

摘 要

当前世界各国铁路事业蓬勃发展,我国铁路运输业也迈上了新台阶。既有线路的六次大提速以及高速铁路的修建,标志着我国“高速客运,货运重载”的序幕正式拉开。在这种大形式之下,对车辆系统进行振动模态分析研究,评判铁道车辆在高速运行条件下的振动特性就显得非常必要。本文综合运用仿真计算与试验分析相结合的方法,对铁道车辆系统振动响应特性以及模态参数与平稳性指标之间的关系进行了深入的研究分析。

本文首先阐述了国内外铁道车辆研究状况以及发展状况,介绍了振动模态分析在国内外应用的情况,特别是铁路行业应用的现状。

然后介绍了车辆振动特性研究的基础理论,并建立符合实际的多自由度车辆系统振动模型,推导其动力学方程以及振动传递函数,分析双轴车辆模型以及四轴铁道车辆模型振动传递关系,并进行谱分析以及动力放大特性研究。并通过试验进一步研究了实际车辆系统的振动特性。

接着分析了轨道谱激励下车辆系统的动力响应,根据线性叠加原理,分析轨道谱激励下车辆响应的模态贡献量,研究给定频段上各模态的相对重要性以及所选择的输入自由度的有效性。

最后利用建立的计算模型,分别对车辆在简谐激励以及轨道谱激励下车辆模态参数与车辆平稳性指标之间的关系进行研究,通过 `matlab` 编程进行数值计算,分析了模态参数的变化对车辆平稳性指标影响的情况。

关键词: 振动; 模态; 轨道谱; 平稳性指标

Abstract

Accompanied by the rapid development of the railway transportation globally, the railway transportation in china is stepping into a new stage. The overall speeding-up program and the construction of the high-speed railways has symbolized the opening of the new curtain concerning “the high-speed of passenger transport and the heavy loading of the freight”. Under this form, it is very necessary to study modal analysis and analyze vibration characteristics of the vehicle system. From integrated using the methods of simulation and experimental analysis, we in-depth study the vibration characteristics of railway vehicle systems and the relationship between modal parameters and the stability indicators.

This paper begins by describing the research situation at home and abroad, as well as the development of railway vehicle status, introduced the vibration modal analysis applications at home and abroad, in particular the status of the railway industry applications.

Afterwards, we introduce the study of the basic theory on the vibration characteristics of vehicles, and establish the realistic multi-DOF vibration model of vehicle systems. We also derive the kinetic equation and vibration transfer function, and analyze the two-axis rolling stock vehicles as well as four-axis vibration transmission relations and conduct spectral analysis, and dynamic amplification characteristics. Through the test of actual vehicle systems, further study the vibration characteristics.

Then this paper analyzes the dynamic response of vehicle systems, inspired by the track spectrum density. According to the principle of superposition, it analyzes the modal contributions for the response of vehicles under the excitation of the track spectrum density. It also study the relative importance of various modes as well as the effectiveness of choice of input degrees of freedom in a given band.

Finally, from using the calculation model, the paper study the relationship between modal parameters of vehicles and stability index under the excitation of the track spectrum density. Through the numerical calculation using Matlab program, it analyzes the impact with the changes in modal parameters for vehicle stability indicators.

Key words: vibration; modal; track spectrum density; stability indicators

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、缩印或扫描等复印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 ☒，使用本授权书。

（请在以上方框内打“√”）

学位论文作者签名：段合明

日期：2010.4.21

指导老师签名：

日期：2010.4.21

西南交通大学硕士学位论文主要工作（贡献）声明

本人在学位论文中所做的主要工作或贡献如下：

（1）利用车辆系统的模态模型，分析车辆系统的振动响应情况，并由此进行相关的谱分析，同时根据仿真模型得到数据进行模态参数对车辆平稳性指标影响的分析。

（2）通过有源激励试验，对车辆整体振动特性以及零部件的传递特性进行分析，通过试验台轨道谱输入，分析车辆系统动力学响应以及模态参预分析。

本人郑重声明：所呈交的学位论文，是在导师指导下独立进行研究工作所得的成果。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，均已在文中作了明确说明。本人完全了解违反上述声明所引起的一切法律责任将由本人承担。

学位论文作者签名：段令朋

日期：2010.4.21

第一章 绪论

1.1 研究意义

铁路运输是我国的主要运输方式，其具有中长距离、快捷、安全、低耗、环保等特点，在我国国民经济中起着举足轻重的作用。特别是铁路客运，每年要承担数以亿计的民工潮、学生潮运输，使本已紧张的铁路运输雪上加霜，运能不足的矛盾已经非常突出。为了解决这些问题，自 1997 年 4 月 1 日第一次铁路大提速以来，我国铁路已经进行了六次大提速。准高速客货车，以及动车组的商业运行，极大的推动着我国国民经济的发展。但是，随着行车速度越来越高，安全问题也越来越迫在眉睫，车辆在高速运行时，由于轨道不平顺、轮对的运动亿计车辆悬挂系统自身的特性，使车辆产生复杂的振动，这种振动的大小，对于旅客的乘坐舒适性或货物的损伤都有明显的影响。

根据 UIC（国际铁道联盟）的定义，高速铁路是指营运速率达每小时 200 公里的铁路系统（也有 250 公里的说法）。早在 20 世纪前期，当时火车“最高速率”超过时速 200 公里者比比皆是。直到 1964 年日本的新干线系统开通，是史上第一个实现“营运速率”高于时速 200 公里的高速铁路系统。此后德国的城际特别快车 ICE 的最高试验速度于 1988 年达到 407km/h，运营速度达到 250km/h 以上。法国的高速列车 TGV 大西洋线的运营速度达 300km/h，03 年其试验速度还达到了 515.3km/h 的高速。铁路高速化是经济大发展的必然结果。

车辆系统动力学性能包括安全性、运行平稳性和乘坐舒适性等性能，其动力学行为直接影响到行车安全、旅客乘坐舒适度以及运行平稳性等性能。随着运行速度的提高，轨道激励频率逐渐增大，轮轨之间的高频振动通过一系悬挂传递给构架，可能激发构架的结构振动，通过二系悬挂传递到车体，由于车辆系统结构轻量化设计往往导致车体整体或局部的刚度降低，车体的振动包含的高频成分越来越多，主要是车体的弹性振动，使得车辆各部件之间的振动加剧，这些作用力传递到车体使乘客明显感觉到车体的振动和颤动，严重影响到乘坐的舒适性，同时造成构架和车体本身的疲劳破坏问题，严重的会影响整车的动力学性能及服役寿命。以往的车辆动力学性能研究中，通常把转向架构架和车体都考虑成为刚体，不考虑结构弹性变形的影响，这对于低速

运行的车辆可以接受,但对于高速运行的车辆,特别是车辆结构轻量化发展,构架和车体的弹性变形对车辆系统振动特性的影响不能被忽略。随着结构轻量化以及车辆运行速度的提高,使得在分析高速车辆振动响应等动力学性能时必须考虑部件的结构弹性变形影响。引入刚柔耦合多体动力学理论对车辆系统进行动力学性能分析,可以揭示车辆系统中刚性和弹性耦合及相互作用的影响,使得分析更加符合实际,能够更准确的仿真模拟高速运行状态下构架和车体弹性变形对车辆系统振动响应等动力学性能的影响,提高动力学性能的计算精度,为车辆系统设计和仿真计算提供一定的参考。

对车辆进行仿真以及试验模态分析,可以较准确的测试出车辆悬挂结构振动的固有频率、阻尼及响应。从而进一步分析试验条件下车辆的振动传递特性,评价车在不同条件下的平稳性,提高我国车辆的研究水平。因此研究机车车辆振动传递特性以及模态参数对机车车辆平稳性指标影响具有相当重要的现实意义。

1.2 国内外现状分析

1.2.1 我国铁道车辆发展概况

新中国成立以前,我国虽然已有铁路,但在线路上行驶的都是美、日、法、英、德、比等外国的车辆,没有中国自己制造的车辆。这些车辆种类多,型号复杂,运行性能差,技术指标落后,安全性和舒适性差,零部件不能互换,检修不方便。经过几十年的发展,我国才逐步形成完整的车辆制造、修理和养护体系,总的来说我国铁路经历了仿制、独立设计制造、车辆高速化阶段。

从1998年我国第一列商用动车组在南昌铁路局运营以来,目前已有几十列动车组奔驰在全国万里铁道线上,成为铁路运输一道亮丽的风景。动车组的运营,不仅为我国中短途客运增加了一种新型的铁路交通工具,更重要的是它为铁路运输带来了新的活力。动车组虽然在我国真正投入商业运营的时间并不长,但其良好的发展前景已被国内外普遍看好。国外经验表明,除了中长途运输外,在中短途运输、大城市近郊、大城市与卫星城市之间,铁路客运的作用仍然不可忽视。随着我国城市化进程的持续发展和城市化水平的不断提高,城市的数量不仅要增加,城市的规模也在不断扩大,未来城际间的客运市场潜力巨大。在城市交通体系中,轨道交通以其用地省、运能大、速度快、节约能源、减少污染、运行经济、安全性好等优点,越来越受到人们的重视。

目前,据专家预测,未来的城市轨道交通由“地铁+轻轨+市郊动车组”的模式组成,构成一个由内向外、层层分流的立体交通网络。即在市区采用地铁运输,人口相对较少的地区采用轻轨,在城市周围和市郊采用动车组。这种组合的优点是:地铁运量大,可将密集地区的人流迅速分散出去;轻轨车运行时间机动,可灵活应对不确定的客流;市郊出行距离加大,更快速的动车组可大大缩短旅途时间。

1.2.2 车辆振动研究概况

随着速度的提高,因为线路不平顺而引起的车辆振动问题就凸现出来,这就要研究车辆的模态特性。要全面研究高速机车车辆的动态特性,就需要全面研究车辆的模态试验。模态试验作为结构动力学中的一种逆问题在工程实践中应用是从60年代中、后期开始,至今已有近四十年的历史了。这一技术首先在航空、宇航及汽车工业中开始发展。由于电子技术、信号处理技术与设备的发展,到80年代末这项技术已成为工程中解决结构动态性能分析、振动与噪声控制、故障诊断等问题的重要工具。目前这一技术已渐趋成熟,但在工程应用方面还有不少工作可做。首先是如何提高模态分析的精度,扩大应用范围。增加模态分析的信息量是提高分析精度的关键,单靠增加传感器的测点数目很难实现,目前提出的一种激光扫描方法是大大增加测点数的有效办法。模态分析当前的一个重要发展趋势是由线性向非线性问题方向发展。非线性模态的概念早在就由R.Senberg提出,虽有不少学者对非线性模态理论进行了研究,但由于非线性问题本身的复杂性及当时工程实践中的非线性问题并未引起重视,非线性模态分析的发展受到限制。近年来在工程中的非线性问题日益突出,因此非线性模态分析亦日益受到人们的重视。最近已逐步形成了所谓非线性模态动力学。关于非线性模态的正交性、解耦性、稳定性、模态的分叉、渗透等问题是当前研究的重点。

模态参数对车辆动力学性能的影响国内也有学者做了研究。目前我国铁道机车车辆模态试验设备比较先进,因为近年来我国与世界经济交流频繁,新建铁道车辆模态试验设备大都接近世界先进水平,如四方车辆研究所1997年引进的HPL/MS动态数据采集系统具有国际九十年代末先进水平。1992年,曹志礼应用多通道激振试验系统,采用“阻抗矩阵”法在试验台上对普通硬卧客车进行了模态试验,试验的输入激励是由该车在线路实际运行中实测的轴箱响应信号形成。2003年,北京交通大学金新灿等人做了环境随机激励下高速客车的工作模态分析。2004年,同济大学张洪博士针对装有

SW-160性转向架的底频晃动问题,应用随机子空间法对车体的刚体模态参数做了辨识,实验表明车体的上心,下心摆和摇头振型的阻尼比偏低,车体的下心摆被激起以后不能有效的衰减,是造成车体低频率晃动的主要原因。做了相应的改进,采用了SYS550E空气弹簧以后以及将2系横向减振器的阻尼提高到60KN.s/m以后,车体的下心摆的频率有所降低,阻尼比得到明显提高,车体的低频率晃动得到有效抑制。我国1993年在西南交通大学建立了机车车辆整车滚动振动试验台,在多次国家级项目研制的研究中发挥了重要作用,同时也为车辆系统的模态试验提供了充分的条件。

车辆多体系统的动态分析是近年来车辆仿真计算分析的重要课题之一。而考虑系统结构弹性的影响又是准确地进行数学模拟所必需的。刚柔耦合的车辆系统动力学是当今国际上车辆系统动力学分析中新的发展方向。多刚体动力学是把系统中的各部件看作刚体,部件之间通过弹性件和阻尼件连接在一起,同时考虑约束条件来建立分析模型,目前多刚体动力学研究已经取得了较为完善的成果。对于车辆系统动力学,当只考虑车辆运行的平稳性和曲线通过性能等车辆系统整体动力学特性时,在低速情况下为了突出研究目标,可以忽略转向架构架及车体的弹性效应影响,但是对于高速运行的车辆,忽略结构弹性的影响已不能满足车辆系统动力学的要求,因此对于结构轻量化高速动车组的车辆系统动力学性能分析以及结构振动响应的研究必需考虑部件结构弹性。目前,在多体系统动力学领域已经有很多仿真软件,如多体动力学软件NUCARS、ADAMS/Rail、MEDYNA 和 SIMPACK 等,这些软件都已成功地应用于多体车体系统动力学分析^[8]。把弹性体引入到车辆系统动力学中是一个新的研究方向。

最早把弹性体应用到结构振动分析中进行研究始于 70 年代初,受当时计算条件的限制,弹性体处理基本上是一些简单的杆件、梁和薄板等物体。建立多体系统运动方程主要有 Lagrange 法、Newton-Euler 法、Hamilton 原理以及 D'Alembert 原理等。通过在结构中考虑弹性体,可以求解出结构系统的振动响应和结构弹性变形等。

采用 FE 法进行多体结构中弹性体分析始于 70 年代末期,C.Bodley 等通过运用 FE 模态分析方法研究了包含弹性体影响的结构动态性能;J.Song 等在平板系统动态性能分析中引入弹性 FE 法,由于数值计算结果精度较高,由此基于 FE 法的弹性体方法获得了广泛的应用;美国 Shabana 等^[12]通过使用模态振型模拟弹性体变形,将 Song 的方法推广到通用结构动态分析中,并在 1997 年 Shabana 综述发表了多柔体系统动力学的进展;德国 Wallrapp 和 Song 等经过研究提出为便于由 FE 或解析解方法描述的弹性体

在多体系统中仿真的需要,定义了弹性体标准输入数据格式(SID),采用模态叠加法描述弹性变形。

车辆振动性能是评价车辆质量的重要性能指标之一,随着中国铁路的高速化,人们对车辆舒适性要求的提高,有关车辆整车振动性能方面的研究工作越来越受到重视。铁道车辆一般有一个装载旅客或货物的质量较大的车体和两台起承载、走形、导向等作用的转向架。车体与转向架构架之间或转向架构架与轮对之间设有弹性较大的悬挂装置。悬挂装置在车体与转向架构架、构架与轮对之间形成弹性约束。车体、转向架构架、轮对和弹性悬挂装置共同组成一个弹簧质量系统。由于线路以及车辆本身的特点,车轮沿轨道运行时,在垂向及横向均能产生复杂的运动并经受各种轮轨作用力,这些运动和力经弹簧传至转向架和车体,激起车辆系统的强迫振动。车辆强迫振动的频率、振幅以及振型,不仅与车辆本身的结构有关,而且与线路的不平顺特点、轮轨相互作用关系以及车辆的运行速度有关。车辆在线路上运行时,轮轨之间的激振源有周期性的,例如钢轨接头,也有随机的,如线路随机不平顺。周期性的激振因素激起车辆稳态强迫振动,随机性的激振因素引起车辆的随机响应,这种响应只能用数学统计的方法来研究。在周期性的激振因素作用下,如果激振因素的周期与车辆系统某个固有频率一致时,在减振器阻力不大或无减振器的情况下,可能出现车辆系统振幅不段扩大的共振现象。这个复杂的多自由度“质量—刚度—阻尼”振动系统所形成的不同形式的振动及其耦合是影响车辆行驶平顺性、舒适性、安全性及车辆零部件使用寿命的主要原因。

1.3 研究的主要内容

本文运用理论分析、试验研究相结合的方法,对车辆系统进行建模分析,研究车辆系统振动传递特性,为改善车辆振动性能,提高车辆行驶平顺性提供设计的理论依据。其主要研究内容有:

(1) 建立符合实际的多自由度车辆系统振动模型,推导其动力学方程以及振动传递函数,分析双轴车辆以及四轴铁道车辆振动传递关系,并进行谱分析以及动力放大特性研究。

(2) 以国内某大型罐车生产基地生产的轻油罐车为样车,利用力锤法以及激振器激励法为模态试验基础,研究从轴箱到构架,从构架到车体振动传递情况。评价该车

的动态设计，

(3) 分析了轨道谱激励下车辆系统的动力响应，根据线性叠加原理，分析不同激励下车辆响应的模态贡献量，研究给定频段上各模态的相对重要性以及所选择的输入自由度的有效性。

(4) 利用建立的计算模型，分别对车辆在简谐激励以及轨道谱激励下车辆模态参数与车辆平稳性指标之间的关系进行研究，通过 `matlab` 编程进行数值计算，分析了模态参数的变化对车辆平稳性指标影响的情况。

第二章 铁道车辆悬挂系统振动特性研究

2.1 振动基本概念

轮轨之间的相互动力作用，以轮轨接触点为分界面，向上传递给机车车辆，向下施加于轨道，这是一个复杂的振动传递系统。如图 2-1 所示，这是一个振动系统框图，轮轨之间的作用力相当于输入激励，悬挂系统相当于一个减振系统，而车体内部各点振动相当于响应输出。振动传递特性就是研究激励通过系统之后，施加于车体的影响，以及研究系统传递特性和特征参数的改变对响应的影响程度。

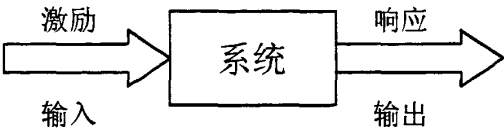


图 2-1 振动系统

2.2 单自由度振动系统

实际的机车车辆振动系统是非常复杂的，影响车辆振动的因素也非常多，所以在分析车辆振动系统的振动问题时，为了便于分析可计算，必须抓住主要因素，略去一些次要因素，也就是说要简化为某种理想模型。任何振动系统的特征参数都是由质量、刚度、阻尼组成。机车车辆一系悬挂系统车轮与转向架就组成最简单的车辆振动系统，如果只考虑转向架 m_2 的运动，那么就是单自由度强迫振动系统。如图 2-2 所示，

