a_1, a_2, a_3 —二系悬挂点与车体质心纵向距离(m);

I_{cx} —车体侧滚运动惯量($\text{kg} \cdot \text{m}^2$);

b_1 —二系悬挂横向距离之半(m);

- | | |
|--|---------------------------------|
| I_{c_v} —车体点头运动惯量($\text{kg} \cdot \text{m}^2$); | b_2, b_3 —防侧滚梁绞点与模块质心横向距离(m); |
| I_{c_z} —车体摇头运动惯量($\text{kg} \cdot \text{m}^2$); | c_1 —防侧滚梁绞点与模块质心纵向距离(m); |
| m_b —模块质量(kg); | c_2, c_3 —电磁力作用点与模块质心纵向距离(m); |
| I_{b_x} —模块侧滚运动惯量($\text{kg} \cdot \text{m}^2$); | h_{b1} —防侧滚梁绞点与模块质心垂向距离(m); |
| I_{b_y} —模块点头运动惯量($\text{kg} \cdot \text{m}^2$); | h_{b2} —电磁力作用点与模块质心垂向距离(m); |
| I_{b_z} —模块摇头运动惯量($\text{kg} \cdot \text{m}^2$); | h_{b3} —二系悬挂点与模块质心垂向距离(m)。 |

5.2.1 磁浮车辆空间受力分析

为了建立磁浮车辆运动方程，首先必须对车辆系统各部件进行受力分析，各部件之间的相互作用力主要为一系电磁力和二系悬挂弹簧力及阻尼力。下面分别对车体、第一转向架左边模块进行受力分析，如图 5-4 所示。其中电磁铁的侧滚运动会产生侧滚力矩，将在模块侧滚运动中加以考虑。

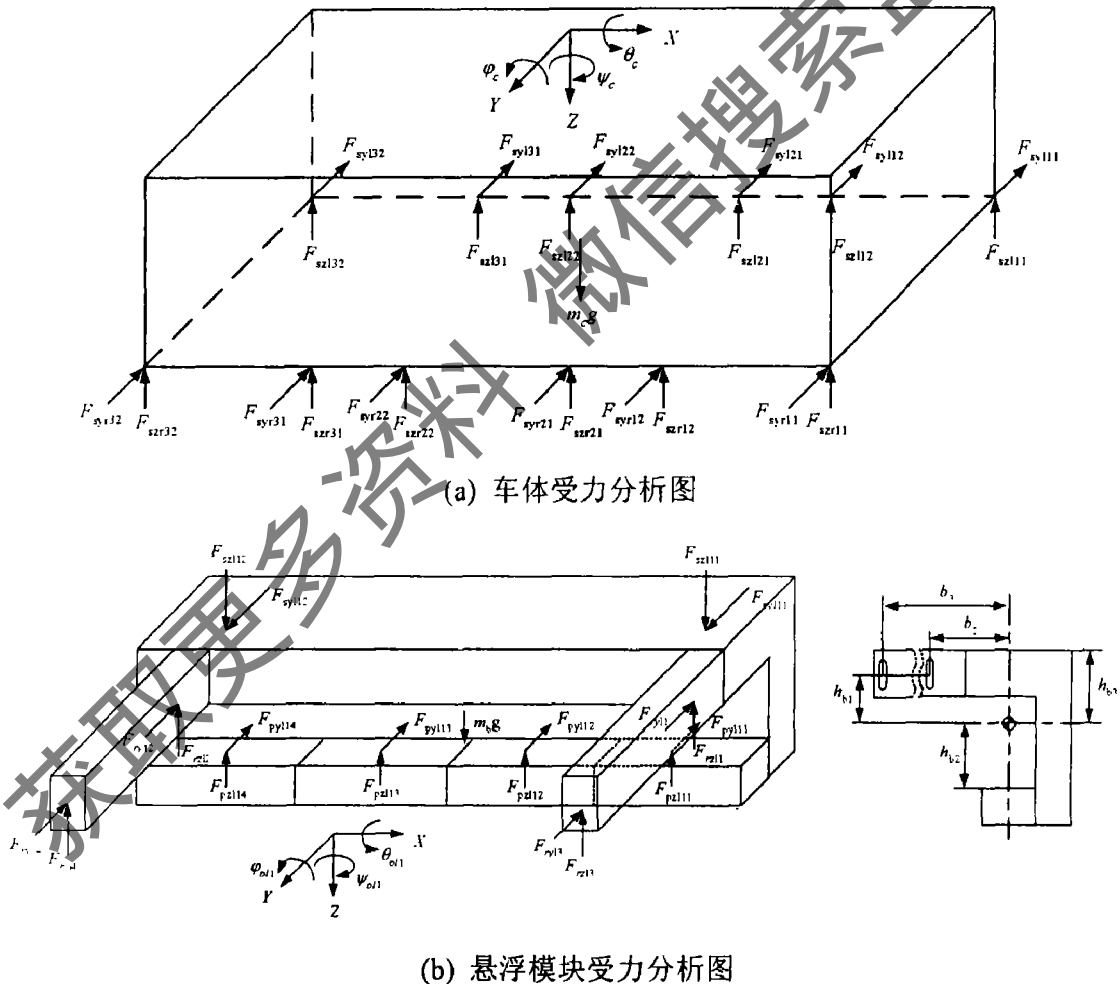


图 5-4 磁悬浮车辆系统部件受力分析图

图 5-4 中符号说明如下：

$F_{z_{ij}}$ —第 i 个转向架左边模块第 j 个二系悬挂力垂向分量($i=1\sim 3, j=1\sim 2$);

F_{szrj} —第 i 个转向架右边模块第 j 个二系悬挂力垂向分量($i=1\sim 3, j=1\sim 2$);

F_{sylvj} —第 i 个转向架左边模块第 j 个二系悬挂力横向分量($i=1\sim 3, j=1\sim 2$);

F_{synj} —第 i 个转向架右边模块第 j 个二系悬挂力横向分量($i=1\sim 3, j=1\sim 2$);

F_{pzlj} —第 i 个转向架左边模块第 j 个电磁力垂向分量($i=1\sim 3, j=1\sim 4$);

F_{pzrj} —第 i 个转向架右边模块第 j 个电磁力垂向分量($i=1\sim 3, j=1\sim 4$);

F_{pylj} —第 i 个转向架左边模块第 j 个电磁力横向分量($i=1\sim 3, j=1\sim 4$);

F_{pyrj} —第 i 个转向架右边模块第 j 个电磁力横向分量($i=1\sim 3, j=1\sim 4$);

F_{zlj} —第 i 个转向架左边防侧滚梁前、后左边绞点受力的垂向分量($i=1\sim 3, j=1\sim 2$);

F_{zrj} —第 i 个转向架右边防侧滚梁前、后左边绞点受力的垂向分量($i=1\sim 3, j=3\sim 4$);

(1) 二系悬挂力($i=1\sim 3, j=1,2$)

垂向力:

$$F_{szl11} = K_{sz}(z_c - a_1\varphi_c \mp b_1\theta_c - z_{bl1} + a_3\varphi_{bl1}) + C_{sz}(\dot{z}_c - a_1\dot{\varphi}_c \mp b_1\dot{\theta}_c - \dot{z}_{bl1} + a_3\dot{\varphi}_{bl1}) \quad (5-1)$$

$$F_{szl12} = K_{sz}(z_c - a_2\varphi_c \mp b_1\theta_c - z_{bl1} - a_3\varphi_{bl1}) + C_{sz}(\dot{z}_c - a_2\dot{\varphi}_c \mp b_1\dot{\theta}_c - \dot{z}_{bl1} - a_3\dot{\varphi}_{bl1}) \quad (5-2)$$

$$F_{szl21} = K_{sz}(z_c - a_3\varphi_c \mp b_1\theta_c - z_{bl2} + a_3\varphi_{bl2}) + C_{sz}(\dot{z}_c - a_3\dot{\varphi}_c \mp b_1\dot{\theta}_c - \dot{z}_{bl2} + a_3\dot{\varphi}_{bl2}) \quad (5-3)$$

$$F_{szl22} = K_{sz}(z_c + a_3\varphi_c \mp b_1\theta_c - z_{bl2} - a_3\varphi_{bl2}) + C_{sz}(\dot{z}_c + a_3\dot{\varphi}_c \mp b_1\dot{\theta}_c - \dot{z}_{bl2} - a_3\dot{\varphi}_{bl2}) \quad (5-4)$$

$$F_{szl31} = K_{sz}(z_c + a_2\varphi_c \mp b_1\theta_c - z_{bl3} + a_3\varphi_{bl3}) + C_{sz}(\dot{z}_c + a_2\dot{\varphi}_c \mp b_1\dot{\theta}_c - \dot{z}_{bl3} + a_3\dot{\varphi}_{bl3}) \quad (5-5)$$

$$F_{szl32} = K_{sz}(z_c + a_1\varphi_c \mp b_1\theta_c - z_{bl3} - a_3\varphi_{bl3}) + C_{sz}(\dot{z}_c + a_1\dot{\varphi}_c \mp b_1\dot{\theta}_c - \dot{z}_{bl3} - a_3\dot{\varphi}_{bl3}) \quad (5-6)$$

对右边悬浮模块所受二系悬挂力, 式(5-1)~(5-6)中 l 下标改为 r , 括号中第三项取正号即为右边二系悬挂垂向力, K_{sz} 为二系悬挂垂向刚度, C_{sz} 为二系悬挂垂向阻尼。

横向力:

$$F_{sylv11} = K_{sy}(y_c + a_1\psi_c - h_c\theta_c - y_{bl1} - a_3\psi_{bl1} - h_{b3}\theta_{bh}) + C_{sy}(\dot{y}_c + a_1\dot{\psi}_c - h_c\dot{\theta}_c - \dot{y}_{bl1} - a_3\dot{\psi}_{bl1} - h_{b3}\dot{\theta}_{bh}) \quad (5-7)$$

$$F_{sylv12} = K_{sy}(y_c + a_2\psi_c - h_c\theta_c - y_{bl1} + a_3\psi_{bl1} - h_{b3}\theta_{bh}) + C_{sy}(\dot{y}_c + a_2\dot{\psi}_c - h_c\dot{\theta}_c - \dot{y}_{bl1} + a_3\dot{\psi}_{bl1} - h_{b3}\dot{\theta}_{bh}) \quad (5-8)$$

$$F_{sylv21} = K_{sy}(y_c + a_3\psi_c - h_c\theta_c - y_{bl2} - a_3\psi_{bl2} - h_{b3}\theta_{bh}) + C_{sy}(\dot{y}_c + a_3\dot{\psi}_c - h_c\dot{\theta}_c - \dot{y}_{bl2} - a_3\dot{\psi}_{bl2} - h_{b3}\dot{\theta}_{bh}) \quad (5-9)$$

$$F_{sylv22} = K_{sy}(y_c - a_3\psi_c - h_c\theta_c - y_{bl2} + a_3\psi_{bl2} - h_{b3}\theta_{bh}) + C_{sy}(\dot{y}_c - a_3\dot{\psi}_c - h_c\dot{\theta}_c - \dot{y}_{bl2} + a_3\dot{\psi}_{bl2} - h_{b3}\dot{\theta}_{bh}) \quad (5-10)$$

$$F_{sy/31} = K_{sy}(y_c - a_2\psi_c - h_c\theta_c - y_{bl3} - a_3\psi_{bl3} - h_{b3}\theta_{bli}) + C_{sy}(\dot{y}_c - a_2\dot{\psi}_c - h_c\dot{\theta}_c - \dot{y}_{bl3} - a_3\dot{\psi}_{bl3} - h_{b3}\dot{\theta}_{bli}) \quad (5-11)$$

$$F_{sy/32} = K_{sy}(y_c - a_1\psi_c - h_c\theta_c - y_{bl3} + a_3\psi_{bl3} - h_{b3}\theta_{bli}) + C_{sy}(\dot{y}_c - a_1\dot{\psi}_c - h_c\dot{\theta}_c - \dot{y}_{bl3} + a_3\dot{\psi}_{bl3} - h_{b3}\dot{\theta}_{bli}) \quad (5-12)$$

以上公式中, l 下标改为 r , 即为右边二系悬挂横向力; K_{sz} 为二系悬挂垂向刚度; C_{sz} 为二系悬挂垂向阻尼。

(2) 防侧滚梁受力($i=1\sim 3$)

$$F_{rz1} = K_{rz}[(z_{bli} - c_1\varphi_{bli} + b_2\theta_{bli}) - (z_{bri} - c_1\varphi_{bri} - b_3\theta_{bri})] \quad (5-13)$$

$$F_{rz2} = K_{rz}[(z_{bli} + c_1\varphi_{bli} + b_2\theta_{bli}) - (z_{bri} + c_1\varphi_{bri} - b_3\theta_{bri})] \quad (5-14)$$

$$F_{rz3} = K_{rz}[(z_{bli} - c_1\varphi_{bli} + b_3\theta_{bli}) - (z_{bri} - c_1\varphi_{bri} - b_2\theta_{bri})] \quad (5-15)$$

$$F_{rz4} = K_{rz}[(z_{bli} + c_1\varphi_{bli} + b_3\theta_{bli}) - (z_{bri} + c_1\varphi_{bri} - b_2\theta_{bri})] \quad (5-16)$$

$$F_{ry1} = F_{ry3} = K_{ry}(y_{bli} + c_1\psi_{bli} + h_{b1}\theta_{bli} - y_{bri} - c_1\psi_{bri} - h_{b1}\theta_{bri}) \quad (5-17)$$

$$F_{ry2} = F_{ry4} = K_{ry}(y_{bli} - c_1\psi_{bli} + h_{b1}\theta_{bli} - y_{bri} + c_1\psi_{bri} - h_{b1}\theta_{bri}) \quad (5-18)$$

以上公式中, K_{rz} 是防侧滚梁绞点弹簧的垂向刚度, K_{ry} 是防侧滚梁绞点弹簧的横向刚度。

5.2.2 三维电磁力分析与计算

(1) 侧滚运动对电磁力的影响

严格来讲, 利用 U 型电磁铁和倒 U 型导轨之间的吸力来实现车辆悬浮和导向的电磁悬浮系统, 电磁力作用在电磁铁两个极面及其对应导轨的反应平面上, 是一个三维分布力, 电磁铁与导轨之间三个方向六个自由度的相对运动对电磁作用力的影响是相互关联的, 因此, 考虑磁铁三维运动情况下的电磁力是十分复杂的。在工程计算中可以给定理想的边界条件, 考虑影响电磁作用力的主要因素, 将三维电磁力简化为几个不同平面上的二维电磁力来加以分析、求解, 是切实可行的做法。

本文 2.3 节中基于均匀间隙、均匀磁场的假设下, 在二维磁场下推导出的电磁铁垂向力与横向力解析式如下

$$\frac{F_z}{F_m} = 1 + \frac{2\delta_z}{\pi W_m} + \frac{2\delta_y}{\pi W_m} \tan^{-1}\left(\frac{\delta_z}{\delta_y}\right) - \frac{|\delta_y|}{W_m} \quad (5-19)$$

$$\frac{F_y}{F_m} = \frac{2\delta_z}{\pi W_m} \tan^{-1}\left(\frac{\delta_y}{\delta_z}\right) \quad (5-20)$$

其中,

$$F_0 = \frac{\mu_0 A(NI)^2}{4\delta_z^2}$$

式(5-19)、(5-20)中:

F_z —电磁铁垂向力;

F_y —电磁铁横向力;

δ_z —垂向悬浮间隙;

W_m —为磁极宽度;

δ_y —电磁铁横向位移;

N —电磁铁线圈匝数;

A —电磁铁磁极面积;

I —为电磁铁电流。

电磁铁三个方向的转动对电磁铁垂向力和横向力是有影响的,当电磁铁有一定的摇头角后,电磁力会自动产生复位的摇头力矩,但电磁铁点头运动和侧滚运动会产生不稳定的正反馈力矩。因此,在低速常导磁浮列车的转向架结构设计,设有专门的防侧滚梁,它主要用来抑制模块侧滚运动,同时从其受力情况来看也可以抑制点头运动和摇头运动,而且模块两端的传感器可以迅速地将点头运动和摇头运动反馈到控制系统,所以,我们可以暂不考虑电磁铁的点头力矩和摇头力矩的影响,但应考虑电磁铁的侧滚力矩,用以检验抗侧滚梁的应用效果。

文献[51]中考虑电磁铁侧滚运动后扇形磁场分布下,建立了图 5-5(a)的二维电磁力分析模型,推导出 U 型电磁铁单个磁极中心的电磁力矩,其中侧滚力矩的表达式为

$$M_r = \frac{1}{2} F_z (\delta_r - \delta_l) \quad (5-21)$$

上式中, δ_l 和 δ_r 为电磁铁附加宽度。文献[51]还以国防科技大学低速磁浮试验车一组电磁铁设计参数,仿真计算了电磁铁垂向力、横向力和电磁侧滚力矩与侧滚角的关系曲线如图 5-5(b)~(d),由图可见,侧滚运动对电磁铁横向力的影响较垂向力要大,电磁铁横向力和侧滚力矩与侧滚角近似成线性正比关系,而侧滚力矩具有正的刚度,故侧滚运动是不稳定的,而且无法通过控制系统加以抑制。图 5-5(d)还可见,侧滚角达到 5° 时侧滚力矩也只有约 25N.m,而且中低速磁浮车辆转向架上有专门的防滚梁,如果磁浮车辆实际运行中电磁铁侧滚角小于 2° ,则它对电磁力影响会很小,可以忽略。由图 5-5(d)电磁铁侧滚力矩可采用下式近似计算

$$M_r = K_\theta \theta \quad (5-22)$$

式中, M_r 为电磁铁侧滚力矩, K_θ 为等效侧滚刚度, θ 为侧滚角。

(2) 主动控制的电磁垂向力和横向力

基于上节电磁力和电磁力矩的分析,本节进一步考虑电磁铁主动控制下的磁力计算。首先,由悬浮导向模块的运动分析,可得电磁力计算公式(5-19)和(5-20)中磁铁垂向和横向气隙($i=1\sim 3$)表达式为

