

博士学位论文

高速铁路轨道路基竖向动力响应研究

作者姓名： 聂志红
学科专业： 道路与铁道工程
学院(系、所)： 土木建筑学院
指导教师： 刘宝琛 教授
 李 亮 教授

中 南 大 学
2005 年 08 月 10 日

分类号 VDC_____

密级_____

博士学位论文

高速铁路轨道路基竖向动力响应研究

Study on vertical dynamic response of the track/subgrade in high-speed railway

作者姓名： 聂志红
学科专业： 道路与铁道工程
学 院 ： 土木建筑学院
指导教师： 刘宝琛 教授
 李 亮 教授

论文答辩日期 2005 年 11 月 8 日 答辩委员会主席 沈蒲生

中 南 大 学
2005 年 08 月 10 日

摘 要

随着列车速度不断提高,列车荷载对轨道路基动力效应越来越明显。其动力响应规律是轨道路基设计、施工、养护的依据。我国高速铁路快速发展使该课题越来越得到铁路工作者的重视。

本文在总结和吸取前人研究成果的基础上,从理论研究、数值模拟、现场试验三方面对轨道路基动力响应进行了研究,主要研究成果如下:

(1) 介绍了高速铁路轨道一路基结构形式,并对轨道路基动力响应研究历史与现状进行回顾和总结。

(2) 建立了高速铁路路基轨道动力响应分析半解析模型。该模型考虑了路基/轨道结构各组成部分、将列车荷载简化为移动谐振荷载、轨道结构模拟为层状梁、路基视为各向同性粘弹性半空间体。通过傅立叶变换获得了控制方程在波数域内的解。利用快速傅立叶变换,将波数域内解转换为空间域内的解,通过算例分析了荷载速度与频率对路基表面位移的影响。

(3) 建立了车辆—轨道路基耦合作用下系统竖向动力响应分析有限元模型。该模型首先车辆模拟为多自由度刚体、钢轨模拟为离散支承的梁单元、轨枕、道床、路基离散为八节点块体单元,并考虑了轮轨接触的非线性与道碴、路基材料本构关系的非线性。然后利用粘弹性人工边界模拟路基的无限域,运用数值积分法与分离迭代法求解运动方程。最后基于大型商业软件 ANSYS 的二次开发实现仿真分析,并通过与文献数据及现场测试数据对比验证了模型的正确性。

(4) 以我国第一条铁路客运专线——秦沈客运专线轨道路基参数为基础,利用建立的车辆/轨道路基动力分析模型对轨道路基动力响应影响参数:列车速度、轨面不平顺、道床与基床表层厚度、基床表层与路基刚度进行了分析。根据计算结果,对秦沈客运专线轨道路基设计参数进行了评价。

(5) 在秦沈客运专线试验段开展不同基床表层结构及路基、轨道动力响应现场测试,首次获得了列车速度为 300km/h 时基床表层路基动力响应试验数据。对测试数据进行时频分析,研究不同基床表层结构在不同列车速度下动力响应规律,为我国高速铁路路基设计提供重要依据。

(6) 在全面总结论文工作的基础上,提出了本课题有待于进一步

研究的若干问题。

关键词 高速铁路，轨道路基，动力响应，有限元，现场测试

ABSTRACT

As the train speed increases, the dynamic responses which are the bases of the design, construction, maintenance of the track/subgrade are more obvious than before. Therefore, more and more researchers are paying attentions to this subject with the rapid development of the high-speed railway in our country. In this thesis, based on the achievements of the previous literature, the track/subgrade dynamic response in high-speed railway is investigated with the methods of theoretical study, numerical simulation and experimental research. The main research work of this dissertation are concluded as follows:

1. Presented are the introduction of the published literature reviews on track/subgrade dynamic response.

2. A semi-analytical mechanical model are developed for the prediction of track/subgrade dynamic response induced by trains loads. This model incorporates the necessary components of the railway system such as the track, railpad, sleeper, ballast and subgrade. The vehicles are described as a moving load. The track is modeled as multiple beams supported by vertical springs with consistent mass. The subgrade is regarded as a homogeneous viscous half-space. By mean of moving coordinate and Fourier Transform, the governing equations of the track/subgrade system are established and solved in the wavenumber domain. The Fast Fourier Transform technique is used to convert the responses of the track/subgrade from the wavenumber domain into the space domains. The effects of the train speed and the frequency of excitation on the subgrade displacement are investigated using this model.

3. Three-dimensional dynamic finite element model of railway vehicle/track/subgrade system is developed to study the vertical dynamic response of the system. The vehicle is simulated by a lumped parameter system. The track is modeled as beam element on discrete pad-tie supports. The sleeper, ballast and subgrade are discretized into eight-node brick elements. The non-linear factors such as wheel/rail contact, non-linear constitutive relation of the ballast and subgrade are taken into account. A viscous-spring boundary is used to model the infinite domain of the subgrade. A numerical direct integration technique and separated iterative procedure is employed to solve the equations of motions of the vehicle and track/subgrade

systems. Dynamic three-dimensional finite element program ANSYS is chosen for creating the models to realize simulative analysis. The agreement between the numerical results and experimental data and published literature shows the validity of the created model, which suggests that it can be used as a tool for predicting of dynamic response of the system under the high-speed train load.

4. Based on the data of track/subgrade of Qin-Shen passenger railway, some parameters are investigated which affect dynamic response of the system by utilizing this model, such as the train speed, track irregularities, depth of the ballast and subgrade, stiffness of the subgrade. Evaluation about the design parameters is made.

5. In-situ measurements are performed on Qin-Shen passenger railway. During the tests, the train speed reaches to 300km/h, the data of subgrade dynamic responses under the high—speed train load are first obtained. On the basis of analysis about experimental data in time domain and frequency domain, some dynamic characteristics of different subgrade configuration are investigated, such as the amplitude of dynamic stress, acceleration and relations with the train speed. Some conclusions are made which provide reference for the design of high—speed railway subgrade.

6. The contents are summarized and some questions on this subject which need to be deeply studied are put forward.

Keywords High-speed railway, Track/subgrade, Dynamic response, Finite Element Method, In-situ measurements

目 录

第一章 绪论	1
1.1 引言	1
1.2 高速铁路轨道路基结构形式	1
1.3 高速铁路轨道路基结构动力响应研究现状	5
1.3.1 高速铁路轨道路基结构动力响应理论研究现状	5
1.3.2 高速铁路轨道路基结构动力响应数值解研究现状	9
1.3.3 高速铁路轨道路基结构动力响应试验研究现状	11
1.3.4 我国高速铁路轨道路基结构动力响应研究存在的问题	14
1.4 课题来源	15
1.5 本文研究内容	15
第二章 轨道路基结构垂向动力半解析解	17
2.1 引言	17
2.2 计算流程图	17
2.3 轨道路基结构的力学模型	18
2.4 轨道结构的动力基本方程及解	18
2.5 半空间体系动力基本方程及解	20
2.6 轨道路基结构的耦合	28
2.7 算例	29
2.8 小结	36
第三章 车辆/轨道路基系统垂向动力有限元分析	37
3.1 引言	37
3.2 系统建模思路	37
3.3 车辆/轨道路基动力学分析模型	38
3.3.1 车辆动力学分析模型	38
3.3.2 轨道路基动力学分析模型	41
3.4 耦合系统的激励	45
3.4.1 车辆/轨道路基系统的激励源	45
3.4.2 车辆/轨道路基系统的激励方式	48
3.4.3 轮轨接触	49
3.5 系统振动方程的建立与求解	50
3.5.1 系统运动方程的建立方法	50
3.5.2 车辆系统运动方程的建立	51
3.5.3 轨道路基系统运动方程的建立	52
3.5.4 运动方程的求解	55
3.6 轨道路基结构动力响应计算参数	60
3.6.1 道碴、级配碎石计算参数	60
3.6.2 路基本构计算参数	64
3.6.3 结构计算边界处理	67
3.7 模型验证	69
3.7.1 数值分析的实现	69
3.7.2 模型计算参数	70

3.7.3 车辆模型验证.....	71
3.7.4 轨道路基模型验证.....	72
3.8 小结.....	76
第四章 动力响应影响参数分析.....	77
4.1 引言.....	77
4.2 车辆轨道路基动力学特性评价指标.....	77
4.3 参数影响分析.....	80
4.3.1 参数取值范围.....	80
4.3.2 列车速度的影响.....	81
4.3.3 轨道不平顺的影响.....	84
4.3.4 道床厚度的影响.....	87
4.3.5 路基结构参数的影响.....	87
4.4 小结.....	92
第五章 秦沈客运专线路基基床动力试验研究.....	93
5.1 引言.....	93
5.2 试验概况.....	93
5.2.1 测试工点概况.....	94
5.2.2 测试元件及埋设.....	95
5.2.3 测试区间地质状况.....	96
5.3 测试结果分析.....	97
5.3.1 基床振动模态参数的测试分析.....	97
5.3.2 基床动应力测试分析.....	99
5.3.3 基床加速度测试分析.....	107
5.4 小结.....	110
第六章 总结与展望.....	112
6.1 全文总结.....	112
6.2 本文主要创新之处.....	113
6.3 有待于进一步研究的问题.....	114
参考文献.....	115
致 谢.....	128
攻读学位期间的主要研究成果.....	129

第一章 绪论

1.1 引言

铁路是国民经济的大动脉,承担着繁重的客货运输任务。为适应我国经济快速发展,我国在既有线大面积提速同时修建高速铁路,1994年12月,我国第一条准高速铁路—广深铁路正式开通运营,标志着中国铁路向高速化迈出了一大步。2002年秦沈客运专线建成,2002年9月国产动力分散型“先锋号”电力动车组创造了292km/h 的中国最高试验速度,2002年11月国产动力集中型“中华之星”电力机车历史性地使中国铁路跨进了300km/h 的门槛,达到了创纪录321.5km/h最高试验速度。秦沈200km/h客运专线已开始运营、郑西、京津、温福、沪宁等客运专线已开始建设,京沪高速铁路已在筹建之中,这表明我国即将迎来高速铁路建设高潮。

高速铁路发展必须以安全、可靠、舒适为前提,而这些均取决于铁路系统各构成方面的高品质与高可靠性,其中路基轨道稳定与平顺尤为重要。列车速度的提高使铁路轨道面临新的问题,*J.P.Fortin* 在法国新干线 *TGV* 东南线 *Amien-Abbeville* 区段的软弱地基线路上,发现机车前方产生了 2cm 下沉并伴有地裂现象。日本在修建东海道新干线时为降低造价,降低了路基填料质量,运营一年后路基出现了不少病害,使列车运行速度大大降低^[1]。

速度的提高使轨道路基承受荷载的大小与频率发生了改变,导致轨道路基动力响应发生了较大变化。轨道路基动力响应包括轨道路基动变形、动应力及加速度等,其大小与分布关系到轨道路基强度、疲劳特性、累积变形及其动力稳定性,并直接影响高速铁路路基设计、使用和养护维修。

目前轨道路基动力响应成为高速铁路路基研究重点。各国铁路工作者在理论分析、试验研究、计算机仿真模拟等方面进行了大量研究工作,取得了较大成果。我国同济大学、西南交通大学、中南大学、北方交通大学、华东交通大学、铁道部科学研究院等许多院校科研单位都进行了卓有成效的研究工作。然而列车高速运行时轨道路基动力响应分析异常复杂,现有理论分析与研究还远远不能适应高速铁路路基的设计、施工、维修的需要。鉴于此,本文将从系统角度出发,通过理论分析、数值模拟、现场试验对轨道路基在高速列车作用下动力响应进行探索性研究,为高速铁路路基设计、施工、维护提供参考。

1.2 高速铁路轨道路基结构形式

高速铁路由于运行速度快,对轨道结构的平顺度和稳定性有严格要求。路

基作为轨道基础必须牢固稳定,它的质量对轨道平顺和稳定有直接影响。法国在两条高速铁路运营多年后的总结中说:高速铁路能顺利运行是因为有非常好的下部结构工程一路基^[2]。控制路基变形、保证轨面平顺是高速铁路路基最大特点,因此高速铁路对路基填料、压实标准等方面提出了更高要求,主要表现在以下几方面^[3]:

(1)结合路基工程规定了详细的岩土分类,要求进行详细调查,为设计、施工及养护提供所必须的依据资料。

(2)加强路基基床部分,特别是基床表层。很多国家设置基层、防护层或垫层,并有严格的材料条件与强度要求。

(3)对路堤各部分填土规定了相应的填料标准,填土质量标准要求较高。

(4)为控制路基不发生过大下沉,对路堤填土的地基条件作出了规定及处理要求。

(5)加强路基的排水系统,加强边坡和灾害的防护。要求防护工程与土体工程同时完成,增加路基的坚固和稳定,避免运营期间发生病害。

铁路路基中基床是路基顶部直接受列车动荷载作用的部分,基床表面又直接与道碴接触,因此基床表层是路基设计中最重要的一部分。基床表层的作用主要是增强线路强度,扩散列车运行引起的动应力,防止道碴压入基床及基床土进入道碴层以致发生翻浆冒泥等病害。

为了提供一个强度高、刚度大且纵向变化均匀、并具有长期动力稳定和耐久性以及防渗、抗冻等良好的轨道基础,法国、德国、日本等采取新的基床结构^[4]。

(1) 法国高速铁路基床形式

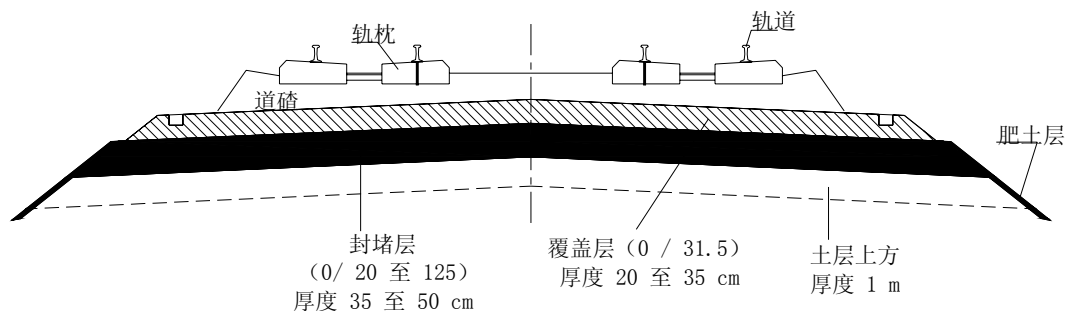


图 1-1 法国路基标准断面图

法国基床由覆盖层(20-35cm),封堵层(35-50cm),上层土方(100cm)组成。覆盖层及封堵层均有严格级配要求:其压实系数 $K_h \geq 1$,覆盖层平板压力试验二次加载变形模量 $E_{v2} \geq 120MPa$,封堵层 $E_{v2} \geq 80MPa$ 。上层土方则要求 $K_h \geq 0.95$, $E_{v2} = 45-60MPa$ 。

(2) 德国高速铁路基床形式

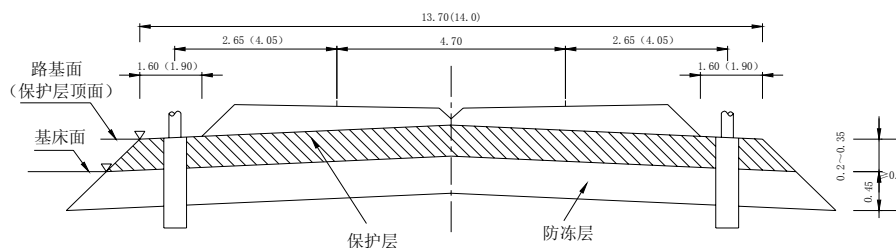


图 1-2 德国路基标准断面图

德国的基床表层由保护层（即 PPS 层）（ $\geq 20\text{cm}$ ），防冻层（FSS）（ 40cm ）组成，采用工厂配制的矿物材料混合物填筑，对路基保护层的材料和性能以及压实系数都有严格要求。如：保护层级配 K_{G1} （不透水），渗水系数 $K \leq 1 \times 10^{-6} \text{m/s}$ ；防冻层级配 K_{G2} （弱透水），不均匀系数 ≥ 15 ；各层之间颗粒粒径及组成均满足隔离和过滤准则。保护层加防冻层总厚度 $\geq 0.7\text{m}$ ， $K_h \geq 1$ ， $E_{vd} \geq 50\text{MN/m}$ ，其中保护层 $E_{vd} \geq 120\text{Mpa}$ ，防冻层 $E_{vd} \geq 80\text{Mpa}$ 。