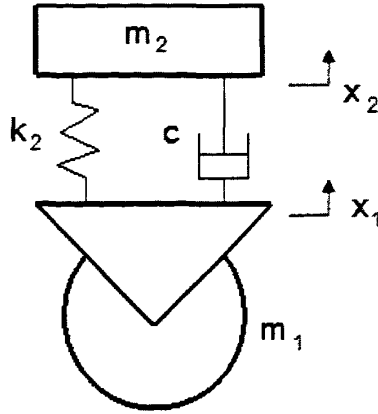


图 2-2 单轴车辆平面模型图

设定 x_1 为簧下质量位移，则系统运动微分方程为：

$$m_2 \ddot{x}_2 + c \dot{x}_2 + k_2 x_2 = k_2 x_1 + c \dot{x}_1 \quad (2-1)$$

由式 (2-1) 可见，车轮在轨道上运动时相当于系统上作用了两个激励力，一个是经悬挂系统传递过来的 $k_2 x_1$ ，另一个是 $c \dot{x}_1$ 。两者相位不同，前者与 y 同向，后者超前 90° ，与 $\dot{x}_1$ 同向。假定车轮运动为简谐运动，即： $x_1 = a \sin \omega_0 t$ ，代入式 (2-1)，解一阶线型常微分方程可得：

$$x_2 = B \sin(\omega_0 t - \varphi) \quad (2-2)$$

设定频率比 $\lambda = \frac{\omega_0}{\omega}$ ，相对阻尼系数 $\zeta = \frac{c \omega_0}{2k_2 \lambda}$ ，则有：

$$\left. \begin{aligned} B &= a \sqrt{\frac{1 + (2\zeta\lambda)^2}{(1 - \lambda^2)^2 + (2\zeta\lambda)^2}} \\ \varphi &= \arctan \frac{2\zeta\lambda^3}{1 - \lambda^2 + (2\zeta\lambda)^2} \end{aligned} \right\} \quad (2-3)$$

响应的动力放大因子为：

$$\beta = \frac{B}{a} = \sqrt{\frac{1 + (2\zeta\lambda)^2}{(1 - \lambda^2)^2 + (2\zeta\lambda)^2}} \quad (2-4)$$

为了观察系统传递特性，以频率比 λ 为横坐标、 β 为纵坐标和以相对阻尼系数 ζ 为参数，根据式 (2-4)，可以得到一组幅频响应曲线如图 2-3 所示。

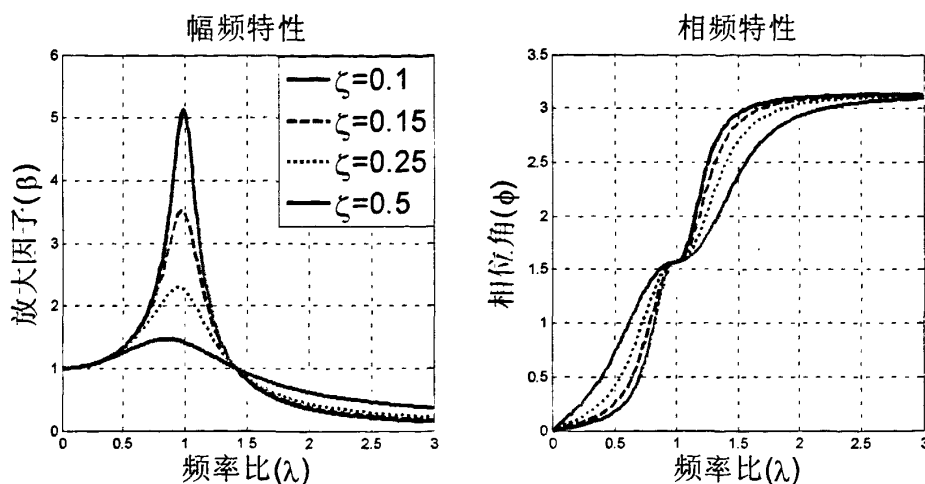


图 2-3 单自由度系统传递系数曲线

由图 2-3 可知，当 $\lambda \approx 1$ 时，响应大小由阻尼比决定 ζ ， ζ 越小，系统振动越大， $\lambda = \sqrt{2}$ ，放大因子 β 始终为 1，即实现振动等幅传递。

2.3 二自由度系统振动传递率特性分析

从数学上讲，单自由度系统由于方程单一，其振动特性比较容易求的，而多自由度系统则不同，这种系统振动分析的基础是二阶多元微分方程组，方程组各方程之间在变量上存在相互耦合现象，所谓耦合在力学上指的是系统质量之间存在的力的相互作用，反应到数学表达式上就是微分方程组之间变量上存在的相互联系，也就是说一个微分方程包含多个变量及其导数。两自由度系统是最简单的多自由度系统，但在解决振动传递问题时也具有一定的代表性，可以通过处理两自由度系统振动问题及其实际应用来熟悉多自由度系统振动。

2.3.1 传递率计算

研究二自由度系统振动传递问题就必须先建立系统方程，图 2-4 为简单三自由度系统平面模型。

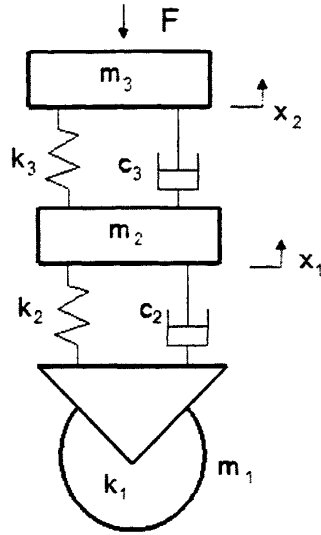


图 2-4 二自由度系统模型

其中 m_1 为基础的质量（相当于车辆系统中的轮对）， m_2 ， m_3 为上下质量块的质量， k_2 ， k_3 为上下弹簧刚度， k_1 为 m_1 质量块自身的刚度。 c_2 ， c_3 为上下阻尼器的粘性阻尼系数，假定质量块 m_1 不动（相当于车体静止），并不考虑 k_1 的影响。由此可列微分方程如下：

$$\begin{bmatrix} m_2 & 0 \\ 0 & m_3 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} c_1 & -c_1 \\ -c_1 & c_1 + c_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k_2 & -k_2 \\ -k_2 & k_2 + k_3 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ F(t) \end{bmatrix} \quad (2-5)$$

设定系统输入力 F 为简谐激励力， $F(t) = F_0 \sin \omega t$ ，设 $\mu = \frac{m_2}{m_3}$ ； $\lambda = \frac{\omega}{\omega_1}$ ；

$$\alpha = \frac{\omega_2}{\omega_1}；\omega_1^2 = \frac{k_3}{m_3}；\omega_2^2 = \frac{k}{m_2}；\xi_1 = \frac{c_3}{2\sqrt{k_3 m_3}}；\xi_2 = \frac{c_2}{2\sqrt{k_2 m_2}}；$$

$$\Delta_\lambda = [\lambda^4 - \lambda^2(\alpha^2 + 4\xi_1\xi_2\alpha + \mu + 1) + \alpha^2] - j[\lambda^3(2\xi_2\alpha + 2\xi_1\mu + 2\xi_1) - \lambda(2\xi_1\alpha^2 + 2\xi_2\alpha)]$$

则可得到系统频响函数如下：

$$H(\lambda) = \frac{(\alpha^2 - 4\xi_1\xi_2\alpha\lambda^2) + j\lambda(2\xi_1\alpha^2 + 2\xi_2\alpha)}{\Delta_\lambda} \quad (2-6)$$

频响函数为复函数，故而可以改写成：

$$H(\lambda) = |H(\lambda)|e^{j\phi(\lambda)} \quad (2-7)$$

$|H(\lambda)|$ 就是系统的传递系数, 同时它反应了隔振系统的动态特性, 为了更方便定量表达隔振系统的动态性能, 用对数表达为动力放大因子 $\beta(\lambda)$:

$$\beta(\lambda) = 20 \lg |H(\lambda)| \quad (2-8)$$

2.3.2 质量比对系统动态性能的影响

在双层隔振系统结构参数设计中, 质量比是最重要的参数之一, 图 2-5 给出了固定阻尼比和频率比时, 质量比 μ 变化时 (m_2, m_3 变化时), 系统对数放大因子 $\beta(\lambda)$ 与对数频率比 $\lg \lambda$ 的关系, 虚线为对应的单自由度系统对数放大因子变化规律。

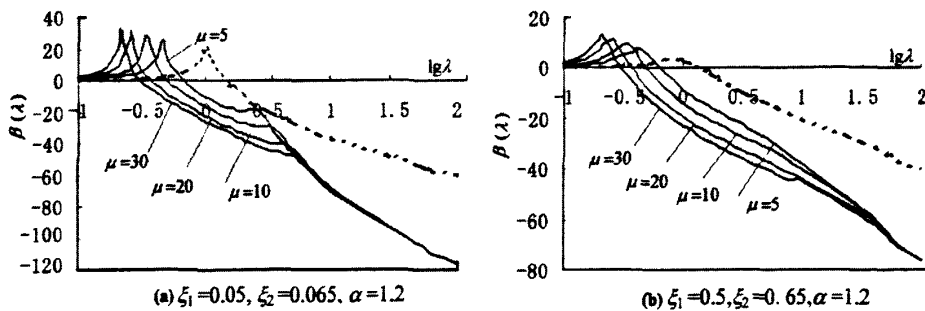


图 2-5 单轴向振动系统传递率

与单自由度系统传递率相比, 二自由度系统振动系统隔振频带更宽, $\lambda < 1$ 就有明显的隔振效果。随着质量比的减小, 隔振频带增大, 曲线在第一主频率处的动力放大因子也随着减小, 质量比对双层隔振系统的影响显著区域在第二个主频率之前, 随着质量比增大, 隔振量增大, 但是在曲线第二个主频率之后, 质量比对隔振效果影响不大。

2.4 双轴车辆振动特性分析

2.4.1 动力学模型建立及运动方程

单自由度以及两自由度系统以及双轴车辆系统都可认为是铁道车辆的局部系统, 其中单双自由度只分析了单输入下车身的垂直振动, 而双轴车辆车身有沉浮和俯仰点

头两个自由度，前后轮对在路面不平顺输入下的强迫振动。据此建立双轴车辆平面振动模型如图 2-6 所示。

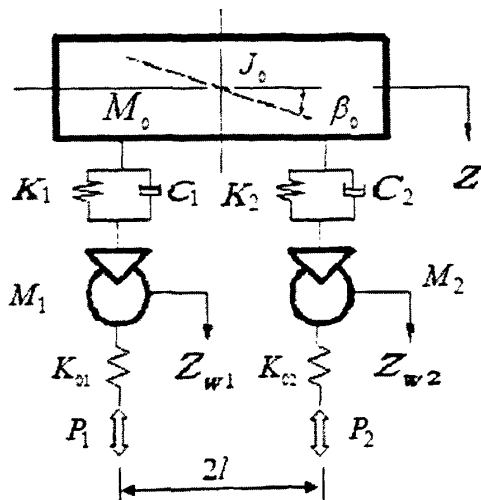


图 2-6 双轴车辆平面振动模型

图中

M_c 为车身质量；

J_c 为车体点头惯量

M_1 、 M_2 为一位、二位轮对质量；

K_1 、 K_2 为悬挂系统弹簧刚度；

C_1 、 C_2 为悬挂系统阻尼系数；

P_1 、 P_2 为路面对一位、二位轮对施加的垂直激励力；

K_{01} 、 K_{02} 为一位、二位轮对刚度；

l 为车轴到质心距离；

Z 为车体位移；

β 为车体角位移；

Z_{w1} 、 Z_{w2} 为一位、二位轮对位移。

根据平面振动模型，建立此振动系统微分方程：

$$\begin{aligned}
& M_c \ddot{Z}_c + (C_1 + C_2) \dot{Z}_c + (K_1 + K_2) Z_c - (C_1 - C_2) l \dot{\beta}_c - (K_1 - K_2) l \beta_c \\
& = C_1 \dot{Z}_{w1} + K_1 Z_{w1} + C_2 \dot{Z}_{w2} + K_2 Z_{w2}
\end{aligned} \quad (2-9)$$

$$\begin{aligned}
& J_c \ddot{\beta}_c + (C_1 - C_2) l^2 \dot{\beta}_c + (K_1 + K_2) l^2 \beta_c - (C_2 - C_1) l \dot{Z}_c - \dots \\
& (K_2 - K_1) l Z_c = -C_1 l \dot{Z}_{w1} - K_1 l Z_{w1} + C_2 l \dot{Z}_{w2} + K_2 l Z_{w2}
\end{aligned} \quad (2-10)$$

$$\begin{aligned}
& M_1 \ddot{Z}_{w1} + K_{01} Z_{w1} - K_1 (Z_c - l \beta_c - Z_{w1}) - \dots \\
& C_1 (\dot{Z}_c - l \dot{\beta}_c - \dot{Z}_{w1}) = K_{01} P_1
\end{aligned} \quad (2-11)$$

$$\begin{aligned}
& M_2 \ddot{Z}_{w2} + K_{02} Z_{w2} - K_2 (Z_c + l \beta_c - Z_{w2}) - \dots \\
& C_2 (\dot{Z}_c + l \dot{\beta}_c - \dot{Z}_{w2}) = K_{02} P_2
\end{aligned} \quad (2-12)$$

写成矩阵形式为:

$$M \ddot{Z} + C \dot{Z} + KZ = P \quad (2-13)$$

其中:

$$\begin{aligned}
z &= \begin{pmatrix} Z_c \\ \beta_c \\ Z_{w1} \\ Z_{w2} \end{pmatrix} \quad M = \begin{bmatrix} M_c & 0 & 0 & 0 \\ 0 & J_c & 0 & 0 \\ 0 & 0 & M_1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & M_2 \end{bmatrix} \\
C &= \begin{bmatrix} C_1 + C_2 & C_2 l - C_1 l & -C_1 & -C_2 \\ C_2 l - C_1 l & C_1 l^2 - C_2 l^2 & C_1 l & -C_2 l \\ -C_1 & C_1 l & C_1 & 0 \\ -C_2 & -C_2 l & 0 & C_2 \end{bmatrix} \\
K &= \begin{bmatrix} K_1 + K_2 & K_2 l - K_1 l & -K_1 & -K_2 \\ K_2 l - K_1 l & K_1 l^2 + K_2 l^2 & K_1 & -K_2 \\ -K_1 & K_1 l & K_1 + K_{01} & 0 \\ -K_2 & -K_2 l & 0 & K_2 + K_{02} \end{bmatrix} \\
P &= (0 \quad 0 \quad K_{01} P_1 \quad K_{02} P_2)^T
\end{aligned}$$

$$\text{设定: } J_c = M_c \rho^2, \quad \omega_i = \frac{K_i}{M_c}, \quad \omega_{ii} = \frac{K_i}{M_i}, \quad 2\zeta_i \omega_i = \frac{C_i}{M_c}, \quad 2\zeta_{ii} \omega_{ii} = \frac{C_i}{M_i}$$

$\omega_{0i}^2 = \frac{K_{0i}}{M_i}$, 并令方程左右两边分别除以各自二阶项系数, 得微分方程:

$$E \ddot{Z} + \bar{C} \dot{Z} + \bar{K} Z = \bar{P}(t) \quad (2-14)$$

对式 (2-14) 两端作拉普拉斯变换, 得拉氏域的系统方程为:

$$(s^2 E + s \bar{C} + \bar{K}) Z(s) = \bar{P}(s) \quad (2-15)$$

如果 $s^2 \bar{M} + s \bar{C} + \bar{K}$ 是非奇异矩阵, 则其逆矩阵存在, 设 $G(s)$ 为系统传递矩阵, 则有:

$$G(s) = (s^2 E + s \bar{C} + \bar{K})^{-1} \quad (2-16)$$

$G(s)$ 即为所需求的传递函数矩阵, 经过计算 $G(S)^{-1}$ 秩为 4, 故而其逆矩阵存在,

先求出 $G(s)$ 逆矩阵, 矩阵表示为:

$$G(S)^{-1} = \begin{bmatrix} A & B \\ C & D \end{bmatrix} \quad (2-17)$$

其中:

$$A = \begin{bmatrix} A_1 & A_2 \\ A_3 & A_4 \end{bmatrix},$$

$$A_1 = s^2 + 2(\zeta_1 \omega_1 + \zeta_2 \omega_2)s + (\omega_1^2 + \omega_2^2),$$

$$A_2 = 2l(\zeta_2 \omega_2 - \zeta_1 \omega_1)s + l(\omega_2^2 - \omega_1^2),$$

$$A_3 = \frac{2l}{\rho^2}(\zeta_2 \omega_2 - \zeta_1 \omega_1)s + \frac{l}{\rho^2}(\omega_2^2 - \omega_1^2),$$

$$A_4 = s^2 + \frac{2l^2}{\rho^2}(\zeta_1 \omega_1 - \zeta_2 \omega_2) + \frac{l^2}{\rho^2}(\omega_1^2 + \omega_2^2);$$

$$B = \begin{bmatrix} B_1 & B_2 \\ B_3 & B_4 \end{bmatrix};$$

$$B_1 = -2\zeta_1 \omega_1 s - \omega_1^2, \quad B_2 = -2\zeta_2 \omega_2 s - \omega_2^2,$$

$$B_3 = \frac{2l\zeta_1 \omega_1}{\rho^2}s + \frac{\omega_1^2}{\rho^2}, \quad B_4 = -\frac{2l\zeta_2 \omega_2}{\rho^2}s - \frac{\omega_2^2}{\rho^2};$$

$$C = \begin{bmatrix} C_1 & C_2 \\ C_3 & C_4 \end{bmatrix},$$

$$C_1 = -2\zeta_{11}\omega_{11}s - \omega_{11}^2, \quad C_2 = 2l\zeta_{11}\omega_{11}s + l\omega_{11}^2,$$

$$C_3 = -2\zeta_{22}\omega_{22}s - \omega_{22}^2, \quad C_4 = -2l\zeta_{22}\omega_{22}s - l\omega_{22}^2;$$

$$D = \begin{bmatrix} D_1 & 0 \\ 0 & D_4 \end{bmatrix},$$

$$D_1 = s^2 + 2\zeta_{11}\omega_{11}s + (\omega_{11}^2 + \omega_{01}^2),$$

$$D_2 = s^2 + 2\zeta_{22}\omega_{22}s + (\omega_{22}^2 + \omega_{02}^2);$$

根据式 (2-13) 可以得到 $G(s)$ 的矩阵表达式为:

$$G(s) = (G(S)^{-1})^{-1} = \begin{bmatrix} U & V \\ W & O \end{bmatrix} \quad (2-19)$$