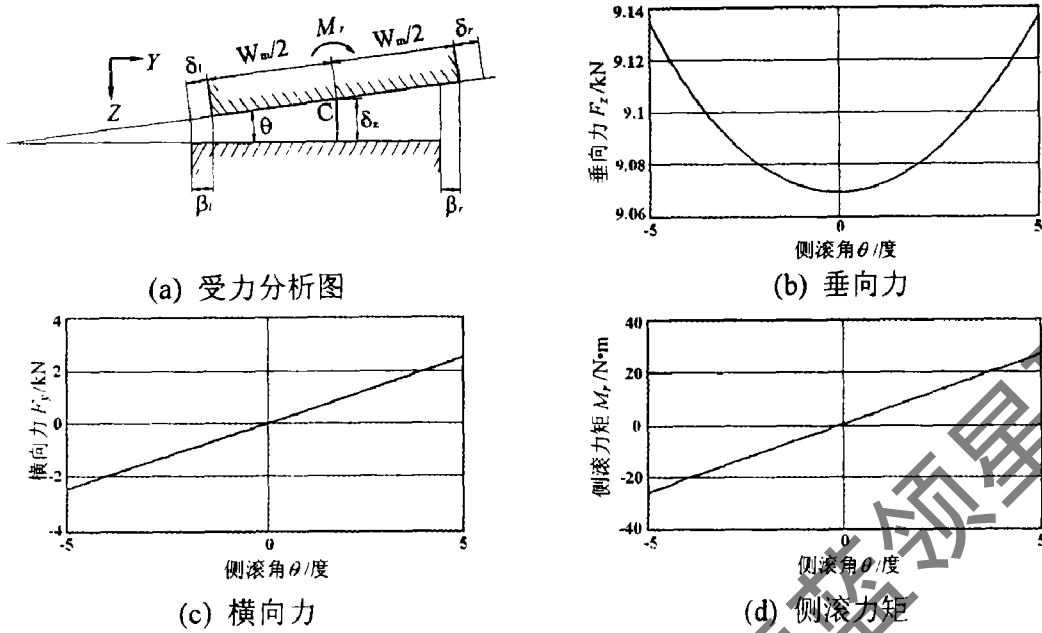


图 5-5 电磁力分析模型与仿真曲线图^[5]

$$\begin{aligned}
 \delta_{zh1} &= \delta_0 + z_{bh} - c_2 \varphi_{bh} & \delta_{zh2} &= \delta_0 + z_{bh} - c_3 \varphi_{bh} \\
 \delta_{zh3} &= \delta_0 + z_{bh} + c_3 \varphi_{bh} & \delta_{zh4} &= \delta_0 + z_{bh} + c_2 \varphi_{bh} \\
 \delta_{yh1} &= -\Delta + y_{bh} + c_2 \psi_{bh} - h_{b2} \theta_{bh} & \delta_{yh2} &= \Delta + y_{bh} + c_3 \psi_{bh} - h_{b2} \theta_{bh} \\
 \delta_{yh3} &= \Delta + y_{bh} - c_3 \psi_{bh} - h_{b2} \theta_{bh} & \delta_{yh4} &= -\Delta + y_{bh} - c_2 \psi_{bh} - h_{b2} \theta_{bh}
 \end{aligned}$$

上述表达式中，将下标 l 改为 r 即为右边模块电磁铁气隙。

采用两级串联悬浮控制的低速磁浮列车，模块电磁铁的控制电压来自模块两端的传感器信号，在本节中我们不考虑电磁铁控制系统的具体实现，相当于假设电磁回路和控制回路都处于最为理想的情况，没有信号偏差和延时，则主动控制的电磁铁电压、电流可表示为($i=1\sim 3, j=1\sim 4$)

$$U_{ij} = U_0 + k_p \Delta \delta_{czij} + k_d \dot{\delta}_{czij} \pm k_y \dot{\delta}_{cyj} \quad (5-23)$$

$$I_{ij} = \frac{U_{ij}}{R_e} \quad (5-24)$$

式(5-23)中 j 为 1、4 时末项取正号， j 为 2、3 时取负号； R_e 为电磁回路的等效电阻； k_p, k_d 分别为悬浮间隙及其导数的反馈控制系数； k_y 为电磁铁横移速度的反馈控制系数； $\delta_{czij}, \dot{\delta}_{czij}, \dot{\delta}_{cyj}$ 分别为悬浮间隙、悬浮间隙导数和横移速度控制信号，它们可由下式计算($i=1\sim 3, j=1\sim 2$)

$$\begin{aligned}
 \delta_{czl1} &= \delta_0 + z_{bh} - l_c \varphi_{bh} & \delta_{czl2} &= \delta_0 + z_{bh} + l_c \varphi_{bh} \\
 \delta_{cyl1} &= y_{bh} + l_c \psi_{bh} - h_{b2} \theta_{bh} & \delta_{cyl2} &= y_{bh} - l_c \psi_{bh} - h_{b2} \theta_{bh}
 \end{aligned}$$

上述表达式中，将下标 l 改为 r 即适合右边电磁铁的控制信号计算。

综上所述, 由式(5-19)、(5-20)、(5-22)~(5-24)可以求解主动控制的电磁铁垂向力、横向力和侧滚力矩。

5.2.3 磁浮车辆系统动力学方程

(1) 车体运动方程

$$m_c \ddot{z}_c = -\sum_{i=1}^3 \sum_{j=1}^2 (f_{szlij} + f_{syrj}) \quad (5-25)$$

$$I_{cy} \ddot{\phi}_c = a_1 (f_{szl11} + f_{syr11} - f_{szl32} - f_{syr32}) + a_2 (f_{szl12} + f_{syr12} - f_{szl31} - f_{syr31}) \\ + a_3 (f_{szl21} + f_{syr21} - f_{szl22} - f_{syr22}) \quad (5-26)$$

$$m_c \ddot{y}_c = -\sum_{i=1}^3 \sum_{j=1}^2 (f_{sylij} + f_{syrj}) \quad (5-27)$$

$$I_{cz} \ddot{\psi}_c = a_1 (f_{syl32} + f_{syr32} - f_{syl11} - f_{syr11}) + a_2 (f_{syl31} + f_{syr31} - f_{syl12} - f_{syr12}) \\ + a_3 (f_{syl22} + f_{syr22} - f_{syl21} - f_{syr21}) \quad (5-28)$$

$$I_{cx} \ddot{\theta}_c = b_1 \sum_{i=1}^3 \sum_{j=1}^2 (f_{szlij} - f_{syrj}) + h_c \sum_{i=1}^3 \sum_{j=1}^2 (f_{sylij} + f_{syrj}) \quad (5-29)$$

(2) 悬浮块运动方程

$$m_b \ddot{z}_{bh} = \sum_{j=1}^2 F_{szlij} - \sum_{j=1}^4 F_{pzlij} - \sum_{j=1}^4 F_{rzij} \quad (5-30)$$

$$I_{by} \ddot{\phi}_{bh} = c_3 (F_{pzli2} - F_{pzli3}) + c_2 (F_{pzli1} - F_{pzli4}) \\ + c_1 (F_{rzi1} + F_{rzi3} - F_{rzi2} - F_{rzi4}) - a_3 (F_{szli1} - F_{szli2}) \quad (5-31)$$

$$m_b \ddot{y}_{bh} = \sum_{j=1}^2 F_{sylij} - \sum_{j=1}^4 F_{pylij} - \sum_{j=1}^4 F_{ryij} \quad (5-32)$$

$$I_{bz} \ddot{\psi}_{bh} = -c_3 (F_{pyli2} - F_{pyli3}) - c_2 (F_{pyli1} - F_{pyli4}) \\ - c_1 (F_{ryi1} + F_{ryi3} - F_{ryi2} - F_{ryi4}) + a_3 (F_{syli1} - F_{syli2}) \quad (5-33)$$

$$I_{bx} \ddot{\theta}_{bh} = h_{b2} \sum_{j=1}^4 F_{pylij} - h_{b1} \sum_{j=1}^4 F_{ryij} - b_3 \sum_{j=3}^4 F_{rzij} \\ - b_2 \sum_{j=1}^2 F_{rzij} + h_{b3} \sum_{j=1}^2 F_{sylij} + K_{\theta} \dot{\theta}_{bh} \quad (5-34)$$

$$m_b \ddot{z}_{bn} = \sum_{j=1}^2 F_{syrj} - \sum_{j=1}^4 F_{pzrj} + \sum_{j=1}^4 F_{rzij} \quad (5-35)$$

$$I_{by} \ddot{\phi}_{bn} = c_3 (F_{pzr2} - F_{pzr3}) + c_2 (F_{pzr1} - F_{pzr4}) \\ - c_1 (F_{rzi1} + F_{rzi3} - F_{rzi2} - F_{rzi4}) - a_3 (F_{szi1} - F_{szi2}) \quad (5-36)$$

$$m_b \ddot{y}_{bn} = \sum_{j=1}^2 F_{syrj} - \sum_{j=1}^4 F_{pyrj} + \sum_{j=1}^4 F_{ryij} \quad (5-37)$$

$$I_{bz} \ddot{\psi}_{bn} = -c_3 (F_{pyr2} - F_{pyr3}) - c_2 (F_{pyr1} - F_{pyr4}) \\ + c_1 (F_{ryi1} + F_{ryi3} - F_{ryi2} - F_{ryi4}) + a_3 (F_{syr1} - F_{syr2}) \quad (5-38)$$

$$I_{bx} \ddot{\theta}_{bri} = h_{b2} \sum_{j=1}^4 F_{pyrj} + h_{b1} \sum_{j=1}^4 F_{ryj} - b_3 \sum_{j=1}^2 F_{rzij} - b_2 \sum_{j=3}^4 F_{rzij} + h_{b3} \sum_{j=1}^2 F_{syrj} + K_{\theta} \dot{\theta}_{bri} \quad (5-39)$$

5.3 直线线路上磁浮车辆横向动态响应

表 5-2 中低速 EMS 磁浮车辆动力学仿真参数

	符号	参数名	数值	单位
车辆几何与物理参数	L_c	车长	11.2	m
	W_c	车宽	2.6	m
	L_t	转向架长	3.4	m
	S_1	轨距	1.7	m
	m_c	车体质量	12,000	kg
	m_b	模块质量	1,000	kg
	I_{cx}	车体侧滚惯量	2,500	kg.m ²
	I_{cy}	车体点头惯量	150,000	kg.m ²
	I_{cz}	车体摇头惯量	150,000	kg.m ²
	I_{bx}	模块侧滚惯量	100	kg.m ²
	I_{by}	模块点头惯量	1,200	kg.m ²
	I_{bz}	模块摇头惯量	1,200	kg.m ²
车辆悬挂参数	K_{sz}	二系悬挂垂向刚度	120,000	N/m
	C_{sz}	二系悬挂垂向阻尼	60,000	N.s/m
	K_{sy}	二系悬挂横向刚度	25,000	N/m
	C_{sy}	二系悬挂横向阻尼	40,000	N.s/m
	K_{rz}	防侧滚梁绞接垂向刚度	10,000	N/m
	K_{ry}	防侧滚梁绞接横向刚度	1,000	N/m
电磁铁物理参数	K_{θ}	电磁铁侧滚刚度	400,000	N.m/rad
	N	电磁铁线圈匝数	320	匝
	L_m	电磁铁长度	840	mm
	W_m	电磁铁磁极宽度	28	mm
	μ_0	空气磁导率	$4\pi \times 10^{-7}$	H/m
	δ_0	电磁铁名义悬浮间隙	10	mm
	Δ	电磁铁横向错位量	5	mm
	R_e	电磁铁等效输出电阻	1	Ω

5.3.1 横向动力学仿真参数

本章采用的动力学仿真参数主要来自我国西南交大、国防科大研制的低速 EMS 磁浮车辆的初步设计数据, 部分数据通过估算得来, 表 5-2 列出了本章中 EMS 磁浮车辆横向动力学仿真参数。

5.3.2 横向不平顺线路上磁浮车辆动力响应

磁浮线路支承梁的横向变形、梁墩的横向错位以及导轨的安装与制造误差等将造成磁浮线路横向不平顺, 与轮轨系统轨道不平顺一样, 我们也可以将横向不平顺分为方向不平顺和轨距不平顺。本节将研究具有横向周期性不平顺的直线线路上磁浮车辆的动力学响应规律, 重点分析比较了电磁铁横向错位与不错位布置、电磁铁主动导向和被动导向下的横向动力响应, 探寻获得良好磁浮车辆横向动力性能模块结构与控制方法。

磁浮线路的周期性方向不平顺可以表示为

$$y_0 = A_y \sin\left(\frac{2\pi v t}{\lambda_y}\right) \quad (5-40)$$

式中, A_y 是不平顺全幅值, λ_y 是不平顺波长, v 是车辆运行速度。仿真计算中 $A_y=1\text{mm}$ 、 $\lambda_y=24\text{m}$ 、 $v=100\text{km/h}$, 并设置如下四种电磁铁横向布置及导向控制方式:

- ① 电磁铁横向不错位, 被动导向模式, 即 $\Delta=0$, $K_y=0$;
- ② 电磁铁横向错位 5mm , 被动导向模式, 即 $\Delta=5\text{mm}$, $K_y=0$;
- ③ 电磁铁横向错位 5mm , 主动导向模式, 即 $\Delta=5\text{mm}$, $K_y=100\text{V}\cdot\text{s}/\text{m}$;
- ④ 电磁铁横向错位 5mm , 主动导向模式, 即 $\Delta=5\text{mm}$, $K_y=200\text{V}\cdot\text{s}/\text{m}$ 。

(1) 横向动力学响应与分析

我们可以从磁浮车辆的横移、摇头运动及电磁铁横向力响应来分析比较四种导向方式下车辆的横向动态特性。由图 5-6 转向架横向位移曲线可见, 在四种导向模式下第二转向架左模块的横移运动都是稳定的, 其振幅分别为 2.42mm 、 3.1mm 、 2.1mm 和 1.67mm 。图 5-7 是左边模块摇头角曲线, 四种导向模式下其振幅分别为 $8.2 \times 10^{-4}\text{rad}$ 、 $9.8 \times 10^{-4}\text{rad}$ 、 $5.6 \times 10^{-4}\text{rad}$ 和 $3.9 \times 10^{-4}\text{rad}$ 。由此可见, 被动导向下电磁铁横向错位布置时模块的横向动力响应要稍大于不错位布置; 采用主动导向方式③和④时, 模块横移和摇头角振幅较导向方式①分别减小 31%和 60%。因此, 低速磁浮车辆采用主动导向控制对抑制车辆横向振动的效果十分显著, 当 k_y 从 100 增加到 200 时模块横向振动的幅值更小。

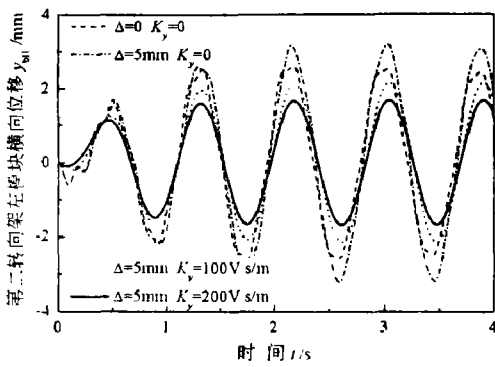


图 5-6 第二转向架左模块横移量

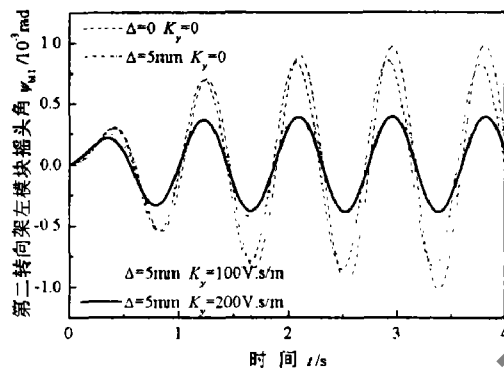
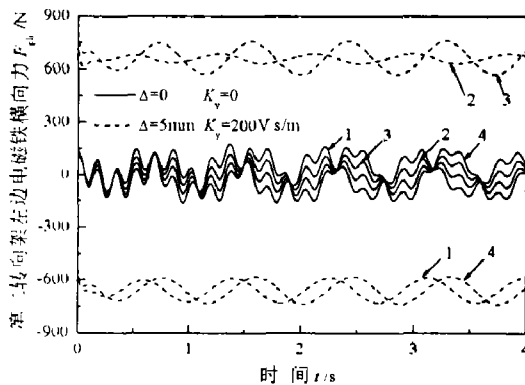
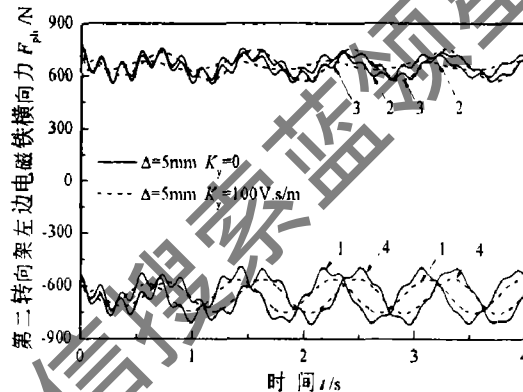


图 5-7 第二转向架左模块摇头角

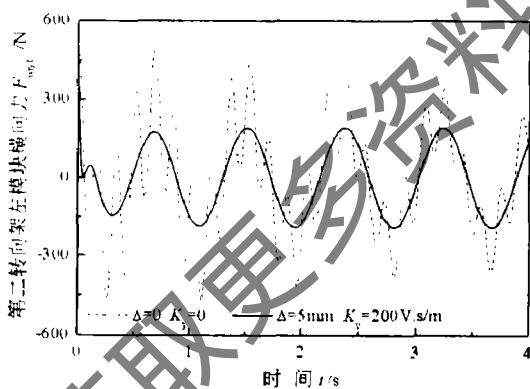


(a) ①、④导向模式

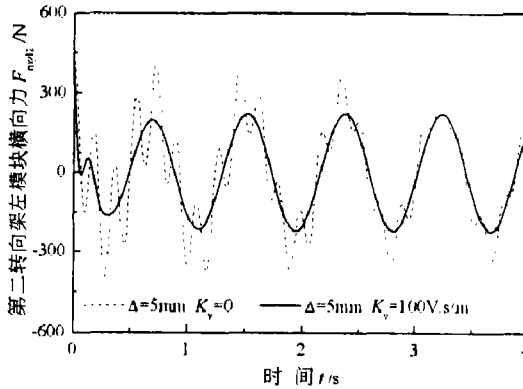


(b) ②、③导向模式

图 5-8 第二转向架左模块电磁铁横向力



(a) ①、④导向模式



(b) ②、③导向模式

图 5-9 第二转向架左模块总的横向力

图 5-8(a)、(b)为四种导向方式下同一模块四个电磁铁的横向力曲线，由图可见，第①种被动导向方式下电磁铁的最大横向力不超过 200N；第②种被动导向方式下 1、4 电磁铁和 2、3 电磁铁的横向力方向相反，这是电磁铁错位安装后的自然结果，相当于导向方式①的横向力曲线向上和向下偏移约 700N 的距离；第③、④种主动导向方式下电磁铁横向力曲线变得十分平滑。图 5-9(a)、(b)

所示为同一模块四个电磁铁横向力相加得到的模块总横向力，图 5-9 显示被动导向时模块横向力响应含有线路不平顺激励频率 1.15Hz 和约 5Hz 的振动分量，而车体横向振动的固有频率刚好为 5Hz，而采用主动导向控制后，电磁铁横向力不再有 5Hz 的频率成分，由此可见，磁浮车辆采用③、④主动导向方式后，模块的横向磁隙刚度和阻尼加大，模块在横向上与轨道的跟随性更强，模块横向运动受车体惯量的影响极小。