(3) 日本新干线铁路基床形式

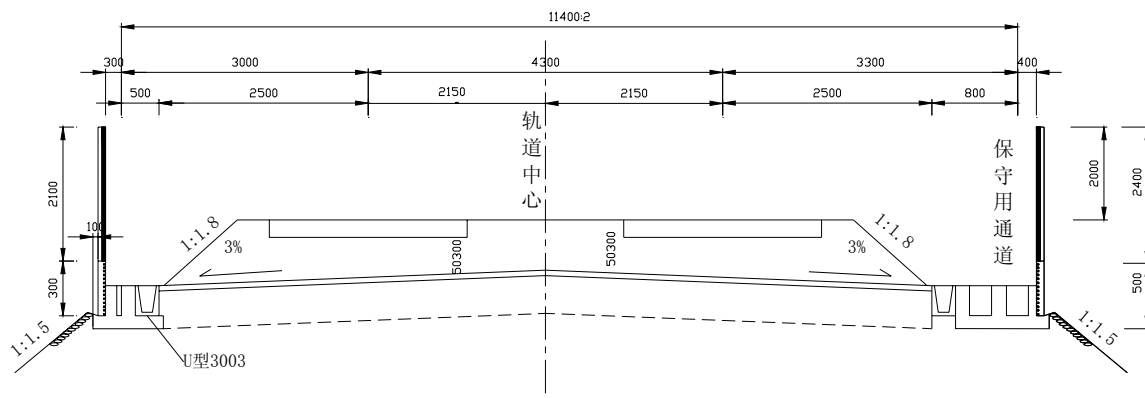


图 1-3 日本新干线路基标准断面图

日本提出基床采用强化结构,有碎石基床表层和炉渣基床表层两类,在路基土上面设置基床封闭层,由隔水的沥青混凝土和高强度的塑料胶组成垫层。基床表层由沥青混凝土(5cm),级配碎石(地基系数 $K_{30} \geq 15 \text{kgf/cm}^3$)组成,厚度根据基床底层的 K_{30} 系数确定,当基床底层 $K_{30} \geq 11 \text{kgf/cm}^3$ 时其厚度为30cm,当基床底层 $7 \text{kgf/cm}^3 \leq K_{30} < 11 \text{kgf/cm}^3$ 时其厚度为65cm。基床底层厚度为230-265cm。

(4) 我国铁路客运专线基床形式

我国铁科院在国家“八五”攻关项目“高速铁路线桥隧设计参数选择研究”中建议采用级配砂砾石或级配碎石作基床表层的结构形式^[5]。200km/h 客运专线也采用级配碎石或级配砂砾石基床表层结构（见图 1—4）。路基基床由表层与底层组成。表层级配碎石或级配砂砾石厚 0.7m, $K_{30} \geq 190 \text{MPa/m}$, $E_{vd} \geq 55 \text{MN/m}$,

基床底层厚 2.3m， $K_{30} \geq 110MPa/m$ 。

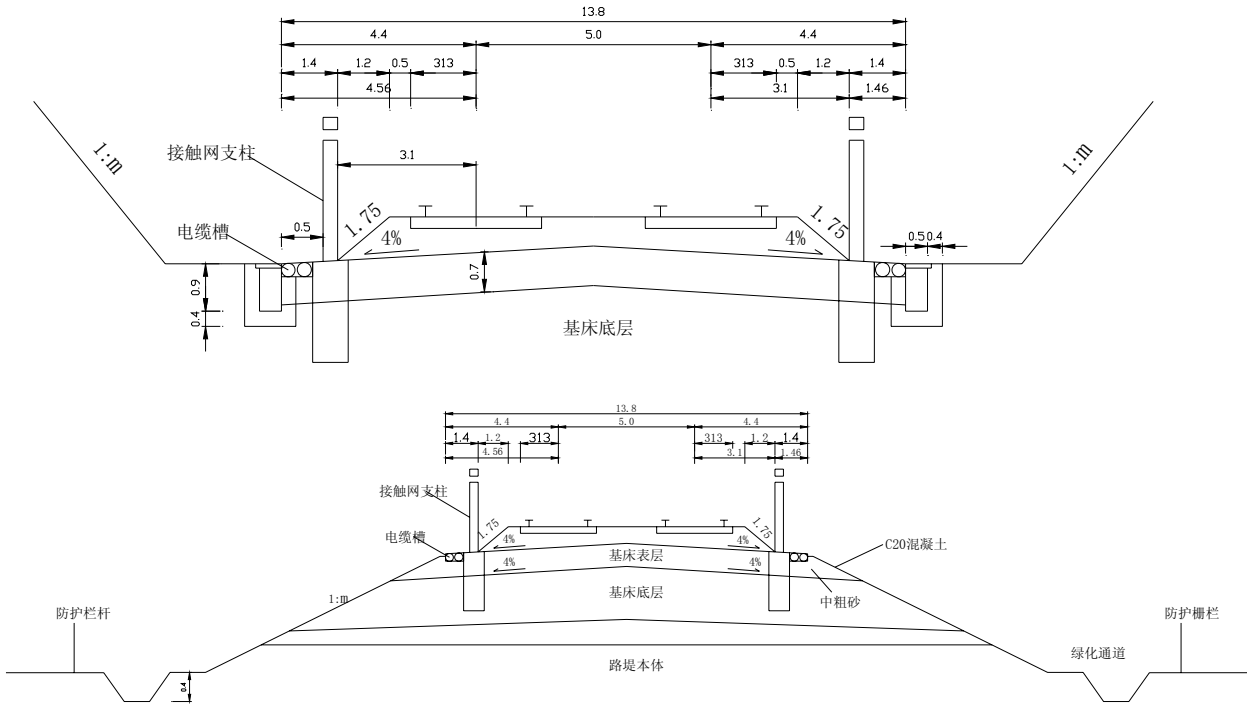


图 1-4 我国高速铁路路基标准断面图

高速铁路路基不仅在结构上有了改变，对路基质量检测由过去单一采用压实度检测，发展为压实度与力学指标双控制检测，其主要目的是评价路基的强度、抗变形能力。 K_{30} 、 E_{v2} 、 CBR 、回弹模量等均是评价路基的指标与参数，表 1-1 是目前铁路主要检测内容与标准^[6]。

表 1-1 各国铁路路基质量检测方法及标准

检测内容	列车速度 (km/h)	中国		日本	法国	德国
		200-250	300-350	200-300	230-300	230-300
压实系数 K_h	基床表层				1.0	1.03
					1.0	1.0
	基床底层	0.95	0.95	0.95	0.95	0.97
	本体	0.90	0.90	0.90	0.90	0.97
地基系数 K_{30} (MPa/m)	基床表层	190	190	170		
	基床底层	110-150	110-150	70-110		
	本体	90-130	90-130			
变形模量 E_{v2} (MPa)	基床表层				120	120
					80	80
	基床底层				50	60
	本体				50	45
变形模量 E_{vd} (MPa)	基床表层		55			50
	基床底层					

以上各种措施是为了增强路基动力稳定性和控制变形。对于高速铁路路基弹

性变形的控制值,日本为保证表层结构不致于因弹性变形过大而产生挠曲开裂,借鉴公路沥青路面经验,用挠曲角 θ 来控制变形,把挠曲角 θ 用到铁路基床表层中,得到与之相应的挠度值为2.5mm^[1]。我国《京沪高速铁路设计暂行规定》规定基床表层应采用级配碎石或级配砂砾石等材料,属散体材料的柔性结构,其弹性变形的容许值可以放宽到4mm,但不能导致道床流动,否则会增加轨道养护维修困难。

对弹性变形值的计算,西南交通大学曾做过研究^[1]:利用线路/车辆竖向耦合振动分析模型进行路基动力学计算,认为列车荷载作用下,路基弹性变形是车轮/钢轨/道床/路基整个系统各部分相互作用的结果,并提出不同刚度路基对应的动弹性变形值应控制在3.5mm以内。后来又提出路基三维有限元方法,采用美国学者Kuang-Han-Chu提出的轨道模型,按照《京沪高速铁路线桥隧站设计暂行规定》提出的压实标准及轮载情况,计算得出当路堤高度为5~10m时路基面弹性变形结果分布在1.32mm~2.25mm范围内。

我国高速铁路尚处于起步阶段,所采用的路基设计参数是在借鉴国外经验的前提下,根据提速后测试结果与模型试验结果确定的。从而研究路基动力响应规律,找到适合我国实际情况的路基结构与设计参数是我国高速铁路发展必经之路。

1.3 高速铁路轨道路基结构动力响应研究现状

1.3.1 高速铁路轨道路基结构动力响应理论研究现状

简单而又广泛使用的轨道模型首先由文克尔(winkler)于1867年提出,该模型由位于常刚度基础上无限长的梁组成,铁木辛柯(Timoshenko)和Fryba^[7]对该模型作为铁路轨道的正确性作了验证。许多学者利用文克尔地基上梁模型来研究铁路轨道的动力特性。而在梁的模型中主要有欧拉-伯努力(Euler-Bernoulli)梁和铁木辛柯梁两种^[8]。前者只考虑了梁弯曲,而后者考虑了梁剪切变形和旋转惯性矩。对于低频激励,由于波在钢轨中的波长大大的大于梁截面,欧拉-伯努力梁和铁木辛柯梁所得结果十分相近。对于高频激励,铁木辛柯梁能得到更精确的结果。Mathews^[9]研究了恒速移动振荡荷载作用下置于弹性地基上梁稳态响应,通过傅立叶变换得到梁响应精确表达式,利用围道积分方法和余值理论得到了梁稳态响应数值解。Filippov^[10]研究了在匀速移动荷载作用下弹性半空间上欧拉-伯努力梁稳态响应,结果表明当荷载速度等于瑞利波速时,梁竖向变形趋于无穷大,因此把该速度称为临界速度。Labra^[11]运用Filippov的模型进一步考虑了温度所引起的轴向应力,发现轴向应力增大会明显降低临界速度。Chen Y. H^[12]等分析了

简谐荷载作用下置于粘弹性地基上无限长铁木辛柯梁的响应,建立了相应的梁动力刚度矩阵,由此确定了临界速度和共振频率。*Kenney*^[13]研究了恒速移动荷载作用下置于粘弹性地基上梁的稳态响应,得到了响应的解析解和共振曲线。*Seong*^[14]研究了文克尔弹性地基上 $E-B$ 梁在均布移动恒载和谐振荷载下的振动,通过对空间坐标与时间坐标进行傅立叶变换,得到梁稳态响应,分析了荷载速度、频率、地基阻尼对梁变形与最大位移的影响,给出了荷载临界速度、频率计算公式。*Kono*^[15]等研究了轨道和车轮表面不平顺性引起的轨道振动。*S.L.Grassie*^[16]等考虑了两种不同轨道模型:连续模型和包含离散枕木质量模型,计算了频率在50-1500Hz范围内时轨道的动力响应。孙璐^[18]研究了文克尔地基上无限长梁在匀速运动的线源荷载激励下的动力响应,根据广义杜哈姆积分和线性叠加原理,把运动线源荷载作用下梁的动力问题转化为求解位置固定的线源荷载作用下梁的动力响应,然后利用拉普拉斯变换和傅立叶变换求解梁动力方程,获得了线源脉冲响应函数,继而得到了运动线源荷载下梁的动力解答。

Dieterman 和 *Metrikine*^[19]将路堤视为均匀半无限空间上的梁,在空间和时间上应用傅立叶变换,研究了弹性半空间上匀速移动常荷载作用下梁稳态变形。*Lieb* 和 *Sudre*^[20]应用相同的方法,利用小波变换实现有效的数值计算。*Knothe* 和 *Grassie*^[21]详细总结了前人关于轨道结构各个成分以及轨道一车辆耦合体系计算模型,并进行比较指出了各个模型的适用情况以及存在的问题。

在对路基的动力响应研究中,路基通常模拟为半空间体。1965年 *Eason*^[22]利用傅立叶变换得到了移动荷载作用下半无限弹性体内的应力解。*Sneddon* 研究了移动线荷载作用下,三维弹性半空间体动力响应,得到了“亚音速”下半空间体响应的通解。*Fryba*^[23]利用移动坐标与傅立叶变换得到弹性半空间体在“亚音速”“跨音速”“超音速”三种速度下的动力响应。*Jones* 和 *Petyt*^[24-28]将地基模拟为一弹性半空间,利用傅立叶变换先后研究了“亚音速”矩形荷载、条形荷载作用下地基响应。*Alexander* 等^[14]研究了弹性连续体在分布移动荷载下的动力响应问题。*Hong Hao*^[29]等人利用波在粘弹性半空间传播的能量谱密度分析了由交通荷载引起的地面振动响应问题,他们用单轴双自由度体系模型模拟交通车辆,采用现场实测路面粗糙度计算地面动力响应,计算结果与实测结果比较吻合。通过对反应谱分析还能够证明由交通荷载引起的地面振动主要影响因素是瑞利面波,而其中的体波部分相对来说较少并且衰减很快。*Takemitsu* 和 *Satonaka*^[30]利用交通荷载所引起地基振动谱来分析地基响应问题,提出在振源附近,地基响应只与振源特性有关,而车速变化则影响到地基弹性波的传播。对于移动振源而言,随着与振源距离增大,波形最大振幅减小,而持续时间增加。同一位置,随着车速增加,振动持续时间减少。*Hung*^[31]将地基模拟为粘弹性半空间体,把交通荷

载分成恒载与振动荷载两部分, 利用 *Helmholtz* 分解与三维傅立叶变换, 研究了四种移动荷载(单个点荷载、均布轮荷载、弹性分布轮荷载及多个弹性分布轮荷载)在“亚音速”“跨音速”“超音速”下半空间体的竖向动力响应, 结果表明: 荷载临界速度受荷载振动频率影响; 荷载振动频率对路基振动加速度、位移影响很大; “跨音速”与“超音速”下地基响应衰减小于“亚音速”下的衰减; 移动荷载数目增加引起地基位移增大, 对地基振动加速度与速度无影响。杨英豪、王杰贤^[32]用均布无限线分布竖向谐和力模拟列车运行时的动载研究半空间体动力响应, 得到了竖向和水平向振动位移衰减公式, 较好地反映列车运行时振波在土中的传递规律。蒋建群^[33]在 *Fryba* 的研究基础上, 对半空间体响应的积分表达式进行数值计算, 得到了弹性半空间体内部任一点的响应与表面位移。通过具体算例, 对荷载移动速度、观测点深度、观测点距离等参数的影响效果进行了细致的分析。张昀青^[34]以杜哈姆积分为基础, 应用动力互等定理, 得到了移动荷载作用下半无限大弹性连续介质空间上任意点动力响应的广义杜哈姆积分表达式; 将列车荷载简化考虑为一系列具有一定间距的集中荷载, 采用 *Floquet* 变换与傅立叶变换, 得到一个集中移动荷载作用下任意拾振点的动力响应在频域和频率波数域内的表达式, 由叠加原理得到列车荷载作用下的动力响应解。谢伟平、王国波、于艳丽^[35]用薄层单元法(*Thin—Layered Element Method*)计算移动荷载作用下地基土动力响应, 得到了地基土的位移和加速度。*L.abc*^[36]等研究了成层粘弹性介质中二维瞬时波的传播。*Lefeuvre*^[37]等考虑了地基土的层状特性, 利用傅立叶变换和动力刚度矩阵法求解层状半空间体运动方程, 在波数域内对瑞利极点进行分析, 证实了在“亚音速”下存在 *Doppler* 效应, 并发现当竖向荷载速度超出瑞利波速时, 在荷载后方出现锥形振动区, 同时也研究基床厚度对动力响应的影响, 在此基础上修正了由固定谐荷载计算所得的共振深度。*Grundmann*^[38]等将列车简化为移动周期荷载, 对时间与空间进行傅立叶变换, 研究了层状半空间表面的响应, 利用小波变换给出半空间体响应数值解, 分析荷载频率、地基刚度变化对动力响应影响。

为了更精确得到轨道路基动力响应, 不少学者提出了轨道路基耦合作用模型。阿部和久将碎石垫层和枕木与车轮一起考虑, 用格林函数的时域积分方程式来表示轨道振动响应, 得到系统时间域的解。*Kaynia*^[39]等将地基视为层状粘弹性半空间体, 钢轨视为欧拉—伯努力梁, 建立了移动荷载作用下地基—轨道系统计算模型, 并建立了相应的动力方程, 用格林函数计算了地基—轨道接触点处土层的刚度矩阵, 最后通过积分变换得到了时间域的响应。*Kaynia* 用该模型计算高速列车在“亚音速”“跨音速”“超音速”下运行所产生的地面振动。亚音速表示列车的运行速度低于场地土体的瑞利波速, 超音速表示列车的运行速度大于场地

的纵波速度,跨音速表示列车运行速度介于以上两者之间,并且在瑞典做过不同车速和不同场地土条件下地面振动模拟试验,结果表明,实验结果与计算结果相一致,在此基础上他们发现增加地基刚度能显著降低路基振动水平。