其中 $O = (C - DA^{-1}B)^{-1}$, $W = -ODA^{-1}$, $V = -A^{-1}BO$, $U = A^{-1} - A^{-1}BW$ 。

求得在路面随机激励下的传递函数矩阵, 就可以利用传递函数矩阵进一步分析计算车辆振动各阶模态振型及有关模态参数。

2.4.2 振动特性分析

由式 (2-19) 我们得到了双轴车辆振动传递函数矩阵, 式子中令 $s = j\omega$, 就得到了双轴车辆频率响应函数 (2-15):

$$H(j\omega) = \begin{bmatrix} U(\omega) & V(\omega) \\ W(\omega) & O(\omega) \end{bmatrix} \quad (2-20)$$

我们以某型汽车参数为基准, 激励信号采取随机激励的方式, 如图 2-7~2-8 所示, 采用 matlab 与 simlink 仿真相结合的方法, 编程计算出各点的响应值, 如图 2-9~2-11, 有了激励信号以及时域响应信号, 根据式 (2-20), 可以得到双轴车辆模型幅频特性曲线, 如图 2-12~2-13 所示。

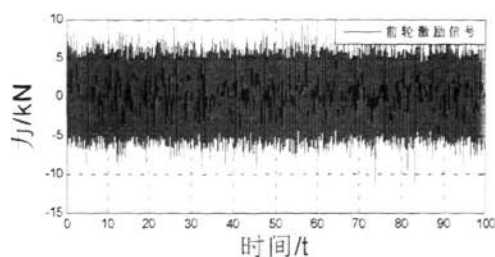


图 2-7 前轮随机激励信号 (P1)

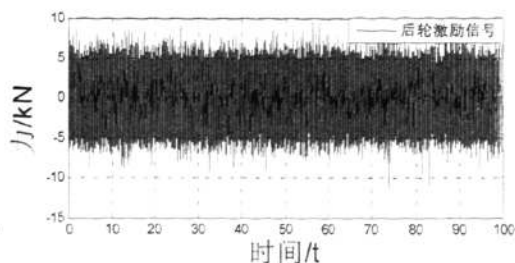


图 2-8 后轮随机激励信号 (P2)

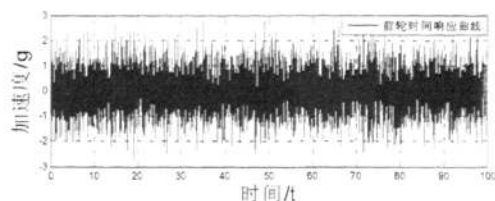


图 2-9 前轮轴时间响应信号曲线(Z1)

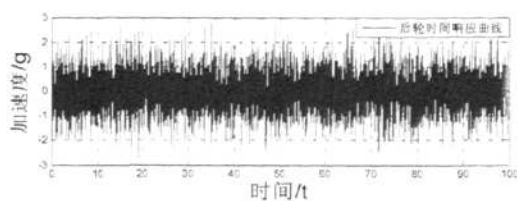


图 2-10 后轮轴时间响应信号曲线(Z2)

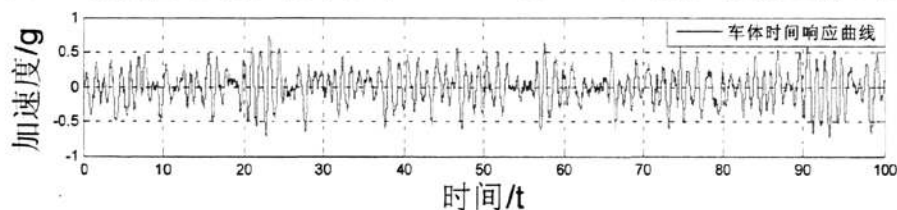
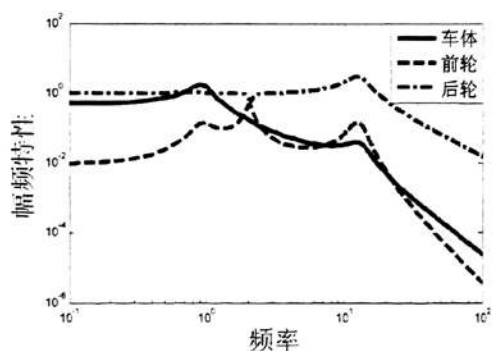
图 2-11 车体时间响应信号曲线 (Z_c)

图 2-12 各响应点与前轮激励点幅频曲线图

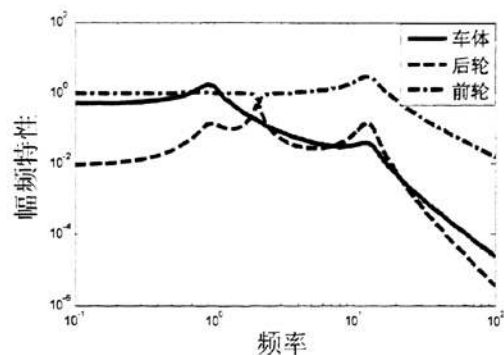


图 2-13 各响应点与后轮激励点幅频曲线图

从仿真计算结果可以看出, 激励经过车轮刚度以及悬挂系统减振后, 各曲线振动幅值大幅度降低, 说明系统隔振效果比较好, 对激励信号以及响应信号进行分析, 车体振动传递幅值均在 1 之下, 大于 10Hz 时, 幅值小于 0.01, 系统传递到车体的振动已经很小, 整个系统有较好的中高频隔振效果。此外车轮刚度传递率在 0~10Hz 区段, 基本等于 1, 说明其不具有很好的隔振效果。在 1Hz 左右, 车体达到共振, 悬挂系统传

递率约为 1.5, 在大于 3Hz 的频段内, 悬挂系统传递率均小于 0.1 以下。综上分析, 对整个系统来说, 悬挂系统对整个系统的隔振效果起到决定性作用, 其参数是整个整个振动传递链接的关键。

2.5 铁道车辆振动特性分析

铁道车辆一般有一个装载旅客或者货物的质量较大的车体和两台承载、走行、和导向等作用的转向架构架, 车体与转向架构架之间或转向架构架与轮对之间设有弹性较大的悬挂装置。悬挂系统在车体与转向架构架、构架与轮对之间形成弹性约束。车体、转向架构架、轮对和弹性悬挂系统共同组成一个弹簧质量系统。当车辆沿轨道运行时, 由于轮轨之间的相互作用, 产生各种垂向和横向作用力并引起车辆系统的各种振动。

在一般车辆结构中, 车辆前后转向架是相同的, 车体结构和载荷前后左右是对称的或比较接近对称, 当车辆系统振动时, 车体会出现独立的沉浮振动、伸缩振动、摇头振动、点头振动。在研究车辆振动时, 为了方便, 往往把发生在纵垂面内的车辆各零部件的沉浮及其点头振动归结在一起称为车辆垂向振动。本节主要考虑的就是铁道车辆垂向振动特性。

2.5.1 车辆模型建立

为了计算方便, 把车辆系统简化为 6 自由度系统, 其数学模型如图 2-14 所示。

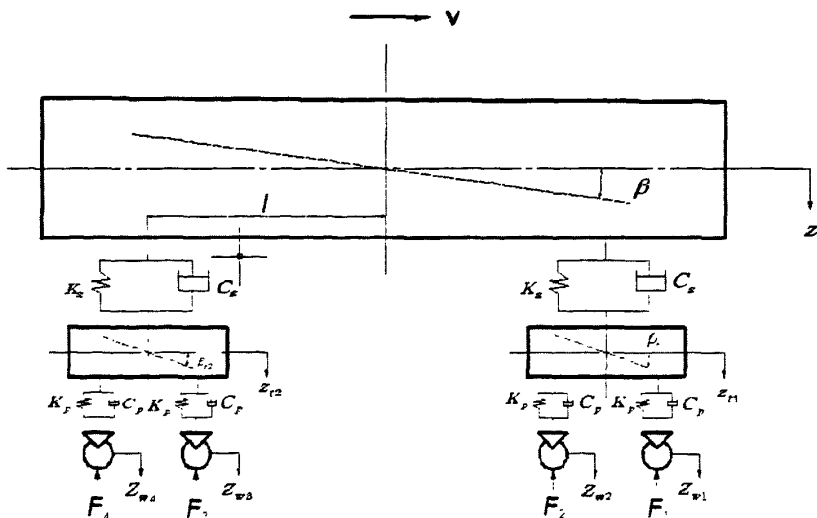


图 2-14 典型客车垂向运动模型

根据数学模型可以建立车体系统振动方程：

车体沉浮运动：

$$M \ddot{Z} + 2C_s \dot{Z} + 2K_s Z - C_s \dot{Z}_{t1} - C_s \dot{Z}_{t2} - K_s Z_{t1} - K_s Z_{t2} - Mg = 0$$

车体点头运动

$$J \ddot{\beta} + 2C_s l^2 \dot{\beta} + 2K_s l^2 \beta - C_s l \dot{Z}_{t1} + C_s l \dot{Z}_{t2} - K_s l Z_{t1} + K_s l Z_{t2} = 0$$

前转向架沉浮运动

$$M_t \ddot{Z}_{t1} + (C_s + 2C_p) \dot{Z}_{t1} + (K_s + 2K_p) Z_{t1} - C_s \dot{Z} - K_s Z - C_p \dot{Z}_{w1} - C_p \dot{Z}_{w2} - K_p Z_{w1} - K_p Z_{w2} - C_s l \dot{\beta} - K_s l \beta - M_t g = 0$$

前转向架点头运动

$$J_t \ddot{\beta}_{t1} + 2C_p l_0^2 \dot{\beta}_{t1} + 2K_p l_0^2 \beta_{t1} - C_p l_0 \dot{Z}_{w1} + C_p l_0 \dot{Z}_{w2} - K_p l_0 Z_{w1} + K_p l_0 Z_{w2} = 0$$

后转向架沉浮运动

$$M_t \ddot{Z}_{t2} + (C_s + 2C_p) \dot{Z}_{t2} + (K_s + 2K_p) Z_{t2} - C_s \dot{Z} - K_s Z - C_p \dot{Z}_{w3} - C_p \dot{Z}_{w4} - K_p Z_{w3} - K_p Z_{w4} + C_s l \dot{\beta} + K_s l \beta - M_t g = 0$$

后转向架点头运动

$$J_t \ddot{\beta}_{t2} + 2C_p l_0^2 \dot{\beta}_{t2} + 2K_p l_0^2 \beta_{t2} - C_p l_0 \dot{Z}_{w3} + C_p l_0 \dot{Z}_{w4} - K_p l_0 Z_{w3} + K_p l_0 Z_{w4} = 0$$

第一轮对沉浮运动

$$M_w \ddot{Z}_{w1} + C_p \dot{Z}_{w1} + K_p Z_{w1} - C_p \dot{Z}_{t1} - K_p Z_{t1} - C_p l_0 \dot{\beta}_{t1} - K_p l_0 \beta_{t1} + 2P_1 - M_w g = F_1$$

第二轮对沉浮运动

$$M_w \ddot{Z}_{w2} + C_p \dot{Z}_{w2} + K_p Z_{w2} - C_p \dot{Z}_{t1} - K_p Z_{t1} - C_p l_0 \dot{\beta}_{t1} - K_p l_0 \beta_{t1} + 2P_2 - M_w g = F_2$$

第三轮对沉浮运动

$$M_w \ddot{Z}_{w3} + C_p \dot{Z}_{w3} + K_p Z_{w3} - C_p \dot{Z}_{t2} - K_p Z_{t2} - C_p l_0 \dot{\beta}_{t2} - K_p l_0 \beta_{t2} + 2P - M_w g = F_3$$

第四轮对沉浮运动

$$M_w \ddot{Z}_{w4} + C_p \dot{Z}_{w4} + K_p Z_{w4} - C_p \dot{Z}_{t2} - K_p Z_{t2} - C_p l_0 \dot{\beta}_{t2} - K_p l_0 \beta_{t2} + 2P_4 - M_w g = F_4$$

2.5.2 仿真分析

通过数学模型的建立, 编写 matlab 程序, 应用 simlink 仿真车体振动方程, 其仿真模型如图 2-15 所示, 设置车体参数如表 2-1 所示。

表 2-1 铁道车辆客车垂向模型参数

名称	符号	数值	单位	名称	符号	数值	单位
转向架中心距之半	l_b	8750	mm	一系垂向 阻尼距转 向架中心 纵向距离 之半	l_{px}	740	mm
轴距之半	l_w	1250	mm	一系钢簧 垂向刚度 (每轴 箱)	k_{pz}	1176	kN/m
车体质量	M_b	42.8	t	一系垂向 阻尼(每 轴箱)	C_p	19.6	kN. s/m
车体点头转动惯量	J_b	1278.90	t · m ²	空气弹簧 垂向刚度 (每簧)	k_{sz}	189.14	kN/m
构架质量	M_l	2.6	t	二系垂向 阻尼	C_{sz}	40.0	KN. s/m
构架点头转动惯量	J_l	1.424	t · m ²				

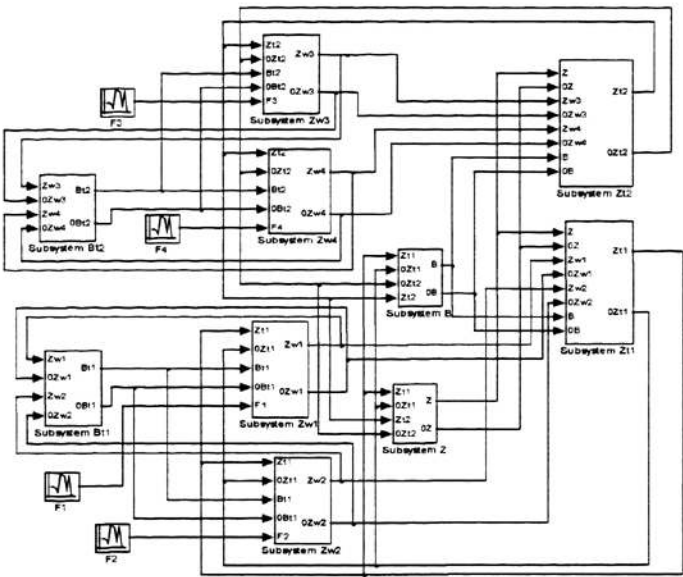


图 2-15 六自由度车体仿真模型图

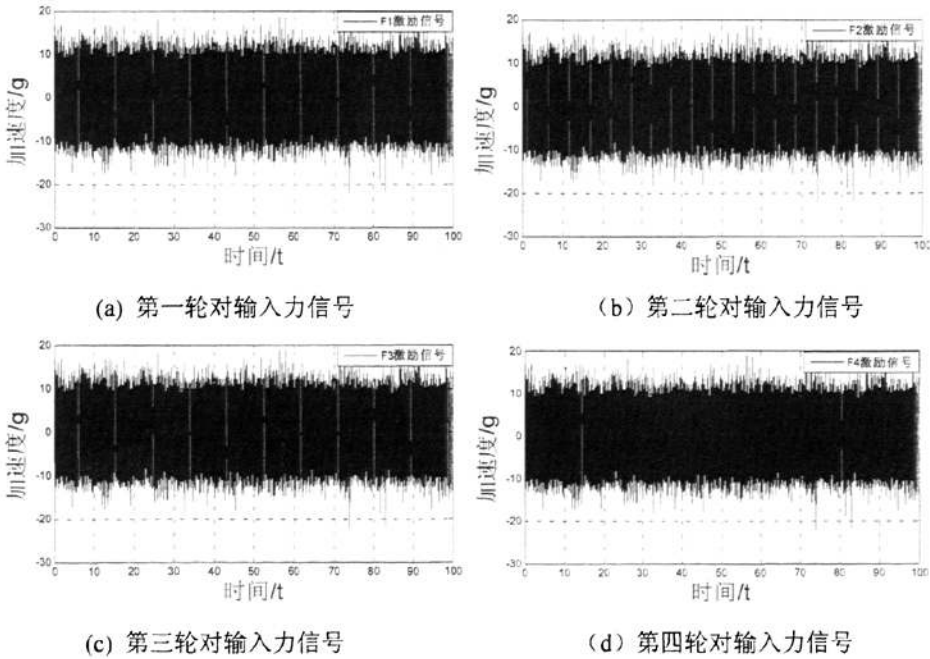
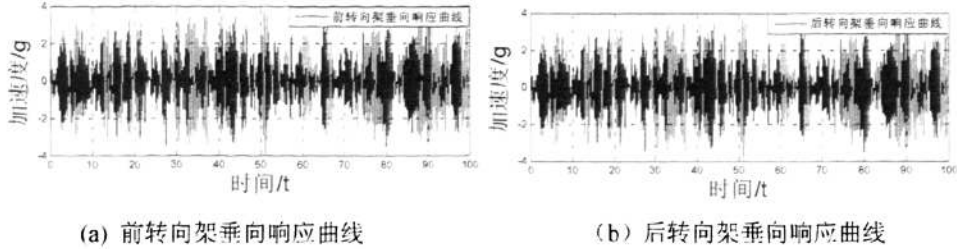
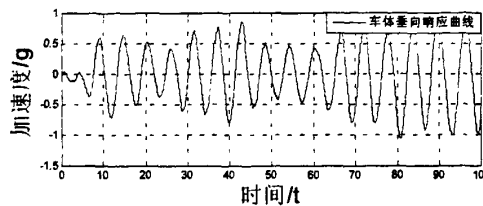