(2) 垂向动力学响应与分析

对中低速磁浮车辆系统，我们不希望模块的垂向运动和横向运动出现强烈的耦合，也就是不希望模块垂向力和横向力有较强的耦合，这样有利于我们在采用措施改善系统垂向(横向)动力性能时不会影响其横向(垂向)动力特性，这也会减轻电气解耦的负担，减少磁铁电功率输出。但从公式(5-19)和(5-20)可知，电磁铁横向力与导向力同时受到电磁铁垂向运动和横向运动的影响，这是电磁力的自然属性，无法改变；而采用电磁铁横向错位布置和主动导向控制，就是为了在改变模块横向力时不影响到模块垂向力，达到改善低速 EMS 磁浮车辆横向动力性能的目的。下面就对四种导向方式下模块与电磁铁的垂向动力响应进行分析比较，弄清中低速磁浮车辆在采用主动导向控制前后垂向动力响应的变化情况。

由图 5-10 模块垂向位移曲线可见，四种导向方式下，模块垂向位移的最大值以方式②最大，其次是第①、③、④种导向方式；第②种导向方式下模块垂向位移振幅稍大于第①种方式，是因为电磁铁横向错位布置后垂向力随模块横移下降得更快；而模块主动导向后其垂向振幅减小，是因为此时其横向振动小于被动导向时，自然地模块垂向位移振幅较被动导向时要小；第④种导向方式下模块垂向位移振动幅值较第③种方式更小，则是由于横向反馈系数 k_y 由 100 增大到 200 的缘故。图 5-10 还表明模块横向振动的绝对值都很小，最大横向位

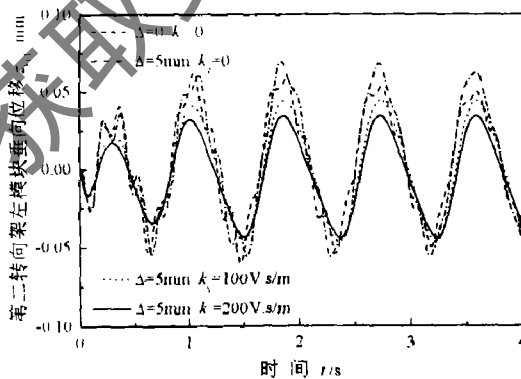


图 5-10 模块垂向位移

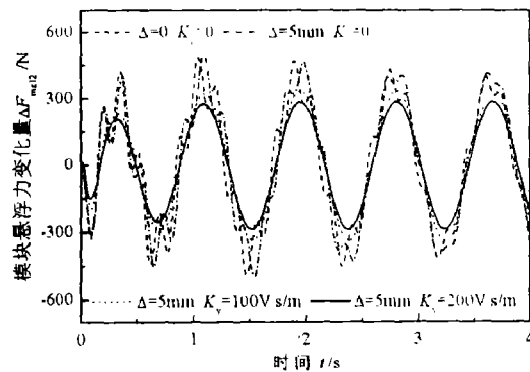


图 5-11 模块垂向力

移量也只有 0.07mm, 可见中低速磁浮车辆无论是否进行主动导向控制, 它在直线上的横向动力性能都很好。

图 5-11 模块垂向力的变化曲线与图 5-10 具有相似的规律, 不再赘述。由图 5-11 还可见, 四种导向方式下模块垂向力最大波动量为 290N, 而每个模块的名义垂向力为 29.4kN, 则模块垂向力最大变化量约占其 0.99%, 由此可见, 模块横向主动导向对其垂向力的影响很小。

以上对不同导向方式下模块横向、垂向动态响应的进行了详细的分析, 分析结果表明主动导向控制后模块的横向动力性能得到明显改善, 同时模块的垂向运动并没有受到很大的影响。另外, 为了进一步考察主动导向控制后磁浮车辆的动力性能, 本节还给出了车体的横向和垂向位移曲线(图 5-12、5-13)。由图 5-12 可见四种导向方式下车体横移振幅分别为 1.76mm、1.91mm、1.55mm、1.32mm。由图 5-13 车体垂向位移曲线可见, 由于线路没有垂向不平顺, 车体垂向振动量极小, 垂向振动缘于模块横向运动后电磁力垂向力受到轻微的影响, 从而激起磁浮车辆垂向振动。由图 5-13 还可见, 车辆被动导向下, 电磁铁电流不随磁铁横向运动变化, 磁铁横移后其垂向力减小, 所以车辆垂向位移为正(车体质心总位于静平衡位置以下); 当采用主动导向控制后, 当模块横移是其总的垂向力得到了补偿, 所以车体垂向位移中心逐渐靠近或超过静平衡中心。

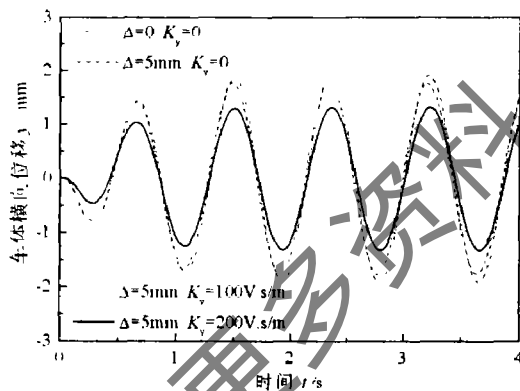


图 5-12 车体横向位移

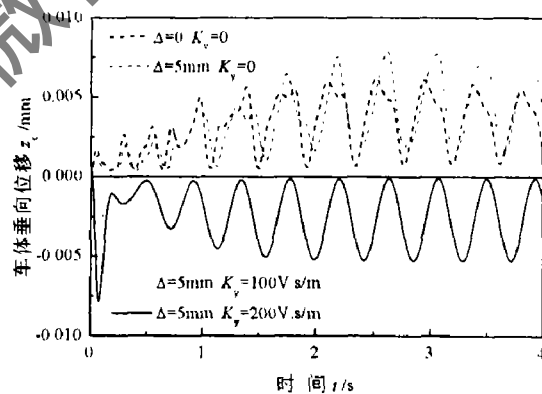


图 5-13 车体垂向位移

综上所述, 中低速磁浮车辆采用主动导向控制后, 悬浮导向模块和车体的横向动态响应较被动导向有明显的减小, 同时, 它们的垂向动态响应并没有因此发生大的变化。以上是对中低速常导磁浮车辆在直线线路上的动力响应的研究, 为了更全面的考察磁浮车辆的横向动力性能, 还需要对其动态曲线通过性能进行评价, 本章下节就开展了此方面的研究。

5.4 曲线线路上磁浮车辆系统动态响应

5.4.1 磁浮线路曲线段设置

磁浮线路曲线和轮轨铁道线路曲线一样，由缓和曲线与圆曲线组成，并设有外轨超高。曲线超高的设置是为了平衡车辆在曲线上行驶时产生的离心力，使旅客乘坐舒适；在直线段和圆曲线之间设置一定长度的缓和曲线，是为了使曲线平缓过渡，减小或消除线路几何突变，从而使列车行驶时不会产生突然摇晃，提高旅客的乘坐舒适度。另一方面，磁浮线路的曲线设置与轮轨铁路还是有区别的，这主要是磁浮线路设置不再受车轮挤轨、爬轨以及脱轨等限制，但轮轨铁路曲线线路设置的大多数要求仍旧是磁浮曲线线路设置所必须遵守的，如允许的最大超高、允许的最大欠超高和过超高、缓和曲线的线形与长度等^[163]。目前，磁浮线路曲线的设置基本上采用了与轮轨铁路曲线设置相同的方法，如 1986 年日本 HSST03 磁浮车在加拿大展览时^[106]，在 450m 长试验线上设置了半径 250m 和 1100m 曲线各一段，其中半径 250m 圆曲线长 96m，缓和曲线长 16m，曲线超高角为 1.15° ，缓和曲线的设置在仿真比较回旋线、余弦线和正弦线后选择了正弦线过段曲线。我国青城山磁浮线路设计中^[131]，半径 1000m 以上的曲线不设置超高，半径 300m 的曲线超高角为 1° ，圆曲线长 70m，缓和曲线长度为 50m。

在本文中低速常导磁浮车辆动态曲线通过的仿真研究中，将以青城山 300m 半径曲线段作为仿真计算的小半径线路条件，曲线的外轨超高为 30mm，缓和曲线采用三次抛物线型，缓和曲线长 50m。图 5-14 是采用三次抛物线型缓和曲线的曲线线路平面和立面示意图，图中 i 为超高顺坡率， l 是缓和曲线始点至缓和曲线上任一点的距离， h 为对应点处外轨超高， l_0 是缓和曲线长度， h_0 是圆曲线外轨超高， R_0 为圆曲线半径，则在缓和曲线上的任一点都存在如下关系：

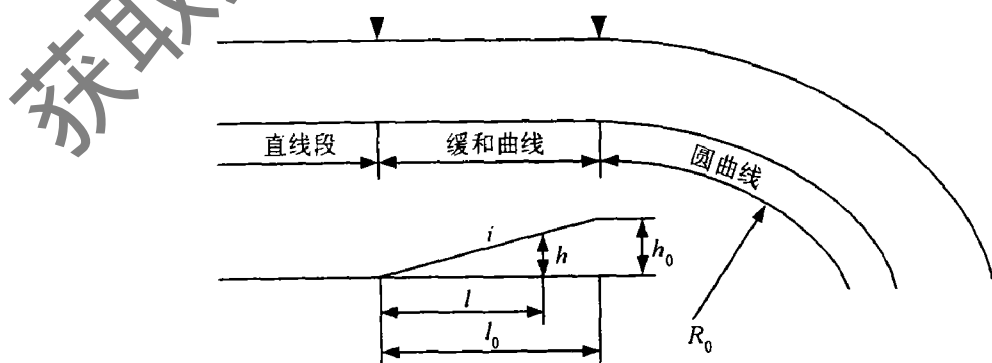


图 5-14 曲线设置平面与立面示意图

$$i = \frac{h}{l} \quad (5-41)$$

$$h = \frac{S_1 v^2}{\rho g} \quad (5-42)$$

式中, S_1 为轨距, v 为车速, ρ 为曲率半径, g 为重力加速度(9.81m/s^2), 将(5-41)代入(5-42)则有

$$l = \frac{S_1 v^2}{g i} \frac{1}{\rho} = Ck \quad (5-43)$$

式中, C 为缓和曲线半径变化率, 且有 $C = \rho l = Rl_0$, k 为缓和曲线的曲率。由(5-43)得到的曲线是螺旋线, 当螺旋线倾角很小时, 可得平面坐标 x 、 y 的表达式为:

$$x = l - \frac{l^5}{40(Rl_0)^2} \quad (5-44)$$

$$y = \frac{l^3}{6Rl_0} \quad (5-45)$$

式(5-45)即为我国铁路上常用的三次抛物线型缓和曲线。由已知的曲线线路超高和缓和曲线长度, 即可得三次抛物线型缓和曲线的外轨平面坐标, 并且有

$$\rho = \frac{Rl_0}{l}, \quad \theta_{se} = \frac{h_0}{S l_0} l \quad (5-46)$$

值得注意的是, 三次抛物线型缓和曲线在立面上是折角型的, 车辆通过其始、终点时会产生极大的垂向冲击, 为了克服这一弊端, 满足行车安全、平稳、舒适, 应当对三次抛物线型缓和曲线进行改善或采用高阶函数线形的缓和曲线^[164,165]。对轮轨铁路曲线线路而言, 折角型的直线超高会在车辆动荷载的反复作用下自然圆顺, 我国经多次现场调查和测试表明其自然圆顺半径大约在 3000~8000m 范围内, 圆顺长度在 10m 左右; 但磁浮列车与轨道没有机械接触, 如果采用直线折角超高, 不可能像轮轨铁路线路那样很快地被自然圆顺, 因此, 磁浮铁路三次抛物线型缓和曲线必须圆顺其超高折角。如日本 HSST 磁浮车辆线路就采用半波余弦型缓和曲线。本文拟采用文献[165]中超高圆顺三次抛物线型缓和曲线, 这种改善型的三抛缓和曲线的立面超高变化和平面曲率变化如图 5-15, 它在三抛缓和曲线的起始点添加了一段圆弧, 以平滑过渡曲线超高, 使超高一阶导数在缓和曲线起始点连续, 从而减小车辆通过时的垂向动力冲击。

在超高圆顺三次抛物线型缓和曲线设计中, 先根据行车速度与曲线线路基本参数, 确定圆顺段长度 l_{ys} , 然后计算其圆顺竖曲线的半径 R_{ys} , 即可进一步推导出曲线线路上各点的超高。 l_{ys} 一般情况下取 40m, 困难情况下取 30m, R_{ys} 可用如下式计算

$$R_{ys} = \frac{l_{ys} l_0}{h_0} \quad (5-47)$$

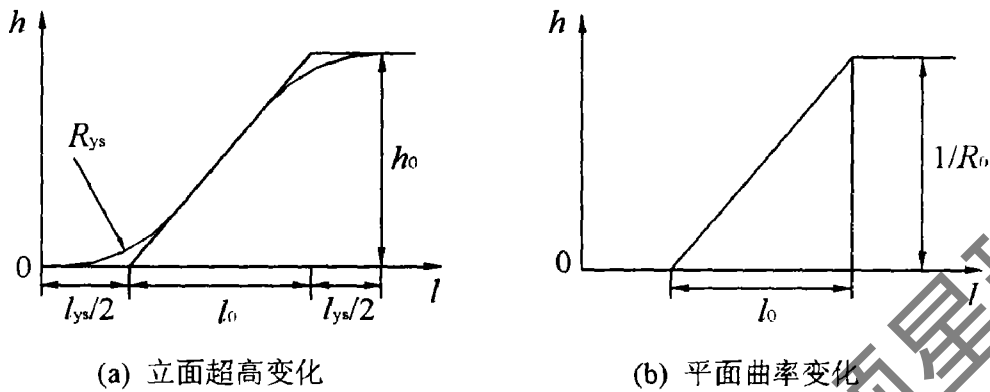


图 5-15 超高圆顺三次抛物线型缓和曲线立面超高和平面曲率变化图

5.4.2 曲线线路上磁浮系统坐标系的定义

车辆通过曲线段时，轨道坐标系、车体坐标系和悬浮模块坐标系都是运动的参考坐标系，图 5-16 表示了此三类坐标系在曲线段的空间位置关系。轨道参考坐标系 i_t 、 j_t 和 k_t 沿轨道中心线向前移动， i_t 轴沿轨道中心线切线方向， k_t 轴垂直于轨道平面向下；车体坐标系 i_c 、 j_c 和 k_c 固定在车体重心， i_c 轴指向沿轨道中心线的方向， k_c 轴垂直于轨道平面向下；模块坐标系 i_b 、 j_b 和 k_b 固定在模块重心，各轴的定义与车体坐标系相类似。由多刚体运动学基础^[166]，车体和模块坐标系与轨道坐标系的变换矩阵为

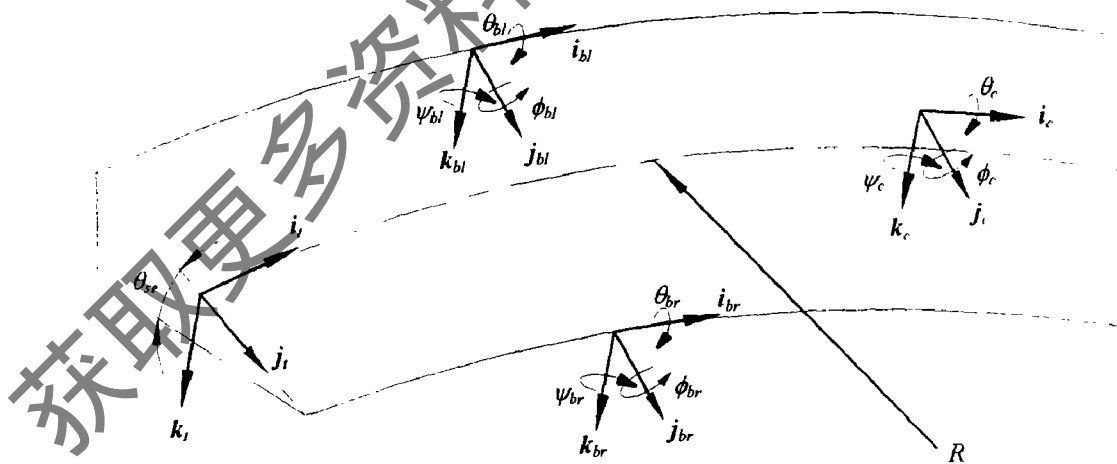


图 5-16 曲线线路上车辆与轨道坐标系统定义

$$\begin{Bmatrix} i_t \\ j_t \\ k_t \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & -\alpha & 0 \\ \alpha & 1 & -\beta \\ 0 & \beta & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} i_{c(b)} \\ j_{c(b)} \\ k_{c(b)} \end{Bmatrix} = A_{ic(b)} \begin{Bmatrix} i_{c(b)} \\ j_{c(b)} \\ k_{c(b)} \end{Bmatrix} \quad (5-48)$$

上式中(i, j, k)为坐标系基矢, 下标 t, c, b 分别表示轨道、车体和模块, α 是不同坐标系纵向坐标轴之间的夹角, β 则是横向坐标轴因曲线超高设置产生的角度差。以轨道坐标系为牵连坐标系, 则车体各部件的惯性加速度可表示为

$$a = a_t + \dot{\omega}_t \times r + \omega_t \times (\omega_t \times r) + 2\omega_t \times \dot{r} + \ddot{r} \quad (5-49)$$

其中,

$$\omega_t = \dot{\theta}_{se} i_t - \frac{v}{R} \theta_{se} j_t + \frac{v}{R} k_t$$

$$a_t = \frac{v^2}{R} j_t - (b_1 \ddot{\theta}_{se} + \frac{v^2}{R} \theta_{se}) k_t$$

式(5-49)中, a 是部件质心加速度, ω_t 是轨道坐标系角速度, a_g 为轨道坐标系惯性加速度, θ_{se} 是超高角, R 为曲线半径, r 为各部件重心相对于轨道参考系的位置矢量, 可表述如下

$$r_c = x i_g + y j_g - (z + h_c + h_{bc} + h_{b3} + h_{b2} - \delta_0) k_g \quad (5-50)$$

$$r_{bl} = x i_g + (y - b_1) j_g + (z + h_{b3} + h_{b2} - \delta_0) k_g \quad (5-51)$$

$$r_{br} = x i_g + (y + b_1) j_g + (z + h_{b3} + h_{b2} - \delta_0) k_g \quad (5-52)$$

上式中, x, y, z 是部件重心的位移。将上列公式分别代入式(5-49), 并使用坐标变换矩阵(5-48), 即可求得车体和左右模块的惯性加速度, 它们将在下面的磁浮车辆系统动力学方程给出。

5.4.3 曲线线路上磁浮车辆系统动力学方程

要列出磁浮车辆在曲线轨道上的动力学方程, 首先要进行磁浮车辆各部件受力分析, 即要给出二系悬挂和电磁悬浮在各部件坐标系的相对位移, 再由二系悬挂的刚度阻尼特性和电磁力公式得到各部件在各自坐标系的受力分量。其实, 磁浮曲线上磁浮车辆二系悬挂力分析与轮轨车辆车体与构架的受力分析基本一样, 详细的分析见文献^[138], 本节只对磁浮车辆在曲线轨道上的电磁力进行分析。