Sheng^{[40][41]}将轨道结构模拟为层状梁、地基模拟为层状弹性半空间体,研究了沿梁表面移动振荡荷载和移动恒载产生的振动在地基中的传播,并研究了荷载直接作用于地基表面与考虑轨道地基耦合两种情况,分析了荷载速度、频率、轨道结构等对地面响应的影响。*Matsuura*^{[42][43]}针对新干线轨道用格林法计算了移动简谐荷载作用下轨道—地基协同工作时体系的响应,同时考虑了成层土对波传播的影响,作出了不同情形下轨道系统的时间—加速度谱、频率—振幅谱、传递函数响应谱、波动特征衰减曲线等。指出轮距和车厢数目对地面振动的影响至关重要。*Krylov*^{[44][45]}建立了能反映高速列车所引起的轨道振动分析模型,他将钢轨视为文克尔地基上的欧拉—伯努力梁,将路基视为弹性半空间体,列车荷载模拟为匀速移动点荷载,荷载间距根据轨枕间距确定,利用格林函数的近似表达式研究了钢轨变形和路基振动反应,研究表明当列车速度接近瑞利波速时路基振动十分剧烈,超出常速1000—2000倍。*Dieterman* 与 *Metrikine*^[46]利用*Filippov*的模型,研究了与梁相互作用的半空间在“亚音速”“跨音速”“超音速”三个范围内路基等效刚度。发现路基等效刚度是梁频率与波数的复函数,同时发现存在两个临界速度,第一个临界速度与*Filippov*提出的瑞利波速相等,第二个临界速度略低于瑞利波速。这两个临界速度都将使梁的位移急剧增大。*Amir M. Kaynia, Chirstian. Madshus*和*Peter. Zackrisson*^[53]在*Dieterman*和*Metrikine*研究基础上,考虑路基土分层,基于地基土非连续刚度矩阵以及子结构原理建立路基动力响应分析模型,该模型已经被瑞典一个试验场地的现场记录证明是有效的,且已被用于研究通过增强路堤刚度来减小高速列车引起的地面振动。

Metrikine^[47]第一次提出周期支撑的三维轨道模型,将钢轨视为弹性半空间上点支承的欧拉—伯努力梁,研究了半空间等效刚度,结果表明:用轨枕下等刚度弹簧来表示半空间体,可以将三维问题简化为一维问题,弹簧刚度是频率和相位的复函数,但没有对钢轨动力响应做出计算。谢伟平^{[48][49]}基于格林函数法推导了半无限地基及成层地基的响应函数与传递系数,以轨道地基系统为对象将轨道地基系统简化为半无限地基及层状地基上的文克尔梁模型,对高速移动荷载作用下梁—地基系统的协同工作进行分析,得到了轨道与地基表面的动力响应。王常晶、陈云敏^[50]用弹性地基上铁木辛柯梁在移动荷载作用下的动力解得到地基表面与路堤之间的反力,将其作用于地基表面,以单位移动荷载引起的半空间地基内部应力解为基础,对反力在作用空间上进行积分,得到了列车速度小于地基中瑞利波速时列车荷载在地基中引起的应力稳态响应解。刘维宁、张昀青^[51]以

杜哈姆积分为基础,应用动力互等定理,得到了移动荷载作用下半无限弹性空间体内任意点动力响应的一般表达式,然后在该式基础上,针对轨道结构的周期性特点,将荷载沿钢轨的移动问题转化为拾振点以 L 为周期向反方向跳跃式移动,与荷载只在一个轨枕间距 L 内移动的组合移动问题,将一个从 $-\infty$ 到 $+\infty$ 的积分问题转化为了任意点频域周期解析的叠加问题,得到了轨道结构在移动荷载作用下动力响应的新的解析解形式。*Dinkel*^[52]通过对三维粘弹性半空间上梁与板的分析,确定该粘弹性基础的复刚度和阻尼系数,梁和板与土体之间的应力分布用勒让德多项式近似表示。用该模型计算了梁和板的竖向敏感性,同时对轮—轨间相互作用力以及土体表面竖向速度进行了研究。

1.3.2 高速铁路轨道路基结构动力响应数值解研究现状

由于计算机技术与计算方法迅速发展,数值方法在车辆—轨道路基结构动力响应分析中得到广泛应用。

20 世纪 90 年代, *Tosikazu.H*^[54]等在动态弹性有限元基础上引入了一种数解方法,分析公路上车辆引起的地面振动,它通过引入波传导单元和完全能量传递边界,利用波动的可迭加性,将动载进行了狄拉克函数模拟。我国学者李军世,李克钊^[55]用该方法模拟列车荷载,对铁路路基在高速列车作用下的动力响应进行分析,该方法考虑了列车荷载的一些性质如轴重、轴距、列车速度等对轨下基础动力特性的影响,但没有考虑路基轨道—车辆系统耦合特性。雷晓燕^[56]利用车轮—轨排—道碴为一体的有限元动力计算模型求得轨枕作用在道床顶面的荷载谱,将该荷载谱作为道床动力分析的输入,研究了不同道碴厚度在高速列车荷载作用下的动力响应,计算结果表明,增加道碴厚度能有效地减小道碴加速度与位移。李定清^[57-58]通过轮轨半静力模型,讨论了轨下结构对轨道刚度、轨面不平顺以及动轮载的作用,同时也分析了动轮载对轨下结构变形的影响。翟婉明^[59-68]从车辆轨道耦合动力学原理出发,以轨道不平顺为激励源,应用大系统思想综合考虑机车车辆、轨道线路、轮轨界面三个方面的影响,研究轨道结构动力响应。其研究突破了传统子系统简化研究的局限性,将轨道结构动力学研究提高到一个新层次。刘学毅^[69]、李成辉^[70]等建立了列车—轨道垂向耦合动力学模型和理论体系。它能充分考虑轨道、车辆系统各部分参数和特性对整个系统动态特性的影响,并能通过舒适度、减载率、轨面动变形等指标来评价列车运行品质和安全程度,但对路基的考虑和模拟过于简化,不能考虑路基本体动力反应等。梁波,蔡英^[71-73]从引起车辆振动的几何不平顺条件入手,用一个与不平顺管理标准相应的激振力模拟列车竖向动荷载,通过非线性数值分析,探讨了路基在不平顺条件下的动力响应,指出增加基床表层刚度,能明显降低道床振动加速度、路基面弹性

变形、但基床表面动应力增加不显著。雷晓燕, 陈水生^[74]将研究重点放在轨道结构部分, 采取粗化上部结构细化下部结构的方式, 建立了包含钢轨、轨枕、弹性垫层、道床、路基为一体的轨道结构分析模型, 轨道结构空间分析模型的输入为各轨枕上的荷载谱, 考虑了路基—轨道—车辆系统空间特性, 但未能考虑系统耦合、时变特性。毛利军, 雷晓燕^[75]将轨道高低不平顺视为平稳各态历经随机过程, 利用车辆—轨道耦合动力有限元计算模型, 对车辆—轨道系统垂向随机振动进行数值计算, 并在时域和频域内对系统响应作了分析。苏谦, 蔡英^{[76][77]}建立了包括轨道结构和车辆的路基结构空间时变动力系统分析模型, 钢轨处理为点支承等截面有限梁单元, 轨枕简化为集中质量块, 道碴与路基采用 8 节点块体单元, 钢轨与轨枕之间的弹性垫板和扣件用弹簧阻尼单元进行模拟, 计算跨数两端用无限元模拟无限边界, 路基土体本构模型采用粘弹性体模型。车辆计算模型采用 8 自由度垂向空间半车模型。车辆系统与轨道子系统之间的耦合作用, 在垂向平面内通过轮轨赫兹接触弹簧实现。将轨面不平顺、路基刚度局部不平顺作为系统激励, 分析了路基—轨道车辆的振动。

Wu S. F^[78]等用有限元方法确定了多轮车辆作用下轨道—地基的动力响应, 基于车辆及其悬挂系统的动力平衡, 得到了车辆特征矩阵, 利用直接积分法求出了路基—车辆的动力响应。

J.T.Shanhu^[79]建立了三维线弹性轨道路基有限元模型, 在其模型中钢轨离散为一维梁单元, 轨枕、道床、路基离散为 20 节点块体单元, 通过 16 节点面单元连接, 利用该模型分析了基床模量、道床厚度、钢轨惯性距、轨枕间距对轨道路基动力响应影响。

Cai.zhenqi^[80]提出的车辆—轨道动力响应分析模型能考虑: (1) 系统自振频率; (2) 轨道系统在频域内响应; (3) 轨道在静止的冲击力下的响应; (4) 移动轮轨作用力下轨道系统的响应。该模型中, 无限长钢轨处理为有限长周期支承于文克尔地基上的欧拉—伯努力梁和铁木辛柯梁两种情况, 轨枕为不连续刚体质量块, 钢轨与轨枕通过模拟减振效果的阻尼—弹簧连接, 轨枕位于模拟道床的一系列弹簧—阻尼上。在考虑轨道不平顺对动力响应的影响时, 引入 4 自由度集中质量弹簧轮对模型, 轨道系统运动方程由牛顿定律得到, 轨道结构自由振动特性通过梁振动理论求出, 轨道系统运动方程的通解由模态分析理论求出, 在频域内求解时利用傅立叶变换, 在时域内求解时应用龙格—库塔数值方法。Cai-zhenqi 应用该模型详细分析了轨道在静止的冲击荷载下、移动轮轨作用力下, 轨道结构应力、应变、位移、加速度、道床应力等。

Dong .R.G^[81]为研究车辆—轨道系统动力响应, 建立了较全面的车辆—轨道系统有限元模型。车辆采用集中质量块, 钢轨模拟为由离散的垫块—轨枕—道碴

支承的铁木辛柯梁, 轨枕视为刚体, 垫块和道碴为弹簧-阻尼单元, 该模型考虑了轮轨接触的非线性, 钢轨与轨枕分离以及轨枕与道碴分离, 通过多点轮轨接触分析轨道不平顺引起的垂向与纵向轮轨力。该模型计算结果中混凝土轨枕振动频率、轮轨接触应力、钢轨-垫块间作用力以及钢轨动应变与英国铁路公司和加拿大太平洋铁路公司所测结果符合得很好。并用该模型分析了高速列车作用下车辆-轨道系统的稳态响应, 指出: 车辆的冲击力主要受车辆轴重、列车速度、轨道等效刚度的影响, 车辆-轨道系统共振频率主要与簧上质量、轨枕间距、道碴阻尼与轨道刚度有关。姜平、曾庆元^[82]用有限元法分析了板式轨道在移动荷载作用下的动力响应。视板式轨道为如下模型: 钢轨为离散粘弹性支点支承的长梁, 轨道板为连续粘弹性基础支承的短梁。视板式轨道及移动荷载为一个系统, 运用弹性系统动力学总势能不变值原理及形成矩阵的“对号入座”法则建立该系统的振动方程组。研究了移动荷载速度、钢轨类型和钢轨支点弹性系数对钢轨及轨道板动力响应的影响。金寿延根据实测加速度波形及其能量谱密度图, 采用二自由度钢轨振动理论, 定性地分析道床板结对钢轨振动的影响。

Ekevid Torbjorn^[83]等用边界元法分析了高速列车下波在路基中的传播特性, 建立的地基振动三维模型有效模拟了轨道结构各部件, 同时考虑了路基无限边界, 提出了以位移为基础将传统有限元法和边界元法相结合的杂交方法。R. Paolucci A. maffei^[84]将列车与轨道分离, 建立二维与三维轨道路基结构模型, 利用谱元素对地基进行离散, 对 *X-2000* 列车在 *Ledsgagvd* 线上引起的路基振动进行数值分析。二维与三维模型所得钢轨变形与实测结果吻合得很好, 三维模型更准确反应路基振动随距离的衰减趋势。

Takemiya^[85-87]对轨道利用有限元, 对土体使用边界元, 将两种方法结合得到了轨道路基动力响应分析二维模型。研究了不同轨道基础形式下, 均布带状荷载作用产生的瞬态和稳态响应。Lars Hall^[88]利用商业软件 *ABAQUS* 建立了列车荷载作用下路基 3-D 计算模型。钢轨用梁单元模拟, 通过共同节点与轨枕连接, 路基采用八节点块体单元, 利用吸收 *S*-波与 *P*-波的阻尼单元模拟无限边界, 列车荷载用移动点荷载模拟, 材料为线弹性模型, 瑞利阻尼。用该模型所得的计算结果与在 *Ledsgaard* 线测试结果符合得很好。

1.3.3 高速铁路轨道路基结构动力响应试验研究现状

轨道路基动力学特性研究早期大多是通过试验和实测来进行, 通过对试验数据统计分析得到路基动力响应规律。

Okumura^[89]通过对日本 8 条普通线路 79 个工点的现场测试数据进行回归分析, 研究了铁路振动影响因素, 认为: 距轨道的距离、轨道结构形式、列车类型、

行车速度、列车长度、地基自振特性是影响路基振动水平的6个主要因素,其中距轨道的距离影响最大,其次为与路基土有关的路基自振特性。因为测试时行车速度均低于100km/h,他们认为列车速度影响不显著。*Melke*和*Kraemer*^[90]对现场测试数据进行分析,发现在频域内存在两个峰值,一个对应隧道/土的自振频率,另一个为与列车速度对应的过枕频率($f_s = c/L_s$, c 为列车速度, L_s 为轨枕间距),当列车速度达到某一值时,这两个频率相等而导致振动加剧。*Heckl*^[91]对列车振动机理进行分析时发现除了过枕频率外,轮对通过频率($f_a = c/L_a$, L_a 为两连续轮对间距)也是列车振动所产生的主要频率,除此之外,还对其他一些机理如:轮对准静态荷载在轨道上产生的频率、钢轨接头、轮轨不平顺等因素进行了研究。*Takemiya*^[92]分析了在新干线线上测试数据,该线上列车平均速度为240km/h,发现高速列车对路基产生短时间的脉冲振动与轮对间距相对应。因此,根据给定的轮对间距和列车所牵引的车辆数目,能对路基振动特性进行很好的预测。

Madshus^[93]对连接挪威和瑞典的高速铁路测试数据进行分析,提出了路基低频振动半经验模型,该模型包括5个独立影响因子:列车类型、速度、距离、轨道状态以及构造物的影响。日本铁道技术研究所就新干线高速列车对环境振动影响进行了现场测试^[94],分析了车辆、轨道、桥梁等不同部位的振动特点。路基动应力实测结果表明,当车速超过一定数值后车速对路基应力也无影响,动应力随频率增大而增加,但增幅较小或不明显,当频率到一定值后,这一影响很小。*Gutowski*与*Dym*^[95]通过测试数据给出了地面振动预测简化模型,该模型考虑了材料衰减与几何衰减。*Jorgen Jakobsen*^[96-97]对铁路交通引起的地面振动进行实测,找出路基附近的地面振动水平与交通运输量及轨道参数之间的关系。*Dawn*和*Stanworth*^[98]对英国铁路路基动力响应进行了测试,主要就行车速度、激振频率和轨道参数的相关关系以及共振现象进行了研究。挪威的*Madshus*和*Kaynia*^[99]对软弱场地上高速列车引起的动力响应测试结果进行分析,认为当列车车速接近某一临界值时,钢轨—路基—地面系统动力响应将会出现较大的动力放大。瑞士国家铁路管理局与*Stockholm*皇家技术学院在*Gothenburg*与*Malmo*之间的西海岸高速铁路线上埋设了位移计、加速度计等元件,在X-2000列车速度为70—200km/h时对路基的动力响应进行测试。*Kaynia.A.M*^[100]、*Bahrekazemi*^[101]、*M.Takemiya*^[102]等根据这些数据对列车引起的振动做了分析。挪威土工研究所^[103]在对挪威的第一条高速铁路线上的测试数据分析时发现:列车产生的振动谱有两个明显峰值,一个在5-10Hz之间,另一个有较高频率,位于30—50Hz之间。路基刚度越小,低频峰值越大。挪威土工研究所将铁路振动测试结果建立数据库^[104],该数据库包括:①测试的数据结果;②测试点的信息;③振源情况。他们利用这些数据建立与更新列车所致的路基振动模型,同时也希望更多的科研机构能与他们进行

数据交流,共同完善与利用这些资源。

二十世纪五十年代到八十年代我国曾多次进行路基动力测试,杨灿文,龚亚丽^[105]从路基动应力和振动实测中分析得到:线路不平顺对路基动应力影响很大,行车速度增大可导致路基动应力增加,路基动应力和振动加速度在深度方向上呈指数衰减规律。潘昌实^[106]^[107]对某黄土隧道进行了列车振动响应数定分析,提出用一种人工激振力来模拟列车竖向动荷载,并根据轨道加速度测试数据,分析车辆体系的振动,得到了列车荷载的模拟数定表达式。曾树谷^[108]对轨道路基动力测试进行了深入研究,在其《铁路轨道动力测试技术》中对测试原理、方法进行了详细阐述。1987年茅玉泉^[109]等人曾专门进行了一系列实测试验,测点布置按传播衰减特点一近密远疏,共测绘了109列火车的地面振动衰减曲线,并采用数理统计方法,优选出与实测值比较接近的幂函数和指数函数方程,经复合回归得到与振动传播能量扩散和能量衰减原理相一致的地面垂直和水平振动衰减经验公式,并由这些公式外推得相应防振距离。蔡英^[110]等对大秦线实测结果进行分析得到:当车速在70km/h以下时,车速对动应力没有影响,路基基床面及沿深度方向动应力大小表现如下规律:对于低速铁路(车速 $V \leq 80\text{km/h}$),基床面动应力在60~120kPa,基面0.6~0.7m以下动应力衰减可达60%,基面以下1.4~1.5m动应力变化稳定,基面3.0m处动应力只有基面动应力的10%左右,可用双对数坐标及指数关系来模拟路基动应力沿深度分布。1993年西南交通大学^[111]在大秦线上进行轮轨相互作用试验,测量了车辆对轨道的作用,得到了轮轨冲击力,轨道结构部件(钢轨、轨枕、道床)振动加速度响应等。周神根^[112]根据铁道部科学研究院试验线与广深线测试结果分析得出:路基面动应力随列车速度增加而增加,当列车车速 $V < 160\text{km/h}$ 时,基面动应力与车速关系为 $\sigma_v = 52(1 + 0.0035V)$ 。王炳龙^[113]对沪宁线客货车产生的路基动应力测试结果分析也得出:随着列车速度提高,路基动应力略有增加,列车速度从20~40km/h提高到100~120km/h,轨下路基面动应力增加约10kPa,枕木端头下和道心下的路基面动应力增加约6kPa和5~10kPa。西南交通大学于2003年7月22~26日在大秦线及北同蒲线进行了万吨列车试验,研究万吨列车运行速度对轨道路基动力响应的影响^[114]。铁道部科教司基础处于2000年年底组织安排了京秦线时速200km/h速改造工程第一次实车运行试验,对路基表面应力、路基加速度进行测试,为提速改造方案提供技术决策依据和参考^[115]。