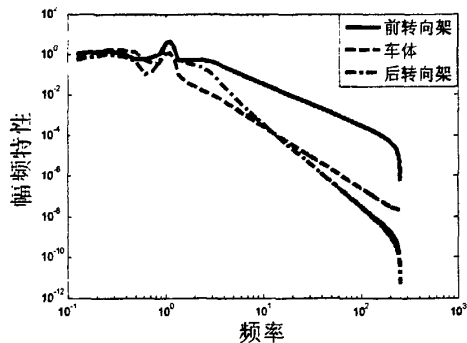
图 2-16 仿真模型随机激励信号



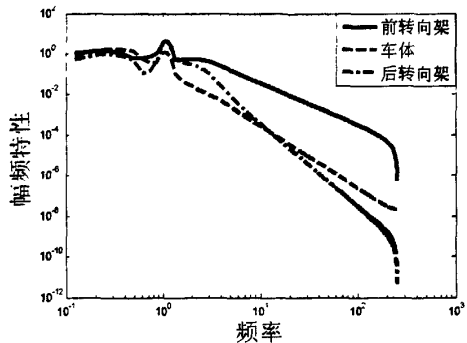


(c) 车体垂向响应曲线

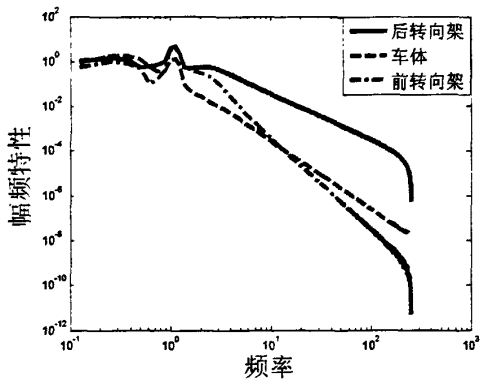
图 2-17 车辆响应信号曲线



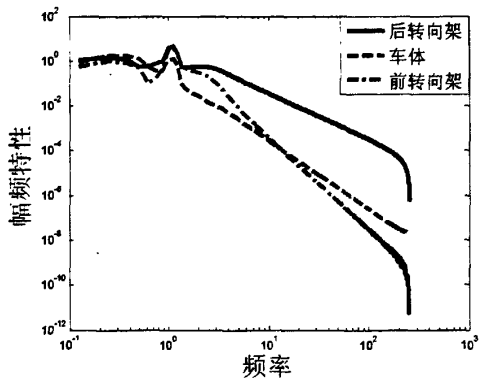
(a) 第一轮对输入时各点频响曲线



(b) 第二轮对输入时各点频响曲线



(c) 第三轮对输入时各点频响曲线



(d) 第四轮对输入时各点频响曲线

图 2-18 车辆各垂向响应信号频响函数曲线

由图 2-18 可以看出，车辆系统的刚体模态（点头模态与沉浮模态）主要集中在 2Hz 之内，大于 10Hz 时，振动传递率小于 0.1，具有良好的隔振效果，从加速度信号来看，悬挂系统响应与激励信号之间比值为 0.2，车体与悬挂系统之间比值大约为 0.25，故而本系统参数设置良好。能够满足车辆运行需求。

2.6 振动特性试验

2.6.1 模态试验简介

振动特性试验属于试验模态分析的一部分, 模态是振动系统特性的一种表征, 模态试验是用试验的方法测出结构的动力特性。一般分为人为激励和环境激励两种, 人为激励的方式是激励设备使被测试件达到某种振动, 从而测量激振力和响应信号, 得到激振点和响应点间的频响函数, 建立频响函数矩阵, 并通过曲线拟合和参数识别, 从而得到结构的模态参数、简并结构的动力学模型。为振动系统动态设计以及故障诊断提供依据。

试验模态分析及其参数识别技术至今已是研究复杂机械和工程结构振动的重要方法, 也是目前铁道车辆行业进行结构振动分析的主要方法。人为激励试验系统一般由一下三部分组成:

- (1) 激振系统: 使系统产生稳态、瞬态或随机振动;
- (2) 测量系统: 使传感器测量对象的位移、速度或加速度振动信号, 然后将这些信号和激振信号一起记录到计算机上;
- (3) 分析系统: 将记录到计算机上的激励和响应信号通过模数转换, 用硬件或软件系统识别振动系统的模态参数以及其他各种振动特性。

2.6.2 模态试验分析基本原理

对于一个 n 维自由度的振动系统, 其振动方程为

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{f\} \quad (2-21)$$

式中 $[M]$ 、 $[C]$ 、 $[K]$ 分别为系统质量、阻尼和刚度矩阵, $\{\ddot{x}\}$ 、 $\{\dot{x}\}$ 、 $\{x\}$ 、 $\{f\}$ 分别为加速度、速度、位移和激励力向量。

对方程式 (2-21) 两边进行拉普拉斯变换, 得到复模态矩阵代数方程

$$[Ms^2 + Cs + K]X(s) = F(s) \quad (2-22)$$

可得广义导纳矩阵, 也就是传递函数矩阵

$$H(s) = [Ms^2 + Cs + K]^{-1} \quad (2-23)$$

在上式中令 $s=j\omega$ ，即可得到系统在频域中输出（响应向量）和输入（激励向量）的关系式

$$X(\omega) = H(\omega)F(\omega)$$

根据各阶模态之间的加权正交性，进一步推导可得， j 点激振（其余点激振为零）， i 点响应时传递函数

$$H_{ij}(\omega) = \sum_{r=1}^N \frac{\phi_{ri}\phi_{rj}}{m_r[(\omega_r^2 - \omega^2) + 2j\xi_r\omega_r\omega]} \quad (2-24)$$

式中， $\omega_r^2 = \frac{k_r}{m_r}, \xi_r = \frac{c_r}{2m_r\omega_r}$

m_r 、 k_r ，分别为第 r 阶模态质量和模态刚度（又称为广义质量和广义刚度）。 m_r 、 ξ_r 、 ϕ_r ，分别为第 r 阶模态频率、模态阻尼比和模态振型。应用式（2-24）可以识别出结构的模态参数以及各项振动指标。

2.6.3 试验目的

被试车辆为某车辆厂生产的某型轻油罐车，本次试验采用激振器试验与力锤试验相结合的方法。振动传递试验的目的考核从轴箱到罐体底部上拉杆安全吊以及罐体的振动传递特性，确定振动传递的频率响应，确定在共振频率附近的动力放大因子。用以推断车辆在运行条件下轴箱振动到安全吊的传递与放大情况。以防止安全吊意外脱落所导致的制动梁落入轨道发生意外事故。

2.6.3 试验测试系统及准备

试验测量分析系统由试验激振系统、响应拾振系统以及模态分析和处理系统等三大部分组成。

（1）试验激振系统包括两部分，激振器试验包括激振器、功率放大器和数字信号发生器，力锤试验包括力锤以及适配器，如图 2-19。激振器给试件的附加质量对结构的振动特性总会有一定程度的影响。本次试验激振器与结构之间的连接是通过单向力传感器实现的，为了避免激振器漏测，要保证在力测量的方向上去激励结构，激振器和试件之间的连接在测量方向也是刚性的，其他方向是很柔性的，试验用的是刚度很大

的螺杆。力锤一般不给结构附加任何质量。因而不会影响试件的动特性。力锤激振力的能量量级和频率展宽取决于操作者用力的大小、力锤的质量、激振头的硬度以及结构上被敲击点的可塑性。输入力越接近脉冲激励，激出来的基带展频就越宽，锤头硬，锤的质量小，用力小，试件表面硬，则力锤与时间之间的接触时间就短，激励出来的基带展频将达到很高的频率。锤子中，锤头软，接触时间就会加长，这样就可以激励出来较低的频率，本次试验激励对象为铁道车辆，共振频率低，故而选择重锤软头。



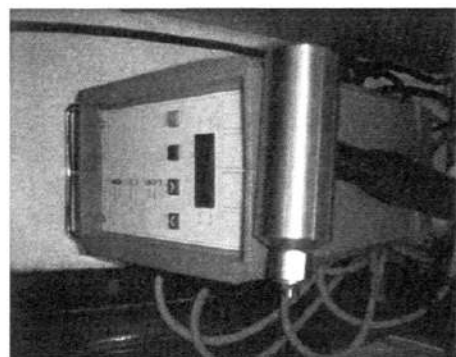
(a) 激振器及其试验现场



(b) 功率放大器



(c) 数字信号发生器



(d) 激振力锤及其适配器

图 2-19 试验激振设备

(2) 响应拾振系统包括压电加速度传感器、力传感器和信号放大和智能采集系统。

(3) 模态分析和处理系统主要是模态分析处理软件 LMS Test.lab，如图 2-20，测试系统框图如图 2-21 所示。

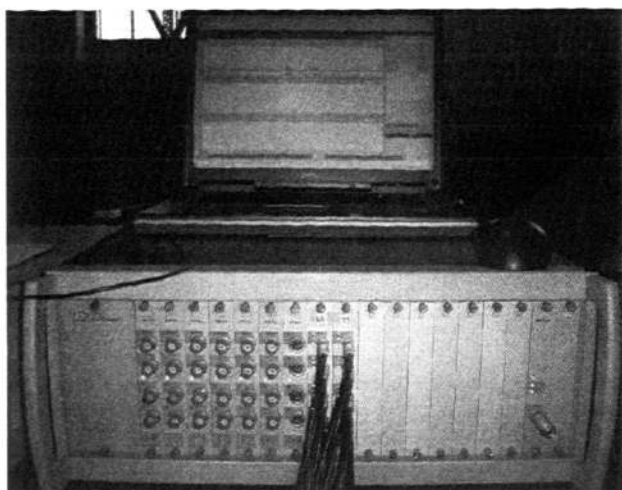


图 2-20 数据采集及处理系统

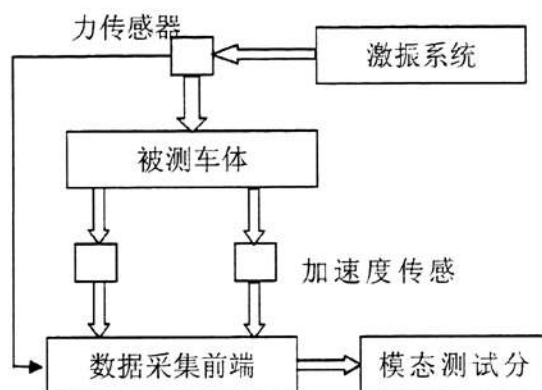


图 2-21 试验测试系统框图

从图 2-21 模态试验测试系统框图可以看出，该系统配置是一台工作站（笔记本电脑）连接一部多通道数据采集前端，数据采集前端以模块化为前端，这样可以大大提高测试和分析能力。

2.6.4 试验测点布置

为了对罐车进行模态试验，首先对整车进行几何尺寸测绘，并建立相关的三维几何试验模型，测点布置的原则是尽可能清楚全面地放映车身的整体振动模态，因此应均匀分布，在感兴趣的区域可以多布置响应点。

综上所述原则，在侧架上方沿纵向均匀设置了 7 个响应点，用加速度传感器测试这些点的振动响应信号。在摇枕上方沿横向设置了 5 个测点，用加速度传感器测试这些点的垂向振动响应信号。在罐体左右两侧沿纵向各设置 7 测试点，每个测点同时测

试垂向和横向振动响应信号。测点布置如图 2-22 所示。对于上拉杆安全吊, 主要考察安全吊的自振频率和模态振型, 判断这些吊的共振特性。安全吊的模态试验分成吊自身的振动模态试验和安全吊根部(与车体罐体相接部位)的振动特性, 故而每个安全吊上从上到下平均布置 5 个测点。被试车辆安全吊位置及测点如图 2-23 所示。

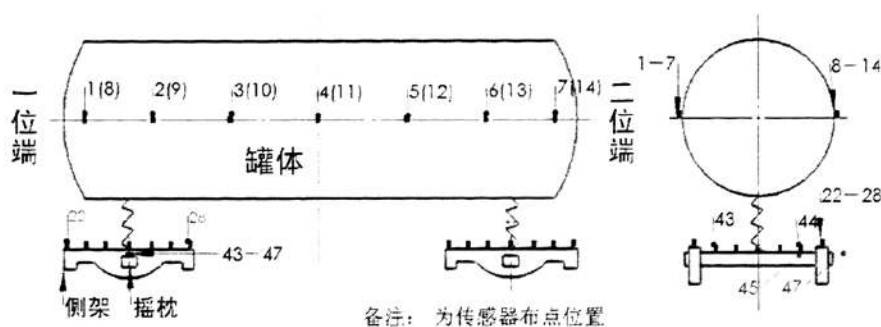
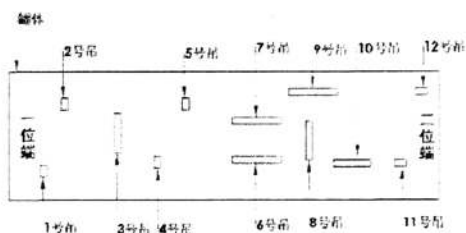


图2-22 罐车整车模态试验测点布置图



(a) 安全吊位置示意图



(b) 2号安全吊布点图

图 2-23 安全吊位置及布点图

2.6.5 模态试验及结果

罐体结构弹性模态包括: 一阶弯曲(环向和整体弯曲)、一阶扭转、罐身沿纵向鼓胀等。这些模态参数需要与悬挂参数相匹配(半功率带宽意义上不重叠)。通过完整的模态信息可以判定车辆振动的模态参与情况, 正确判断振动过大的具体原因。本次试验为车体弹性结构在正弦扫描激励条件下的模态试验和环境激励条件下的工作模态试验, 目的是确定在罐体的前几阶模态参数。测试点的选取同悬挂模态试验。测点数据信息为车体上 14 个测点(28 个测试通道)的振动加速度。对采集到的数据进行 FFT 变换, 得到传递函数曲线, 进而获取车体的模态参数如表 2-2-2-3

表 2-2 悬挂系统模态试验结果

阶数		频率/Hz	振型	备注
1	空车	2.89	罐体+摇枕测滚	
2	空车	6.25	侧架沉浮	
3	空车	12.55	罐体+摇枕沉浮	
4	空车	12.34	侧架横向	

表 2-3 罐体结构模态试验结果

阶数		频率/Hz	振型	备注
1	空车	14.0	罐体整体弯曲	
	重车	7.3		
2	空车	15.9（同向）22.3（反相）	罐体环向 1 阶弯曲	
	重车	8.4（同相），10.1（反向）		

为了能够真实描述安全吊模态频率及振型。考虑到力锤激励能量有限以及安全吊本身特性的需要，选取 0—256HZ 作为其试验频段。设置采样频率为 1024HZ，频率分辨率为 0.5HZ；取 5 次平均，以减少噪声的影响；加指数窗，以提高信噪比，得到最终测试数据。

在安全吊第五测点进行激励，表 2-4 给出安全吊横向部分模态参数，表 2-5 给出安全吊纵向部分模态参数。

表 2-4 安全吊横向模态参数

安全吊	模态阶数	模态频率/HZ	阻尼比%
1 号吊	1	72.358	0.49
	2	81.744	0.37
2 号吊	1	64.513	2.11
	2	80.423	0.29
11 号吊	1	69.407	0.27
	2	81.710	0.16

表 2-5 安全吊纵向模态参数

安全吊	模态阶数	模态频率/HZ	阻尼比 %
1 号吊	1	72.569	0.28
	2	81.699	0.25
2 号吊	1	121.181	0.42
	2	149.980	6.79
11 号吊	1	69.382	0.23
	2	81.755	0.17

在一位侧架端部垂向安装激振器进行正弦扫描通过测量安全吊上传感器的加速度数据，分析可以得到安全吊传递函数。图 2-24 为所考察安全吊时间响应信号曲线。图 2-25 为所考察的安全吊传递函数幅频曲线(图上所示值为前两个峰值频率)。

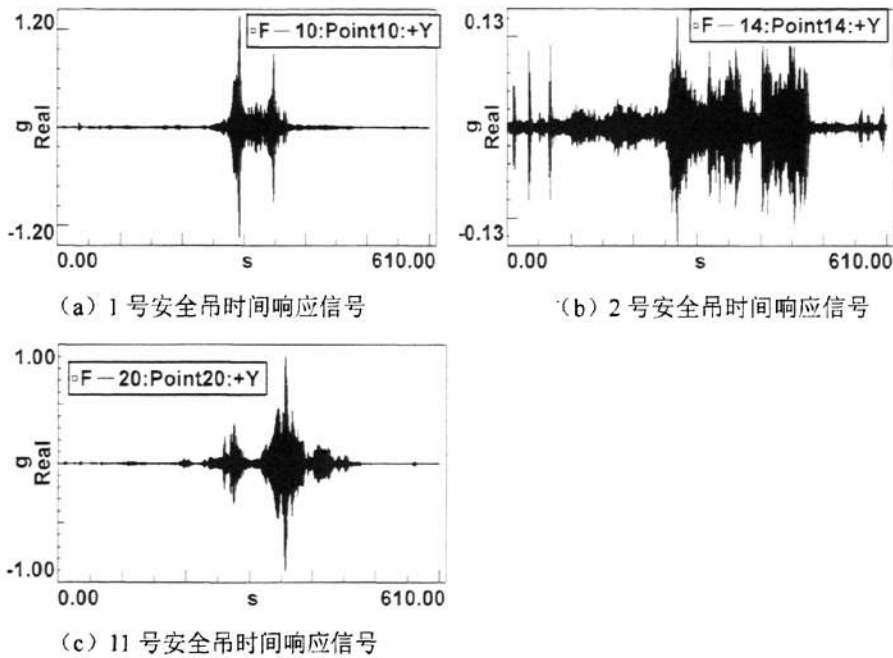
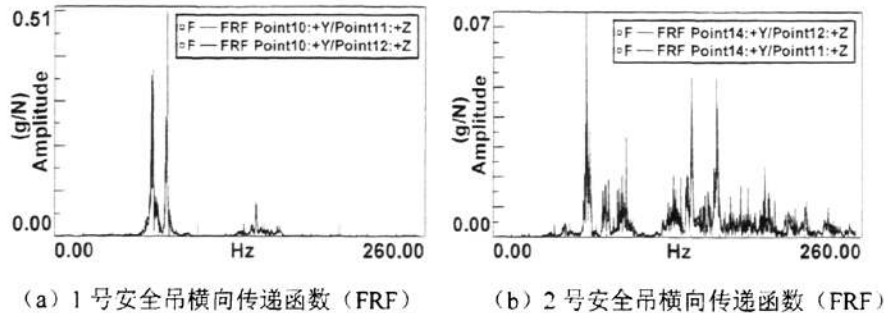
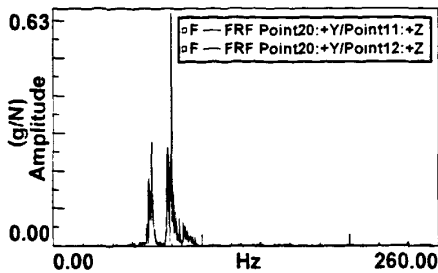