曲线轨道上电磁力的推导关键是确定 24 个电磁悬浮间隙、12 个悬浮控制信号和 12 个导向控制信号对应的间隙状态。图 5-17 显示了一个悬浮导向模块与曲线轨道的空间配合状态, 其在 XY 平面的投影如图 5-18, 它表明电磁铁作用点相对于轨道的位置不仅与电磁铁模块本身的运动有关, 曲线轨道的设置也会引起电磁铁作用点与轨道的相对位移, 特别是在曲线直缓点、缓圆点、圆缓点和缓直点, 曲线设置引起的电磁铁相对位移更为复杂, 必要时还要进行适当的简化。由图 5-18 我们可以得到在缓和曲线和圆曲线上曲线设置引起的电磁铁作用点相对位移如下:

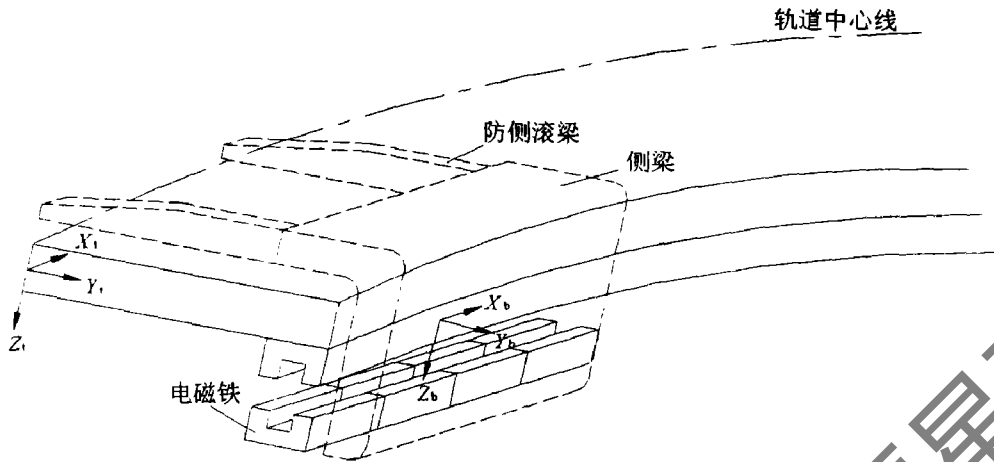


图 5-17 曲线轨道上导轨与电磁铁空间配合示意图

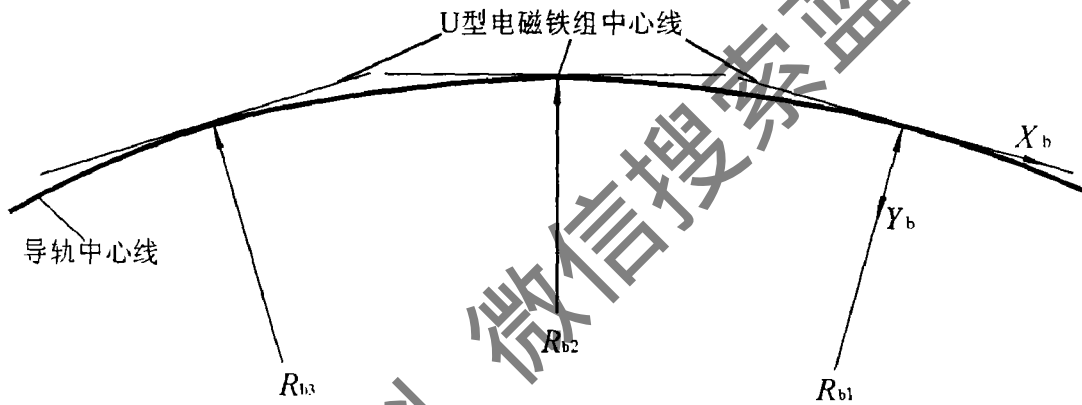


图 5-18 曲线轨道上导轨与电磁铁 XY 平面配合示意图

$$\text{缓和线上: } \Delta_y = \frac{c^2}{2R_b}, \quad \Delta_z = 0$$

$$\text{圆曲线上: } \Delta_y = \frac{c^2}{2R_0}, \quad \Delta_z = 0$$

其中, c 是电磁铁作用点至模块质心的纵向距离, R_b 是模块中心处曲线半径。

通过以上的分析, 由多刚体系统动力学原理, 可推导出曲线线路上磁浮车辆系统的动力学方程如下。

(1) 车体垂向运动

$$m_c [\ddot{z}_c - b_1 \ddot{\theta}_{\text{sec}} - \frac{v^2}{R_c} \theta_{\text{sec}}] = - \sum_{i=1}^3 \sum_{j=1}^2 (f_{szlj} + f_{szrj}) \quad (5-53)$$

(2) 车体横向运动

$$m_c [\ddot{y}_c + \frac{v^2}{R_c} + H_{cr} \ddot{\theta}_{\text{sec}}] = - \sum_{i=1}^3 \sum_{j=1}^2 (f_{sylyj} + f_{syryj}) + m_c g \theta_{\text{sec}} \quad (5-54)$$

(3) 车体点头运动

$$I_{cy} \ddot{\theta}_c = a_1 (f_{szl11} + f_{szr11} - f_{szl32} - f_{szr32}) + a_2 (f_{szl12} + f_{szr12} - f_{szl31} - f_{szr31}) + a_3 (f_{szl21} + f_{szr21} - f_{szl22} - f_{szr22}) \quad (5-55)$$

(4) 车体摇头运动

$$I_{cz} (\ddot{\psi}_c + v \frac{d}{dt} (\frac{1}{R_c})) = a_1 (f_{syl32} + f_{syr32} - f_{syl11} - f_{syr11}) + a_2 (f_{syl31} + f_{syr31} - f_{syl12} - f_{syr12}) + a_3 (f_{syl22} + f_{syr22} - f_{syl21} - f_{syr21}) \quad (5-56)$$

(5) 车体侧滚运动

$$I_{cx} (\ddot{\theta}_c + \ddot{\theta}_{sec}) = b_1 \sum_{i=1}^3 \sum_{j=1}^2 (f_{szhj} - f_{szrj}) + h_c \sum_{i=1}^3 \sum_{j=1}^2 (f_{sylj} + f_{syrj}) \quad (5-57)$$

(6) 模块垂向运动

$$m_b [\ddot{z}_{bh} - 2b_1 \ddot{\theta}_{sebh} - \frac{v^2}{R_{bh}} \theta_{sebh}] = \sum_{j=1}^2 F_{szhj} - \sum_{j=1}^4 F_{pzlj} - \sum_{j=1}^4 F_{r2lj} \quad (5-58a)$$

$$m_b [\ddot{z}_{br} - \frac{v^2}{R_{br}} \theta_{sebr}] = \sum_{j=1}^2 F_{szrj} - \sum_{j=1}^4 F_{pzrj} + \sum_{j=1}^4 F_{r2rj} \quad (5-58b)$$

(7) 模块横向运动

$$m_b [\ddot{y}_{bh} + \frac{v^2}{R_{bh}} + H_{br} \ddot{\theta}_{sebh}] = \sum_{j=1}^2 F_{sylvj} - \sum_{j=1}^4 F_{szlj} - \sum_{j=1}^4 F_{ryj} + m_b g \theta_{sebh} \quad (5-59a)$$

$$m_b [\ddot{y}_{br} + \frac{v^2}{R_{br}} + H_{br} \ddot{\theta}_{sebr}] = \sum_{j=1}^2 F_{syrvj} - \sum_{j=1}^4 F_{pyrvj} + \sum_{j=1}^4 F_{ryvj} + m_b g \theta_{sebr} \quad (5-59b)$$

(8) 模块点头运动

$$I_{bv} \ddot{\phi}_{bh} = c_3 (F_{pzh2} - F_{pzh3}) + c_2 (F_{pzh1} - F_{pzh4}) + c_1 (F_{rz1} + F_{rz3} - F_{rz2} - F_{rz4}) - a_3 (F_{szh1} - F_{szh2}) \quad (5-60a)$$

$$I_{bv} \ddot{\phi}_{br} = c_3 (F_{pzn2} - F_{pzn3}) + c_2 (F_{pzn1} - F_{pzn4}) - c_1 (F_{rz1} + F_{rz3} - F_{rz2} - F_{rz4}) - a_3 (F_{szr1} - F_{szr2}) \quad (5-60b)$$

(9) 模块摇头运动

$$I_{bc} (\ddot{\psi}_{bh} + v \frac{d}{dt} (\frac{1}{R_{bh}})) = -c_3 (F_{pyh2} - F_{pyh3}) - c_2 (F_{pyh1} - F_{pyh4}) - c_1 (F_{ry1} + F_{ry3} - F_{ry2} - F_{ry4}) + a_3 (F_{sylv1} - F_{sylv2}) \quad (5-61a)$$

$$I_{bc} (\ddot{\psi}_{br} + v \frac{d}{dt} (\frac{1}{R_{br}})) = -c_3 (F_{pyr2} - F_{pyr3}) - c_2 (F_{pyr1} - F_{pyr4}) + c_1 (F_{ry1} + F_{ry3} - F_{ry2} - F_{ry4}) + a_3 (F_{syrv1} - F_{syrv2}) \quad (5-61b)$$

(10) 模块侧滚运动

$$I_{bx}(\ddot{\theta}_{bli} + \ddot{\theta}_{sebli}) = h_{b2} \sum_{j=1}^4 F_{pylij} - h_{b1} \sum_{j=1}^4 F_{ryij} - b_3 \sum_{j=3}^4 F_{rzi} \\ - b_2 \sum_{j=1}^2 F_{rzi} + h_{b3} \sum_{j=1}^2 F_{sylij} + K_{\theta} \dot{\theta}_{bli} \quad (5-62a)$$

$$I_{bx}(\ddot{\theta}_{brn} + \ddot{\theta}_{sebrn}) = h_{b2} \sum_{j=1}^4 F_{pyrj} + h_{b1} \sum_{j=1}^4 F_{ryj} - b_3 \sum_{j=1}^2 F_{rzi} \\ - b_2 \sum_{j=3}^4 F_{rzi} + h_{b3} \sum_{j=1}^2 F_{syrj} + K_{\theta} \dot{\theta}_{brn} \quad (5-62b)$$

5.4.4 磁浮车辆通过半径 300m 曲线时的动态响应

以青城山磁浮线路半径 300m 曲线线路为计算条件，其曲线超高 30mm(超高角约 1°)，缓和曲线长 50m，圆曲线长 70m，超高圆顺段长 30m。按照轮轨铁路中曲线设置的原理及其公式

$$h = \frac{S_1 V_{均}^2}{gR} \quad (5-63)$$

式中， S_1 为轨距(m)， $V_{均}$ 为车辆平均通过速度(m/s)， R 为圆曲线半径(m)， h 是外轨超高(m)。将已知线路参数代入(5-63)式，可得该曲线设计的车辆通过速度为 25.9km/h。当车辆运行速度超过设计通过速度时，外轨超高引起的车辆重力分量小于车辆通过曲线所需的离心力，则未被重力分量平衡的离心力和离心加速度为

$$F_{*} = \frac{G}{g} \cdot \frac{v^2}{R} - G \frac{h}{S_1} \quad (5-64)$$

$$a_{*} = \frac{v^2}{R} - S_1 \frac{g}{h} \quad (5-65)$$

反之，如果车辆通过速度小于曲线设计的平均速度，车辆会出现未被重力分量平衡的向心力和向心加速度，也就是过超高和欠超高两种工况。实际上无论上述那种情况下，车体和转向架都可以通过横向悬挂力变化达到平衡，但车辆上的乘客由于未被平衡的横向加速度会产生不舒适的感觉，表 5-3 列出了未被平衡横向加速度取不同值时旅客的不舒适程度^[163]。我国铁路规定铁道车辆最大未被平衡加速度应限制在 0.4~0.5m/s² 范围。在本节仿真计算中，当车辆运行速度取为 30km/h、45km/h、60km/h 和 75km/h 时，则未被平衡的离心加速度分别为 0.06m/s²、0.348m/s²、0.753m/s²、1.274m/s²。可见，当磁浮车辆以 60km/h 和 75km/h 速度通过该曲线时，旅客的舒适性不好。下面对这四种速度下磁浮车辆曲线通过动态响应进行比较分析。

表 5-3 车辆未平衡横向加速度与旅客的舒适度的关系

未平衡横向加速度 $a_*(\text{m/s}^2)$	旅客的舒适程度
0.2	毫无感觉
0.4	稍有感觉, 感到略有横向推力
0.6	有明显感觉, 感到有横向推力, 但比较容易克服
0.8	有强烈感觉, 感到有较大横向推力, 需要有意识保持平衡, 行走有困难
1.0	感到有很大的横向推力, 站立不稳, 不能行走

(1) 通过半径 300m 曲线时车体动态响应

图 5-19 和 5-20 分别为直线折角型超高和超高圆顺情况下车体垂向位移响应, 由图 5-19 可见, 折角型超高时车体垂向位移曲线有突起的尖峰, 它表明车辆在缓和曲线始、终点处受到了极大的垂向冲击, 显然, 这将降低车辆运行平顺性和旅客乘坐舒适性; 当在缓和曲线始、终点处对折角超高进行圆顺后, 图 5-20 显示车体垂向位移曲线在缓和曲线始、终点处平缓过渡, 垂向位移冲击幅值由折角型超高时的 0.44mm 减小到 0.05mm。由此可见, 超高圆顺改善型三次抛物线型缓和曲线可以改善车辆在缓和曲线始、终点的动力性能, 并且此种改善型缓和曲线并不增加缓和曲线的长度, 其施工及其维修养护与轮轨折角型超高三次抛物线缓和曲线基本相同, 因此, 建议我国中低速磁浮铁路曲线线路采用此种改善型缓和曲线。本章以后的车辆动态曲线通过仿真结果, 在不加说明的情况下, 都是指采用超高圆顺缓和曲线线路的计算结果。

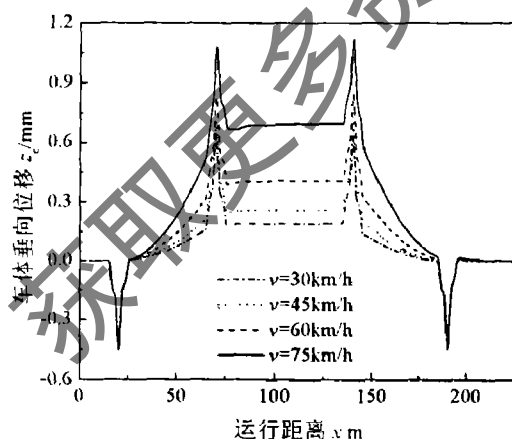


图 5-19 车体垂向位移(折角型超高)

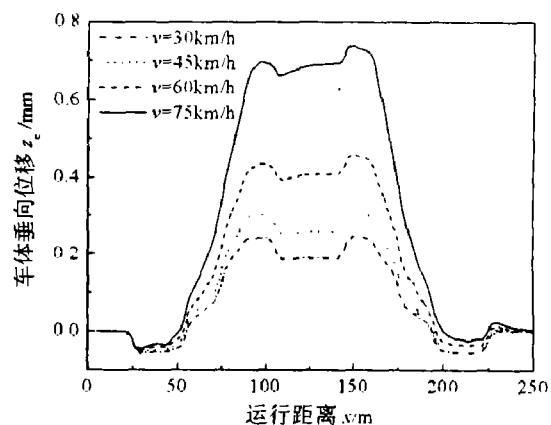


图 5-20 车体垂向位移(超高圆顺)

当磁浮车辆以速度 30km/h、45km/h、60km/h 和 75km/h 通过半径 300m、超高角 1° 曲线线路时, 车体质心偏离轨道中心的横向位移如图 5-21 所示, 由图可见四种速度下车体质心的最大偏移量分别为 12.5mm、1.85mm、-15.7mm 和

-39.9mm, 我们已知 300m 半径曲线线路的设计平均速度 $V_{\text{设}}$ 为 26.9km/h, 按照曲线超高设计的基本公式, 车辆运行速度大于 $V_{\text{设}}$ 时, 车体由于超高产生的向心力不足, 车体质心理论上应当向外轨移动, 但实际上车体是有一定长度的, 当车辆位于曲线段时, 由于曲线设置前后转向架与车体质心会有一些的横向偏差, 这个偏差本身给车体提供了一定的横向力, 如对于本节采用的磁浮车辆和轨道的计算条件, 前后转向架模块中心与车体中心的纵向距离为 3.46m, 则在曲线上前后模块中心与车体中心的横向偏移为 $3.46^2/(2 \times 300) = 19.95\text{mm}$ 。因此, 图 5-21 中当磁浮车辆以速度 30km/h 和 45km/h 通过曲线线路时, 车体质心向内偏移是因为上述偏移量产生的横向力大于车体未被平衡的离心力; 而当车辆运行速度足够大时, 未被平衡的离心力大于前后转向架与车体质心偏差产生的横向力时, 车体质心就要向外轨移动, 以提供更大的横向力补偿未被平衡的离心力, 如图 5-21 中 60km/h、75km/h 速度时的横移曲线所示, 并且随着车辆速度的继续增高, 车体质心相对线路中心的横移量越大。

半径 300m 曲线上车体相对轨道坐标的摇头角和侧滚角随车辆行程的关系曲线见图 5-22 和 5-23, 由图可见, 车体摇头角和侧滚角最大值随运行速度的增加而增大, 车体只在缓和曲线上才有摇头角, 直线上和圆曲线上其值近似为 0, 但即使在缓和曲线上它的最大值也很小 (10^{-2} 数量级)。图 5-23 还表明车体的侧滚角随运行速度的增加有显著的增大, 四种速度下车体相对轨道平面的侧滚角最大值分别为 -0.06° 、 -0.295° 、 -0.625° 和 -1.05° 。图 5-24 为车体质心横向绝对加速度随车辆行程的曲线, 由图可见在圆曲线上其值等于 v^2/R_0 , 在缓和曲线上因三次抛物线缓和曲线的半径变化是线性的, 所以车体横向加速度也是线性变化的, 仿真结果符合理论计算结果。