我国在路基动力响应模型试验上也做了大量工作。曹新文、蔡英^[116]采用室内模型试验研究了路基动应力、永久变形、弹性变形和加速度随列车荷载重复作用次数、轴重及运行速度的变化规律。试验在长2.5m、宽1.0m、高2.0的模型槽内进行。路基通过填深1.25m的粘土来模拟,土表面填0.4m厚道碴。列车荷

载大小和运行速度通过伺服激振器的荷载输出和频率来反映。通过试验得到,在列车重复荷载作用下,路基累积永久变形能否稳定取决于列车荷载产生的路基动应力与填土的临界动应力。路基动应力与荷载成正比,大荷载加快路基填土变形速度并产生大的永久变形,同时会加剧列车与线路相互作用和振动。运行速度增加则提高了列车荷载作用频率,加剧列车与线路的振动,增大路基动应力,永久变形的累积速度加快。

同济大学钟辉虹、汤康民等^[117]通过现场测试和室内试验对压实粘土路基在往复列车荷载作用下的受力行为进行了研究,也得到相同的结论。同时循环三轴试验结果表明:路基填土在列车轮对荷载重复作用下所产生的累积塑性变形大小与路基土的饱和度有着密切的关系,随着饱和度增加,土的动强度显著降低,而累积塑性变形将迅速增长并产生塑性流动。蔡英、苏谦^[118]设计实施了路基动态大模型试验,对不同厚度级配碎石基床表层结构的动态特性进行了研究。试验结果表明:填土表面动应力和基床表面弹性变形与级配碎石厚度关系密切,随级配碎石厚度的减少呈指数增加。

1.3.4 我国高速铁路轨道路基结构动力响应研究存在的问题

尽管我国在高速铁路一路基动力响应方面取得了一些成果,但与法国、德国、日本等高速铁路发达国家相比,尚处于起步阶段,在理论研究、数值模拟、试验研究方面存在许多不足,主要表现在:

(1) 理论研究薄弱。目前国内在轨道路基动力响应理论研究方面较少,与之相关的文献十分缺乏。在以有文献中很少考虑轨道路基结构耦合作用,建立的轨道路基模型大多作了大量简化。一般将钢轨视为文克尔地基上的弹性梁,单纯研究钢轨动力响应,不能考虑路基动力响应,或者将路基视为半空间体,列车荷载直接作用其表面,未考虑轨道结构的作用。在路基动力响应研究中,所考虑的荷载速度偏小(一般均小于瑞利波速),不能研究高速荷载所引起路基动力响应的一些根本性的变化。

(2) 数值计算模型不完善。我国在列车荷载作用下轨道路基动力响应数值模拟方面作了大量研究,取得了较大成果,但数值计算模型还不完善。目前轨道路基动力响应研究重点大多在轮轨力、车辆与轨道结构的动力响应方面,而路基模型过于简单,不能考虑路基体内动位移、加速度、动应力等。在对路基动力响应进行详细分析模型中,未能充分车辆—轨道路基系统的动力、空间、耦合、时变特性以及轨道路基材料的非线性。

(3) 试验研究较少。受客观条件限制,我国轨道路基动力响应测试时车速大多都不高,不能很好反映列车高速时路基动力特性。以有的高速测试资料较少,

尚不能总结出可靠度较高的轨道路基动力响应规律。

随着我国高速铁路快速发展,对高速列车作用下轨道路基动力响应的深入研究也迫在眉睫。加强轨道路基动力响应的理论研究,不断完善数值计算模型,开展动力响应测试,进一步研究轨道路基动力响应规律对我国高速铁路建设具有重要意义。

1.4 课题来源

高速铁路的高速度、高舒适性、高安全性、高密度连续运营等特点对轨道路基工程提出了严格要求。由于速度大幅度提高,高速铁路轨道路基将承受更大的动力作用,这种频繁长期的高速移动荷载对道碴路基的弹性变形与沉降将产生较大影响。随着我国高速铁路建设发展,人们对高速列车荷载作用下轨道路基动力特性越来越关注。但是我国高速铁路才刚刚起步,轨道路基结构的设计大多借鉴于国外经验以及大型模拟试验结果。为找到适合我国国情的高速铁路轨道路基结构形式,铁道部在修建我国第一条客运专线——秦沈客运专线时,专门修建了山海关—绥中的试验段,用以进行高速铁路路桥设计参数试验研究。本文结合其子课题《不同基床表层结构及路基、轨道动态试验研究》(铁道部科技研究开发计划项目(2000G047-E)),对高速列车作用下轨道路基的动力响应特性与设计参数进行研究。

1.5 本文研究内容

本文采用理论研究、数值模拟与现场试验相结合的研究思路,对高速列车荷载作用下轨道路基动力响应进行研究,主要内容如下:

(1) 对铁路轨道路基动力响应研究中的理论研究、数值模拟、试验研究三方面的研究发展现状进行综述,为本文选题、立题打下基础,并确定本文的研究思路和研究方法。

(2) 移动荷载作用下梁与半空间动力响应理论是列车荷载作用下轨道路基结构动力响应研究的基础。基于层状梁与半空间理论,本文建立轨道路基系统在移动荷载作用下耦合动力响应理论分析模型。引入移动坐标,利用积分变换获得轨道路基稳态响应的位移积分表达式。分析积分函数的性质,利用快速傅立叶变换得到解析式的数值解,分析荷载速度、频率对路基表面位移的影响。

(3) 从系统角度出发,建立车辆—轨道路基垂向耦合振动有限元分析模型。模型充分考虑车辆—轨道路基系统的动力、空间、耦合、时变以及轨道路基材料的非线性特性,利用粘弹性人工边界处理路基的无限域。以商业软件ANSYS为平台,利用其二次开发功能,采用有效数值计算方法,实现列车荷载作用下车辆—

轨道路基动力响应的仿真计算。并通过与实测结果和文献数据对比,验证模型的正确性。

(4)以我国第一条客运专线——秦沈客运专线轨道路基参数为基础,利用建立的模型分析列车速度、轨道不平顺、道床厚度、基床表层厚度和刚度以及路基刚度对系统动力响应的影响,对秦沈客运专线轨道路基设计参数进行评价。

(5)以铁道部科技攻关项目为依托,研究高速列车荷载作用下不同基床表层结构动态响应规律。试验在我国第一条客运专线——秦沈客运专线的试验段上进行,选择不同基床表层结构与路基断面,埋设测试元件,通过试验车运营,得到了基床表层与路基的动应力与加速度。在时域与频域内对测试数据进行分析,研究不同基床表层与路基在高速列车荷载作用下动力响应规律,为高速铁路路基设计提供依据,同时为理论分析和数值计算提供验证数据。

第二章 轨道路基结构垂向动力响应半解析解

2.1 引言

精确地分析列车荷载作用下轨道路基弹性动力响应是相当困难的,因为①列车荷载不确定;②轨道路基结构包括钢轨、轨枕、扣件、道床、路基等部件,结构非常复杂。所以在对该问题进行研究时,不得不做大量假设。在已有研究中,列车荷载一般近似为移动谐振点荷载或线荷载。而将轨道路基中轨道和路基分开考虑,轨道通常模拟为文克尔地基上的欧拉梁或铁木辛柯梁。路基视为弹性或粘弹性半空间体。对移动荷载作用下结构动力响应问题的研究上,用得最多也最成功的数学方法是积分变换和复变函数中有关解析函数部分的理论。

本章将在已有研究基础上,建立轨道路基耦合作用分析模型。推导轨道路基稳态响应的位移解析表达式,通过数值计算,研究荷载速度与频率对路基表面位移的影响。

2.2 计算流程图

对移动荷载作用下,轨道路基的稳态动力响应(波数域内的解)可通过积分变换求得。通过引入移动坐标与傅立叶变换,求解三维弹性半空间体与梁的运动方程,利用位移与应力的协调关系可得到轨道路基在移动荷载作用下波数域内的解,空间域内解可通过对波数域的解进行傅立叶逆变换求得。图 2-1 为轨道路基动力响应计算流程图。

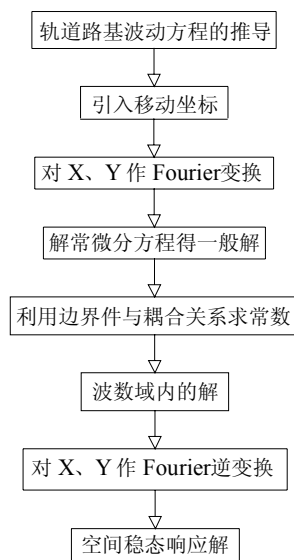


图 2-1 轨道路基动力响应计算流程图

2.3 轨道路基结构的力学模型

目前,我国铁路轨道形式以有碴轨道为主,本文仅对有碴轨道进行分析。其分析模型见图 2-2。钢轨为无限长欧拉梁,平行于 x 轴,其单位长度质量为 m_R , 弯曲刚度为 EI , 轨枕视为欧拉梁,单位长度质量为 m_s , 弯曲刚度为 0, 垫层为连续分布于钢轨和轨枕间的弹簧,道碴层其沿轨道方向单位长度质量为 m_b , 只考虑其垂向刚度。考虑到道碴的功能之一是将列车传来的荷载均匀化,由道碴传递到路基表面的荷载在宽度 $2a$ 范围内均匀分布,路基视为半无限大空间体,其材料参数为:弹性模量 E , 泊松比 ν , 密度 ρ , 阻尼 η 。路基只在其表面受到轨道结构传来的垂向面力。

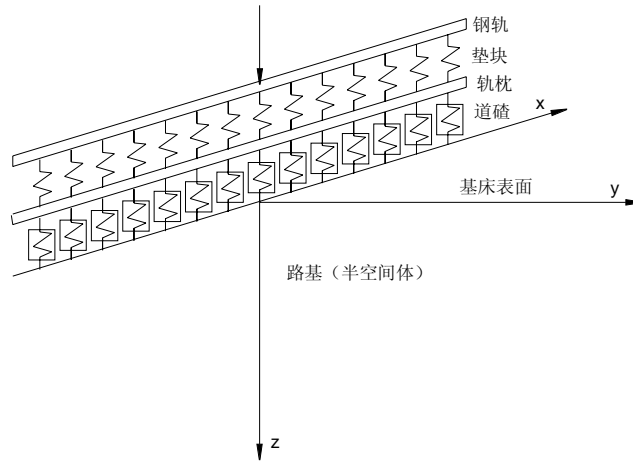


图 2-2 轨道路基分析图

2.4 轨道结构的动力基本方程及解

列车荷载视为沿 x_1 轴移动谐振点荷载,速度为 c ,大小为 p ,振动频率为 ω 。根据 2.3 节的力学模型,钢轨视为连续支承的欧拉梁,其运动方程为^{[40][41]}

$$E_R I_R \frac{\partial^4 w_R(x_1, t)}{\partial x_1^4} + m_R \frac{\partial^2 w_R(x_1, t)}{\partial t^2} + K_p [w_R(x_1, t) - w_s(x_1, t)] = p \delta(x_1 - ct) e^{i\omega t} \quad (2-1)$$

式中 w_R —钢轨竖向位移; w_s —轨枕竖向位移; $p \delta(x_1 - ct) e^{i\omega t}$ —移动谐振荷载; E_R I_R m_R 分别为钢轨弹模、惯性矩、单位长质量; K_p 单位长垫块垂向线刚度;

$\delta(\cdot)$ 为狄拉克函数 $\delta(x) = \begin{cases} 1 & x = 0 \\ 0 & \text{其他} \end{cases}$ 。

轨枕运动方程为^[40]

$$m_s \frac{\partial^2 w_s(x_1, t)}{\partial t^2} + K_p [w_s(x_1, t) - w_R(x_1, t)] = -F_2(x_1, t) \quad (2-2)$$

式中 m_s 为单位长轨枕质量； $F_2(x, t)$ 一单位长钢轨与轨枕间作用力。

道碴采用连续分布参数模型，其运动方程为^[40]

$$\frac{m_B}{6} \begin{pmatrix} 2 & 1 \\ 1 & 2 \end{pmatrix} \begin{Bmatrix} \frac{\partial^2 w_s(x_1, t)}{\partial t^2} \\ \frac{\partial^2 w_b(x_1, t)}{\partial t^2} \end{Bmatrix} + K_B \begin{pmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{pmatrix} \begin{Bmatrix} w_s(x_1, t) \\ w_b(x_1, t) \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_2(x_1, t) \\ -F_3(x_1, t) \end{Bmatrix} \quad (2-3)$$

式中 m_B 单位长道碴质量； v_B 为道碴竖向位移； $F_3(x_1, t)$ 为道碴与路基间作用力； K_B 为道碴垂向刚度。

引入移动坐标 $x = x_1 - ct$ ，考虑列车荷载从负无穷远处移至无穷远处，在谐振荷载作用下轨道系统的稳态响应为

$$\tilde{w}_r(x) = \tilde{w}_r(x_1 - ct)e^{i\omega t} \quad \tilde{w}_s(x) = \tilde{w}_s(x_1 - ct)e^{i\omega t} \quad \tilde{w}_b(x) = \tilde{w}_b(x_1 - ct)e^{i\omega t} \quad (2-4)$$

位移对时间的一次、二次微分为

$$\begin{cases} \dot{\tilde{w}}_r = i\omega \tilde{w}_r - c \frac{\partial \tilde{w}_r}{\partial x} & \ddot{\tilde{w}}_r = -\omega^2 \tilde{w}_r - 2i\omega c \frac{\partial \tilde{w}_r}{\partial x} + c^2 \frac{\partial^2 \tilde{w}_r}{\partial x^2} \\ \dot{\tilde{w}}_s = i\omega \tilde{w}_s - c \frac{\partial \tilde{w}_s}{\partial x} & \ddot{\tilde{w}}_s = -\omega^2 \tilde{w}_s - 2i\omega c \frac{\partial \tilde{w}_s}{\partial x} + c^2 \frac{\partial^2 \tilde{w}_s}{\partial x^2} \\ \dot{\tilde{w}}_b = i\omega \tilde{w}_b - c \frac{\partial \tilde{w}_b}{\partial x} & \ddot{\tilde{w}}_b = -\omega^2 \tilde{w}_b - 2i\omega c \frac{\partial \tilde{w}_b}{\partial x} + c^2 \frac{\partial^2 \tilde{w}_b}{\partial x^2} \end{cases} \quad (2-5)$$

将式 (2-5) 代入 (2-1)、(2-2)、(2-3) 舍去上标 (\sim)，移动坐标系中轨道系统的运动方程为

$$E_R I_R \frac{\partial^4 w_R(x)}{\partial x^4} - m_R [\omega^2 w_R(x) + 2i\omega c \frac{\partial w_R(x)}{\partial x} - c^2 \frac{\partial^2 w_R(x)}{\partial x^2}] + K_p [w_R(x) - w_s(x)] = p\delta(x) \quad (2-6)$$

$$-m_s [\omega^2 w_s(x) + 2i\omega c \frac{\partial w_s(x)}{\partial x} - c^2 \frac{\partial^2 w_s(x)}{\partial x^2}] + K_p [v_s(z, t) - v_r(z, t)] = -F_2(x) \quad (2-7)$$

$$\frac{m_B}{6} \begin{pmatrix} 2 & 1 \\ 1 & 2 \end{pmatrix} \begin{Bmatrix} -\omega^2 w_s(x) - 2i\omega c \frac{\partial w_s(x)}{\partial x} + c^2 \frac{\partial^2 w_s(x)}{\partial x^2} \\ -\omega^2 w_b(x) - 2i\omega c \frac{\partial w_b(x)}{\partial x} + c^2 \frac{\partial^2 w_b(x)}{\partial x^2} \end{Bmatrix} + K_B \begin{pmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{pmatrix} \begin{Bmatrix} w_s(x) \\ w_b(x) \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_2(x) \\ -F_3(x) \end{Bmatrix} \quad (2-8)$$