图 2-24 安全吊响应时间信号





(c) 2 号安全吊横向传递函数 (FRF)

图 2-25 安全吊传递函数幅频曲线

2.6.6 结论

(1) 罐体低阶弹性模态振动频率 (14.0Hz~15.9Hz)，悬挂系统较高阶的模态频率为 12.3Hz。频率间隔较小，易产生刚柔耦合振动。空车情况下罐体具有良好的振动传递性能，因此罐体将摇枕（或侧架）的振动几乎没有衰减的（在某些频率段还具有放大作用）传递到罐体各个部位。在 70Hz 左右的频段内由侧架端部到 1 号和 11 号吊托的振动就具有放大作用。由此建议提高转向架的隔振性能，在保证运行安全性的前提下，增大罐体弹性模态频率与悬挂模态频率的间隔。适当降低悬挂系统刚度系数可以有效的降低悬挂模态参数（选取较软的弹簧对抑制高频振动的传递会产生一定的效果），避免刚柔耦合振动。

(2) 从试验结果看出，1 号安全吊位置与 11 号安全吊位置基本呈对称分布，故而自振频率也很接近，振型都为一阶摆动和二阶摆动。由图 2-24 和图 2-25 可以看出来，当在侧架 0~100Hz 正弦慢扫描时，这两个安全吊前两阶频率都被很好的激励出来。在侧架垂向激励下 1 号吊托的动力放大因子为：0.05 g/N（横向输出），0.03 g/N（纵向输出）。在侧架横向力作用下 1 号吊托的动力放大因子为：0.14 g/N（横向输出），0.06 g/N（纵向输出）。其余各吊托在不同的频段均具有振动放大特性，这是由振动系统自身特性决定的。而在速度较高（如 90km/h，110km/h）的情况下轨道谱在 70Hz 左右开始出现较高的激励能量。易引发相应吊托的共振。

第三章 轨道谱激励下车辆动力响应分析

铁道车辆动力学特性主要是指车辆的运行平稳性、运行安全性和运行平稳性。研究铁道车辆动力学特性的主要目的在于, 确定车辆在线路上各种运用工况下的安全运行条件; 研究客车悬挂装置的结构、参数和性能对振动和动载荷传递的影响, 并为这些装置提供设计依据, 以保证车辆安全平稳的运行; 确定动载荷特性, 为分析车辆及其部件的动作用力提供依据。本章主要讲述的是运用实测数据, 采用模态分析和参数辨识技术, 研究铁道车辆动力学性能, 掌握机车车辆动力学系统的固有参数, 了解模拟运行状态下动态特性和悬挂参数内在的关系。

3.1 线性系统叠加原理

模态分析一般是针对线性系统, 所谓线性系统即是满足线性微分方程的系统, 模态分析的基础理论即叠加原理, 叠加原理仅适用于线性系统, 非线性系统只能在线性化后才能运用叠加原理。叠加原理的内容是作用于线性系统的多个输入信号的总的响应等于各个信号单独作用时, 产生的响应的代数和。

令 x, z 为系统的输入量, y 为输出量, 则可建立多输入时的线性问分方程:

$$F(y_1) = f(x) + g(z) \quad (3-1)$$

$$F(y) = a_n \frac{d^n y}{dt^n} + a_{n-1} \frac{d^{n-1} y}{dt^{n-1}} + \cdots \cdots a_1 \frac{dy}{dt} + a_0 y$$

$$F(x) = b_m \frac{d^m x}{dt^m} + b_{m-1} \frac{d^{m-1} x}{dt^{m-1}} + \cdots \cdots b_1 \frac{dx}{dt} + b_0 x$$

$$g(z) = c_l \frac{d^l z}{dt^l} + c_{l-1} \frac{d^{l-1} z}{dt^{l-1}} + \cdots \cdots c_1 \frac{dz}{dt} + c_0 z$$

(3-1)式中还有变量 x, y, z 及其导数的一次幂项, 其中 $a_n \cdots a_0, b_m \cdots b_0, c_l \cdots c_0$ 为常数。所以是含有两个输入 x, z , 一个输出 y 的线性常微分方程。当 $x=0$ 时, 0 的导数还是零, 且 $b_0 x = 0$, 所以 $f(x) = 0$; 同理, $z=0$ 时, $f(z) = 0$, 则得 x, z 各自单独作用时的线性微分方程:

$$z=0 \text{ 时, } F(y_1) = f(x) \quad (3-2)$$

$$x=0 \text{ 时, } F(y_2) = g(z) \quad (3-3)$$

式 (2)、(3) 均由 (1) 式转化而来。 y_1 、 y_2 为 x 、 z 单独作用时系统的输出响应。显然 (3-1)、(3-2)、(3-3) 左边的结构形式同为 $F(y)$, (3-2) 式+ (3-3) 式得:

$$F(y_1) + F(y_2) = f(x) + g(z) \quad (3-4)$$

$$F(y_1) + F(y_2) = a_n \frac{d^n(y_1 + y_2)}{dt^n} + a_{n-1} \frac{d^{n-1}(y_1 + y_2)}{dt^{n-1}} + \dots + a_1 \frac{d(y_1 + y_2)}{dt} + a_0(y_1 + y_2)$$

$$F(y_1) + F(y_2) = F(y_1 + y_2) = f(x) + g(z) \quad (3-5)$$

(3-5) 式说明 $(y_1 + y_2)$ 满足于方程 (3-1), 所以 $(y_1 + y_2)$ 为 x 、 z 共同作用时的总的输出, 恰好等于 x 、 z 共同作用时的输出响应 y_1 与 y_2 的代数之和。

叠加原理可以简化为对系统的分析和研究, 使得单输入——单输出的分析方法解决多输入问题成为可能, 是模态解耦计算的理论基础。总之线性微分方程满足叠加原理, 叠加原理仅适用与线性系统, 这是一个严密的数学问题。

3.2 模态叠加法计算结构的动力响应

模态叠加法的求解是在模态空间进行的, 它是建立在模态的正交性及展开定理基础上的一种求解动力响应的近似方法。理论上, 对于一个 N 自由度的系统, 可以通过方程解耦, 确定模态坐标形影, 然后通过线性变换得到物理坐标响应, 但实际上, 在一个系统的振动中仅是较少几个模态在起主导作用, 因此只考虑这些模态的作用, 而无需求解全部的方程, 这样做虽然是近似的, 但却有足够满意的精度。模态叠加法主要有几个步骤: 将动力学方程转换成模态方程; 确定以模态坐标表示的初始条件; 确定 N 维系统的位移响应及应力响应。

3.2.1 动力学方程坐标转换与方程解耦

对于一个 n 维自由度的振动系统，其动力学方程为

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{f\} \quad (3-6)$$

初始条件为

$$\begin{aligned} \{x(0)\} &= \{x_0\} \\ \{\dot{x}(0)\} &= \{\dot{x}_0\} \end{aligned}$$

式中 $[M]$ 、 $[C]$ 、 $[K]$ 分别为系统质量、阻尼和刚度矩阵， $\{\ddot{x}\}$ 、 $\{\dot{x}\}$ 、 $\{x\}$ 、 $\{f\}$ 分别为加速度、速度、位移和激励力向量。

其特征方程为

$$([K] - \omega^2[M])\{\varphi_r\} = 0 \quad r = 1, \dots, N \quad (3-7)$$

其中，特征值所对应的特征向量 $\{\varphi_r\}$ 是正交的，同时 $\{\varphi_r\}$ 对刚度矩阵 $[K]$ 及质量矩阵 $[M]$ 也是正交的，即：

$$\{\varphi_r\}^T [K] \{\varphi_s\} = \{\varphi_r\}^T [M] \{\varphi_s\} = 0 \quad (r \neq s) \quad (3-8)$$

为将物理坐标表示的动力学方程 (3-6) 式解耦，须将其转换到模态坐标系，根据特征向量的正交性，在模态坐标系下方程的模态振型矩阵、模态质量、模态刚度、模态阻尼以及模态坐标具体定义如下：

(1) 模态振型矩阵

$$[\Phi] = [\varphi_1, \varphi_2, \dots, \varphi_N]$$

(2) 模态质量

$$[M_r] = \{\varphi_r\}^T [M] \{\varphi_r\} \quad r = 1, \dots, N$$

(3) 模态刚度

$$[K_r] = \{\varphi_r\}^T [K] \{\varphi_r\} = \omega^2 [M_r] \quad r = 1, \dots, N$$

(4) 模态阻尼

将系统的阻尼用比例阻尼来表示，即 $[C] = \alpha[M] + \beta[K]$ 。其中， α ， β 为比例阻尼系数，由 (3-8) 式和正交性原理可得

$$\left. \begin{aligned} \{\Phi_r\}^T [M] \{\Phi_s\} &= [M_r] \delta_{rs} \\ \{\Phi_r\}^T [K] \{\Phi_s\} &= \omega^2 [M_r] \delta_{rs} \end{aligned} \right\} \quad r=1, \dots, N \quad s=1, \dots, N \quad (3-9)$$

其中

$$\delta_{rs} = \begin{cases} 1 & r = s \\ 0 & r \neq s \end{cases}$$

所以有

$$\{\Phi_r\}^T [C] \{\Phi_s\} = (\alpha + \beta \omega^2) [M_r] \delta_{rs} \quad (3-10)$$

令 $\xi_r = \frac{1}{2}(\frac{\alpha}{\omega} + \beta \omega)$, 其中 ξ_r 为阻尼比。在实际问题中, 质量阻尼 α 的影响小,

可以近似认为 $\alpha = 0$, 在这种情况下, 可由已知的 ξ_r 和 ω 计算出刚度阻尼 $\beta = 2\xi_r / \omega$

定义模态阻尼为

$$[C_r] = \{\Phi_r\}^T [C] \{\Phi_s\} = 2[M_r] \omega \xi_r, \quad r=1, \dots, N \quad (3-12)$$

(5) 模态坐标

$$\{x\} = \Phi \{\eta(t)\} = \sum_{r=1}^n \{\varphi_r\} \{\eta_r(t)\} \quad (3-13)$$

模态坐标 $\{\eta_r(t)\}$ 就叫做与第 r 阶模态响应的主坐标。

通过以上变换, 原来耦合的动力学方程式就成为解耦的以模态坐标表示的模态方程:

$$[M_r] \{\ddot{\eta}\} + [C_r] \{\dot{\eta}\} + [K_r] \{\eta\} = \{f_r\} \quad r=1, \dots, N \quad (3-14)$$

初始条件

$$\left. \begin{aligned} \{\eta(0)\} &= \{\eta_0\} \\ \{\dot{\eta}(0)\} &= \{\dot{\eta}_0\} \end{aligned} \right\}$$

其中

$$\left. \begin{aligned} \{\eta_r(0)\} &= \frac{1}{[M_r]} [\Phi]^T [M] \{x(0)\} \\ \{\dot{\eta}_r(0)\} &= \frac{1}{[M_r]} [\Phi]^T [M] \{\dot{x}(0)\} \end{aligned} \right\} \quad r=1, \dots, N \quad (3-15)$$

通过求解 (3-14) 式表示的 N 个独立的模态坐标下的动力学方程, 就可得到模态坐标下的各阶模态坐标向量 $\{\eta_r(t)\}$, 将其代入 (3-13) 式便可得系统在物理坐标系下的位移响应 $\{x\}$, 进而可求得系统的内力、应力响应。

在模态变换中, (3-13) 式包含了全部的 N 个模态, 而从工程计算的角度来看, 并不需要计算全部的模态, 一方面对于自由度数很大的结构, 计算所有的模态是不可能的, 另一方面, 工程实际证明在一定的动载荷作用下并不是所有的模态都能被激起。因此在实际工程计算中往往取结构的前 N 阶模态代替全部模态。

3.2.2 三自由度算例

将车体考虑为三部分, 车体部分, 转向架部分以及轮对部分, 建立三自由度系统模型如图

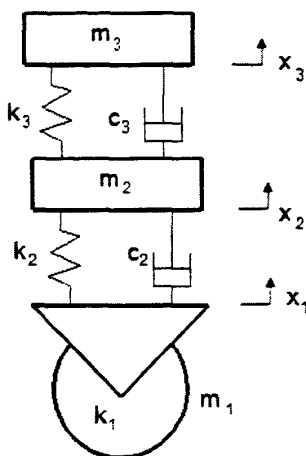


图 3-1 三自由度系统模型

其中 m_1 为基础的质量 (相当于车辆系统中的轮对), m_2 , m_3 为上下质量块的质量, k_2 , k_3 为上下弹簧刚度, k_1 为 m_1 质量块自身的刚度。 c_2 , c_3 为上下阻尼器的粘性阻尼系数, 力 F_1, F_2, F_3 分别作用于 m_1 , m_2 , m_3 上, 由此建立系统振动微分方程:

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 \\ 0 & m_2 & 0 \\ 0 & 0 & m_3 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \\ \ddot{x}_3 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} c_2 & -c_2 & 0 \\ -c_2 & c_2 + c_3 & -c_3 \\ 0 & -c_3 & c_3 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_3 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k_1 + k_2 & -k_2 & 0 \\ -k_2 & k_2 + k_3 & -k_3 \\ 0 & -k_3 & k_3 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_1 \\ F_2 \\ F_3 \end{bmatrix}$$

$$\begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_1 \\ F_2 \\ F_3 \end{bmatrix} \quad (3-16)$$

应用3.2.1中讲述的模态叠加法计算方法,编写matlab程序,就可以计算出系统响应。假设 $m_1=1000$, $m_2=2981$, $m_3=38500$, $k_1=2.25e7$, $k_2=2.14e6$, $k_3=2.35e6$, 图3-2所示为系统的响应。

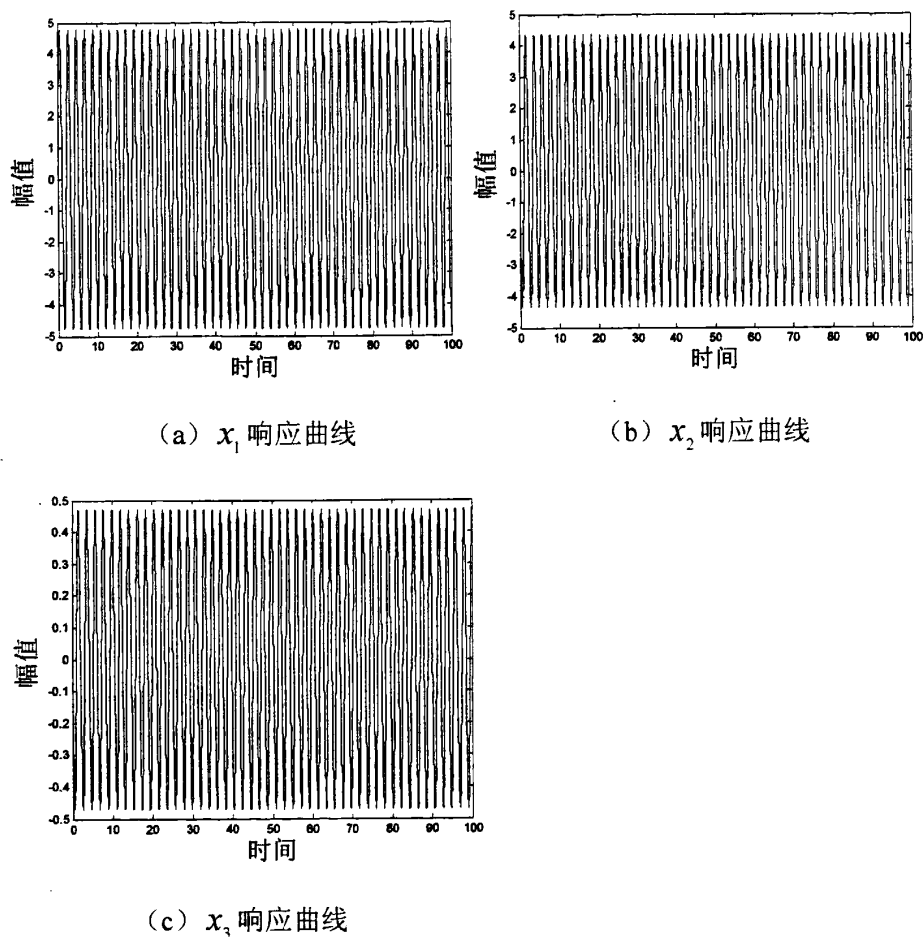


图3-2 三自由度系统时间响应曲线

3.3 轨道谱激励下车辆动力响应分析

铁道车辆动力学研究受到试验条件、测试手段、谱分析等方面的影响,长期以来很难完整准确地获得车辆的固有振动特性参数,如固有频率、阻尼比等,这些参数

对评价铁道车辆的动态性能十分关键。在本节的研究中,利用西南交大牵引动力实验室滚动振动试验台的有利条件,可以利用美国五级轨道谱以及德国高低干扰谱作为输入激励,进行车辆动力学响应的分析。

3.3.1 轨道谱介绍

轨道不平顺是轮轨系统的外部激振源,是研究轮轨动态相互作用、考核和评估列车运行安全性及舒适性、优化设计机车车辆参数、滚振台整车实验研究等领域的基础。轨道不平顺谱的确定也是动车组仿真的关键,动力学仿真所采用的线路不平顺谱,主要有实测线路不平顺谱和反演生成线路不平顺谱两种。实测线路不平顺的波长范围有限,而动车组运行速度较高,需要的轨道不平顺波长范围也相应较大;反演生成线路不平顺虽然波长范围可以人为设定,但和实际线路可能存在一定差异。在我国目前机车车辆动力学计算和试验台试验中,实测线路不平顺谱主要有秦沈线、胶济线、京广线等线路谱,但均未被作为我国的标准线路谱,而反演生成的线路不平顺谱主要采用的是美国的六级线路谱和德国的高低干扰谱。