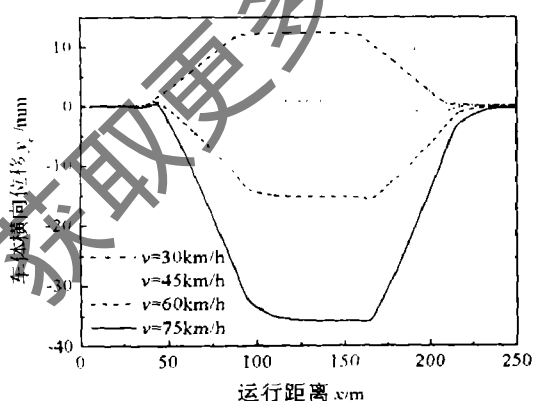


图 5-21 车体横向位移

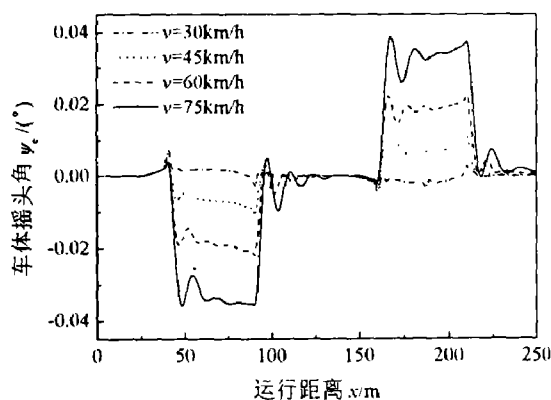


图 5-22 车体摇头角

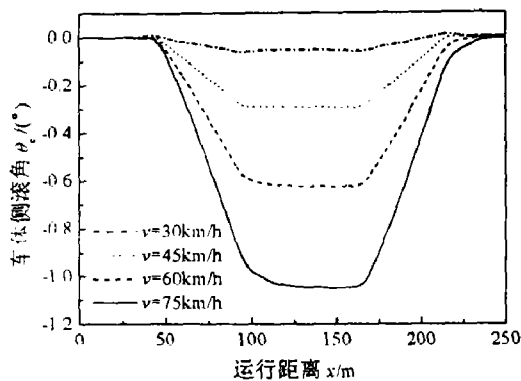


图 5-23 车体侧滚角

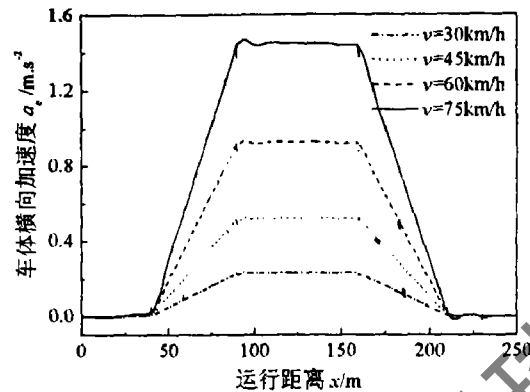


图 5-24 车体横向加速度

(2) 通过半径 300m 曲线时模块动态响应

低速磁浮车辆的左右模块是松散柔性连接在一起的，和常规轮轨车辆转向架不一样，磁转向架允许左右模块较大范围的相对横向、垂向、纵向移动和点头、摇头运动，因此，研究磁转向架的运动主要看左右模块的运动。本章采用的低速磁浮车辆模型，车辆共有三个磁转向架，由车辆和曲线线路的对称性可知，第一转向架左右模块的运动与第三转向架左右模块的运动相似，而且对同一转向架左右模块而言，左边模块因为曲线外轨设置超高，其动力学响应相比于右边模块更为剧烈。因此，下面将主要以第一转向架左边模块的动力学响应及其电磁铁电流或电压响应，对磁浮车辆通过曲线时模块的动力响应进行分析。

图 5-25~图 5-28 显示了第一转向架左边模块(左一模块)质心相对于轨道坐标的垂向位移、横向位移、摇头角和侧滚角随行程变化的动态曲线图。图 5-25 显示四种车辆运行速度下左一模块质心的最大垂向位移分别为 0.39mm、0.58mm、0.89mm 和 1.35mm，由于模块的点头运动很小，模块质心的垂向位移基本上就反映了电磁铁悬浮气隙变化，而曲线上正位移表明左一模块电磁铁的悬浮气隙变小了，这是因为在曲线线路上左边模块的荷载减小了，动力学仿真模型中又没有考虑间隙积分器的作用(保持恒定气隙)，所以左一模块悬浮气隙并没有保持在 10mm 的额定间隙。

图 5-26 可见左一模块的横向位移在缓圆点处有最大值，分别为 -2.25mm、-5.31mm、-9.38mm 和 -14.44mm，模块横向位移随车速的增加而增大，以提供更大的向心力。图 5-27 表明模块的摇头角除缓直点附近外在其它曲线段均为负值，即左一模块以与轨道切线同一种相交方式通过曲线，其最大值约 -0.4°，也就是说摇头角引起的模块端部电磁铁端点的横向位移为 ±11.72mm，而当车辆速度 75km/h 时模块端部电磁铁端点的最大横向位移约 -26.16mm。图 5-28 显示四种车速下左一模块的侧滚角最大值分别为 -0.28°、-0.59°、-1.05°和 -1.68°，而由图

5-6 可知电磁铁侧滚角越大, 侧滚运动对电磁横向力、垂向力的影响也越大, 故当车速为 75km/h 时, 左一模块的侧滚运动过大, 它会影响磁铁垂向力和横向力。

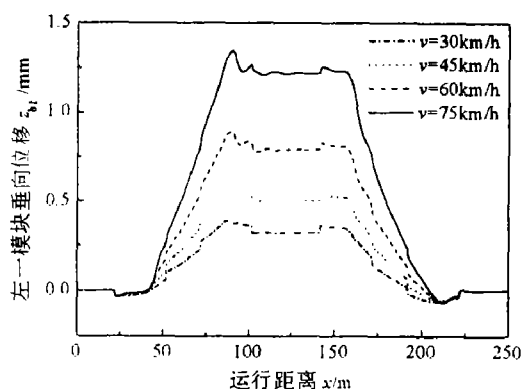


图 5-25 左一模块垂向位移

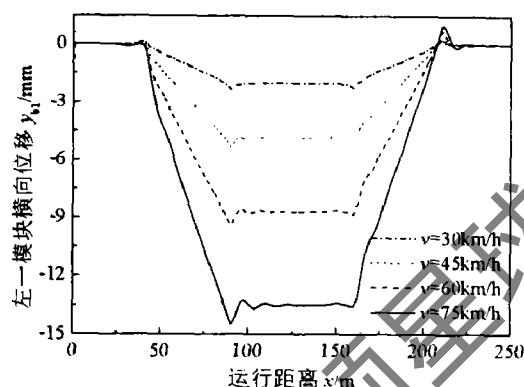


图 5-26 左一模块横向位移

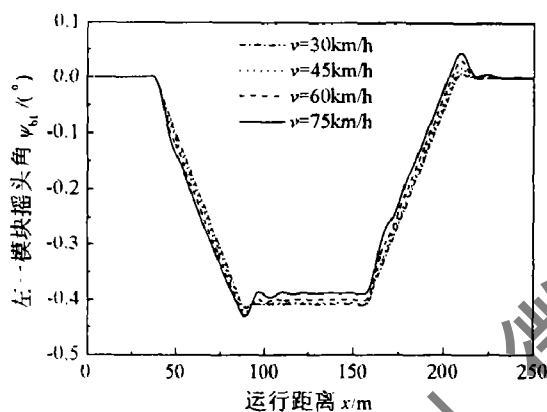


图 5-27 左一模块摇头角

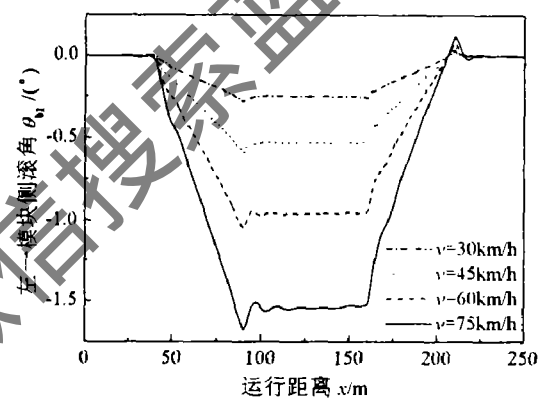


图 5-28 左一模块侧滚角

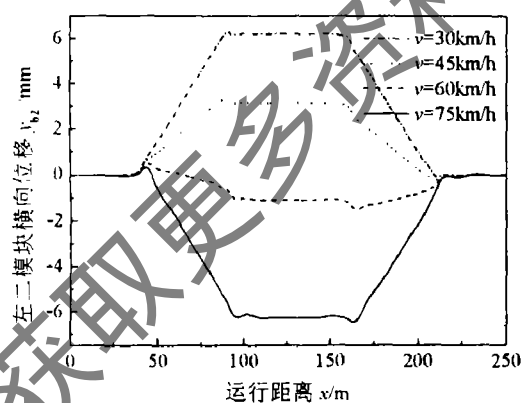


图 5-29 左二模块横向位移

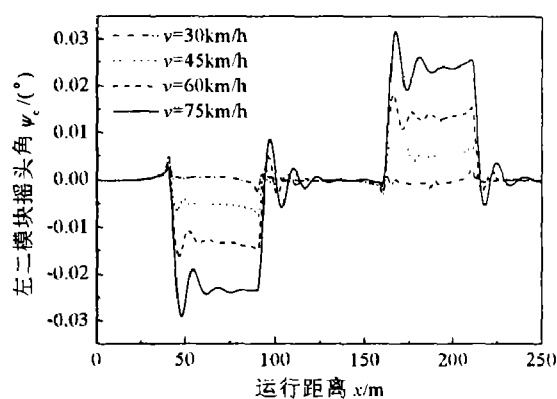


图 5-30 左二模块摇头角

中低速常导磁浮车辆通过 300m 曲线线路时, 左二模块横向位移和摇头角随运行距离的变化曲线见图 5-29、5-30, 由图可见, 左二模块横向位移曲线与车体横向位移曲线(图 5-21)走势基本一致, 这是符合实际情况的, 因为左二模块质心与车体质心在同一横截面内。图 5-31 左三模块摇头角响应与图 5-27 左一模块摇头角响应相比较, 其方向刚好相反, 再与图 5-30 左二模块的摇头角综合来

看, 可知当磁浮车辆以高于曲线线路设计速度通过 300m 半径曲线时, 车体左边三个模块以折叠线的形式通过曲线。

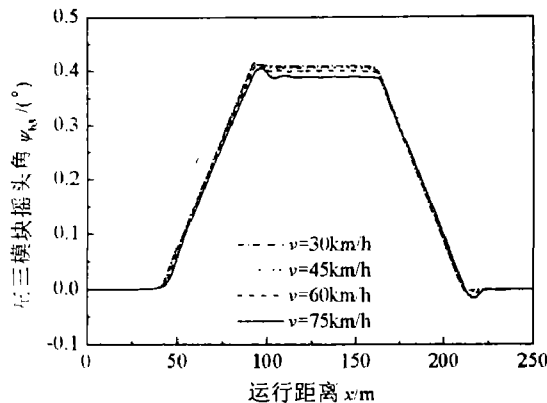


图 5-31 左三模块摇头角

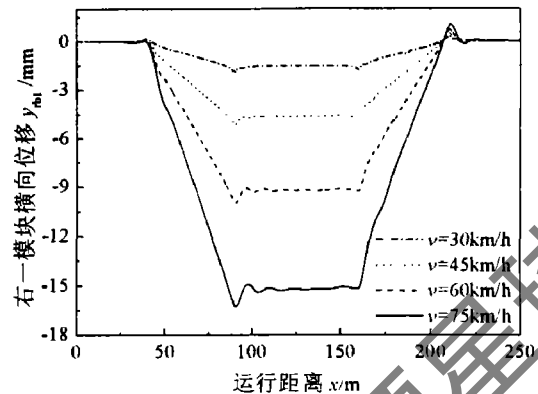


图 5-32 右一模块横向位移

青城山中低速磁浮车辆的设计中, 磁浮车辆与轨道对中情况下模块侧梁与轨道的横向间隙为 20mm, 如果磁浮车辆动态曲线通过时模块向对应轨道的横移量大于 20mm, 模块侧梁将与轨道侧面接触, 这种现象是不容许出现的。图 5-32 表明右一模块质心的横向位移最大值在四种车辆运行速度下分别达到 -1.81mm、-5.16mm、-9.91mm、-16.27mm, 如果考虑线路不平顺以及外部横向力作用, 车辆运行速度为 75km/h 时极有可能发生模块侧梁与轨道接触, 而 60km/h 运行速度下, 模块侧梁与轨道侧面还有 10.09mm 的横向间隙, 磁转向架还是可以安全通过半径 300m、超高 1°的曲线。

(3) 通过半径 300m 曲线时电磁铁悬浮气隙、电流及横向力响应

中低速常导磁浮列车的额定悬浮气隙为 10mm, 如果磁浮列车在运行中气隙波动很大, 首先会使得电磁铁电流波动很大, 电磁悬浮的功率输出增加, 其次气隙波动大也意味着磁转向架振动较大, 也增加了磁铁与轨道机械接触的概率。而在曲线线路上电磁铁悬浮气隙的波动曲线大小如何呢? 图 5-33、5-34 分别显示了车速 60km/h 时左一模块四个电磁铁中心的垂向和横向气隙, 由图 5-33 可见, 第一电磁铁中心的垂向气隙在大部分曲线段大于第二、三、四电磁铁, 这是因为模块质心相对轨道下移, 而且还有一定的点头角, 但四个电磁铁的垂向气隙基本上都大于 10mm, 最大值 11.35mm 出现在曲线缓圆点, 离中低速磁浮车辆允许的悬浮气隙变化量 ± 4 mm 还有足够的裕量。图 5-34 是左一模块四个电磁铁横向气隙曲线, 它表明模块质心向曲线外轨方向偏移, 由于左一模块有正的摇头角, 第四电磁铁块的横向气隙最大, 其最大值达到了 -21.68mm, 无疑, 对这么大的横向气隙如果没有横向信号反馈, 电磁铁悬浮力的减小是比较明显的, 因此低速磁浮车辆通过小半径曲线时, 电磁铁的横向导向显得十分必要。

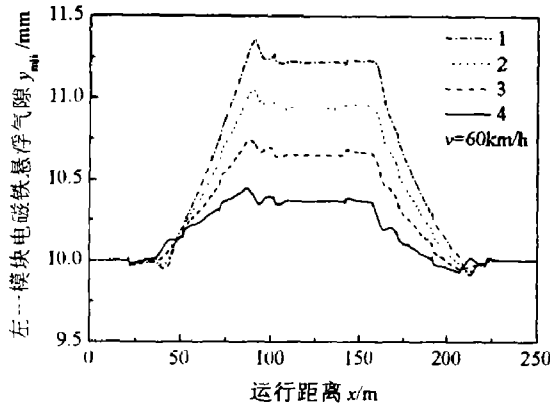


图 5-33 左一模块磁铁悬浮气隙

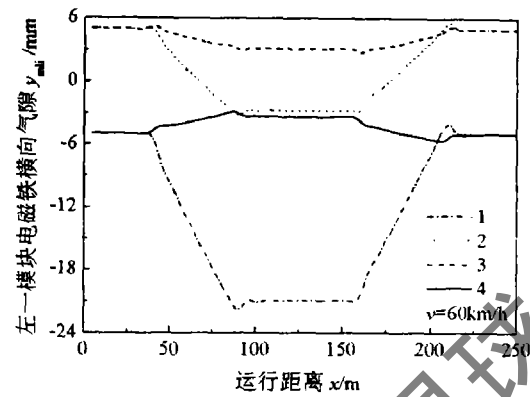


图 5-34 左一模块磁铁横向气隙

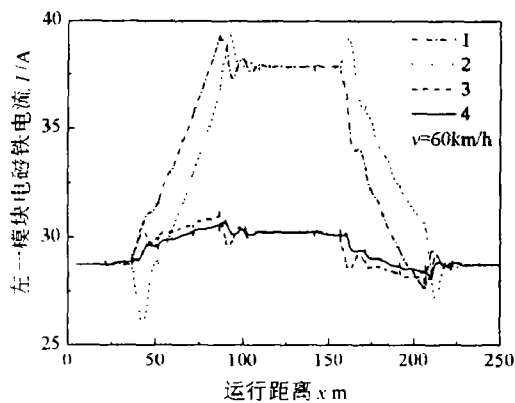


图 5-35 左一模块磁铁电流

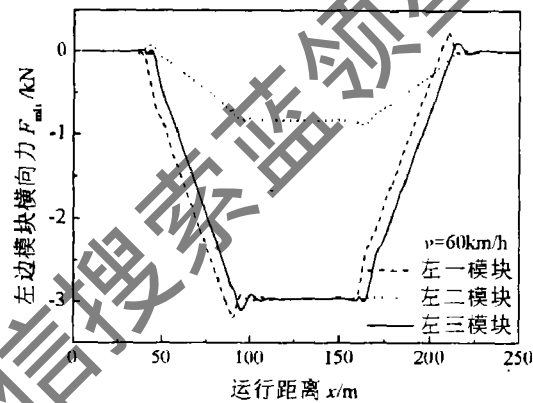


图 5-36 左边模块横向电磁力

对左一模块四个电磁铁垂向和横向气隙进行分析之后，我们不难理解图 5-35 所示的左一模块电磁铁电流随运行距离的变化关系，由图可见，最大电流峰值出现在缓圆点处第一、二电磁铁电流曲线上，其值为 39.35A(电磁铁额定电流 28.76A)，因此，对本章采用的低速磁浮车辆模型而言，其电磁铁电流的设计上限应大于 40A。电磁铁悬浮气隙及其电流的变化将综合反映到模块电磁力的变化，图 5-36 显示了磁浮车辆左边三个悬浮模块的电磁横向力与运行距离的关系曲线，由图可见，前后模块的横向力较中间模块要大，在圆曲线上前后模块的横向力稳定在 3kN 左右，其最大值为 3.19kN。

综上所述，中低速磁浮车辆动态通过 300m 半径曲线时，仿真结果表明，曲线线路应采用超高圆顺的三次抛物线型缓和曲线，否则车辆在缓和曲线始、终点处将受到极大的垂向冲击，而且不会随线路长期运营后逐渐减小。磁浮车辆以 60km/h 速度通过曲线时，模块侧梁与轨道侧面的最小间隙为 10.09mm，车辆可以顺利通过曲线，若车速增加达 75km/h 时，不仅旅客乘坐舒适性很差，模块侧梁与轨道侧面的最小间隙也仅为 3.73mm，模块侧梁与轨道侧面容易发生机械接触，因此，磁浮车辆通过 300m 小半径曲线的速度不要超过 60km/h。磁浮车辆以 60km/h 速度通过 300m 半径曲线时，车体最大质心横移量为 15.7mm，

磁铁最大垂向、横向气隙分别为 11.35mm 和 21.68mm，电磁铁的最大电流波动为 10.6A，模块最大横向电磁力为 3.19kN，这些仿真数据对中低速磁浮车辆转向架、模块以及磁浮线路的设计具有重要的参考价值。

5.4.5 磁浮车辆通过半径 1100m 曲线时的动态响应

低速常导磁浮车辆以低于 100km/h 速度通过半径 1000m 以上曲线半径时，车辆需要的向心力要比在 300m 小半径曲线上小得多，因此，1000m 半径以上的低速磁浮铁路曲线常常不设置外轨超高，但仍设置有缓和曲线。参考日本 HSST 试验线和我国成都青城山磁浮线大半径曲线线路的设置情况，我们选取半径 1100m 低速磁浮铁路曲线参数如下：20m 缓和曲线+96m 圆曲线+20m 缓和曲线，曲线外轨不设置超高。因 $h_0=0$ ，车辆重力的横向分量为零，车辆过曲线时的向心力完全由车辆的横向悬挂力提供，车辆过曲线时未被平衡的离心加速度等于车辆的向心加速度；因此，我们无法用公式(5-63)来确定磁浮车辆通过 1100m 半径曲线的均衡速度，对不设超高的磁浮曲线线路，其容许的车辆最大通过速度应以允许的最大未被平衡加速度来限制，即应当满足 $a_{*} \leq 0.6\text{m/s}^2$ ，则车辆通过速度应满足

$$V \leq \sqrt{0.6 \times R} \quad (5-66)$$

上式中， V 是车辆运行速度， R 为曲线半径。当 $R=1100\text{m}$ 时， $V_{\max}=92.5\text{km/h}$ ；如果为了保证良好的旅客舒适性，可将式(5-66)中 0.6 改为 0.4，则 $V_f=75.5\text{km/h}$ 。下文将对运行速度分别为 45km/h、65km/h、75km/h 和 90km/h 时，中低速磁浮车辆通过半径 1100m、外轨无超高曲线的动态响应进行数值仿真及结果分析。