定义一维傅立叶变化为

$$\begin{aligned} \tilde{f}(\beta) &= \int_{-\infty}^{\infty} f(x) \exp(-i\beta x) dx \\ f(x) &= \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} \tilde{f}(\beta) \exp(i\beta x) d\beta \end{aligned} \quad (2-9)$$

对轨道结构运动方程式 (2-6) — (2-8) 在 x 方向进行傅立叶变化得

$$E_R I_R \beta^4 \tilde{w}_R(\beta) - m_R \tilde{w}_R(\beta) (\omega^2 - 2\beta\omega c + \beta^2 c^2) + K_p [\tilde{w}_R(\beta) - \tilde{w}_s(\beta)] = p \quad (2-10)$$

$$-m_s(\omega^2 - 2\beta\omega c + \beta^2 c^2)\tilde{w}_s(\beta) + K_p[\tilde{w}_s(\beta) - \tilde{w}_R(\beta)] = -\tilde{F}_2(\beta) \quad (2-11)$$

$$-\frac{(\omega^2 - 2\beta\omega c + \beta^2 c^2)m_B}{6} \begin{pmatrix} 2 & 1 \\ 1 & 2 \end{pmatrix} \begin{Bmatrix} \tilde{w}_s(\beta) \\ \tilde{w}_b(\beta) \end{Bmatrix} + K_B \begin{pmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{pmatrix} \begin{Bmatrix} \tilde{w}_s(\beta) \\ \tilde{w}_b(\beta) \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \tilde{F}_2(\beta) \\ \tilde{F}_3(\beta) \end{Bmatrix} \quad (2-12)$$

式 (2-10) — (2-12) 写成矩阵形式为

$$\begin{bmatrix} E_R I_R k_z^4 - \omega^{*2} m_R + K_p & -K_p & 0 \\ -K_p & K_p + K_B - \omega^{*2} (m_s + \frac{m_B}{3}) & -(k_B + \frac{\omega^{*2} m_B}{6}) \\ 0 & -(k_B + \frac{\omega^{*2} m_B}{6}) & (k_B - \frac{\omega^{*2} m_B}{3}) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \tilde{w}_R \\ \tilde{w}_s \\ \tilde{w}_b \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} p \\ 0 \\ -\tilde{F}_3(\beta) \end{Bmatrix} \quad (2-13)$$

式中 $\omega^{*2} = \omega^2 - 2\beta\omega c + \beta^2 c^2$

式 (2-13) 中有 3 个方程, 4 个未知量, 需根据轨道结构与半空间体的耦合关系求解。

2.5 半空间体系动力基本方程及解

路基模拟为粘弹性半空间体, 其材料参数为: 密度 ρ 、弹性模量 E 、泊松

比 ν 、阻尼 η (损失因子)、拉姆常数为 $\lambda = \frac{\nu E (1 + i\eta)}{(1 + \nu)(1 - 2\nu)}$ 、 $\mu = \frac{E (1 + i\eta)}{2(1 + \nu)}$ 。

在半空间体中取出微元体, 微元体受力状况如图 2-3, 不计体力^[123]

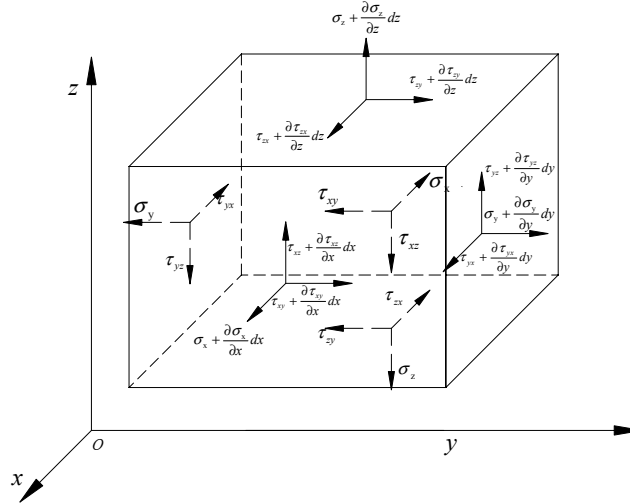


图 2-3 微元体各对立面上的应力

X 方向平衡条件

$$(\sigma_{xx} + \frac{\partial \sigma_{xx}}{\partial x} - \sigma_{xx})dydz + (\tau_{xy} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} - \tau_{xy})dx dz + (\tau_{xz} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial z} - \tau_{xz})dx dy = \rho \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} dx dy dz \quad (2-14)$$

整理得

$$\frac{\partial \sigma_x}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial z} = \rho \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} \quad (2-15)$$

同理 y 方向平衡条件

$$\frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_y}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial z} = \rho \frac{\partial^2 v}{\partial t^2} \quad (2-16)$$

z 方向平衡条件

$$\frac{\partial \tau_{zx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_z}{\partial z} = \rho \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} \quad (2-17)$$

式中 $u = u(x, y, z, t)$ 、 $v = v(x, y, z, t)$ 、 $w = w(x, y, z, t)$ 分别为 x 、 y 、 z 方向位移
应变与位移关系式为

$$\begin{cases} \varepsilon_x = \frac{\partial u}{\partial x}, & \gamma_{xy} = \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \\ \varepsilon_y = \frac{\partial v}{\partial y}, & \gamma_{yz} = \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \\ \varepsilon_z = \frac{\partial w}{\partial z}, & \gamma_{zx} = \frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \end{cases} \quad (2-18)$$

应力与应变关系为

$$\begin{cases} \varepsilon_{xx} = \frac{1}{E(1+i\eta)} [\sigma_{xx} - \nu(\sigma_{yy} + \sigma_{zz})], & \gamma_{yz} = \frac{2(1+\nu)}{E(1+i\eta)} \tau_{yz} \\ \varepsilon_{yy} = \frac{1}{E(1+i\eta)} [\sigma_{yy} - \nu(\sigma_{xx} + \sigma_{zz})], & \gamma_{zx} = \frac{2(1+\nu)}{E(1+i\eta)} \tau_{zx} \\ \varepsilon_{zz} = \frac{1}{E(1+i\eta)} [\sigma_{zz} - \nu(\sigma_{yy} + \sigma_{xx})], & \gamma_{xy} = \frac{2(1+\nu)}{E(1+i\eta)} \tau_{xy} \end{cases} \quad (2-19)$$

则由拉姆常数表示的应力-应变关系为

$$\begin{cases} \sigma_{xx} = (\lambda + 2\mu)\varepsilon_{xx} + \lambda\varepsilon_{yy} + \lambda\varepsilon_{zz} & \tau_{xy} = \mu\varepsilon_{xy} \\ \sigma_{yy} = (\lambda + 2\mu)\varepsilon_{yy} + \lambda\varepsilon_{xx} + \lambda\varepsilon_{zz} & \tau_{zy} = \mu\varepsilon_{zy} \\ \sigma_{zz} = (\lambda + 2\mu)\varepsilon_{zz} + \lambda\varepsilon_{yy} + \lambda\varepsilon_{xx} & \tau_{xz} = \mu\varepsilon_{xz} \end{cases} \quad (2-20)$$

联立 (2-18)、(2-19)、(2-20) 用位移分量表示应力分量的方程为

$$\begin{cases} \sigma_{xx} = \lambda\left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z}\right) + 2\mu\frac{\partial u}{\partial x} = \lambda\Delta + 2\mu\frac{\partial u}{\partial x} & \tau_{yz} = \mu\left(\frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z}\right) \\ \sigma_{yy} = \lambda\left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z}\right) + 2\mu\frac{\partial v}{\partial y} = \lambda\Delta + 2\mu\frac{\partial v}{\partial y} & \tau_{xz} = \mu\left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x}\right) \\ \sigma_{zz} = \lambda\left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z}\right) + 2\mu\frac{\partial w}{\partial z} = \lambda\Delta + 2\mu\frac{\partial w}{\partial z} & \tau_{xy} = \mu\left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y}\right) \end{cases} \quad (2-21)$$

$$\text{式中 } \Delta = \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \quad (2-22)$$

将式 (2-21) 代入 (2-15)、(2-16)、(2-17)，三维粘弹性半空间均质各向同性体以位移表示的拉维尔方程为

$$\begin{cases} (\lambda + \mu) \frac{\partial}{\partial x} \Delta + \mu \nabla^2 u = \rho \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} \\ (\lambda + \mu) \frac{\partial}{\partial y} \Delta + \mu \nabla^2 v = \rho \frac{\partial^2 v}{\partial t^2} \\ (\lambda + \mu) \frac{\partial}{\partial z} \Delta + \mu \nabla^2 w = \rho \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} \end{cases} \quad (2-23)$$

式中 $\nabla^2 = \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2}$ 为拉普拉斯算子

式 (2-23) 可简写为

$$(\lambda + \mu) \nabla (\nabla U) + \mu \nabla^2 U = \rho \ddot{U} \quad (2-24)$$

U 为 u, v, w 的矢量

假设在弹性半空间体表面作用一沿 x_1 轴正向以速度 c 移动的竖向谐振荷载 P ，若考虑荷载从负无穷远处移动至正无穷远处，即弹性半空间体的稳态响应问题，则可用随荷载移动的坐标系 ($x = x_1 - ct$ $y = y$ $z = z$) 取代原坐标系进行求解，此时，各位移分量可改写为^[121-123]

$$\tilde{U} = \tilde{U}(x, y, z) = \tilde{U}(x_1 - ct, y, z) e^{i\omega t} \quad (2-25)$$

各位移分量对时间的一次、二次微分为

$$\dot{\tilde{U}} = i\omega \tilde{U} - c \tilde{U}_x \quad \ddot{\tilde{U}} = -\omega^2 \tilde{U} - 2i\omega c \tilde{U}_x + c^2 \tilde{U}_{xx} \quad (2-26)$$

将 (2-25) 代入式 (2-23)，整理可得

$$(\lambda + \mu) \nabla (\nabla U) + \mu \nabla^2 U + \rho \omega^2 U + 2i\rho \omega c U_x - \rho c^2 U_{xx} = 0 \quad (2-27)$$

式 (2-27) 即为半空间体动力问题的控制方程，分开可写为

$$(\lambda + \mu) \frac{\partial \Delta}{\partial x} + \mu \nabla^2 u + \rho \omega^2 u + 2i\rho \omega c \frac{\partial u}{\partial x} - \rho c^2 \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} = 0 \quad (2-28)$$

$$(\lambda + \mu) \frac{\partial \Delta}{\partial y} + \mu \nabla^2 v + \rho \omega^2 v + 2i\rho \omega c \frac{\partial v}{\partial x} - \rho c^2 \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} = 0 \quad (2-29)$$

$$(\lambda + \mu) \frac{\partial \Delta}{\partial z} + \mu \nabla^2 w + \rho \omega^2 w + 2i\rho \omega c \frac{\partial w}{\partial x} - \rho c^2 \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} = 0 \quad (2-30)$$

式 (2-28) - (2-30) 分别对 x ， y ， z 微分，再除以 ρ 可得

$$\frac{(\lambda + \mu)}{\rho} \frac{\partial^2 \Delta}{\partial x^2} + \frac{\mu}{\rho} \frac{\partial}{\partial x} \nabla^2 u + \omega^2 \frac{\partial u}{\partial x} + 2i\omega c \frac{\partial}{\partial x} \frac{\partial u}{\partial x} - c^2 \frac{\partial}{\partial x} \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} = 0 \quad (2-31)$$

$$\frac{(\lambda + \mu)}{\rho} \frac{\partial^2 \Delta}{\partial y^2} + \frac{\mu}{\rho} \frac{\partial}{\partial y} \nabla^2 v + \omega^2 \frac{\partial v}{\partial y} + 2i\omega c \frac{\partial}{\partial y} \frac{\partial v}{\partial x} - c^2 \frac{\partial}{\partial y} \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} = 0 \quad (2-32)$$

$$\frac{(\lambda + \mu)}{\rho} \frac{\partial^2 \Delta}{\partial z^2} + \frac{\mu}{\rho} \frac{\partial}{\partial z} \nabla^2 w + \omega^2 \frac{\partial w}{\partial z} + 2i\omega c \frac{\partial}{\partial z} \frac{\partial w}{\partial x} - c^2 \frac{\partial}{\partial z} \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} = 0 \quad (2-33)$$

式 (2-31) - (2-33) 相加可简化为

$$\{(\lambda + 2\mu)/\rho\} \nabla^2 \Delta + \omega^2 \Delta - c^2 \partial^2 \Delta / \partial x^2 + 2i\omega c \partial \Delta / \partial x = 0 \quad (2-34)$$

令 $k_1^2 = \frac{\omega^2}{c_1^2}$ 、 $c_1^2 = \frac{(\lambda + 2\mu)}{\rho}$ 其中 k_1 、 c_1 分别为压缩波波数和压缩波波速

式 (2-34) 可简写为

$$\nabla^2 \Delta + k_1^2 \Delta - \left(\frac{c}{c_1}\right)^2 \Delta_{xx} + 2i\omega \frac{c}{c_1^2} \Delta_x = 0 \quad (2-35)$$

为得到 (2-35) 微分方程的解。可引入傅立叶变换。先定义二重傅立叶变换和逆变换如下^[127],

$$\begin{cases} \tilde{f}(\beta, \gamma, z) = \int_{-\infty}^{\infty} \int_{-\infty}^{\infty} f(x, y, z) e^{-i(\beta x + \gamma y)} dx dy \\ f(x, y, z) = \frac{1}{(2\pi)^2} \int_{-\infty}^{\infty} \int_{-\infty}^{\infty} \tilde{f}(\beta, \gamma, z) e^{i(\beta x + \gamma y)} d\beta d\gamma \end{cases} \quad (2-36)$$

对式 (2-35) 在空间坐标 x, y 上进行二维傅立叶变化, 根据傅立叶积分变换性质

$$\frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} \int_{-\infty}^{\infty} \frac{\partial^2 f}{\partial x^2} e^{i(\beta x + \gamma y)} dx dy = -\beta^2 \tilde{f}(\beta, \gamma) \quad (2-37)$$

可将偏微分方程 (2-35) 转化为常微分方程

$$\left(\frac{d^2}{dz^2} - \beta^2 - \gamma^2 + k_1^2 + \left(\frac{c}{c_1}\right)^2 \beta^2 - 2\omega \frac{c}{c_1^2} \beta \right) \tilde{\Delta} = 0 \quad (2-38)$$

由于 $k_1^2 + \left(\frac{c}{c_1}\right)^2 \beta^2 - 2\omega \frac{c}{c_1^2} \beta = \left(k_1 + \frac{c}{c_1} \beta\right)^2$

则方程 (2-38) 可写成

$$\left(\frac{d^2}{dz^2} - \beta^2 - \gamma^2 + \left(k_1 + \frac{c}{c_1} \beta\right)^2 \right) \tilde{\Delta} = 0 \quad (2-39)$$

令 $\alpha_1^2 = \beta^2 + \gamma^2 - k_1^2 (1 - \beta/k)^2$; $k = \omega/c$

方程 (2-39) 的解为

$$\tilde{\Delta} = Ae^{-\alpha_1 z} + A_0 e^{\alpha_1 z}$$

规定 $\text{Re}\{\alpha_1\} > 0$ ，因为在 z 轴无穷远处位移为零，可舍弃增长项 $A_0 e^{\alpha_1 z}$ 。则方程 (2-39) 的解为

$$\tilde{\Delta} = Ae^{-\alpha_1 z} \quad (2-40)$$

式 (2-28) — (2-30) 对坐标 x, y 做傅立叶变换，将 $\tilde{\Delta}$ 代入，除以 μ 可得

$$\begin{cases} \left(\frac{d^2}{dz^2} - \beta^2 - \gamma^2 + \left(k_2 - \frac{c}{c_2} \beta \right)^2 \right) \tilde{u} = -i\beta \frac{\lambda + u}{\mu} Ae^{-\alpha_1 z} \\ \left(\frac{d^2}{dz^2} - \beta^2 - \gamma^2 + \left(k_2 - \frac{c}{c_2} \beta \right)^2 \right) \tilde{v} = -i\gamma \frac{\lambda + u}{\mu} Ae^{-\alpha_1 z} \\ \left(\frac{d^2}{dz^2} - \beta^2 - \gamma^2 + \left(k_2 - \frac{c}{c_2} \beta \right)^2 \right) \tilde{w} = \alpha_1 \frac{\lambda + u}{\mu} Ae^{-\alpha_1 z} \end{cases} \quad (2-41)$$

式中 $k_2^2 = \frac{\omega^2}{c_2^2}$ $c_2^2 = \frac{\mu}{\rho}$ 其中 k_2 c_2 分别为压缩波波数和压缩波波速

$$\text{令 } \alpha_2^2 = \beta^2 + \gamma^2 - k_2^2 (1 - \beta/k)^2$$

$$\text{由 } \frac{\lambda + u}{\mu} = \left(\frac{\lambda + 2u}{\mu} - 1 \right) = \left(\frac{c_1^2}{c_2^2} - 1 \right) = \left(\frac{k_2^2}{k_1^2} - 1 \right) \quad (2-42)$$