(1) 美国六级谱

美国对全美铁路的几何参数进行大规模的测量,根据测量的轨道谱密度数据进行曲线拟合后,得到描述轨道不平顺的谱密度分析式:

$$\text{垂向不平顺} \quad S_v(\Omega) = \frac{A_v \Omega_c^v}{\Omega^2 (\Omega^2 + \Omega_c^2)} \quad (3-17)$$

$$\text{方向不平顺} \quad S_o(\Omega) = \frac{A_o \Omega_c^v}{\Omega^2 (\Omega^2 + \Omega_c^2)} \quad (3-18)$$

$$\text{水平不平顺和轨距不平顺} \quad S_c(\Omega) = S_g(\Omega) = \frac{4A_v \Omega_c^v}{(\Omega^2 + \Omega_c^2)(\Omega^2 + \Omega_s^2)} \quad (3-19)$$

式中, $S_v(\Omega)$ 、 $S_o(\Omega)$ 和 $S_c(\Omega)$ 为谱密度, A_v 和 A_o 为表征不平顺幅值大小的参数; Ω 为空间波数, Ω_c 和 Ω_s 为阶段波数。

图 3-3 为美国六级轨道线路谱的垂向不平顺和水平不平顺。对于六级线路,各参数数值如表 3-1 所示:

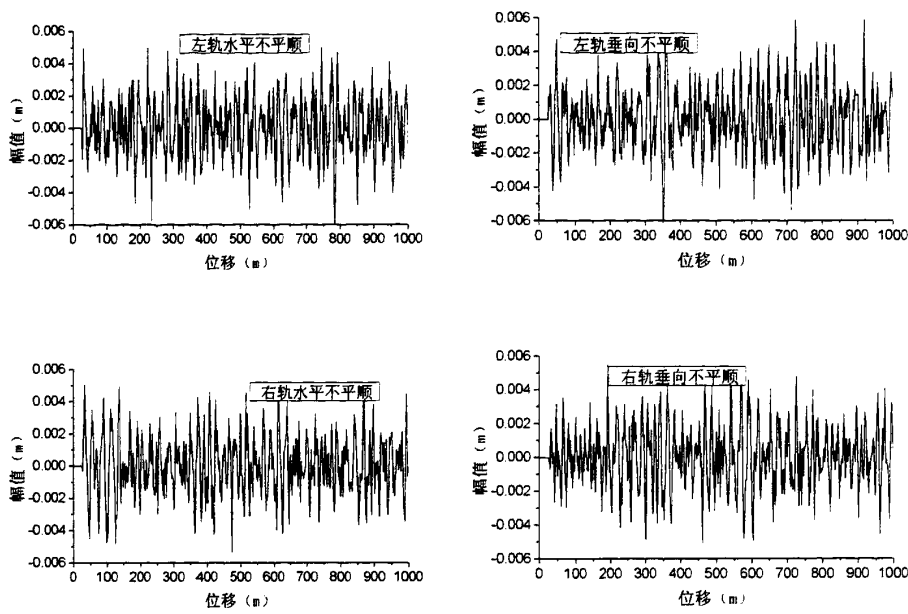


图 3-3 美国六级轨道线路谱的垂向不平顺和水平不平顺

表 3-1 美国六级轨道谱密度的参数值 单位 ($cm^2 \times rad / m$)

A_v	A_o	Ω_c	Ω_s
0.0339	0.0339	0.4380	0.8245

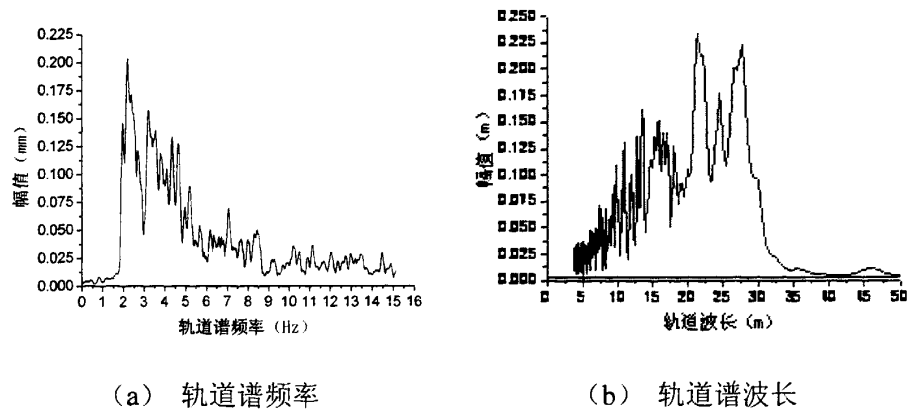


图 3-4 美国六级轨道谱时域谱的频谱变换图

图 3-4 为车辆运行速度为 200Km/h 时美国六级轨道谱时域谱的频谱变换图，可以看出，轨道激励的频域成分很多，但振动能量主要集中在 2.2Hz 左右，称轨道谱中振动能量最大的频率成分为轨道激励的主频。轨道激励的主频随着车辆运行速度的增大

而成线性增大的趋势。从图上还可以看出,除了轨道激励的主频成分振动能量最大外,在轨道激励的 0.5~2.0 倍主频范围内的振动能量都比较大,基本上集中了轨道激励的大部分振动能量,称之为 0.5~2.0 倍主频的范围为轨道谱的主振频带^[51]。实际的轨道随机不平顺是含有不同波长成分连续谱, ^{图 3-4 (b)} 错误!未找到引用源。为美国六级轨道谱轨道波长功率谱密度图,可以看出能量主要集中在波长为 20~30m 范围内。当车辆的某一固有频率与主振频接近或是共振速度下轨道波长与轨道能量最大的波长相近时就会引起共振从而恶化车辆的乘坐舒适性^[31]。

(2) 德国高低干扰谱

20 世纪 80 年代,德国在进行高速列车的理论研究时采用了下列轨道谱分析式,德国高速低干扰谱和高干扰谱具有相同的表达式,其功率谱的表达式为:

轨道方向不平顺:

$$S_a(\omega) = \frac{A_a \omega_c^2}{(\omega^2 + \omega_r^2)(\omega^2 + \omega_c^2)} \text{ m}^2/(\text{rad} \cdot \text{m}^{-1}) \quad (3-20)$$

轨道高低不平顺:

$$S_r(\omega) = \frac{A_r \omega_c^2}{(\omega^2 + \omega_r^2)(\omega^2 + \omega_c^2)} \text{ m}^2/(\text{rad} \cdot \text{m}^{-1}) \quad (3-21)$$

轨道水平不平顺:

$$S_c(\omega) = \frac{A_r / b^2 \omega_c^2 \omega^2}{(\omega^2 + \omega_r^2)(\omega^2 + \omega_c^2)(\omega^2 + \omega_s^2)} \text{ m}^2/(\text{rad} \cdot \text{m}^{-1}) \quad (3-22)$$

轨道轨距不平顺:

$$S_g(\omega) = \frac{A_g \omega_c^2 \omega^2}{(\omega^2 + \omega_r^2)(\omega^2 + \omega_c^2)(\omega^2 + \omega_s^2)} \text{ m}^2/(\text{rad} \cdot \text{m}^{-1}) \quad (3-23)$$

式中 A_g 是与轨距相关的不平顺常数,原规定轨距不平顺在 -3~3 mm 范围内,根据文献^[8]的介绍,可推算出 A_g 的参考值。 b 为滚动圆距离之半径,取 0.75 m, ω_r 是附加截断频率,其他符号的意义见美国轨道谱的符号说明。

德国高速谱分成低干扰和高干扰两种级别,高干扰谱可适用于德国 250 km/h 等级的列车运行,具体的粗糙度系数和截断频率见表 3-2。

表 3-2 德国高速轨道谱计算参数

轨道级别	ω_c (rad · m ⁻¹)	ω_r (rad · m ⁻¹)	ω_s (rad · m ⁻¹)	$A_{2^a} \times 10^{-7}$ m ² · (rad · m ⁻¹) ⁻¹	$A_{2^v} \times 10^{-7}$ m ² · (rad · m ⁻¹) ⁻¹	$A_{2^g} \times 10^{-7}$ m ² · (rad · m ⁻¹) ⁻¹
低干扰	0.824	0.020	0.438	2.119	4.032	0.532
高干扰	0.824	0.020	0.438	6.125	10.80	1.032

3.3.2 轨道谱激励下振动响应分析

轨道谱激励时，各轮对的输入有一定时延，改时延随运行速度变化故而轨道谱激励输入条件下的振动响应与速度有关。下面以速度 200km/h 的某客车滚动振动试验台模拟运行为例，说明客车振动响应数据的特点。在轨道谱激励输入条件下，客车整体布点图如图 3-5 所示，根据响应信号可以得到模态参数如表 3-3 所示，

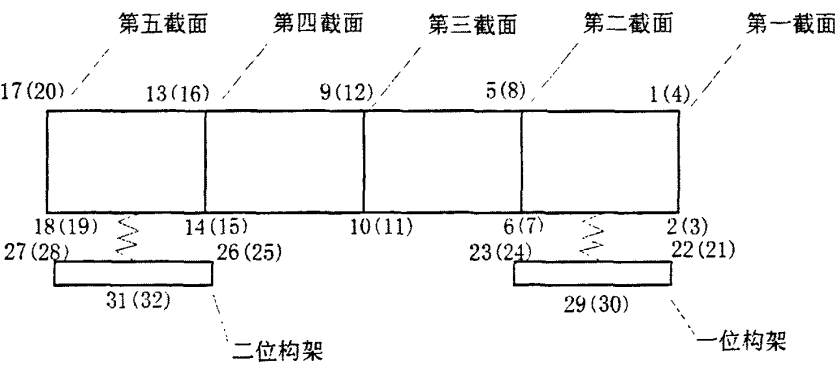


图 3-5 客车整体布点图

图 3-6 中 (a)，(b)，(c) 为车体前中后同一侧垂向加速度响应曲线，从图形可以看出，车体后端部略大些，但车体整体加速度幅值相差不大，由功率谱曲线可以看出，振动能量主要集中在 1.4Hz，16Hz，24Hz，等几个主要频段处，且相位一致，可以估计这三个频率为车辆系统的模态频率。

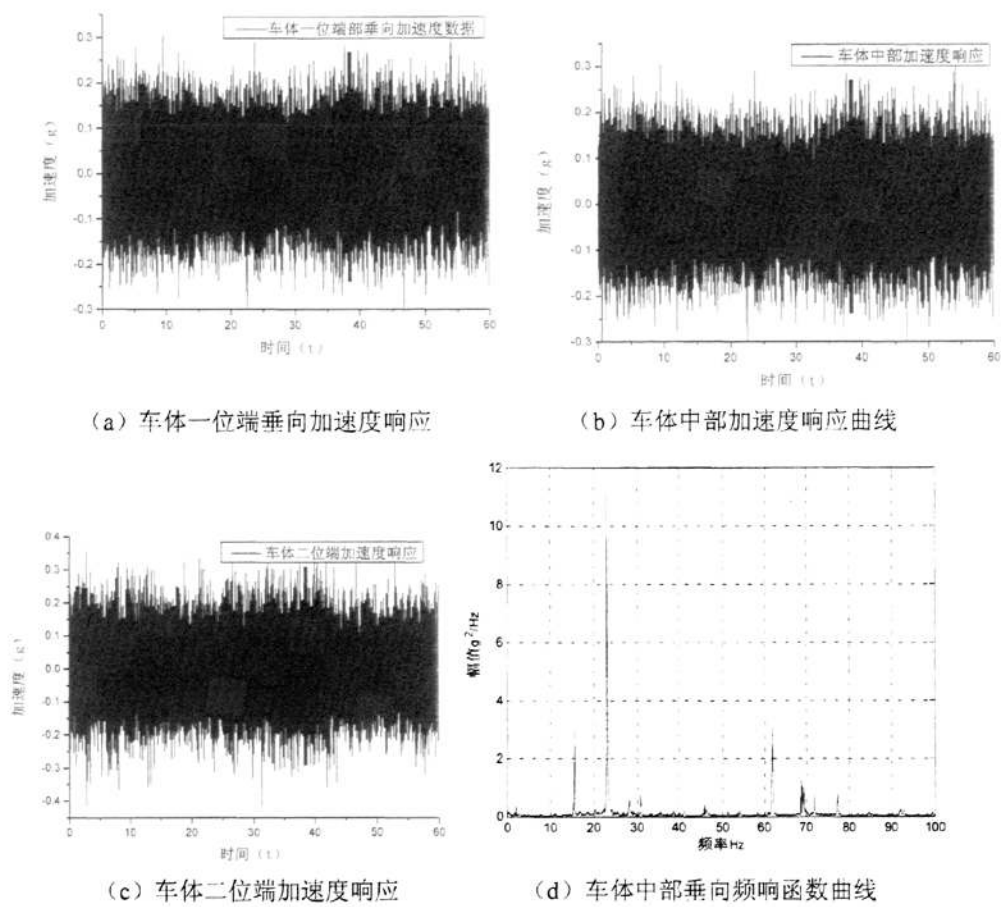


图 3-6 车体加速度响应曲线以及频响函数曲线

表 3-3 车辆模态参数识别结果

模态阶数	模态振型名称	模态频率 (Hz)	阻 尼 比 (%)
1	车体点头	1.3987	24.314
2	转向架点头加车体沉浮	8.291	23.573
3	车体一阶扭转	16.037	1.861
4	转向架一阶同向扭转	24.784	0.191
5	转向架一阶反向扭转	27.919	0.035
6	车体二阶扭转	34.752	0.125

3.3.3 模态置信准则（MAC）分析

为了分析验证上述结果，在此引入模态分析理论中的模态判定准则（MAC）。假定两个向量为{X}和{Y}，则这两个向量的 MAC 数学表达为：

$$MAC = \frac{| \{X\}^T [W] \{Y\} |^2}{(\{Y\}^T [W] \{Y\})(\{X\}^T [W] \{X\})} \tag{3-24}$$

模态判定准则是比较两个向量的数学工具，模态比例因子是给的两个向量之间的最小二乘法估计，MAC 对应与相关因子，如果 MAC=1，则这两个向量在比率因子内完全相等，如果 MAC=0，则所估计出来的模态比例因子失去意义，这个原理可以作为模态验证的一个工具。其中[W]是加权矩阵。MAC 矩阵含有所有可能的向量的 MAC 值，描述同一个物理模态的两个向量的应该等于或者接近 1，描述不同的物理模态的 MAC 值应该比较小，不能指望 MAC 的理想值是零，因为不同的模态向量只有在被质量或者刚度矩阵加权的时候才是正交的。

根据上述理论计算该车辆系统的垂向振动的 MAC 值，采用自行编制的 MATLAB 程序进行分析,得到对称的 MAC 矩阵如表 3-4 所示。

表 3-4 垂向振动模态 MAC（%）值

模态 频率	1.398	8.291	16.037	24.784	27.919	34.752
1.398	100.000	5.786	5.435	12.058	23.309	7.797
8.291	5.786	100.000	0.315	4.169	0.980	0.271
16.037	5.435	0.315	100.000	6.634	4.825	2.447
24.784	12.058	4.169	6.634	100.000	0.281	3.880
27.919	23.309	0.980	4.825	0.281	100.000	12.823
34.752	7.797	0.271	2.447	3.880	12.823	100.000

由表 3-4 可以看出，垂向振动 MAC 值对角线上的所有元素都是 1，说明同一物理模态的两种估计之间的 MAC 值为 100%，非对焦线上元素基本在 10%以下，说明不同物理模态之间的耦合非常小，从而可以验证说明此次试验所得模态参数非常正确，

3.3.4 模态参预（MP）分析

大型结构都有无数自由度，但一般仅需知道一定阶数 N 自由度即可满足结构设计

的要求, 设有 N 自由度振动系统, 一般情况下这 N 自由度相互耦合, 振动微分方程为:

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{F\} \sin \omega t \quad (3-25)$$

对所有 N 个自由度进行测试可以得到系统的全部振动响应, $\{x_1(t), x_2(t), \dots, x_N(t)\}$ 。

运用模态分析原理可以得到振系的各阶模态参数 (模态频率、模态振型、模态刚度和模态阻尼比)。设振系的各阶模态振型如下:

$$[\Phi] = \{\{\varphi\}_1, \{\varphi\}_2, \dots, \{\varphi\}_N\}$$

其中 $\{\varphi\}_i = (\varphi_{i1}, \varphi_{i2}, \dots, \varphi_{iN})^T$

以 $[\Phi]$ 为变换矩阵, 令:

$$\{x(t)\} = [\Phi]\{q(t)\} \quad (3-26)$$

式中 $\{q\} = (q_1, q_2, \dots, q_N)^T$ 为模态坐标。

式 (3-26) 代入式 (3-25), 两端前乘 $[\Phi]$, 利用模态矩阵的加权正交性, 得到:

$$m_i \ddot{q}_i + c_i \dot{q}_i + k_i q_i = [\Phi]^T f_i \sin \omega t \quad (3-27)$$

利用 Duhamel (杜哈美) 积分得到系统的模态坐标解

$$q_i(t) = p_i(t) \times h_i(t) = \frac{1}{m_i \omega_i} \int_0^t p_i(\tau) \sin \omega_i(t - \tau) d\tau \quad (3-28)$$

设 $q(t) = q_0 e^{j\omega t}$, 代入 (3-27) 式, 得到:

$$q(\omega) = (-\omega^2 m_i + j\omega c_i + k_i)^{-1} [\Phi]^T f_i \quad (3-29)$$

式 (3-28) 描述了不同振动时刻结构各阶模态的参预情况, 式 (3-29) 描述了不同频率下系统各阶模态的参预情况 (MP)。

模态参预 (MP) 是研究给定频段上各模态的相对重要性以及所选择的输入自由度之有效性的一个工具, 根据式 (3-29) 所述相关理论, 列出了模态参预计算表, 如表 3-5 所示。表中 A_{oir} 为输出 o 、输入 i 、模态 r 的留数, N_o 表示输出自由度数, N_j 为输入自由度数, N_m 表示模态数。 MP_{ir} 项表示第 r 阶模态在自由度 i 激励所引起的总响应中所占有的分量。就不同自由度 i 比较这些 MP_{ir} 项可以看出, 第 r 阶模态是怎样由各个激振点相对地激励出来的 (表 3-5 中各行)。表中“总模态”这一行表示不同激励自

由度在总输出中的分布之估计。就不同模态比较这些 MP_{ir} 项，可以指出激励点 i 对哪个模态激励得最好（表中各列）。“总输入”这一列是各个模态在所有激励所引起的总响应中所占份额估计。