(1) 通过半径 1100m 曲线时车体、模块动态响应

图 5-37~5-39 为四种车速下车体质心横移量、摇头角、侧滚角随车辆行程的关系曲线图。由图 5-37 可见，从低到高四种车速下车体质心相对于轨道中心的最大横移量分别为 -2.0mm、-6.15mm、-11.74mm 和 -18.64mm；图 5-38 和 5-39 表明车体的最大摇头角和侧滚角随车速的增加而增大，但即使在 90km/h 车速下，两者的最大值也仅为 0.042° 、 0.47° 。

图 5-40~5-42 显示了较中间模块横向运动更为剧烈的右一模块的动态响应曲线。由图 5-40 可见，四种车速下右一模块质心相对右边轨道中心的横向位移分别为 -2.03mm、-3.37mm、-5.12mm 和 -7.26mm，其中前三种车速下模块横移较 300m 半径、超高 1° 曲线线路上的横移要小得多；即使在 90km/h 运行速度下右一模块侧梁与右轨侧面的间隙为 12.74mm，磁浮车辆转向架可以顺畅地通过 1100m 半径无超高曲线，但此时车辆未被平衡的离心加速度达到 0.57m/s^2 ，旅

客乘坐的舒适性很差。图 5-41 和 5-42 显示右一模块摇头角和侧滚角随速度的增加而增大，但它们的绝对值都很小，因此，它们对电磁铁的悬浮力、导向力以及摇头力矩和侧滚力矩的影响都不大。

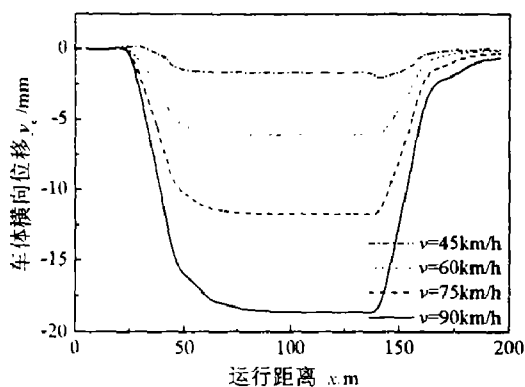


图 5-37 车体横向位移

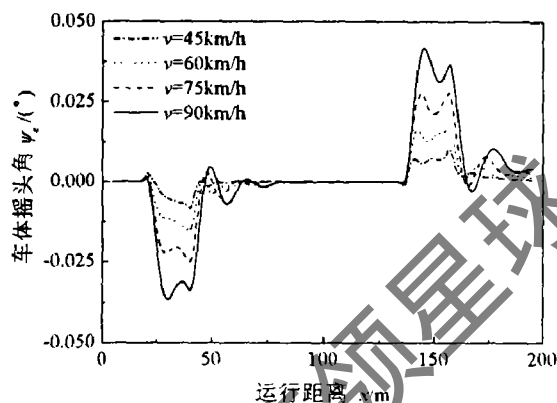


图 5-38 车体摇头角

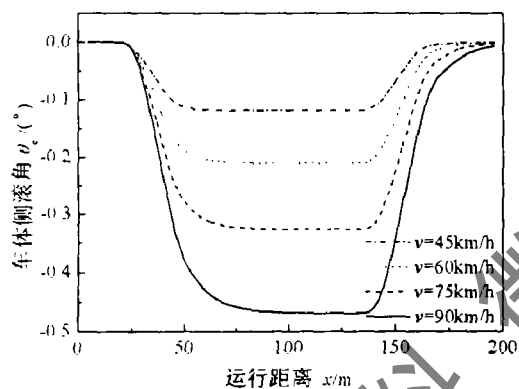


图 5-39 车体侧滚角

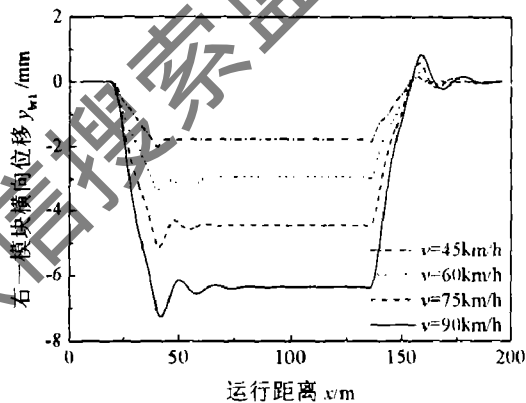


图 5-40 右一模块横向位移

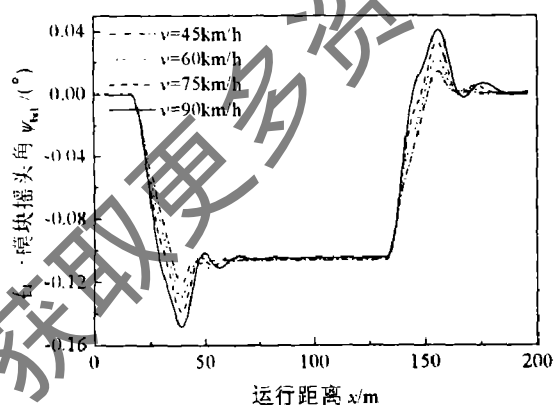


图 5-41 右一模块摇头角

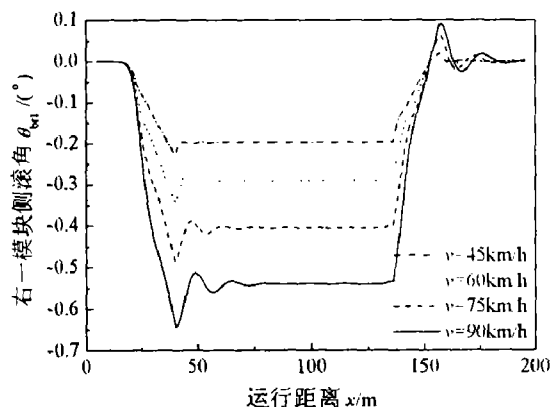


图 5-42 右一模块侧滚角

(2) 通过半径 1100 曲线时电磁铁气隙、电流及其横向力

图 5-43~图 5-45 分别给出了车辆运行速度 75km/h 时右一模块四个电磁铁的垂向气隙、横向气隙及其线圈电流与车辆运行距离的变化曲线。图 5-43 表明

右一模块电磁铁的最大垂向气隙波动为 0.3mm(第一电磁铁), 曲线线路上磁铁垂向气隙除直缓点、缓直点附近外都小于额定悬浮气隙, 这说明车辆右边模块的荷载增大了, 车辆略微外翻(图 5-39 和 5-41 也证实了这一点)。图 5-44 显示右一模块电磁铁的横向气隙最大波动为 6.73mm(第一电磁铁)。图 5-45 显示右一模块电磁铁电流波动为 4.9A(第一电磁铁)。由上可见, 车辆速度 75km/h 时右一模块电磁铁的气隙和电流的波动都不是很大, 这得益于模块的主动导向和 1100m 大半径曲线。图 5-46 是磁浮车辆右边三个模块的电磁横向力随车辆行程的变化曲线, 图中可见, 曲线线路上右一、右三模块的横向力始终大于中间模块的横向力, 右边模块最大横向为 1.6kN。

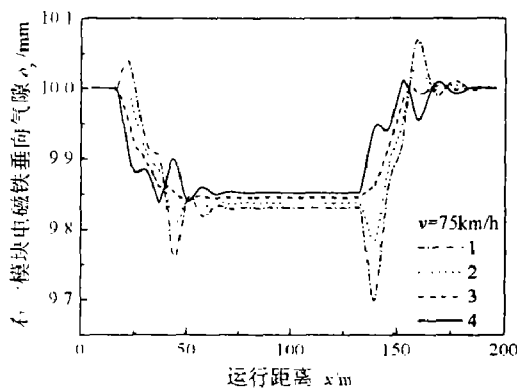


图 5-43 右一模块电磁铁垂向气隙

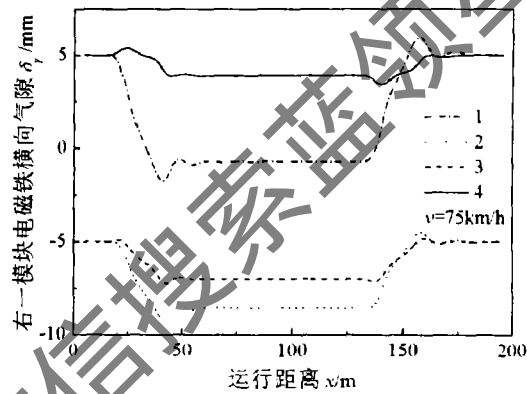


图 5-44 右一模块电磁铁横向气隙

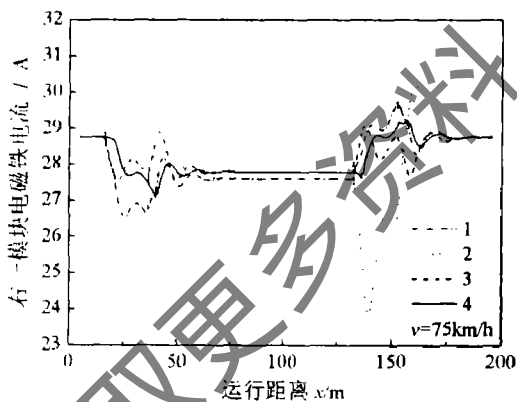


图 5-45 右一模块电磁铁电流

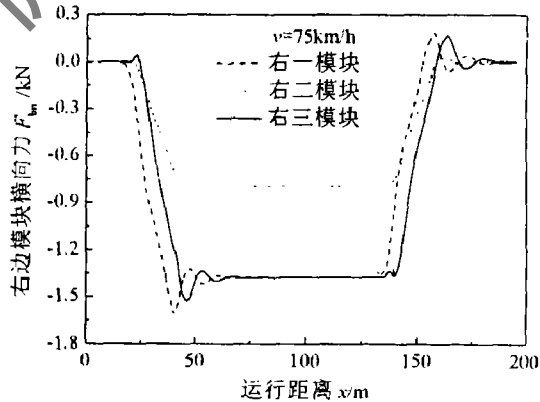


图 5-46 右边模块横向力

以上磁浮车辆 1100m 半径曲线通过的仿真结果表明, 对中低速磁浮列车系统, 其大半径曲线线路可以不设置曲线超高, 但车辆以较高速度(如 90km/h)通过曲线时, 因未平衡加速度接近或超过 0.6m/s^2 限值, 旅客乘坐的舒适性会很差, 如果为了进一步提高车辆曲线通过速度, 必需设置曲线外轨超高。

5.5 本章小结

与国外从上世纪 70 年代就大量开展了磁浮车辆垂向动力学相比,磁浮车辆横向动力学研究很少,这可能与磁浮列车系统还没用真正开始其实际工程应用有关,因为磁浮车辆的横向动力学研究与磁浮车辆、线路的具体运用情况紧密相关,如磁浮车辆的导向控制结构与原理、曲线轨道的具体设置等等。本章以目前技术已经成熟的中低速磁浮车辆和相关试验线路为对象,通过比较磁浮车辆采用主动导向和被动导向方式下在直线线路上的横向动力响应,探寻获得车辆良好横向动力性能的导向方式。其研究表明,采用主动导向后磁浮车辆的横向动力性能得到明显改善,同时其垂向振动并没有因此受到影响;虽然磁浮车辆被动导向且线路具有波长 24m、波幅 1mm 的横向谐波不平顺时,车辆的横向动力响应并不大,但从保证车辆横向稳定性和舒适性的角度出发,还是应当采用主动导向控制。

本章还对中低速磁浮车辆动态通过半径 300m、超高角 1° 曲线和半径 1100m 无超高曲线的横向动力响应进行了仿真研究,分析评价了不同车速下其横向动力性能,主要研究结果如下:

(1) 中低速磁浮车辆动态通过 300m 半径曲线时,仿真结果表明,曲线线路应采用超高圆顺的三次抛物线型缓和曲线,否则车辆在缓和曲线始、终点处受到极大的垂向冲击,而且不会随线路长期运营后逐渐减小。

(2) 中低速常导磁浮车辆以 60km/h 速度通过半径 300m、超高角 1° 曲线时,模块侧梁与轨道侧面的最小间隙为 10.09mm,车辆可以顺利通过曲线,若车速增加达 75km/h 时,不仅旅客乘坐舒适性很差,模块侧梁与轨道侧面的最小间隙也仅为 3.73mm,模块侧梁与轨道侧面容易发生机械接触,因此,磁浮车辆通过 300m 小半径曲线的速度不要超过 60km/h。

(3) 中低速常导磁浮车辆以 60km/h 速度通过半径 300m、超高角 1° 曲线时,车体最大质心横移量为 15.7mm,磁铁最大最大垂向、横向气隙分别为 11.35mm 和 21.68mm,电磁铁的最大电流波动为 10.6A,最大模块横向电磁力为 3.19kN,以上仿真数据可以作为中低速磁浮车辆转向架、模块以及磁浮线路的设计的重要依据。

(4) 中低速常导磁浮车辆动态通过半径 1100m、无超高曲线时,仿真结果表明,对中低速磁浮列车系统,其大半径曲线线路可以不设置曲线超高,但车辆以较高速度(如 90km/h)通过曲线时,因未平衡加速度接近或超过 0.6m/s^2 ,旅客乘坐的舒适性会很差,如果为了进一步提高车辆曲线通过的速度,必需设置曲线外轨超高。

结 论

磁浮列车是 21 世纪极具竞争力的非接触地面有轨交通工具,目前德国和日本已经分别推出了技术成熟的高速常导磁浮列车系统 Transrapid 和高速超导磁浮列车 MLX01,我国采用德国 Transrapid 磁浮列车技术的上海高速磁浮商业线也已经建成,预计明年投入运营。同时,西南交通大学和国防科技大学经过十几年的自主开发,已经掌握了中低速常导磁浮列车技术,并相继建成了试验线。但毕竟我国磁浮列车技术的研究起步晚,以往对其研究投入也不大,目前与国外磁浮列车技术水平相比,还有许多基础性研究有待加强,一些应用性基础研究更是显得迫在眉睫。

本文基于国内外已有的磁浮列车研究基础,在国家自然科学基金的资助下,针对我国磁浮列车系统动力学研究十分薄弱的现状,在国内首次较全面地开展了常导磁浮车辆系统动力学的研究,以提高我国磁浮列车技术的应用水平,追赶国外磁浮列车交通技术发展。本文主要就电磁悬浮动态特性(又称磁/轨关系)、磁浮车辆/高架桥耦合相互作用、磁浮车辆系统垂向随机振动和磁浮车辆横向动力学及其动态曲线通过五个方面开展了理论与仿真研究,初步形成了我国磁浮车辆动力学研究方法及其动力性能评价方法,为我国磁浮车辆结构设计、磁浮曲线线路设置、悬浮控制系统设计等提供了合理的建议。本论文的主要研究成果总结如下:

(1) 以常导磁浮列车基本悬浮导向单元—单铁系统为对象,考虑单铁—弹性轨道—悬浮控制器耦合大系统相互作用,开展了电磁悬浮力学特性的理论与仿真研究,详细论述了电磁悬浮力及其动态刚度与阻尼特性,仿真分析了单铁系统悬浮动态响应,得到了电磁悬浮系统的起浮动态特性以及避免磁浮列车车/轨共振的频率控制策略。这一工作为 EMS 磁浮列车系统动力学研究提供了基础,有利于从根本上认清 EMS 磁浮系统动力学响应基本特征与规律;同时,也可以以此来指导磁浮列车系统悬浮控制系统、二系悬挂系统的参数设计,从而获得良好的磁浮系统动态特性。

(2) 磁浮车辆/高桥梁耦合动力作用十分显著,只有认识了其基本规律后才能进一步优化配置车辆和轨道的动力学参数,从而既降低线路成本,又使得磁浮列车具有足够的安全性和良好的舒适性。本文以德国 TR06 磁浮车及其运行线路为对象,广泛开展了磁浮车辆/轨道垂向耦合动力作用的参数研究,分析结果表明,车速 400km/h 以下德国混凝土单跨梁和钢结构两跨梁跨中挠度均小于其相应的挠跨比限值,车体垂向加速度小于德国 ICE 高速车辆舒适度限值

0.125g, 车辆和高架桥的动力响应不大; 但车速超过 400km/h 后则车辆与轨道动力响应急速增大, 是不理想的运行工况, 而为了获得更高车速下的良好动力性能, 必须对高架桥结构参数进行重新设计, 使其临界速度增大, 急速变化区后移。论文还以青城山低速磁浮列车系统的一组设计参数, 仿真计算了低速磁浮车辆/高架梁耦合系统动态响应, 仿真结果表明青城山低速磁浮系统在理想平顺线路上的车辆与轨道动力响应都很小, 同时发现高架梁设计偏于保守, 可进一步优化线路结构参数, 降低线路成本。以上研究工作对我国磁浮技术发展及磁浮工程建设具有直接的现实意义和参考价值。

(3) 就磁浮车辆和高速轮轨车辆对桥梁的动力作用进行了比较。结果表明, 高速磁浮列车的乘坐舒适性优于轮轨高速列车, 特别是在 350km/h 以上超高速运行条件下其优越性更显突出; 由于车辆与轨道的相互作用方式不同, 磁浮线路轨道所受平均应力远远低于轮轨局部最大接触应力, 但因结构与材质的不同, 两者均具有足够的强度与安全裕度, 均能很好地满足各自运用要求, 而从每延米轨道所受荷载来看, 磁浮高速与轮轨高速两者基本相当; 高速磁浮列车对小跨度桥梁结构的动力影响明显小于轮轨高速列车, 但随桥梁跨度的增大到 22m 以后, 磁浮车作用下的桥梁挠度将大于轮轨车引起的桥梁挠度。因此, 高速磁浮线宜采用小跨度高架桥结构, 而轮轨高速铁路对中、大跨度桥梁有很好的适应性。

(4) 开展了高速磁浮车辆随机振动响应分析与平稳性研究。首先依据磁浮线路的构造特点及其不平顺管理水平, 引入了磁浮线路随机不平顺分段功率谱模型, 在此基础上利用 FFT 变换和数值积分法, 仿真计算了磁浮车辆在刚性地面线路和高架梁线路上的随机振动响应, 并以 Sperling 平稳性指标和先进地面车辆 UTACV 走行品质规范评价磁浮车辆的走行品质性能。研究结果表明车速 400km/h 时, 车体垂向振动主频为 0.5~1Hz, 高架线路(跨长约 25m)上车体垂向 2.2Hz 主频振动是由桥跨的等间距布置引起的; 地面线路和混凝土简支梁高架线路时, 车体垂向加速度功率谱满足 UTACV 车辆走行品质规范, 而钢结构两跨连续梁线路时, 车体加速度功率谱在 2.2Hz 稍稍大于 UTACV 规范值, 总体来讲磁浮车辆动力性能满足 UTACV 车辆走行品质规范; 两种标准高架线路上 TR06 磁浮车的 Sperling 平稳性按我国铁道车辆平稳性分级属“优”。高速磁浮车辆走行品质优良, 运行平稳性和乘坐舒适性极好。