则式 (2-41) 可写为

$$\begin{cases} \left(\frac{d^2}{dz^2} - \alpha_2^2 \right) \tilde{u} = -i\beta (k_2^2 / k_1^2 - 1) Ae^{-\alpha_1 z} \\ \left(\frac{d^2}{dz^2} - \alpha_2^2 \right) \tilde{v} = -i\gamma (k_2^2 / k_1^2 - 1) Ae^{-\alpha_1 z} \\ \left(\frac{d^2}{dz^2} - \alpha_2^2 \right) \tilde{w} = \alpha_1 (k_2^2 / k_1^2 - 1) Ae^{-\alpha_1 z} \end{cases} \quad (2-43)$$

方程 (2-43) 所对应齐次方程通解为

$$\tilde{u} = Be^{-\alpha_1 z} \quad \tilde{v} = Ce^{-\alpha_1 z} \quad \tilde{w} = De^{-\alpha_1 z} \quad (2-44)$$

令 $\tilde{u}^* = -i\beta X e^{-\alpha_1 z}$ 、 $\tilde{v}^* = -i\gamma X e^{-\alpha_1 z}$ 、 $\tilde{w}^* = \alpha_1 X e^{-\alpha_1 z}$ 为方程 (2-43) 特解，将其代入式 (2-43) 可得

$X(\alpha_1^2 - \alpha_2^2) = (k_2^2 / k_1^2 - 1)A$ ，则有

$$X = Ak_1^{-2} (1 - \beta/k)^{-2} \quad (2-45)$$

根据 (2-44)、(2-45)，方程 (2-43) 的通解为

$$\begin{cases} \tilde{u} = -i\beta(1-\beta/k)^{-2} \frac{A}{k_1^2} e^{-\alpha_1 z} + B e^{-\alpha_2 z} \\ \tilde{v} = -i\gamma(1-\beta/k)^{-2} \frac{A}{k_1^2} e^{-\alpha_1 z} + C e^{-\alpha_2 z} \\ \tilde{w} = \alpha_1(1-\beta/k)^{-2} \frac{A}{k_1^2} e^{-\alpha_1 z} + D e^{-\alpha_2 z} \end{cases} \quad (2-46)$$

式 (2-22) 对坐标 x, y 做傅立叶变换

$$\tilde{\Delta} = i\beta\tilde{u} + i\gamma\tilde{v} + \frac{\partial\tilde{w}}{\partial z} \quad (2-47)$$

将 (2-46) 代入 (2-47) 有

$$\begin{aligned} \tilde{\Delta} &= i\beta \left\{ -i\beta(1-\beta/k)^{-2} \frac{A}{k_1^2} e^{-\alpha_1 z} + B e^{-\alpha_2 z} \right\} + i\gamma \left\{ -i\gamma(1-\beta/k)^{-2} \frac{A}{k_1^2} e^{-\alpha_1 z} + C e^{-\alpha_2 z} \right\} \\ &\quad - \alpha_1^2 (1-\beta/k)^{-2} \frac{A}{k_1^2} e^{-\alpha_1 z} - \alpha_2 D e^{-\alpha_2 z} \\ &= (\beta^2 + \gamma^2 - \alpha_1^2) (1-\beta/k)^{-2} \frac{A}{k_1^2} e^{-\alpha_1 z} + (i\beta B + i\gamma C - \alpha_2 D) e^{-\alpha_2 z} \end{aligned} \quad (2-48)$$

A, B, C, D 为待定常数。

比较 (2-40)、(2-48) 有

$$D = i(\beta B + \gamma C) / \alpha_2. \quad (2-49)$$

半空间体的边界条件为

在 $z=0$ 处，由道碴传递的荷载为 $F_3(x)$

$$\sigma_{zz} = \begin{cases} -\frac{F_3(x)}{2a}, & |y| < a \\ 0, & elsewhere \end{cases} \quad (2-50)$$

$$\tau_{xz} = \tau_{yz} = 0 \quad (2-51)$$

在 $z=\infty$ 处

$$\sigma_{zz} = \tau_{xz} = \tau_{yz} = 0 \quad (2-52)$$

应用边界条件前，需将其进行二维傅立叶变换。

对式 (2-21) 中的 τ_{xz} 进行傅立叶变换，得

$$\tilde{\tau}_{xz} \Big|_{z=0} = \mu \left(\frac{d\tilde{u}}{dz} + \frac{d\tilde{\omega}}{dx} \right) = \mu \left(\frac{d\tilde{u}}{dz} + i\beta\tilde{\omega} \right) \Big|_{z=0} = 0 \quad (2-53)$$

将 (2-46) 中的 \tilde{u} 、 \tilde{w} 代入 (2-53) 有

$$i\alpha_1\beta(1-\beta/k)^{-2}\frac{A}{k_1^2}-\alpha_2B+i\beta(1-\beta/k)^{-2}\left(\alpha_1\frac{A}{k_1^2}+i\frac{B\beta+C\gamma}{\alpha^2}\right)=0 \quad (2-54)$$

化简后得

$$2i\alpha_1\beta(1-\beta/k)^{-2}\frac{A}{k_1^2}-\frac{1}{\alpha_2}(\alpha_2^2+\beta^2)B-\frac{\beta\gamma}{\alpha_2}C=0 \quad (2-55)$$

对 (2-21) 中的 τ_{yz} 进行傅立叶积分变换, 将 \tilde{v} 、 \tilde{w} 代入

$$\tilde{\tau}_{yz}|_{z=0}=\mu\left(\frac{d\tilde{v}}{dz}+i\gamma\tilde{w}\right)\Big|_{z=0}=0 \quad (2-56)$$

$$2i\alpha_1\gamma(1-\beta/k)^{-2}\frac{A}{k_1^2}-\frac{1}{\alpha_2}(\alpha_2^2+\gamma^2)C-\frac{\beta\gamma}{\alpha^2}B=0 \quad (2-57)$$

对 (2-21) 中的 σ_{zz} 进行傅立叶积分变换, 将 $\tilde{\Delta}$ 、 \tilde{w} 代入

$$\tilde{\sigma}_{zz}|_{z=0}=\left(\lambda\tilde{\Delta}+2\mu\frac{d\tilde{w}}{dz}\right)\Big|_{z=0}=\lambda A+2\mu\left\{-\alpha_1^2(1-\beta/k)^{-2}\frac{A}{k_1^2}-i(\beta B+\gamma C)\right\} \quad (2-58)$$

对 (2-50) 进行傅立叶变换有

$$\tilde{\sigma}_{zz}|_{z=0}=-\frac{F_3(\beta)}{2\pi a}\frac{\sin(\gamma a)}{\gamma} \quad (2-59)$$

联立式 (2-58)、(2-59) 有

$$\lambda A-2\mu(1-\beta/k)^{-2}\frac{A\alpha_1^2}{k_1^2}-2\mu i(\beta B+\gamma C)=-\frac{F_3(\beta)}{2\pi a}\frac{\sin(\gamma a)}{\gamma} \quad (2-60)$$

比较式 (2-55)、(2-57) 有

$$B=\frac{\beta}{\gamma}C \quad (2-61)$$

将 (2-61) 代入 (2-57) 可得 A 的表达式

$$A=-(1-\beta/k)^2\frac{ik_1^2}{2\alpha_1\alpha_2\gamma}(\beta^2+\gamma^2+\alpha_2^2)C \quad (2-62)$$

由 (2-60) - (2-62) 可得

$$\begin{aligned} C\left\{-\lambda\frac{i(1-\beta/k)^{-2}k_1^2}{2\alpha_1\alpha_2\gamma}(\beta^2+\gamma^2+\alpha^2)+2\mu\frac{\alpha_1^2i}{2\alpha_1\alpha_2\gamma}(\beta^2+\gamma^2+\alpha_2^2)\right. \\ \left.-4\mu\frac{i\alpha_1\alpha_2}{2\alpha_1\alpha_2\gamma}(\beta^2+\gamma^2)\right\}=-\frac{F_3(\beta)}{2\pi a}\frac{\sin(\gamma a)}{\gamma} \end{aligned} \quad (2-63)$$

式 (2-63) 可简化为

$$C \frac{\mu i}{2\alpha_1 \alpha_2 \gamma} \tilde{F}(\beta, \gamma) = \frac{F_3(\beta)}{2\pi a} \frac{\sin(\gamma a)}{\gamma} \quad (2-64)$$

$$\begin{aligned} \tilde{F}(\beta, \gamma) &= \left((1 - \beta/k)^{-2} \frac{\lambda}{\mu} k_1^2 - 2\alpha_1^2 \right) (\beta^2 + \gamma^2 + \alpha_2^2) + 4\alpha_1 \alpha_2 (\beta^2 + \gamma^2) \\ &= -(\beta^2 + \gamma^2 + \alpha_2^2)^2 + 4\alpha_1 \alpha_2 (\beta^2 + \gamma^2) \end{aligned} \quad (2-65)$$

整理 (2-49)、(2-61)、(2-64)、(2-66) 可得 A、B、C、D 的值为

$$A = -\frac{1}{(1 - \beta/k)^2} \frac{\tilde{F}_3(\beta) k_1^2}{2\pi a \mu} \frac{\sin(\gamma a)}{\gamma} \frac{(\beta^2 + \gamma^2 + \alpha_2^2)}{\tilde{F}(\beta, \gamma)} \quad (2-66)$$

$$B = -\frac{i\tilde{F}_3(\beta)}{2\pi a \mu} \frac{\sin(\gamma a)}{\gamma} \frac{2\alpha_1 \alpha_2 \beta}{\tilde{F}(\beta, \gamma)} \quad (2-67)$$

$$C = -\frac{i\tilde{F}_3(\beta)}{2\pi a \mu} \frac{\sin(\gamma a)}{\gamma} \frac{2\alpha_1 \alpha_2 \gamma}{\tilde{F}(\beta, \gamma)} \quad (2-68)$$

$$D = \frac{\tilde{F}_3(\beta)}{2\pi a \mu} \frac{\sin(\gamma a)}{\gamma} \frac{2\alpha_1 (\beta^2 + \gamma^2)}{\tilde{F}(\beta, \gamma)} \quad (2-69)$$

根据 (2-46) 则在波数域内半空间任意一点的位移可表示为

$$\begin{cases} \tilde{u} = -\frac{i\tilde{F}_3(\beta)}{2\pi a \mu} \left(\beta \frac{\sin(\gamma a)}{\gamma} \frac{(\beta^2 + \gamma^2 + \alpha_2^2)}{\tilde{F}(\beta, \gamma)} e^{-\alpha_1 z} - \frac{\sin(\gamma a)}{\gamma} \frac{2\alpha_1 \alpha_2 \beta}{\tilde{F}(\beta, \gamma)} e^{-\alpha_2 z} \right) \\ \tilde{v} = \frac{iF_3(\beta)}{2\pi a \mu} \left(\gamma \frac{\sin(\gamma a)}{\gamma} \frac{(\beta^2 + \gamma^2 + \alpha_2^2)}{\tilde{F}(\beta, \gamma)} e^{-\alpha_1 z} - \frac{\sin(\gamma a)}{\gamma} \frac{2\alpha_1 \alpha_2 \gamma}{\tilde{F}(\beta, \gamma)} e^{-\alpha_2 z} \right) \\ \tilde{w} = -\frac{F_3(\beta)}{2\pi a \mu} \left(\alpha_1 \frac{\sin(\gamma a)}{\gamma} \frac{(\beta^2 + \gamma^2 + \alpha_2^2)}{\tilde{F}(\beta, \gamma)} e^{-\alpha_1 z} - \frac{\sin(\gamma a)}{\gamma} \frac{2\alpha_1 (\beta^2 + \gamma^2)}{\tilde{F}(\beta, \gamma)} e^{-\alpha_2 z} \right) \end{cases} \quad (2-70)$$

通过对式 (2-70) 进行傅立叶逆变化, 可得到半空间体空间域内任意一点的位移积分表达式

$$\begin{cases} u = -\frac{i}{8\pi^3 a \mu} \int_{-\infty}^{\infty} \int_{-\infty}^{\infty} \left(\tilde{F}_3(\beta) \beta \frac{\sin(\gamma a)}{\gamma} \frac{(\beta^2 + \gamma^2 + \alpha_2^2)}{\tilde{F}(\beta, \gamma)} e^{-\alpha_1 z} - \frac{\sin(\gamma a)}{\gamma} \frac{2\alpha_1 \alpha_2 \beta}{\tilde{F}(\beta, \gamma)} e^{-\alpha_2 z} \right) e^{i\beta x + i\gamma y} d\beta d\gamma \\ v = \frac{i}{8\pi^3 a \mu} \int_{-\infty}^{\infty} \int_{-\infty}^{\infty} \left(\tilde{F}_3(\beta) \gamma \frac{\sin(\gamma a)}{\gamma} \frac{(\beta^2 + \gamma^2 + \alpha_2^2)}{\tilde{F}(\beta, \gamma)} e^{-\alpha_1 z} - \frac{\sin(\gamma a)}{\gamma} \frac{2\alpha_1 \alpha_2 \gamma}{\tilde{F}(\beta, \gamma)} e^{-\alpha_2 z} \right) e^{i\beta x + i\gamma y} d\beta d\gamma \\ w = -\frac{1}{8\pi^3 a \mu} \int_{-\infty}^{\infty} \int_{-\infty}^{\infty} \left(\tilde{F}_3(\beta) \alpha_1 \frac{\sin(\gamma a)}{\gamma} \frac{(\beta^2 + \gamma^2 + \alpha_2^2)}{\tilde{F}(\beta, \gamma)} e^{-\alpha_1 z} - \frac{\sin(\gamma a)}{\gamma} \frac{2\alpha_1 (\beta^2 + \gamma^2)}{\tilde{F}(\beta, \gamma)} e^{-\alpha_2 z} \right) e^{i\beta x + i\gamma y} d\beta d\gamma \end{cases} \quad (2-71)$$

2.6 轨道路基结构的耦合

只考虑由道碴传到半空间的竖向荷载，根据力的连续性有^[40-41]

$$\tau_{xz} \Big|_{z=0} = \tau_{xz} \Big|_b = 0 \quad \tau_{xy} \Big|_{z=0} = \tau_{xy} \Big|_b = 0 \quad (2-72)$$

式中： $\tau_{xz} \Big|_b$ $\tau_{xy} \Big|_b$ 为道碴应力 $\tau_{xz} \Big|_{z=0}$ $\tau_{xy} \Big|_{z=0}$ 为半空间体表面应力

$$\sigma_{zz} = \begin{cases} \frac{F_3(x)}{2a} & |y| \leq a \\ 0 & elsewhere \end{cases} \quad (2-73)$$

由轨道路基接触面位移连续性：即道碴位移等于半空间体表面位移

$$w_B(x) = w \Big|_{z=0}(x, y=0, z) = \frac{1}{4\pi^2} \int_{-\infty}^{\infty} \int_{-\infty}^{\infty} \tilde{w} \Big|_{z=0}(\beta, \gamma) e^{i\beta x} d\beta d\gamma \quad (2-74)$$

$$\tilde{w}_B(\beta) = \int_{-\infty}^{\infty} w_B(x) e^{-i\beta x} dx = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} \tilde{w} \Big|_{z=0}(\beta, \gamma) d\gamma \quad (2-75)$$

在 $z=0$ 处半空间竖向位移由 (2-70) 得

$$\tilde{w} \Big|_{z=0}(\beta, \gamma) = -\tilde{F}_3(\beta) \frac{1}{2\pi a \mu} \frac{\sin(\gamma a)}{\gamma} \frac{\alpha_1}{\tilde{F}(\beta, \gamma)} k_2^2 \left(1 - \frac{\beta}{k}\right)^2 \quad (2-76)$$

将式 (2-76) 代入 (2-75) 得

$$\tilde{w}_B(\beta) = -\frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} \frac{\tilde{F}_3(\beta)}{2\pi a \mu} \frac{\sin(\gamma a)}{\gamma} \frac{\alpha_1}{\tilde{F}(\beta, \gamma)} k_2^2 \left(1 - \frac{\beta}{k}\right)^2 d\gamma = \tilde{F}_3(\beta) \tilde{H}(\beta) \quad (2-77)$$

$$\text{式中 } \tilde{H}(\beta) = -\frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} \frac{1}{2\pi a \mu} \frac{\sin(\gamma a)}{\gamma} \frac{\alpha_1}{\tilde{F}(\beta, \gamma)} k_2^2 \left(1 - \frac{\beta}{k}\right)^2 d\gamma \quad (2-78)$$

将 (2-77) 代入 (2-13) 解代数方程 (2-13) 可得钢轨、轨枕位移与道碴半空间相互作用力在波数域内解

$$\begin{cases} \tilde{w}_s(\beta) = -\frac{pk_p(1+\tilde{H}(\beta)B^*)}{A^*\tilde{H}(\beta)D^{*2}-[(1+B^*\tilde{H}(\beta))][(-k_p^2+A^*C^*)]} \\ \tilde{w}_r(\beta) = \frac{p}{A^*} - \frac{pk_p^2(1+\tilde{H}(\beta)B^*)}{A^*\{\tilde{H}(\beta)[D^{*2}A^*-(1+B^*(-k_p^2+A^*C^*))]\}} \\ \tilde{F}_3(\beta) = -\frac{pk_p(k_b+\omega^2m_b/6)}{A^*\tilde{H}(\beta)D^{*2}-[(1+B^*\tilde{H}(\beta))][(-k_p^2+A^*C^*)]} \end{cases} \quad (2-79)$$