表 3-5 模态参预

模态数	输入 1		输入 N_i	总输入
模态 1	$MP_{11} = \sum_{o=1}^{N_o} A_{o11} $		$MP_{N_i1} = \sum_{o=1}^{N_o} A_{oN_i1} $	$\sum_{i=1}^{N_i} MP_{i1}$
...				
模态 N_m	$MP_{1N_m} = \sum_{o=1}^{N_o} A_{o1N_m} $		$MP_{N_iN_m} = \sum_{o=1}^{N_o} A_{oN_iN_m} $	$\sum_{i=1}^{N_i} MP_{iN_m}$
总模态	$\sum_{i=1}^{N_m} MP_{1r}$		$\sum_{i=1}^{N_m} MP_{N_i,r}$	1

这种信息可以帮助我们选择最有效的激励自由度，而且有助于对其他模态模型检验方法的正确性进行评估。表 3-6 给出了根据表 3-5 计算方法编程计算出来的此次轨道谱激励下模态参预情况。表中输入 1 为 1 位转向架 1 位轮对 1 位侧激励，输入 2 为 1 位转向架 1 位轮对 2 位侧激励，，输入 3 为 2 位转向架 1 位轮对 1 位侧激励，输入 4 为 2 位转向架 1 位轮对 2 位侧激励。

表 3-6 轨道谱激励下车辆系统模态参预表

频率	输入 1	输入 2	输入 3	输入 4	总（输入）
1.398	98.460	100.000	97.953	99.121	83.889
8.291	99.318	71.877	100.000	73.630	3.008
16.037	93.924	38.145	100.000	36.427	4.436
24.784	97.895	45.429	100.000	42.598	6.715
27.919	98.830	46.801	100.000	43.536	1.363
34.752	93.506	41.815	100.000	41.457	0.589
总（模态）	28.6	21.5	29.7	20.2	100

由表 3-6 可得，总模态一行，几个输入对应的值基本差距不大，一位侧轮对激励效果稍微好点，总的说来各个激励点对各阶模态的激励效果相差不大，这与实际各个轮对位置基本对称也相符，也说明了试验做的比较理想，1.398Hz 频率对车辆贡献量最大。

总输入一列 34.752Hz 模态对应的总输入比较小,说明,各个激励点对它的激励效果都不太理想,而各个激励点对车体沉浮模态激励效果都非常好。

3.4 本章小结

本章主要首先介绍了模态叠加算法基本原理,并给出了三自由度算例,接着研究了轨道谱激励下车辆系统动力学响应情况,并对试验结果数据进行模态模型验证,证实这些模态参数结果真实可信。

第四章 模态参数对平稳性指标的影响研究

当今世界铁路运输业蓬勃发展, 中国铁路交通发展迅猛。21 世纪, 中国铁路逐渐跨入以“高速客运, 重载货运”为特征的新时代。随着铁路现代化的发展, 传统的运输系统将不断面临许多新难题: 行车速度越高, 安全问题越突出; 既要保证高速列车不倾覆、不脱轨, 又要保证机车车辆运行平稳、舒适; 车辆在运行过程中产生各种振动, 影响旅客乘坐的舒适性和装运货物的完整性。所以铁道车辆运行的平稳性是非常重要的, 对于车辆运行平稳性进行分析研究有利于我们掌握列车的运行状态, 提高旅客乘坐的舒适性。

模态参数是车辆结构的固有参数, 由车辆的动刚度、悬挂系统结构参数等因素确定, 是振动系统的固有动态特性, 产品一旦设计并生产完成, 其固有的动力学性能实际上已经确定, 作为一个线性系统或弱非线性系统其模态参数与输入无关。车辆系统的振动对平稳性指标的影响方面已经有很多研究成果, 振动对人体生理学的综合影响以及人对振动响应的客观评价标准也都有一定的研究。

本章将利用前两章计算分析所掌握的仿真试验结果, 根据铁道车辆模态模型建立了在轨道谱激励作用下, 车辆的舒适性指标与车辆模态参数的关系, 分析这些模态参数对平稳性指标的影响以及模态参数的变化带来的结果, 从理论上分析对车辆系统的动力学性能产生重要影响的模态参数及其变化规律。通过分析铁道车辆运行平稳性与模态参数的关系, 可以评价模态参数构成的合理性。

4.1 国内外主要平稳性指标分析

4.1.1 Sperling 平稳性指标分析

欧洲铁路联盟(UIC)以及前社会主义国家铁路合作组织(OOCKII)均采用 Sperling 平稳性指标来评价车辆的运行品质。Sperling 等人在大量单一频率振动的试验基础上提出影响车辆平稳性的两个重要因素。其中一个重要因素是位移对时间的三次导数, 即

$\ddot{z} = \dot{a}$ (加速度变化率)。若上式两边均乘以车体的质量 M_c , 并将 $M_c \dot{a}$ 之积用力 F

来表示, 则有 $M_c \ddot{\ddot{z}} = \dot{\ddot{F}}$ 或者 $\ddot{\ddot{z}} = \frac{\dot{\ddot{F}}}{M_c}$ 。由此可见, $\ddot{\ddot{z}}$ 在一定意义上代表力的变化率。

F 的增减变化引起冲动的感觉。

如果车体的简谐振动为 $z = z_0 \sin \omega t$, 则 $\ddot{\ddot{z}} = -z_0 \omega^3 \sin \omega t$, 其幅值为:

$$\left| \ddot{\ddot{z}} \right|_{\max} = z_0 (2\pi f)^3 \quad (4-1)$$

影响平稳性指标的另一个因素是振动的动能的大小, 车体振动时的最大动能为:

$$\frac{1}{2} M_c \dot{z}^2 = \frac{1}{2} M_c (z_0 \omega)^2 = \frac{1}{2} M_c (z_0 2\pi f)^2 = E_d \quad (4-2)$$

$$\text{变换得:} \quad (z_0 2\pi f)^2 = \frac{2E_d}{M_c} \quad (4-3)$$

Sperling 在确定平稳性指数时, 把反应冲动的 $z_0 (2\pi f)^3$ 和反应振动动能的 $z_0 (2\pi f)^2$ 的乘积 $(2\pi)^5 z_0^3 f^5$ 作为衡量标准来评定车辆运行的平稳性。车辆运行平稳性指数的经验公式为:

$$W = 2.710 \sqrt{z_0^3 f^5 F(f)} = 0.896 \sqrt{\frac{a^3}{f} F(f)} \quad (4-4)$$

式中 z_0 为振幅, f 为振动频率, a 为加速度, $a = z_0 (2\pi f)^2$, $F(f)$ 为与振动频率有关的加权系数。

当车体垂向振动时, 其加权系数 $F(f)$ 为:

当 $f=0.5 \sim 5.9\text{Hz}$ 时, $F(f) = 0.325 f^2$;

当 $f=5.9 \sim 20\text{Hz}$ 时, $F(f) = \frac{400}{f^2}$;

当 $f > 26\text{Hz}$ 时, $F(f) = 1$ 。

以上的平稳性指数只适用一种频率一个振幅的单一振动, 但实际上车辆在西安路上运行时的振动是随机的, 即振动频率和振幅都是随时间变化的, 因此在整理车辆平稳性指标时, 通常把实测的车辆振动加速度按频率分解, 进行频谱分析, 求出每段频

率范围的振幅值，然后对每一段计算各自的平稳性指标 W_i ，然后再求出全部频率段总的平稳性指标：

$$W = (W_1^{10} + W_2^{10} + \cdots \cdots W_n^{10})^{0.1}$$

(4-5)

表 4-1 根据计算值 W 来评定平稳性的等级

W 值	运行品质
1	很好
2	好
3	满意
4	可以运行
4.5	运行不合格
5	危险

4. 1. 2 GB5595-85 标准分析

(1) 车辆运行平稳性评价指标：

一般来说，车辆运行平稳性指标可以按平稳性指标 W 来评定。平稳性指标按下面公式来计算：

$$W = 7.08_{10} \sqrt{\frac{A^3}{f}} F(f)$$

(4-6)

式中：W 为平稳性指标；A 振动加速度，f 振动频率， $F(f)$ 频率修正系数，其中 $F(f)$ 如表 4-2 所示。

表 4-2 频率修正系数

垂向振动		横向振动	
0.5~5.9Hz	$F(f) = 0.325 f^2$	0.5~5.4Hz	$F(f) = 0.8 f^2$
5.9~20.0Hz	$F(f) = 400 / f^2$	5.4~26.0Hz	$F(f) = 650 / f^2$
>20.0Hz	$F(f) = 1$	>26.0Hz	$F(f) = 1$

实际运行过程中，车辆振动为随机振动，其振动加速度和频率都是随时间变化而变化，所以需将振动按频率分组，统计每一频率中不同加速度的值，总的平稳性指标

按下面公式计算：

$$W_{\Sigma} = \sqrt[10]{W_1^{10} + W_2^{10} + \cdots \cdots W_n^{10}}$$

(4-7)

其平稳性指标等级如表 4-3，4-4 所示。

4-3 客车平稳性指标登记表

平稳性等级	平稳性指标 W	评定
1 级	$W < 2.5$	优
2 级	$2.5 \leq W < 2.75$	良好
3 级	$2.75 \leq W < 3$	合格
4 级	$3 \leq W < 4$	不舒服
5 级	$4 \leq W < 5$	很不舒服，无法长期忍受

4-5 货车平稳性指标登记表

平稳性等级	平稳性指标 W	评定
1 级	$W < 3.5$	优
2 级	$3.5 \leq W < 4$	良好
3 级	$4 \leq W < 4.25$	合格

4.2 模态参数与平稳性指标关系研究

从振动模态理论模态叠加法可以知道，车辆的实际振动响应由车辆的各阶模态振动叠加而成，从根本上讲由车辆的模态参数决定。各阶模态所作贡献的大小除取决于结构本身的特点外，还取决于结构受激励力的频率范围，以及激振力分布的情况。在实际计算中，只要考虑贡献大的模态就够了；在本章的分析中，主要考虑车辆系统的悬挂模态。模态分析法可以不必去求出所有的特征值和特征向量，而只是求出人们所需要的那几阶，包括模态质量、模态刚度和模态阻尼，用以建立响应计算模型。运用这些模态参数建立的响应计算模型，我们称之为模态模型。因此在给定输入的情况下，就可以根据模态模型计算车辆的平稳性指标。

在二阶常微分方程描述的车辆系统动力学数学模型的基础上,利用模态坐标变换法推导了用模态参数描述的车辆垂向平稳性指标计算表达式，本章将对此作简要介绍。图 4-1 为车辆振动系统的分析模型。

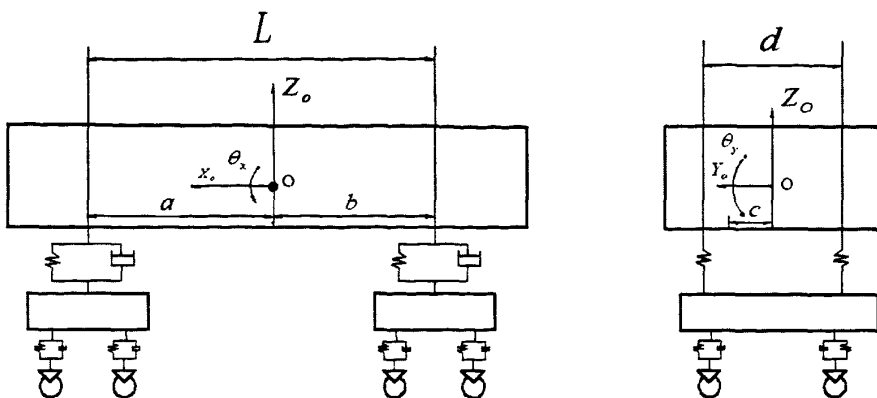


图 4-1 车辆振动系统模型

车辆运动微分方程为

$$M\ddot{X} + C\dot{X} + KX = F_0 e^{j\omega t} \quad (4-8)$$

式中： ω 为激励频率。 M 、 C 、 K 分别为系统的质量、阻尼和刚度矩阵，均为实对称 $N \times N$ 阶矩阵。 M 为正定矩阵， C 、 K 为非负定矩阵。 X 为位移响应列向量。由 Sperling 平稳性指标计算式知，车体的平稳性指标由车体上给定点的振动烈度确定，车体的振动由车体各阶模态叠加构成。因此，在给定输入条件下，车辆的平稳性指标由车辆的模态参数确定。

用模态坐标描述方程 (5-1)，可写成

$$M_r \ddot{q} + C_r \dot{q} + K_r q = \Psi^T F_0 e^{j\omega t} \quad (4-9)$$

式中 M_r 、 C_r 、 K_r 分别为系统的模态质量矩阵、模态阻尼矩阵和模态刚度矩阵，均为对角阵；

$\Psi^T F_0 e^{j\omega t}$ 为广义力幅值向量， Ψ^T 为模态振型矩阵的转置， q 为模态坐标下的位移响应向量。

根据叠加原理，得到第 i 坐标的加速度响应与模态参数间的关系为：

$$\ddot{X} = \sum_{r=1}^6 \frac{-\omega^2 \Psi_r \Psi_r^T F_0}{m_r \omega_r^2 \left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_r^2} + j 2 \xi_r \frac{\omega}{\omega_r} \right)} e^{j\omega t} \quad (4-10)$$

式中： Ψ_r 为第 r 阶模态向量， $\Psi_r = \{\varphi_{1r}, \varphi_{2r}, \varphi_{3r}, \varphi_{4r}, \varphi_{5r}, \varphi_{6r}\}^T$ ， φ_{ir} 为第 r 阶模态向量中的第 i 个元素， ω_r 、 ξ_r 分别为第 r 阶的固有频率和阻尼比， m_r 为第 r 阶模态质量，

t 表示时间。

由上式可以看出,任意点的坐标响应是各阶模态贡献量的加权和。

如选取车体底板上位于如图 5-1 所示的位置 s ($a=8.5\text{m}$, $c=1\text{m}$) 作为评价车辆平稳性指标的参考点。 s 点的垂向振动加速度可以用坐标响应来表示。

$$\ddot{Z}_s = \ddot{Z}_c - a\ddot{\theta}_y - c\ddot{\theta}_x \quad (4-12)$$

式中 Z_c 为车体的浮沉位移, θ_y 为车体的点头角位移, θ_x 为车体的侧滚角位移。

令式 (5) 中 $k=1, 4, 5$ 。代入上式得到

$$\begin{aligned} \ddot{Z}_s = & i \sum_{r=1}^6 \sum_{i=1}^6 \left(\frac{-\omega^2 \varphi_{1r} \varphi_{ir} F_i}{m_r \omega_r^2 \left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_r^2} + j 2 \xi_r \frac{\omega}{\omega_r} \right)} \right) + \\ & \sum_{r=1}^6 \sum_{i=1}^6 \left(\frac{-c \omega^2 \varphi_{4r} \varphi_{ir} F_i}{m_r \omega_r^2 \left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_r^2} + j 2 \xi_r \frac{\omega}{\omega_r} \right)} \right) + \sum_{r=1}^6 \sum_{i=1}^6 \left(\frac{-a \omega^2 \varphi_{5r} \varphi_{ir} F_i}{m_r \omega_r^2 \left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_r^2} + j 2 \xi_r \frac{\omega}{\omega_r} \right)} \right) e^{j\omega t} \end{aligned} \quad (4-13)$$

上式是模态参数与参考点振动响应量间的计算式。

从式 (5-5) 知,参考点振动加速度由模态振型、各阶固有频率、模态质量(或刚度)、阻尼比及各坐标的激励力共同确定。为验证模态参数对平稳性的影响,按《铁道车辆动力学性能评定和试验鉴定规范》GB5599-85 中提供的单一频率单一振幅的 Sperling 平稳性指标进行计算,计算式为:

$$W = 7.0810 \sqrt{\frac{\ddot{Z}_s^3}{f} F(f)} \quad (4-14)$$

式中: W —平稳性指标, $\ddot{Z}_s$ —参考点的振动加速度 (g),

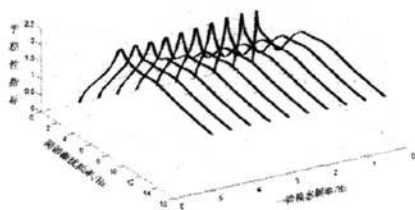
f —振动频率 (Hz), $F(f)$ —与振动频率有关的修正系数(见表 4-2)

根据车体的模态参数,利用式 (5-5) 计算参考点的垂向振动加速度,然后利用式 (5-6) 计算平稳性指标,就可以得到垂向平稳性指标与模态参数间的关系。

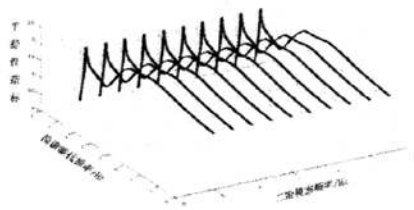
4.3 简谐激励下模态参数对平稳性指标的影响

所选取车辆的物理参数见表 2-1,根据前两章计算分析所掌握的车辆系统模态参数结果,即可以通过数值计算分析车体简谐激励下悬挂模态参数的变化对车辆平稳性指

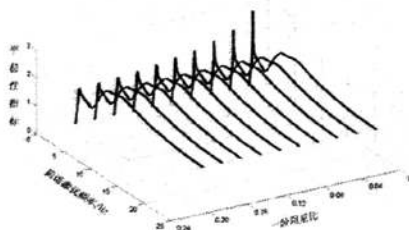
标影响的情况。应用式 (4-13) 和式 (4-14)，得到车辆垂向振动平稳性指标随车辆模态频率和阻尼的变化如图 4-2 所示。图中给出了系统一阶浮沉模态频率、二阶点头模态频率、一阶模态阻尼比和四阶模态阻尼比的变化对车体垂向平稳性指标的影响。



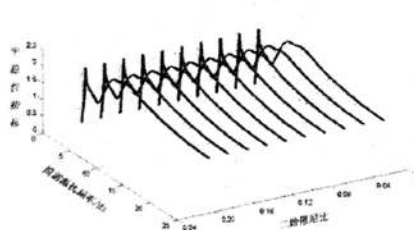
(a) 一阶模态频率对垂向平稳性指标的影响



(b) 二阶模态频率对垂向平稳性指标的影响



(c) 一阶模态阻尼比对垂向平稳性指标的影响



(d) 二阶模态阻尼比对垂向平稳性指标的影响

图 4-2 车体简谐激励频率及悬挂模态参数对垂向平稳性指标的影响

从图 4-2 可以看出，车体的模态振动频率对平稳性指标影响较大，平稳性指标最大峰值出现在系统一阶模态频率为 1.5Hz，激励频率为 1.4~1.6Hz 附近。在低频段（0~2Hz），平稳性指标随激励频率的增加而提高。在中频段，平稳性指标呈振荡衰减。在高频段（8Hz 以上），平稳性指标单调衰减。当激励频率在一阶频率（沉浮）和二阶频率（车体点头）附近时平稳性指标呈现最大值。因此，要降低平稳性指标，就要车体承受的载荷主频率远离这些频率段（1.2Hz~1.8Hz）。