(5) 以目前技术已经成熟的中低速磁浮车辆和相关试验线路为对象, 通过比较磁浮车辆采用主动导向和被动导向方式下在直线线路上的横向动力响应, 探寻获得车辆良好横向动力性能的导向方式。其研究结果表明, 采用主动导向后磁浮车辆的横向动力性能得到明显的改善, 同时其垂向振动并没有因此受到

影响;虽然磁浮车辆被动导向且线路具有波长 24m、波幅 1mm 的横向谐波不平时,车辆的横向动力响应并不大,但从保证车辆横向稳定性和舒适性的角度出发,建议采用主动导向控制。

(6) 开展了中低速磁浮车辆动态曲线通过的仿真研究。当曲线半径 300m、超高角 1° 时仿真结果表明,曲线线路应采用超高圆顺的三次抛物线型缓和曲线,否则车辆在缓和曲线始、终点处受到极大的垂向冲击,而且不会随线路长期运营后逐渐减小;当磁浮车辆以 60km/h 速度通过该曲线时,模块侧梁与轨道侧面的最小间隙为 10.09mm,车辆可以顺利通过曲线,若车速增加到 75km/h 时,不仅旅客乘坐舒适性很差,模块侧梁与轨道侧面的最小间隙也仅为 3.73mm,模块侧梁与轨道侧面容易发生机械接触,因此,磁浮车辆通过该曲线时速度不应超过 60km/h。另外,仿真计算的电磁铁悬浮气隙、电流、电磁力等数据可以作为中低速磁浮车辆转向架、模块以及磁浮线路的设计的重要依据。

(7) 中低速常导磁浮车辆动态通过半径 1100m、无超高曲线时,仿真结果表明,对中低速磁浮列车系统,其大半径曲线线路可以不设置曲线超高,但车辆以较高速度(如 90km/h)通过曲线时,因未平衡加速度接近或超过 0.6m/s^2 ,旅客乘坐的舒适性会很差,如果为了进一步提高车辆曲线通过的速度,必需设置曲线外轨超高。

综上所述,本文工作的主要贡献在于,以广泛而又翔实的文献资料为基础,全面回顾了国内外磁浮列车技术发展及其动力学研究;首次考虑常导磁浮车辆的机械、电磁和自动控制多场、多系统耦合作用,开展了磁/轨关系的基础性研究,并仿真计算了低速常导磁浮车辆与轨道的耦合相互作用及其动态曲线通过时的动态响应,为我国低速常导磁浮车辆系统的动力学设计及其工程应用提供了基本原则和方法。同时,以德国 Transrapid 磁浮列车系统为对象,在国内率先开展了高速磁浮车辆/轨道耦合动力学研究,并采用数值方法分析了磁浮车辆的随机响应,以先进地面交通车辆的走行品质规范 UTACV 和 Sperling 平稳性指标法对高速磁浮车辆的平稳性进行了评价,这对我国上海磁浮高速磁浮列车运营线的建设及其运营具有现实意义。

然而,到目前为止世界上还没有商业运营的磁浮铁路,我国还没有功能设施完备的磁浮列车试验线投入使用,这使得本文的研究无法与试验数据进行对比;而且我国也只是近几年才开始磁浮列车系统动力学研究,还有诸多的动力学问题有待于进一步深入研究。笔者以为磁浮列车系统动力学研究可以在以下几个方面进一步开展研究:

(1) 开展磁浮车辆/轨道系统动力稳定性研究。常导电磁悬浮毕竟只是一个条件稳定的系统,而磁浮列车作为一种地面交通工具,必须保证极高的安全

性。虽然,国内在此方面开展过无量纲化的参数研究,发现了分叉、混沌运动等现象,并提供了磁浮系统动力稳定性研究方法,但将它们运用到实际磁浮列车系统还有一定的差别。当然,常导磁浮系统的动力稳定性与电磁悬浮控制方法关系最为紧密,因此,在常导磁浮系统动力稳定性研究中,电磁悬浮控制方法的研究也必不可少。

(2) 开展直线电机对磁浮车辆和轨道动力作用影响的研究。直线电机是利用电磁感应来进行工作的,它在提供磁浮车辆牵引力的同时,还会对车辆和轨道产生垂向力和横向力,因此,探明直线电机对轨道的作用规律,将其考虑到磁浮车车辆/轨道系统动力学模型中,无疑可以更为真实的模拟磁浮车辆的动态行为。

(3) 开展磁浮列车道岔动力学研究。目前我国还没有进行磁浮线路道岔结构形式的研究,更谈不上进行磁浮列车过岔动力性能的研究。而国外在此方面已有少量研究论文发表,我国应当加强在此方面的研究,以提高我国磁浮列车的应用技术水平。

(4) 进一步完善本文磁浮车辆/轨道模型,完整地考虑电磁铁悬浮控制系统的实现,如观测器、传感器、间隙偏差积分器等电气元件及其电路,虽然这样处理后系统动力学方程的阶数很高,自由度较多,但以目前的数值计算技术和微机计算速度,其动力学仿真计算还是可行的。

(5) 待青城山磁浮列车试验线和上海磁浮试验线建成通车后,大量进行实车动力学试验,将试验结果与仿真研究结果反复进行对比研究,不断完善磁浮车辆动力学模型,从而实现用试验结果验证动力学模型,以仿真研究结果指导磁浮车辆/轨道系统设计与工程应用的良性循环。

致 谢

首先，我要向我的导师翟婉明教授表示最诚挚的感谢！翟教授在承担繁重的科研任务的同时，对本论文的研究内容、思路、方法以及具体的技术路线上倾注了大量的心血，尤其是恩师踏实、严谨、求是、奋进的科研精神和作风及其渊博的学识使学生深受教诲，终生受益。翟教授营造的积极合作、互相帮助、互相鼓励、共同进步的科研氛围，也时刻鼓舞着学生在科研道路上前进。

在本论文的研究期间，列车与线路研究所王其昌教授、蔡成标副教授、王开云老师在资料收集、桥梁和轨道动力学方面给予了作者大量的帮助和耐心的指点，特别是王其昌教授虽年近古稀，仍孜孜不倦的从事科研工作，耐心指导学生，令人油然而生敬意，在此，我一并对他们的帮助表示衷心的感谢。同时，我还要感谢列车与线路研究所博士后丁国富、研究生任尊松、陈果、徐志胜、张治、杨春雷、郇永杰等，感谢他们对我学习上的帮助与支持。

本论文研究工作的顺利完成，还得益于磁浮列车技术研究所的连级三教授、张昆仑教授和覃启泉博士生，超导技术研究所的王家素教授、王素玉研究员和任仲友博士生，兰州大学力学系周又和教授、郑晓静教授和武建军博士的慷慨相助，在此也对他们表示感谢。

我还要感谢我的妻子唐咏雪女士及其家人，他们在生活和学习、精神和物质方面始终给我最坚定的支持，才使得本论文得以完成，在此对它们的帮助表示真诚的谢意。

本博士论文的研究工作得到了国家自然科学基金项目“磁悬浮车辆/轨道系统动力学研究”（项目号 59975078，主持人翟婉明教授）的资助，作者在此对国家自然科学基金委表示感谢！

赵春发

2002.10

参 考 文 献

1. Alscher, H., Iguchi, M. et al.: Non-contact suspension and propulsion technology. *Vehicle System Dynamics*. 1983, 12: 259-289
2. R.G. Rhodes, B.E. Mulhall. *Magnetic levitation for rail transport*. Oxford Univ. Press, 1981.
3. B.V. Jayawant. *Electromagnetic levitation and suspension techniques*. London: Edward Arnold, 1981
4. P.K. Sinha. *Electromagnetic Suspension Dynamics & control*. Peter Peregrinus Ltd., 1987
5. 正田英介 等编. 磁气浮上の铁道技术. 东京: オーム社, 1992
6. T.R. Eastham. High speed ground transport: overview of the technologies. In: T. Lynch (ed.), *High Speed Rail in the U.S. Super Trains for the Millennium*. Gordon and Breach Science Publishers, 1998: 1-24
7. 程华定, 高速磁浮列车. 西南交通大学学报, 1981, 2
8. 江浩, 连级三. 磁浮列车在世界上的发展与展望. 铁道学报, 1991, 6
9. 陈贵荣, 常文森. 磁悬浮列车发展综述. 国外铁道车辆, 1993, 1
10. 李强北. 国外磁浮列车述评(上). 国外铁道车辆, 1996, 4: 1-8
11. 李强北. 国外磁浮列车述评(下). 国外铁道车辆, 1996, 5: 7-13
12. 刘华清 编译. 德国磁悬浮列车 Transrapid. 成都: 电子科技大学出版社, 1995
13. E. Gottzein, R. Meisinger, L. Miller. The "magnetic wheel" in the suspension of high-speed ground transportation vehicle. *IEEE Transactions on vehicular Technology*. 1980, VT-29: 17-23
14. K. Glatzel, G. Khurdok, D. Rogg. The Development of the magnetically suspended transportation system in the Federal republic of Germany. *IEEE Transactions on vehicular Technology*. 1980, VT-29: 3-16
15. G. Bohn, G. Steinmetz. The electromagnetic levitation and guidance technology of the TRANSRAPID test facility Emsland. *IEEE Transactions on Magnetics*. MAG-20, 1984, 5:1666-1671
16. L. Miller. Technik und Eigenschaften des Transrapid-systems. *EI-Eisenbahningenieur*, 1998, 49(4): 16-21
17. E. Masada. Development of maglev and linear drive technology for transportation in Japan. *Maglev Transport: Now and for the Future*. Solihull, England, Oct. 1984
18. K. Takao, M. Yoshimura, N. Tagawa, Y. Matsudaira, K. Nagano. Development of the superconducting maglev vehicles on Yamanashi test line. The 14th International Conference on magnetically levitated systems and linear drives, MAGLEV'1995. Bremen, German, Nov. 1995: 233-238
19. H. Soejima, K. Isoura. Development of the maglev system in Japan: past, present and future. The 15th International Conference on magnetically levitated systems and linear drives, MAGLEV'1998. Mt. Fuji, Japan, April 12-15th, 1998: 8-11
20. K. Takao, M. Yoshimura, N. Tagawa, Y. Matsudaira, A. Inoue. S. hosaka. Development of the superconducting maglev vehicles (MLX01 type) on the Yamanashi Test Line-Carbody structure and

- Equipment of the first train set. Quarterly Report of RTRI, 1996, 37(2): 63-70
21. K. Kaminishi, K. Takahashi, A. Seki, Y. Osada, T. Tanaka. Main test results on the Yamanashi maglev test line. The 16th International Conference on magnetically levitated systems and linear drives, MAGLEV'2000. Rio de Janeiro, Brazil, 2000: 83-88
 22. S. Nakamura. Development of high speed surface transport system. IEEE Transactions on Magnetics, 1979, MAG-15 (6)
 23. E. Masada, M. Kitamoto, M. Kawashima, J. Kato. Present status of maglev developments in Japan and HSST-03 project. Proceedings of Conference on Maglev Transport: Now and for the Future. Solihull, England, I. MechE, 1984: 9-22
 24. A. Hayashi, A. Ohishi. HSST maglev train at Yokohama Expo'89. SAE Transactions, 1989, 98: 23-32
 25. F.A. Wyczalek, A. Ohishi. HSST magnetic levitation train: past, present and future. SAE Transactions, 1990, 99(Sect. 5): 1049-1054
 26. M. Fujino, M. Tanaka, S. Ishimoto. Total test operation of HSST-100 and the project of East Hill-Side Line in Nagoya. The 16th International Conference on magnetically levitated systems and linear drives, MAGLEV'2000. Rio de Janeiro, Brazil, 2000: 35-43
 27. B.V. Jayawant, D.P. Rea. New Electromagnetic suspension and its stabilization. Proc. IEE. 1968,115: 549-554
 28. B.V. Jayawant, P.K. Sinha, A.R. Wheeler, R.J. Whorlow. Development of 1-ton magnetically suspended vehicle using controlled d.c. electromagnets. Proc. IEE, 1976, 123: 941-948
 29. P.K. Shina. Magnetic suspension for low-speed vehicles. ASME Transactions, J. Dyn. Syst. Meas. & Control, 1979, 100: 333-342
 30. R.M. Goodall. Suspension and guidance control system for a d.c magnetic suspension systems. Second Int. Conf. on 'Advances in Magnetic Materials and their Applications', London, IEE Conf. Publ. No. 142, 1976: 100-103
 31. D.D. Taylor, R.M. Goodall, C.M. Oates. Theoretical and practical considerations in the design of the suspension system for Birmingham Maglev. Maglev Transport: Now and for the Future. Solihull, England, Oct. 1984: 185-192
 32. J. Benussi, M.K. Czechowski, J. Harber. Birmingham airport maglev - system development, guideway design and construction. Maglev Transport: Now and for the Future. Solihull, England, Oct. 1984: 211-218
 33. J.R. Powell, G.R. Danby. High-speed transport by magnetically suspended trains. ASME Paper 66-WA/RR-5, 1966
 34. H.T. Coffey. U.S. Maglev: status and opportunities. IEEE Transactions on Application Superconductivity, 1993, 3(1): 863-868
 35. H.G. Raschbichler, L. Miller, M. Wackers. Analysis of prospective transrapid applications. Proc. 13th Int.
-

- Conf. on Magn. Lev. & Linear Drives. Argonne, Illinois, 1993: 29-34
36. Parsons Transportation Group Inc. Technology selection report, California MAGLEV project final report. Dec. 1999
 37. A. Mongini. The maglev deployment program of the United States. The 16th International Conference on magnetically levitated systems and linear drives, MAGLEV'2000. Rio de Janeiro, Brazil, 2000: 21-26
 38. M. Jufer. SwissMetro Project. The 15th International Conference on magnetically levitated systems and linear drives, MAGLEV'1998. Mt. Fuji, Japan, April 12-15th, 1998: 15-18
 39. M. Mossi, N. Macabrey. Update of the Swissmetro project. The 16th International Conference on magnetically levitated systems and linear drives, MAGLEV'2000. Rio de Janeiro, Brazil, 2000: 27-34
 40. A. Cassat, N. Macabrey, M. Jufer. Electromechanical aspects of the Swissmetro pilot track Geneva--Lausanne. The 15th International Conference on magnetically levitated systems and linear drives, MAGLEV'1998. Mt. Fuji, Japan, April 12-15th, 1998: 116-121
 41. I.K. Kim, M.H. Yoo. Status of the maglev development in Korea. The 15th International Conference on magnetically levitated systems and linear drives, MAGLEV'1998. Mt. Fuji, Japan, 1998: 34-38
 42. I.K. Kim, M.H. Yoo. Maglev Development and commercial application in Korea. The 16th International Conference on magnetically levitated systems and linear drives, MAGLEV'2000. Rio de Janeiro, Brazil, 2000: 40-43
 43. S.G. Xu, X.H. Wen. Preparation for the high speed maglev project in China. The 14th International Conference on magnetically levitated systems and linear drives, MAGLEV'95. Bremen, Germany, 1995: 477-482
 44. Lian, J.S. et al.: General survey of Chinese maglev train, Proc. 13th Int. Conf. on Magnetically Levitated Systems and Linear Drives MAGLEV'93, Argonne National Lab, USA. 1993: 46-50.
 45. 西南交通大学. 都江堰青城山磁浮列车工程示范线可行性研究报告. 1997.
 46. 尹力明, 谢云德, 陈顺良. 单磁浮转向架的试验研究. 机车电传动. 机车电传动, 1997, 6: 1-4
 47. 李红, 左鹏, 刘伟志, 袁维慈. 6t 单转向架试验车的研究. 铁道学报, 1999, 21(2): 26-32
 48. 张昆仑. 电磁悬浮系统及控制. 西南交通大学硕士论文, 1990
 49. 将启龙. 常导磁浮列车悬浮与导向方式研究. 西南交通大学硕士论文, 1995
 50. 陶贵虹. 直线电机在磁浮列车上的应用研究. 西南交通大学硕士论文, 1995
 51. 国防科技大学. 磁悬浮列车关键技术研究-悬浮与导向系统技术报告. 1996
 52. 李云钢. EMS 型磁浮列车悬浮控制技术研究. 国防科技大学博士论文, 1997
 53. 杨建勇. 磁悬浮列车自动控制(ATC)系统研究. 西南交通大学博士论文, 2000
 54. 王家素, 王素玉, 连级三. 高温超导磁浮车. 低温与超导, 1997, 25(1): 17-22
 55. 张永, 徐善纲. 高温超导磁悬浮模型车. 低温与超导, 1998, 26
 56. Yan Luguang (ed.). Application and technology of magnetic levitation, Proceedings of the Symposium on
-

- MAGLEV Train Application in China. Hangzhou, China, Beijing: International Academic Publishers, 1997
57. J.S. Wang, S.Y. Wang, M. Zhu, Z.Y. Ren, H. Jiang, Q.X. Tang. Research and development of high temperature superconducting maglev in China. The 16th International Conference on magnetically levitated systems and linear drives, MAGLEV'2000. Rio de Janeiro, Brazil, 2000: 44-48
 58. 任仲友. 熔融法 YBCO 块材在 NdFeB 轨道上的悬浮力和导向力的研究. 西南交通大学硕士论文, 2001
 59. E. Gottzein, B. Lange. Magnetic suspension control system for the MBB high speed train. *Automatica*. 1975, 11: 271-284
 60. E. Gottzein, K.H. Brock. Control aspects of a tracked magnetic levitation high speed test vehicle. *Automatica*. 1977, 13: 205-223
 61. R. Meisinger. Control systems for flexible MAGLEV vehicle riding over flexible guideway. TUTAM Symposium on the Dynamics of vehicles on Roads and Railway Tracks, Delft, Netherlands, 1975
 62. W. Cramer. Some design criteria for the layout of maglev-vehicle-systems. W. Schiehlen (ed.). *Dynamics of High-Speed Vehicles*. Springer-Verlag, Wien-New York, 1982: 365-379
 63. B.V. Jayawant, P.K. Sinha, D.G. Aylwin. Feedback control systems for d.c electromagnets in passenger-carrying vehicles. *International Journal of Control*. 1976, 24: 627-639
 64. P.K. Sinha, G. Pench, H.A. Abbassi. Digital control of an electromagnetic suspension system using the TMS-32020 signal processor. *Automatica*, 1991, 27(6): 1051-1054
 65. P.K. Sinha, L.M. Hadjiiski, F.B. Zhou, R.S. Kutiyal. Electromagnetic suspension: new results using neural network. *IEEE Transactions on magnetics*. 29(6), 1993, 2971-2973
 66. P.K. sinha, L.M. Hadjiiski, F.B. Zhou, R.S. Kutiyal. Electromagnetic suspension: new results using neural network. *IEEE Transactions on Magnetics*, 1993, 29(6): 2971-2973
 67. B. Anselmo, M.S. Robertto. H₂ and H_∞ Control for maglev vehicle. *IEEE Control Systems*. 1998, 8: 19-24
 68. C. Macled, R.M. Goodall. Frequency shaping LQ control of maglev suspension systems for optimal performance with deterministic and stochastic inputs. *IEEE Proceedings of control theory applications*. 1996, 143(1): 25-30
 69. R.M. Goodall. On the robustness of flux feedback control for electromagnetic maglev controller. The 16th International Conference on magnetically levitated systems and linear drives, MAGLEV'2000. Rio de Janeiro, Brazil, 2000: 197-202
 70. 李云钢, 常文森. 磁浮列车的模糊反馈控制. *模糊系统与数学*, 1998, 12(1): 54-59
 71. 李云钢, 常文森. 磁浮列车悬浮系统鲁棒控制器设计, *计算技术与自动化*, 1996, 10
 72. 李云钢. 磁浮列车悬浮系统的串级控制. *自动化学报*, 1999, 2: 247-251
 73. 李云钢, 常文森, 龙志强. EMS 磁浮列车的轨道共振和悬浮控制系统设计. *国防科技大学学报*. 1999, 21(2): 93-96
 74. 江浩, 连级三. 单磁铁悬浮系统的动态模型与控制. *西南交通大学学报*, 1992, 83: 59-67
-