式中 $A^*=k_p+E_RI_R\beta^4-\omega^2m_R$; $B^*=k_b-\omega^2m_b/3$;

$$C^*=k_b+k_p-\omega^2(m_b/3+m_s); \quad D^*=k_b+\omega^2m_b/6$$

对式 (2-79) 进行傅立叶逆变换, 可得到空间域内钢轨、轨枕位移以及道碴路基相互作用力。

2.7 算例

通过以上分析得出了轨道路基结构的位移的积分表达式, 为得到位移在空间域的解, 需对波数域内的解进行积分。对非零阻尼, 积分表达式中存在奇异点 ($\tilde{F}(\beta, \gamma)=0$)。而使积分存在很大的困难。因此, 早期在这方面研究所得结果多以积分形式来表达, 随着数值计算的发展, 许多学者采用先进的积分方法, 避开了奇异值, 得到了理想的结果。如: *Barros* 与 *Luco* 采用 *Filon* 积分方法得到空间域的数值结果^[124], *Grundmann*^[38]采用小波变化来计算傅立叶逆变换, 使得计算数据大量减少, 同时应用误差控制理论保证计算精度。在对积分表达式的计算过程中, 主要是采用适应的积分方法来控制计算精度。

在进行数值计算时, 要考虑积分函数中 $\tilde{F}(\beta, \gamma)$ 的性质, 重写 $\tilde{F}(\beta, \gamma)$ 为

$$\begin{aligned} \tilde{F}(\beta, \gamma) = (\alpha^2 + \beta^2)^2 & \left\{ 2 - \frac{k_2^2}{(\beta^2 + \gamma^2)} \left(1 - \frac{\beta}{k} \right)^2 - 4 \left(1 - \frac{k_1^2}{(\beta^2 + \gamma^2)} \left(1 - \frac{\beta}{k} \right)^2 \right)^{1/2} \right. \\ & \left. \times \left(1 - \frac{k_2^2}{(\beta^2 + \gamma^2)} \left(1 - \frac{\beta}{k} \right)^2 \right)^{1/2} \right\} \end{aligned} \quad (2-80)$$

对静止谐动荷载其瑞利函数为^[125-126]

$$F_R(k_R) = \left(2 - \frac{k_2^2}{k_R^2} \right)^2 - 4 \left(1 - \frac{k_1^2}{k_R^2} \right)^{1/2} \left(1 - \frac{k_2^2}{k_R^2} \right)^{1/2} \quad (2-81)$$

从式 (2-81) 可求出瑞利波波速 c_R 及所对应的瑞利波波数 $k_R = \omega/c_R$

比较式 (2-80) (2-81) 有

$$(\gamma^2 + \beta^2)(1 - \beta/k)^{-2} = k_R^2 \quad (2-82)$$

$$\text{令 } a_R = c/c_R \quad b_R = 1 - a_R^2$$

当 $a_R = c/c_R < 1$ 时 由式 (2-82) 有

$$\gamma^2 + b_R \left(\beta + k_R \frac{a_R}{b_R} \right)^2 = \frac{k_R^2}{b_R} \quad (2-83)$$

可看出此时极点位于椭圆上,

当 $a_R = c/c_R > 1$, 有

$$\gamma = i\sqrt{(\beta(1+a_R) - k_R)}\sqrt{(\beta(1-a_R) + k_R)} \quad (2-84)$$

此时极点位于双曲线上。

由于土中阻尼存在, 使得积分函数在 (β, γ) 平面内没有奇异值, 因此可直接进行数值积分。对式 (2-71) (2-79) 的数值积分可利用离散傅立叶逆变换^[128]。在进行离散傅立叶逆变换时, 积分函数截取范围需足够大, 以避免由于混淆而引起失真, 同时采样点需足够数量以充分反映积分函数的变化。

本节算例主要对路基面竖向位移进行分析, 采用的轨道路基的参数如表 2-1^[40]

表 2-1 轨道路基计算参数

单位长钢轨 m_r	120kg/m	接触宽度 a	1.2m
钢轨弯曲刚度 $E_r I_r$	$1.26 \times 10^7 \text{Nm}^2$	土体压缩波速 C_1	459ms^{-1}
单位长垫块刚度 k_p	$3.5 \times 10^8 \text{Nm}^{-2}$	土体剪切波速 C_2	266ms^{-1}
单位长轨枕质量 m_s	490kgm^{-1}	土体瑞利波速 C_R	242ms^{-1}
单位长道碴质量 m_b	1200kgm^{-1}	土体弹性模量 E	$2.69 \times 10^6 \text{Nm}^{-2}$
单位长道碴刚度 K_b	$3.15 \times 10^8 \text{Nm}^{-2}$	土体密度 P	1550kgm^{-3}
土体阻尼 (损失因子) η	0.1	土体泊松比 ν	0.257

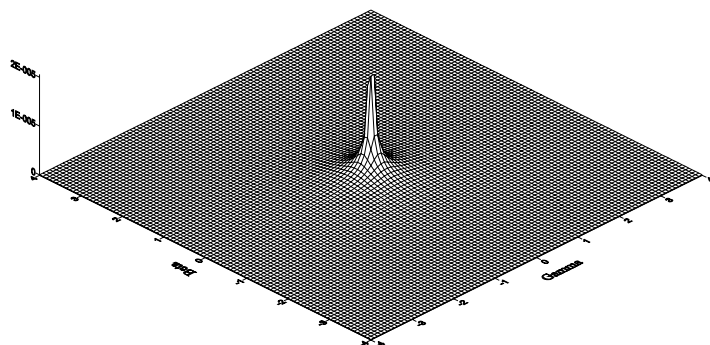
计算荷载 $p = 100 \text{N}$, 移动速度分别为 $c = 50, 100, 200 \text{m/s}$, 频率为 $\omega = 4.8, 16 \text{Hz}$ 。考虑阻尼作用, 可直接采用快速傅立叶逆变换。在进行快速傅立叶逆变换时取 $-16 \leq \beta, \gamma \leq 16$, 采样点为 2048×2048 。

图 (2-3) — (2-11) 为不同荷载速度与频率作用下, 路基表面竖向位移在波数域与空间域的分布 (a 为波数域内位移, b 为空间域内位移)。

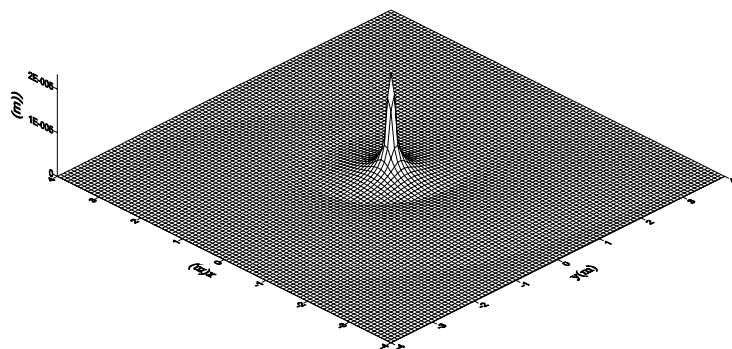
表 2-2 为不同速度与频率下空间域位移最大值统计:

表 2-2 空间域位移最大值统计 单位 (m)

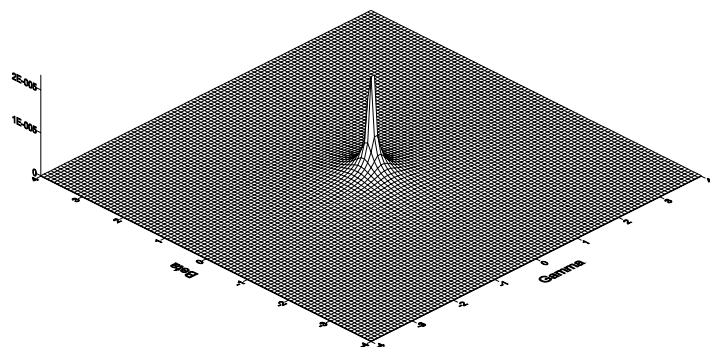
速度	频 率		
	4Hz	8Hz	16Hz
50m/s	2.254×10^{-5}	2.335×10^{-5}	2.831×10^{-5}
100m/s	2.281×10^{-5}	2.384×10^{-5}	2.950×10^{-5}
200m/s	3.453×10^{-5}	3.869×10^{-5}	4.009×10^{-5}



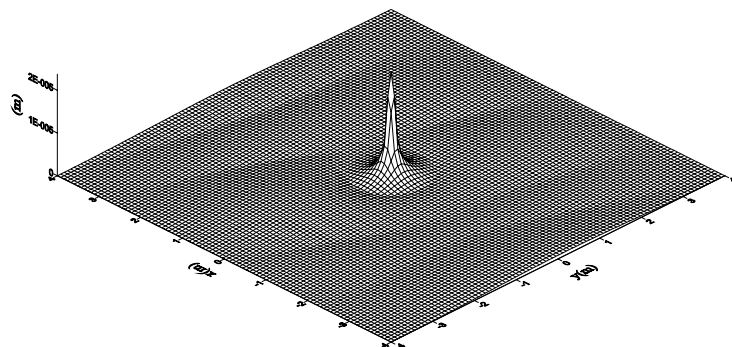
(a)



(b)

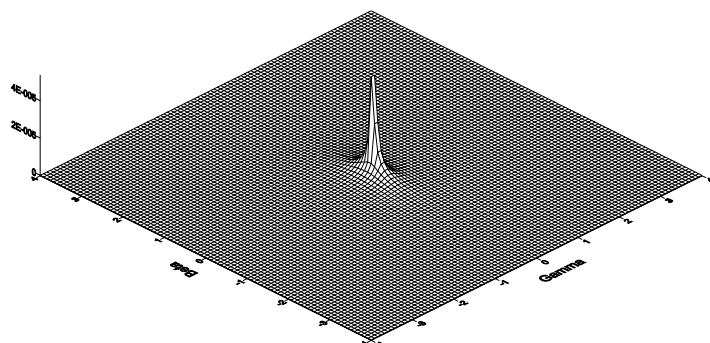
图 2-3 $c=50m/s$ $\omega=4$ 位移分布图

(a)

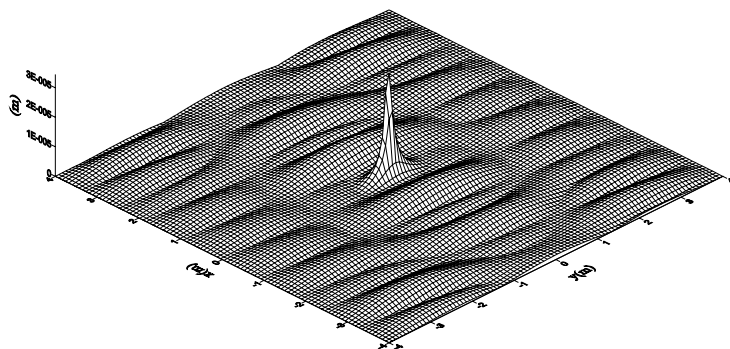


(b)

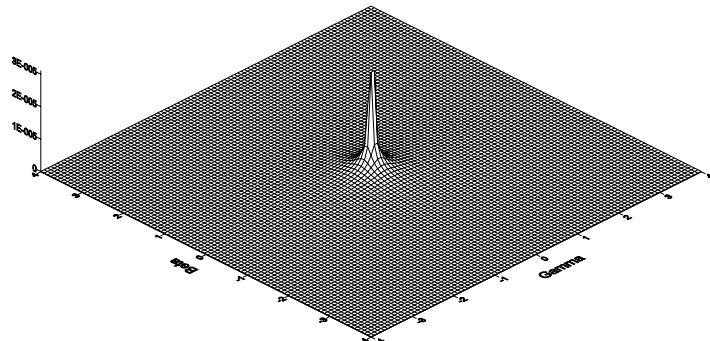
图 2-4 $c=100m/s$ $\omega=4$ 位移分布图



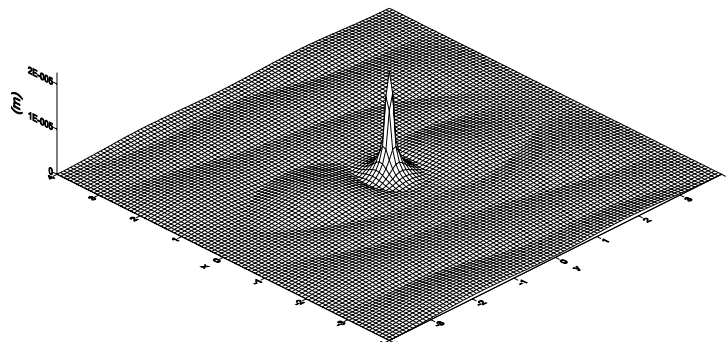
(a)



(b)

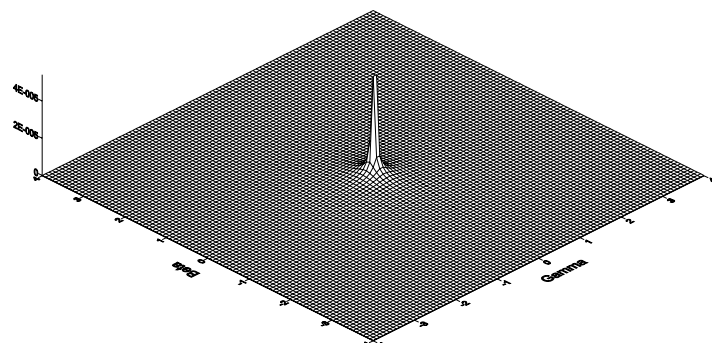
图 2-5 $c=200m/s$ $\omega=4$ 位移分布图

(a)

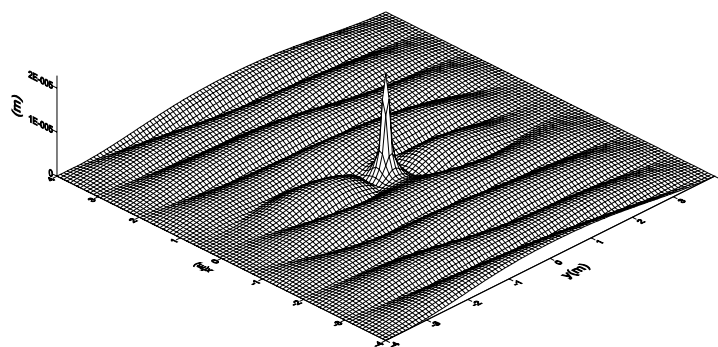


(b)

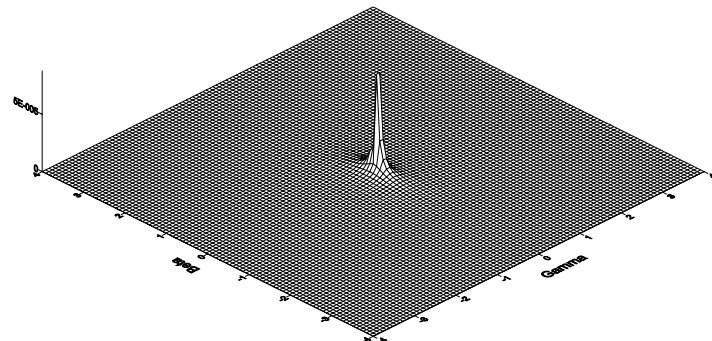
图 2-6 $c=50m/s$ $\omega=8$ 位移分布图



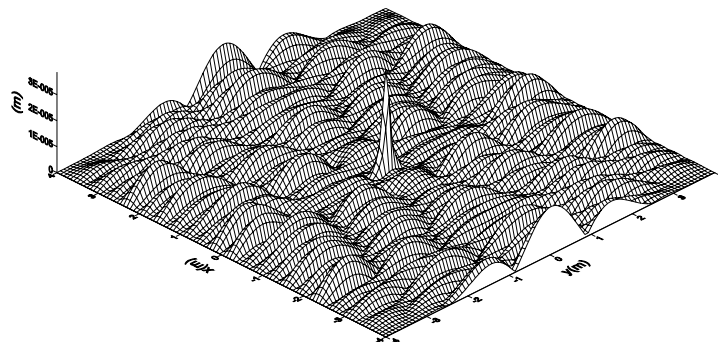
(a)



(b)

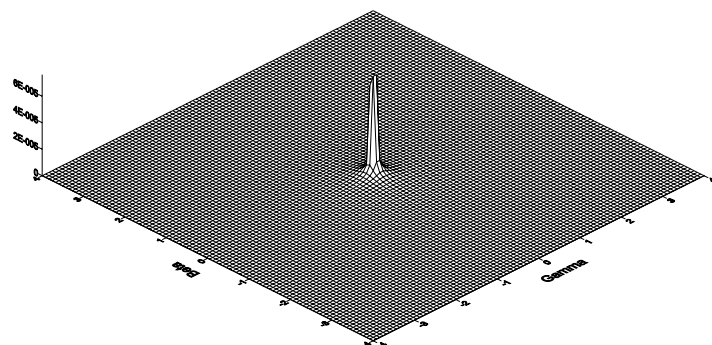
图 2-7 $c=100m/s$ $\omega=8$ 位移分布图

(a)