不同阶数的系统模态阻尼比对平稳性的影响有较大的差异。一阶模态阻尼比的影响主要体现在小阻尼比附近。当一阶模态阻尼比小于等于 0.08，激励频率在 1.8Hz 以内时，平稳性指标随着激励频率的增加而单调上升，这时，如果激励频率等于 1.5Hz，平稳性指标达到最大值。而第 4 阶模态阻尼比对平稳性的影响较小。阻尼比从 0.02 到 0.2 变化时平稳性指标曲线几乎没有变化。各指标曲线在频段 1.4~4.5Hz 时均出现平台。

4.4 轨道谱激励下模态参数对平稳性指标的影响

运用第二章中介绍的铁道车辆模型，根据 2.3.1 介绍的模态分析内容，编写 matlab 程序计算模态参数，同时根据本章介绍的平稳性指标的计算方法，来分析轨道谱激励下模态参数对平稳性指标的影响。根据第二章的 6 自由度车体模型，输入美国六级轨道谱，并假定车辆运行速度为 200km/h，应用 sperling 平稳性指标的计算方法，对车体垂向振动进行分析，研究模态参数与平稳性指标之间的关系。得出关系曲线，其计算流程如图 4-3 所示，关系曲线如图 4-4 所示。

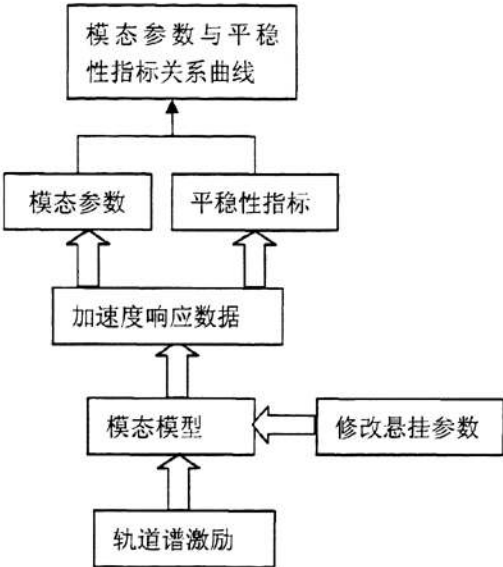
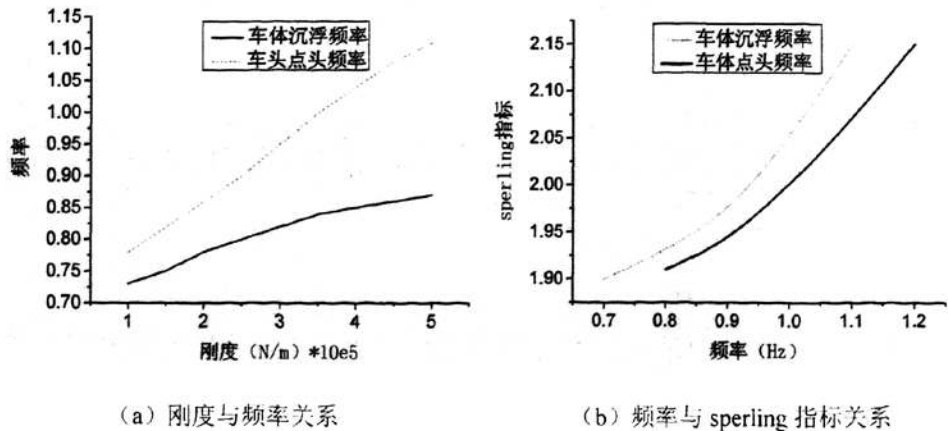
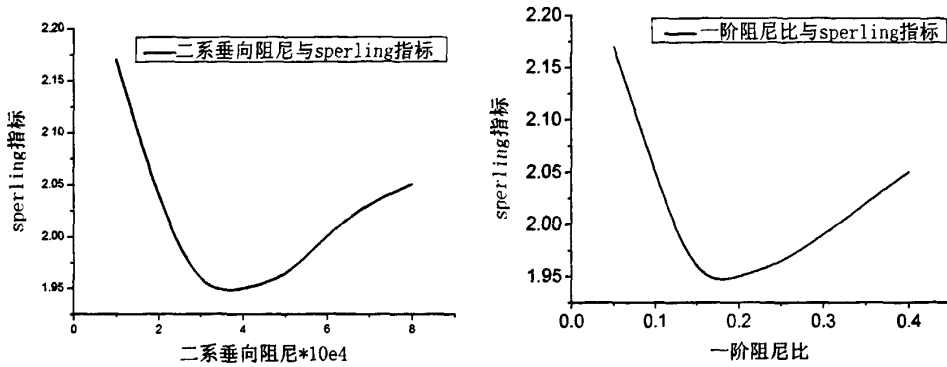


图 4-3 模态参数与平稳性指标关系曲线计算方框图





(c) 二系垂向阻尼与 sperling 指标关系曲线 (d) 一阶阻尼比与 sperling 指标关系曲线

图 4-4 垂向模态参数与平稳性指标关系曲线

由图 4-4 的 (a) 可以看出车体沉浮频率以及车体点头频率都随着二系垂向刚度的增加而增加, 二者增加趋势相近, 由 (b) 图可以看出车体沉浮以及点头频率越低, 车辆的平稳性指标越小, 其垂向平稳性越好, 车体沉浮以及点头频率对垂向平稳性的影响有相同的趋势。综合起来看以知道, 平稳性指标随二系悬挂刚度的增大而增大, 过大的刚度直接影响车辆运行平稳性, 进而影响乘坐的舒适性。但刚度过小弹簧太软就会影响二系动挠度, 同样会影响车辆的行车安全。所以在实际车辆的设计过程中, 必须合理的选择悬挂刚度。

由 (c) 图可以看出当阻尼小于 $3.4 \times 10^4 \text{Ns/m}$ 时, 平稳性指标随阻尼的增加而减小, 当阻尼大于 $3.4 \times 10^4 \text{Ns/m}$ 时平稳性指标随阻尼的增大而增大。而一阶阻尼比 (沉浮模态阻尼比) 平稳性曲线与阻尼平稳性曲线相近。由于轨道谱是速度的函数, 垂向阻尼平稳性曲线与阻尼比平稳性曲线的最优值 (曲线谷值) 同样会随运行速度不同而发生变化, 由此阻尼选择过低则不能有效抑制共振峰值, 过高则不能有效抑制高频振动, 使平稳性变差。所以必须综合考虑各个速度段下阻尼最优值作为车辆系统最终的阻尼设置。

4.5 本章小结

本章主要介绍了平稳性指标的相关知识, 并利用模态相关算法, 分析了简谐激励下模态参数与平稳性指标的关系以及轨道谱激励下模态参数与平稳性指标的关系。分析了平稳性指标随二系悬挂刚度以及阻尼阻尼比的变化趋势, 为车辆结构设计提供参考。可得到如下结论: 车体承受垂向载荷主频率远离 $1\text{Hz} \sim 2\text{Hz}$ 的频率段, 同时降低车

体沉浮模态频率以及设置合适的阻尼系数可以提高车辆系统垂向运行平稳性。

结论

本文从振动模态分析理论出发,利用 matlab 等相关软件仿真与计算,从理论上分析了铁道车辆振动响应特性,并利用试验模态分析的方法对车辆系统振动响应特性做了进一步分析,在此基础上分析探讨了这些模态参数对平稳性指标的影响以及模态参数的变化带来的结果,从而评价模态参数构成的合理性,为解决实际问题提供了有利的参考。通过这些研究,可以得出如下结论:

(1) 系统振动传递率与系统的物理参数密切相关,系统层次越多,隔振效果越好,就二系悬挂来说,车体与转向架质量比值越小,隔振频带增大,传递率曲线在第一主频率处的动力放大因子也随着减小。

(2) 建立了双轴车辆以及铁道车辆动力学模型,并用 simlink 进行了仿真计算,分析了响应加速度信号与激励加速度信号之间的传递关系,并根据时域信号画出了频响函数曲线,由此可以进行了振动传递分析,得出车辆系统的刚体模态(点头模态与沉浮模态)主要集中在 2Hz 之内,大于 10Hz 时,振动传递率小于 0.1,具有良好的隔振效果。

(3) 利用某车辆厂生产的轻油罐车进行了有源模态试验,分析了车辆悬挂系统振动传递特性,并提出要提高转向架的隔振性能,在保证运行安全性的前提下,增大罐体弹性模态频率与悬挂模态频率的间隔。还对车下安全吊进行了振动传递分析,指出了 1 号吊和 11 号吊易发生共振,应采取措施避免。

(4) 由轨道谱对平稳性指标的影响可以看出,车体沉浮以及点头频率越低,车辆的平稳性指标越小,其垂向平稳性越好,车体沉浮以及点头频率对垂向平稳性的影响有相同的趋势。

本文从模态分析的角度对动车组的动态特性进行了分析研究,但还有很多问题没有解决,有待于在以下几方面继续开展工作:

(1) 应用建立的车辆系统仿真模型,可以更一步研究物理参数和模态参数之间的变化关系,从而为实际工程设计提供更有力的依据。

(2) 对车辆系统模型的灵敏度分析、动力修改进行研究,进而可以对设计进行准确指导。

(3) 对于机车车辆来说，还应该从牵引电机轴的输出频谱来研究车辆系统的振动问题。

致谢

本文是在我的导师张立民教授的精心指导和大力支持下完成的，从论文的构思、开题，到论文的每一细节部分都凝聚着导师的心血。在两年多的研究生学习期间，张老师严谨的治学态度、实事求是的科学精神、渊博的学识及待人随和的处事方法等等都给我留下了极其深刻的印象，常常使我在不知不觉间就养成良好的学习、生活及工作习惯。在此学业即将完成之际，谨向张老师表达我最诚挚的谢意！

其次，我还要特别感谢郑德清、梁静、邱飞力、彭程、李原辉等同学对我论文写作的帮助。我还要感谢牵引实验室的老师以及研究生阶段教过我的老师，也感谢跟我朝夕相处的师兄弟妹和我的同学们，感谢他们在我研究生阶段对我的关心、鼓励和帮助。

再次，我要感谢我的父母和我的女友贺晓清女士，是他们给予了我最强有力的经济和精神上的支持，使我可以顺利的完成三年研究生的学习，谢谢他们无私的奉献、理解和支持。

最后，再次对我的导师张老师，以及关心、帮助我的老师和同学表示衷心地感谢，也祝愿你们在人生道路上越走越好！

参考文献

- [1] 钱立新. 世界高速铁路技术. 北京: 中国铁道出版社, 2003
- [2] 李强 金新灿. 动车组设计. 北京: 中国铁道出版社, 2008
- [3] 张卫华, 张曙光. 动车组耦合大系统动力学及服役模拟. 西南交通大学学报, 2008, 43(2):147-152
- [4] 傅志方, 华宏星. 模态分析理论与应用. 上海: 上海交通大学出版社, 2000.
- [5] 续秀忠, 华宏星, 陈兆能. 基于环境激励的模态参数辨识方法综述. 振动与冲击, 2002, 21 (3): 1-5
- [6] 黄文虎, 胡超. 一般力学(动力学、振动与控制)研究动态与发展趋势. 新世纪力学研讨会, 2001
- [7] 金新灿, 孙守光. 环境激励下高速客车的工作模态分析. 铁道学报, 2003
- [8] Suppression of Flexural Vibration Vehicle Carboy by Using Carboy-Truck Interaction. Foreign Rolling Stock. 2006, 43(4) 33-37
- [9] 沃德. 海伦, 斯蒂芬. 拉门兹, 波尔萨基 著. 白化同, 郭继中 译. 模态分析理论与试验. 北京: 北京理工大学出版社, 2001.
- [10] Ewins DJ. Modal testing: Theory and Practice. Great Britain. Research studies Press Ltd, 1986
- [11] 刘馥清, 安宏伟. 多参考最小二乘复频域 (PolyMax) 法在汽车轮胎及车身模态参数识别中的应用. LMS 首届用户大会论文集, 2006
- [12] 严隽髦. 车辆工程(第二版). 中国铁道出版社, 1999
- [13] Grassie S L. Corrugation: variation on enigma. Railway Gazette International, 1990, 146(7):531-533
- [14] Ahlberk D R, Daniesl L E. Investigation of Rail Corrugation on the Baltimore Metro. Wear, 1991, 144:197-210
- [15] Y. Sato, A. Matsumoto. Review on Rail Corrugation Studies. Proc.2000 Contact Mechanics Conference. Japan, 2000, 74-80
- [16] Zarembski A M. Types of rail corrugations. Railway Track & Structures,

1989, 85(8):13

- [17] Grassie S L, Kalousek J. Rail corrugation: characteristics, cause and treatments. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, 1993, 207:57-68
- [18] Akaile H. Power Spectrum Estimation through Autogressive Model Fitting. Annals of the Institute of Statistical Mathematics, 1969, 407
- [19] Soong, T.T, Grigoriu, M. Random Vibration of Mechanical and structure systems. Prentice Hall Publications, Englewood Cliifs, New Jersey, 1993
- [20] Rocklin G.T., Crowley J. and Vold H. A comparison of H1, H2 and Hv frequency response function. Proc. Of 3rd IMAC, 1985:272-278.
- [21] Rost B. and Leuridan J. A comparison of least squares and total least squares for multiple input estimation of frequency response functions. ASME Paper 1985.85(105)
- [22] Rost B. and Leuridan J. Multiple input estimation of frequency response functions: Diagnostic techniques for the excitation. Proc. Of ASME Vibration and Noise Conference, 1985
- [23] Leuridan J. and Vis D.D. A comparison of some frequency response function measurement techniques. Proc. Of 4th IMAC, 1986:908-918.
- [24] Jams G.H., Gerne T.G., The natural excitation technique (NEXT) for modal parameter extraction from ambient operating structure. The international J. of Analytical and Experimental Modal analysis, 1995, 10(4):260-277.
- [25] Chao T. J., Haritos N. Scaling eigenvectors obtained from ambient excitation modal testing, 15th IMAC, 1997:13-19.
- [26] Herman L. et al. In-flight modal testing and analysis of a helicopter. 17th IMAC, 1999:80-89.
- [27] Chen J.C. Direct structural parameter identification by modal test results. AIAA 83-0812.
- [28] Berman A. Flannelly W. G. Theory of incomplete modals of dynamic structure. AIAA, 1971, 6(8):1481.
- [29] Brauch M. Optimization procedure to correct stiffness and flexibility matrices using vibration data. AIAA. 1978. 16(11):1208-1210.

-
- [30] 詹斐生. 平稳性指标的历史回顾(上). 铁道机车车辆, 1994(4): 44-52
- [31] 郭平波 宋银川 卢耀辉 曾京. 基于弹性车体模型的客车系统响应分析铁道机车车辆, 2002 年增刊
- [32] 吴燕, 杨国桢. 准高速客车车体动态特性的设计要求. 铁道车辆, 1992
- [33] 王福天. 车辆系统动力学. 北京: 中国铁道出版社, 1994
- [34] 周劲松. 高速列车运行平稳性及其控制研究上海. 上海交通大学, 2003
- [35] 彭忆强 张汉. 全车辆悬挂系统的辨识建模. 1999, 34(5): 512-517
- [36] 倪振华. 振动力学. 西安交通大学出版社, 1989, 430-437
- [37] 陶泽光. 车辆系统振动的理论模态分析. 振动与冲击, 2001, 20(2)
- [38] 周 云. 用 PolyMAX 方法进行弹性地基板的试验模态分析. 振动与冲击, 2007, 26(7)
- [39] 陶光泽, 李润芳. 车辆系统振动的理论模态分析. 振动与冲击. 2001. 1
- [40] 许本文, 焦群英. 机械振动与模态分析基础. 北京: 机械工业出版社, 1998
- [41] 张立民, 陈林. 简谐激励下模态参数对垂向平稳性指标的影响. 西南交通大学学报. 2008, 43(4): 465-468
- [42] 郝鲁波. 客车模态计算与试验研究. 大连理工大学硕士研究生论文, 2005, 5.
- [43] 陈林, 张立民. 基于环境激励的车辆系统工作模态试验分析. 噪声与振动控制. 2008, 28(6)
- [44] 陈林, 张立民, 尚文军. 120km/h 出口转向架构架的模态试验及有限元分析. 2007 年全国铁路机车车辆动态仿真学术会议论文集.
- [45] 段合朋, 张立民, 郑德清. 基于试验模态安全吊焊缝开裂原因分析. 噪声与振动控制. 2010, 30(1)
- [46] 朱龙根. 简明机械零件设计手册. 北京: 机械工业出版社, 1997: 35~40
- [47] 刘泽深, 郑贵臣. 机械基础课程设计. 北京: 中国建筑工业出版社, 1992: 36~37
- [48] 龚桂义. 机械设计课程设计图册(第三版). 北京: 高等教育出版社, 1989: 7~11
- [49] 张培金. 机械设计课程设计图册. 上海: 上海交通大学出版社, 1989: 5~8
- [50] 高泽远, 王金. 机械设计基础课程设计. 沈阳: 东北工学院出版社, 1987: 25~30
- [51] 黄康. 机械CAD与Solid Works三维计算机辅助设计. 合肥: 中国科学技术大学出版社, 2005: 16~33
-

[52] 陆秋海, 李德葆. 模态理论的进展. 力学进展, 1996, 26 (4)

[53] 张洪. 基于运行模态识别的铁路客车动力学特性研究. 同济大学, 博士学位论文, 2005.

攻读硕士学位期间发表的论文

- [1] 段合朋, 张立民, 何远新, 郑德清. 基于试验模态安全吊焊缝开裂原因分析. 噪声与振动控制. 2010 年, 第 1 期.
 - [2] 陈林, 张立民, 段合朋. 基于环境激励的车辆系统工作模态试验分析. 噪声与振动控制. 2008 年, 第 6 期.
 - [3] 张立民, 张卫华, 段合朋. 基于最小修正量法的振系物理参数识别方法. 交通运输工程学报. 2009 年, 第 3 期.
-