75. 将启龙, 张昆仑, 李熹. 单磁铁悬浮系统的数字控制. 铁道学报, 1999, 21(增刊): 45-48
76. X.N. Wang, X.F.Hao. Research on the H_∞ controller synthesis for maglev suspension system. Journal of Southwest Jiaotong University. 1999, 7(1): 1-8
77. 冀贞海. 常导磁浮车一次悬挂鲁棒控制研究. 西南交通大学硕士论文, 2000
78. W. Schiehlen,(Ed.). Dynamics of High-Speed Vehicles. International Center for Mechanical Science Courses and Lectures No. 274. Springer-Verlag Wien-New York, 1982
79. K. Popp, W. Schiehlen. Dynamics of magnetically levitated vehicles on flexible guideways. Proc. IUTAM-Symp. on the Dynamics of Vehicles on Roads and Railway Tracks, Delft, 1975:479-503
80. K. Popp. Contributions on dynamics of maglev vehicles on elevated guideway (in German). Fortschr.-Berichte VDI-Zeitschrift, Series 12, No.35, 1978
81. K. Popp, A.Kraus, T. Heiss. Dynamical analysis of a simple vehicle on a periodic guideway. Vehicle System Dynamics, 1982, 11: 107-120
82. K. Popp. Mathematical modeling and control system design of maglev vehicles. In [78]: 333-364.
83. Popp, K.: Stochastic and elastic guideway models. In: [78], pp.13-38.
84. P.C. Müller, K. Popp, W. Schiehlen. Covariance analysis of nonlinear stochastic guideway-vehicle-systems. The Dynamics of Vehicles on Roads and on Tracks, Proc. 6th LAVSD Symposium, Berlin, 1979. :337-351
85. W. Kortüm, D.N Wormley. Dynamic interactions between traveling vehicles and guideway systems. Vehicle system Dynamics, 1981, 10: 285-317
86. W. Kortüm. Vehicle response on flexible track. Proceedings of Conference on Maglev Transport: Now and for the Future. Solihull, England, IMechE, 1984: 47-58
87. W. Kortüm, A. Utzt. Control law design and dynamic evaluations for a maglev vehicle with a combined lift and guidance suspension system. ASME Trans., J. Dyn. Sys. Meas., & Control, 1984. 106(1): 286-292
88. H.H. Richardson, D.N. Wormley. Transportation vehicle/beam-elevated guideway dynamic interaction: a state-of-the-art review. J. Dyn. Sys. Meas., & Control, Trans. ASME, 1974, 96(6): 169-179
89. W. Chiu, R. Smith, D.N. Wormley. Influence of vehicle and distributed guideway parameters on high-speed vehicle-guideway dynamic interaction. ASME Trans., J. Dyn. Sys. Meas., & Control, 1971, 93(1): 25-34
90. C.C. Smith, A.J. Gilchrist. D.N. Wormley. Multiple and continuous span elevated guideway-vehicle dynamic performance. J. Dyn. Sys. Meas., & Control, Trans. ASME, 1975, 97(3): 30-39
91. C.C Smith, D.N. Wormley. Response of continuous periodically supported guideway beams to traveling vehicle loads. J. Dyn. Sys. Meas., & Control, Trans. ASME, 1975, 97(3): 21-29
92. J.E. Snyder. D.N. Wormley. Dynamic interactions between vehicles and elevated, flexible randomly irregular guideways. J. Dyn. Sys. Meas., & Control, Trans. ASME, 1977, 99(1): 23-33.

-
93. D.A. Limbert, H.H. Richardson, D.N. Wormley. Controlled Dynamic characteristics of ferromagnetic vehicle suspensions providing simultaneous lift and guidance. *Trans. ASME, J. Dyn. Sys. Measn & Control*, 1979, 101(9): 217-222
 94. A. Matsuura. Dynamic interaction between vehicle and girders in high speed railway. *Quarterly Reports*, 1974, 15(3): 133-136
 95. M. Nagai, M. Iguchi. Vibrational characteristics of electromagnetic levitation vehicles-guideway system. The dynamics of vehicles on roads and on railway tracks. *Proc. 6th LAVSD-IUTAM Symposium, Berlin*, 1979: 352-366
 96. T. Yamada, M. Iwamoto. Theoretical analysis of lift and drag force on magnetically suspended high speed trains. *Elect. Eng. In Japan*, 1974, 92(1): 53-
 97. S. Fujiwara. Damping characteristics of the repulsive magnetic levitation vehicle. *Quarterly Reports*, 1980, 21(1): 49-52.
 98. M. Nagai, Y.M. Moran, S. Tanaka. Optimal active suspension to improve the dynamic stability of repulsive maglev system. *Proc. 11th Intern. Conf. on Maglev and Linear Drives, Yokohama*, 1989:399
 99. M. Nagai, S. Tanaka. Study on the dynamic stability of repulsive magnetic levitation systems(optimal control of active secondary suspension). *JSME International Journal Series III*, 1992, 35(1): 102-108.
 100. M. Miyamoto. A dynamic response of magnetically levitated flexible vehicle to random track irregularities. *Quarterly Report of RTRI*, 1980, 21(1): 44-48.
 101. Furukawa, A., Hashimoto, S.: Relationship between maglev guideway irregularity and riding quality. *Quarterly Report of RTRI, Vol.35, No.3, 1994, pp.170-177.*
 102. Tsunashima, H., Abe, M.: Static and dynamic performance of permanent magnet suspension for maglev transport vehicle. *Vehicle System Dynamics, Vol.29, 1998, pp.83-111.*
 103. H. Yoshioka, E. Suzuki, H. Seino, et al. Characteristics of dynamics of the MLX01 Yamanashi test line vehicles. *QR of RTRI*, 1998, 39(2): 62-67
 104. M. Suzuki, T. Kajikawa, Y. Goto, et al. A study on dynamic response of maglev guideway structures. *MAGLEV'2000, Rio de Janeiro, Brazil, 2000: 137-142*
 105. T. Hitoshi, T. Motoaki, H. Shiro, et al. The aerodynamic characteristics of 'MLX01' Yamanashi maglev tesy line vehicles. *MAGLEV'2000, Rio de Janeiro, Brazil, 2000: 309-314*
 106. Y. Hosoda, M. Kawashima, M. Iwaya, Y. Hikasa. Curvature running test results of HSST vehicle. *IEEE Transactions on Magnetics*, 1987, MAG-23(5): 2344-2346
 107. S. Ohashi, H. Ohsaki, E. Masada. Running characteristics of the magnetically levitated train in a cured track section. *IEEE Transactions on Magnetics*. 1997, 33(5): 4212-4214
-

108. Y. Cai, S.S. Chen. Dynamic characteristics of magnetically levitated vehicle systems. *Applied Mechanics Reviews*, 1997, 50(11): 647-670
109. Y. Cai, S.S. Chen, D.M. Rote, H.T. Coffey. Vehicle/guideway interaction for high-speed vehicle on a flexible guideway. *Journal of Sound and Vibration*, 1994, 175(5): 625-646
110. Y. Cai, S.S. Chen, D.M. Rote, H.T. Coffey. Vehicle/guideway dynamic interaction in maglev systems. *J. Dyn. Sys. Meas., & Control. Trans. ASME*, 1996, 118(5): 526-530
111. S.S. Chen, S. Zhu, Y. Cai. On unsteady-motion theory of magnetic forces for maglev system. *Journal of Sound and Vibration*, 1995, 188(4): 529-543.
112. Y. Cai, S.S. Chen, T.M. Mulcahy, D.M. Rote. Dynamic stability of maglev systems. Argonne laboratory report ANL-92/21.
113. Y. Cai, S.S. Chen. Numerical analysis for dynamic instability of electrodynamic maglev systems. *Shock and Vibration*, 1995, 2: 339-349
114. F.C. Moon. Laboratory studies of magnetic levitation in the thin track limit. *IEEE Trans. Magnetics*, 1974, MAG-10(3): 439-442
115. F.C. Moon. *Superconducting Levitation*. John Wiley and Sons, New York, 1994.
116. D. Chu, F.C. Moon. Dynamic instabilities in magnetically levitated models. *J. Appl. Phys.*, 1983, 54(3): 1619-1625.
117. 谢云德. EMS 型磁浮列车系统动力学建模与仿真的研究. 国防科技大学博士论文, 1998
118. 谢云德, 常文森. 电磁型磁浮列车单铁力的计算及运动稳定性和可控性研究. *铁道学报*, 1995, 17(1): 38-47
119. 周又和, 武建军, 郑晓静. 磁浮列车的动力稳定性分析与 Liyapunov 指数. *力学学报*, 2000, 32(1): 42-50
120. 武建军, 郑晓静, 周又和. 弹性二自由度磁悬浮列车的动力特性分析. *振动工程学报*, 1999, 12(4): 339-446
121. 周又和, 郑晓静. 具有反馈控制的电磁悬浮体的动力稳定性. *振动工程学报*, 1997, 10(4): 474-179
122. X.J. Zheng, J.J. Wu, Y.H. Zhou. Numerical analyses on dynamoic control of five DOF maglev vehicle moving on flexible guideways. *Journal of Sound and Vibration*, 2000, 235(1): 43-61
123. 曾佑文, 王少华, 张昆仑. 磁浮列车车辆-轨道耦合振动及悬挂参数研究. *西南交通大学学报*, 1999, 34(2): 168-173
124. 曾佑文, 王少华, 张昆仑. EMS 磁浮列车-轨道垂向耦合动力学研究. *铁道学报*, 1999, 21(2): 21-25
125. 赵春发, 翟婉明. 磁悬浮车辆/轨道垂向相互作用研究. 第七届全国振动理论及应用学术会议论文集
126. 赵春发, 翟婉明, 蔡成标. 磁浮车辆/高架桥垂向耦合动力学研究. *铁道学报*, 2001, 23(5): 27-33
127. 翟婉明, 赵春发, 蔡成标. 磁浮列车与轮轨高速列车对线桥动力作用的比较研究. *交通运输学报*, 2001, 1(1): 7-12

128. Hullender, D.A.: Analytical models for certain guideway irregularities. *J. Dyn. Sys. Meas., & Control, Trans. ASME*, Vol.97, No.4, 1975, pp.417-423.
129. C.F. Zhao, W.M. Zhai. Maglev vehicle/guideway vertical random response and ride quality. *Vehicle System Dynamics*, 2002, 38(3): 185-210
130. 赵春发, 翟婉明, 王开云. 磁悬浮车辆随机振动响应分析及其平稳性研究. *中国机械工程*, 2002, 13(16): 1402-1406
131. 卜继玲, 付茂海, 严隽老, 万庸宝. 常导吸引式低速磁悬浮车辆动态曲线通过性能研究. *铁道学报*, 2001, 23(1): 29-32
132. J.S. Tylt, D. Liu, J.A. Schetz, J.F. Marchman. Experimental Studies of Magnetic Levitation Train Aerodynamics. *AIAA Journal*, 1996, 34(12): 2465-2470
133. 李人亮, 翟婉明. 磁悬浮列车横风稳定性的数值分析. *交通运输工程学报*, 2001, 1(1): 99-101
134. 张昆仑, 将启龙. 电磁型磁浮列车导向方式研究. *铁道学报*, 1999, 21(增刊): 28-30
135. 李云钢, 常文森. 模块结构 EMS 型磁浮列车的导向控制研究. *国防科技大学学报*, 1997, 19(3): 114-118
136. 倪振华. 振动力学. 西安: 西安交通大学出版社, 1994.
137. 李国豪. 桥梁结构稳定与振动. 北京: 中国铁道出版社, 1992.
138. 杨弗康. 结构动力学. 北京: 人民交通出版社, 1987.
139. Zhai Wanming(翟婉明). Two simple fast integration methods for large-scale dynamic problems in engineering. *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, 1996, 24(39): 4199-4214.
140. 翟婉明 著. 车辆-轨道耦合动力学. 第二版. 北京: 中国铁道出版社. 2002.
141. 沈志云. 高速磁浮列车对轨道的动力作用及其与轮轨高速铁路的比较. *交通运输工程学报*. 2001, 1(1): 1-6
142. Jenkins H H, et al. The effect of track and vehicle parameters on wheel/rail vertical dynamic forces. *Railway Engineering Journal*, 1974, 3(1): 2-16
143. Garg, V.K., Dukkipati, R.V.: Dynamics of Railway Vehicle Systems. Academic Press, New York. 1984.
144. 王福天. 车辆系统动力学. 北京: 中国铁道出版社, 1994
145. 张定贤. 机车车辆轨道系统动力学. 北京: 中国铁道出版社, 1996
146. 朱位秋. 随机振动. 北京: 科学出版社. 1998: 406-470
147. 欧进萍, 王光远. 结构随机振动. 北京: 高等教育出版社, 1998: 131-275
148. 陈泽深, 王成国. 车辆随机振动的协方差分析方法. *中国铁道科学*, 2001, 22(4):1-6
149. 徐昭鑫. 随机振动. 北京: 高等教育出版社, 1990: 226-274
150. 陈果. 车辆-轨道耦合系统随机振动分析. 西南交通大学博士论文. 成都, 2000: 10-21
151. Hedrick, J.K. et al.: The effect of elevated guideway construction tolerances on vehicle ride quality. *J. Dyn.*

- Sys. Meas., & Control, Trans. ASME, 1975, 97(4): 408-416
152. Y. Sato, S. Kishimoto, S. Miura et al. Tolerance of guideway irregularity and its control on the Miyazaki test. Quarterly Reports. 1980, 21(1):1-8
153. Y. Sato, A. Matsuura. Guideway of MAGLEV. Quarterly Reports, 1986, 27(2): 39-42
154. K. Sakamoto, A. Furukawa. Construction technology of beam type MAGLEV guideway. QR of RTRI, 1996, 37(2): 84-89
155. W. Crämer, Some design criteria for the layout of maglev-vehicle-systems. In [78]: 365-380
156. J. Ebmeyer, S. Bencker, S. Eilmann, W. Hahn. Requirements, design and characteristics of the amglev vehicle Transrapid08. MGLEV'98, Mt. Fuji, Japan, 1998: 202-208
157. H. Falkner. Guideways for the high speed magnetically levitated train systems-Transrapid. Maglev'95: 87-94
158. H.G. Raschbichler, G. Schwindt. The guideway of the Transrapid superspeed maglev system. Maglev2000: 143-148
159. E. Grossert. The maglev system Transrapid – an engineer construction of high quality. Maglev'2000: 152-158
160. 陈果, 翟婉明. 铁路轨道不平顺随机过程的数值模拟. 西南交通大学学报, 1999, 34(2): 138~142
161. 铁道车辆动力学性能评定和试验鉴定规程. 中华人民共和国国家标准 GB5599-85. 1985
162. Feamsides J J, Hedrick J K, Firouztash H. Specification of ride quality criteria for transportation systems: the-state-of-the-art and a new approach. High Speed Ground Transportation Journal, 1974, 8(2): 125~132
163. 吴耀庭. 铁路曲线及曲线养护. 北京: 中国铁道出版社, 1995: 1-68
164. 王其昌, 陆银根. 缓和曲线设计理论的研究. 西南交通大学学报. 1981(1): 11-22
165. 周宪忠. 关于我国高速铁路缓和曲线的探讨. 西南交通大学学报. 1996, 31(1): 69-74
166. 洪嘉振. 计算多体系统动力学. 北京: 高等教育出版社, 1999: 37-72

攻读博士学位期间发表的论文

论文发表:

- [1] C.F. Zhao, W.M. Zhai. Maglev vehicle/guideway vertical random response and ride quality. *Vehicle System Dynamics*. 2002, 38(3): 185-210
- [2] 赵春发, 翟婉明, 王开云. 磁悬浮车辆随机振动响应分析及其平稳性研究. *中国机械工程*, 2002, 13(16): 1402-1406
- [3] 赵春发, 翟婉明, 蔡成标. 磁浮车辆/高架桥垂向耦合动力学研究. *铁道学报*, 2001, 23(5): 27-33
- [4] 赵春发, 翟婉明. 常导电磁悬浮动态特性研究. *西南交通大学学报* (已录用)
- [5] C.F. Zhao, W.M. Zhai, Z.S. Xu, Z.Y. Ren. Dynamic responses of the high temperature superconducting maglev test vehicle. J.S. Wang (ed.), *Proceedings of international workshop on HTS maglev (ISMAGLEV'2002)*, Chengdu, China. 119-127
- [6] 赵春发, 翟婉明. 磁悬浮车辆/轨道垂向相互作用研究. *第七届全国振动理论及其应学术会议论文集*
- [7] 翟婉明, 赵春发, 蔡成标. 磁浮列车与轮轨高速列车对线桥动力作用的比较研究. *交通运输学报*, 2001, 1(1): 7-12
- [8] 赵春发, 翟婉明, 徐志胜, 任仲友. 高温超导磁悬浮实验车垂向动态响应. (待发表)
- [9] 翟婉明, 赵春发. 磁悬浮车辆系统动力学研究述评. (待发表)
- [10] 赵春发, 翟婉明, 王开云. 低速常导磁浮车辆横向动态响应分析. (待发表)

主研和参加的科研工作:

- [1] 国家自然科学基金项目: 磁悬浮车辆/轨道系统动力学研究, 项目号 59975078. 主研人
- [2] 国家 863 计划项目: 高速磁浮交通技术重大专项子课题, TR08 车辆系统 (含轨道) 动力学建模与仿真研究. 主研人
- [3] 国家杰出青年科学基金项目: 铁路大系统动力学理论的研究与应用, 项目号 59525511. 参加
- [4] 国家自然科学基金项目: 高速列车与线桥结构动态相互作用理论分析与试验研究, 项目号 50178061. 参加