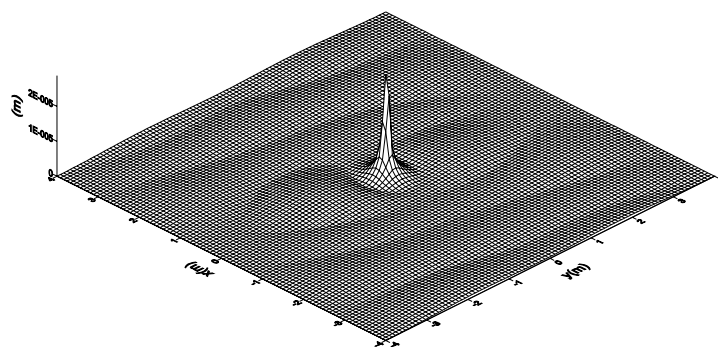


(b)

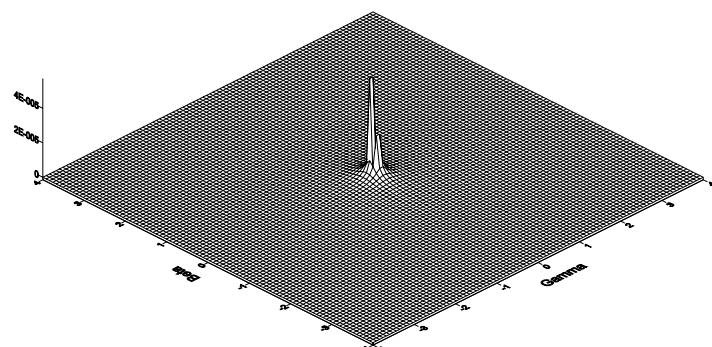
图 2-8 $c=200m/s$ $\omega=8$ 位移分布图



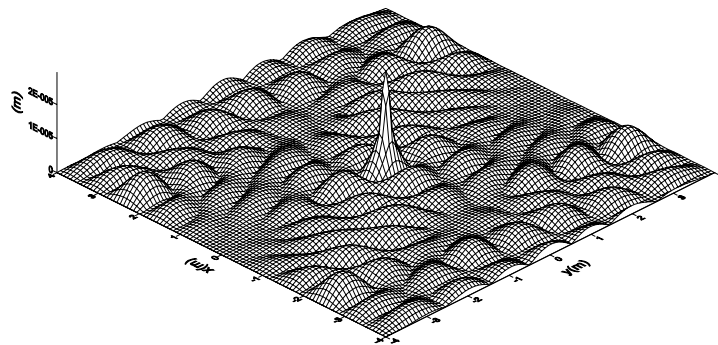
(a)



(b)

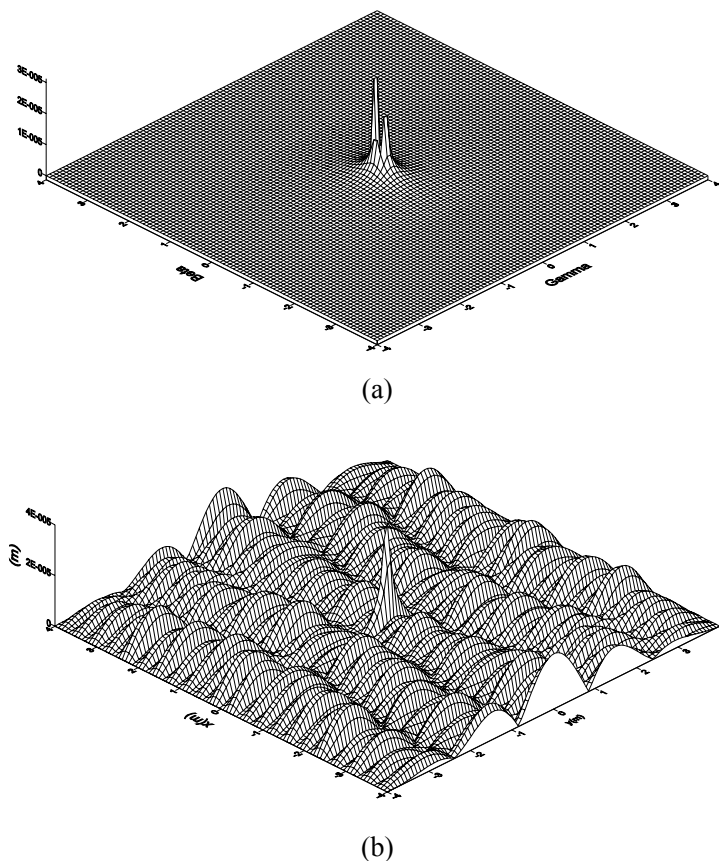
图 2-9 $c=50m/s$ $\omega=16$ 位移分布图

(a)



(b)

图 2-10 $c=100m/s$ $\omega=16$ 位移分布图

图 2-11 $c=200\text{m/s}$ $\omega=16$ 位移分布图

从图 2-3 至图 2-11 中可以看出，波数域内，表面位移最大值随荷载速度与频率变化而改变，同时其形状也有所改变。随着速度增大，位移在 $Beta$ （沿轨道方向）的影响范围增大。当频率为 16Hz 时，出现多个峰值。（速度为 50m/s 时不明显）。

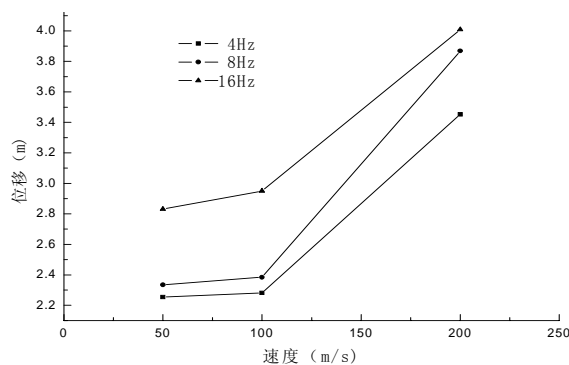


图 2-12 空间域内路基表面位移随荷载速度变化曲线

在空间域内，随着荷载速度与频率增大，路基表面位移峰值也增大（见表 2-2，图 2-12）。当速度较小时，速度增加对位移影响不大。速度 50m/s 时，频率 4、8、16Hz 所对应的最大竖向位移为 $2.254 \times 10^{-5}\text{m}$ 、 $2.335 \times 10^{-5}\text{m}$ 、 $2.831 \times 10^{-5}\text{m}$ ，速度增至 100m/s 时，与频率对应的位移分别为 $2.281 \times 10^{-5}\text{m}$ 、 $2.384 \times 10^{-5}\text{m}$ 、 $2.950 \times 10^{-5}\text{m}$ ，当速度为 200m/s，接近瑞利波速时，位移急剧增大，

分别为 $3.453 \times 10^{-5} \text{ m}$ 、 $3.869 \times 10^{-5} \text{ m}$ 、 $4.009 \times 10^{-5} \text{ m}$ 。随着速度增大，路基竖向位移呈现出的“波动性”也越来越明显，其“波长”随速度增大而减小。荷载频率对竖向位移的影响与速度对位移的影响类似。

2.8 小结

本章以轨道路基系统为研究对象，建立了移动荷载作用下轨道路基动力响应的三维分析模型，利用傅立叶积分变换，得到系统响应积分形式解，分析了荷载性质对路基表面位移影响。主要包括以下内容：

(1) 建立轨道路基系统动力学模型。模型考虑了轨道路基结构中钢轨、轨枕、垫块、道碴、路基各组成部分，将轨道结构视为层状欧拉梁，路基视为粘弹性半空间体，同时考虑轨道路基耦合作用。

(2) 根据欧拉梁与半空间理论，引入移动坐标，得到移动谐振荷载作用下系统稳态响应的控制方程。

(3) 利用傅立叶积分变换，根据系统边界条件及梁与半空间体力 and 位移的连续性，得到系统在波数域内积分表达式。

(4) 分析不同荷载速度下，波数域内积分函数的性质。利用快速傅立叶变换，对路基表面竖向位移进行数值计算，计算结果表明：在波数域内，位移峰值随荷载速度与频率增大而增大，当荷载频率达到某一值时出现多个峰值。在空间域内，竖向位移呈现同样规律，且随荷载速度增大，位移呈现“波动性”，当速度接近路基瑞利波速时位移急剧增大。

第三章 车辆/轨道路基系统垂向动力响应有限元分析

3.1 引言

随着计算机飞速发展,人们对用数值法来研究车辆—轨道路基系统振动问题产生了越来越大的兴趣。许多学者用有限元法研究路基振动和轨道动力响应。采用有限元法有许多优点^[129]:其一,有限元法可以真实地描述各种复杂结构及边界条件。其二,有限元法可以根据所要研究的问题,对各部件随意确定单元大小与疏密,从而提高求解精度。其三,可以考虑到轨道路基结构性质的非一致连续性,并可以方便地仿真线路中众多非线性环节的影响。其四,可以充分考虑到各部件的弹性、几何形状等对振动的影响。用有限元法对车辆—轨道路基系统进行建模分析,已经成为车辆轨道路基耦合动力学发展的一个重要方向,正是考虑到有限元的这些优点,本文也采用有限元法对车辆轨道路基建模,进行垂向动力响应分析。

3.2 系统建模思路

车辆—轨道路基系统动力学涉及“机车车辆动力学”、“轨道动力学”、“轮轨关系”及“路基动力学”等多个研究领域。长期以来科研工作者们在各自领域里做着相对独立的研究工作。但事实上,机车车辆系统、轨道系统和路基系统三者是相互依赖、相互影响和相互制约的,它们构成了一个大系统。真实线路轨道并非理想平滑的,或多或少存在着变形或缺陷,再加上线路固有的离散支承形式,其轨道刚度也是变化的,必然会激起机车车辆的振动,并导致轮轨接触面间变化的轮/轨力,使轮轨表面出现磨损和变形。此外,轨道结构在接触力的循环作用下,也会产生振动和变形,日积月累乃至失效,从而恶化轨道状态。另一方面,轨道路基系统的振动变形又会通过接触面反馈到机车车辆,导致机车车辆振动的加剧。由此可见,对于机车车辆—轨道系统这样一个复杂的耦合系统,仅从单一领域进行研究是难以搞清其本质的,必须运用大系统观点来对整个系统进行综合研究。建立车辆—轨道路基系统耦合动力计算模型主要是解决以下几个方面的问题^{[77][130]}:

- ①轨道路基结构的动力分析模型;
- ②车辆结构的动力分析模型;
- ③机车车辆的振动特性;
- ④轨道路基的振动特性;
- ⑤轨道结构振动与路基振动的耦合关系;

⑥路基结构的边界处理:

⑦轨道路基结构在动力作用下的物理力学性质。

本文将从系统的角度出发,把车辆轨道路基视为一相互作用的整体,充分考虑车辆—轨道路基的耦合作用,建立系统耦合动力分析模型,可以提供车辆、轨道、路基的动态响应,为高速铁路轨道路基的设计提供参考。

3.3 车辆/轨道路基动力学分析模型

3.3.1 车辆动力学分析模型

铁路车辆是一个多自由度系统,它由车体、转向架构架、轮对等基本部件组成,各基本部件之间有弹性约束或刚性约束,以限制车辆结构中各零部件之间的相对运动。车辆计算模型一般将其考虑为具有多自由度的多刚体动力系统,包括轮对模型、多轮对模型、半车模型(或称转向架模型)和整车模型四种^[62]。

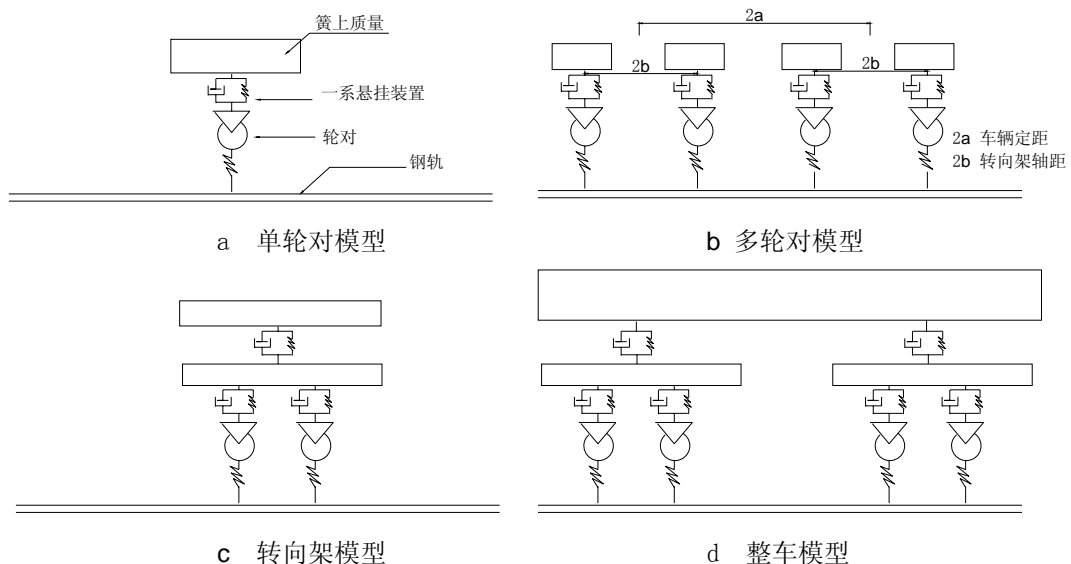


图 3-1 车辆模型

(1) 单轮对模型

单轮对模型将车辆走行部分简化为一个轮对,车体和前后两个转向架的质量由四个(针对车辆)或六个轮对(针对机车)来分担。轮对在垂直方向产生的运动由一系悬挂装置(转向架与轮对之间的连接装置,简化为弹簧和阻尼)传至钢轨,其频率和振幅的变化规律由簧上质量和轨道动力不平顺以及车辆运行速度决定。钢轨上面的部分只有垂向的两个自由度即轮对的垂向自由度 z_w 和簧上质量的垂向自由度 z_c ,见图3-1(a)所示。

(2) 多轮对模型

多轮对模型将车辆走行部分简化为四个相对独立的轮对来分担车体和前后

两个转向架的质量,以波兰学者Kisilowski和德国教授Knothe^[21]所采用的分析模型为代表,见图3-1(b)所示。轮对和钢轨之间简化为一系弹簧,也可根据精度要求简化为一系弹簧和阻尼。该模型考虑了相邻轮对的动力耦合关系,模型的分析结果表明,在轨道弹性良好的情况下,邻轮对本位轮的轨道位移影响约为37%,可见比考虑了耦合作用的多轮对模型要比单轮对模型更符合实际。

(3) 转向架或半车模型

转向架模型将车辆走行部分简化为转向架和转向架下面的两个轮对,共同承担车体质量的一半,见图3-1(c)所示。轮对和钢轨之间简化为一系弹簧,同样也可根据精度要求简化为一系弹簧和阻尼。该模型考虑了相邻轮对的动力耦合关系,以及轮对与转向架的动力耦合作用。半车模型则考虑了车体的参振作用,一般是取一节车辆的前半部分进行研究,认为车辆前后部分对称。

(4) 整车模型

整车模型一般考虑一节车辆的前后转向架及四个轮对的作用,见图3-1(d)。当轨面存在连续不平顺时,四轮将同时受到激励,并引起各自动力作用,这些动力作用又会相互传播、叠加。由此可见,将车辆考虑为整车模型更符合实际情况。

表3-1是以整车模型的计算结果为标准,正弦型激励情况下(波长250mm,波深1mm)三种车辆模型的计算结果中轮轨力与道床加速度的对比^[62]。

表3-1 三种车辆模型计算结果比较

比较指标	整车模型	转向架/半车模型		单轮对模型	
数值及偏差	数值	数值	偏差	数值	偏差
轮轨作用力(kN)	376.3	342.4	9%	327.8	13%
道床加速度(m/s^2)	181.2	146.9	19%	116.6	35.7%

从表中可以看出,整车模型动力响应值比转向架动力模型响应值要大,轮轨作用力相差9%,而转向架或半车模型的动力响应值比轮对模型动力响应值要大,前者转向架或半车模型与轮对模型计算的轮对作用力相差4%,道床加速度的偏差就更大了。

随着计算机技术的进步,计算速度已不成为问题,完全可以采纳整车模型,加之种种简化模型研究已日趋成熟,为建立一个较为详细而完整的通用模型奠定了基础。意大利学者G.Diana教授在第13届国际车辆动力学年会上也建议进一步细化模型,但又不可过分复杂,需要权衡模型用途,计算方法及分析目的等诸要素作出选择,根据所模拟的目的或分析的重点,采用不同的模型。本文在进行分析时将采用整车模型^[62],其分析模型见图3-2。

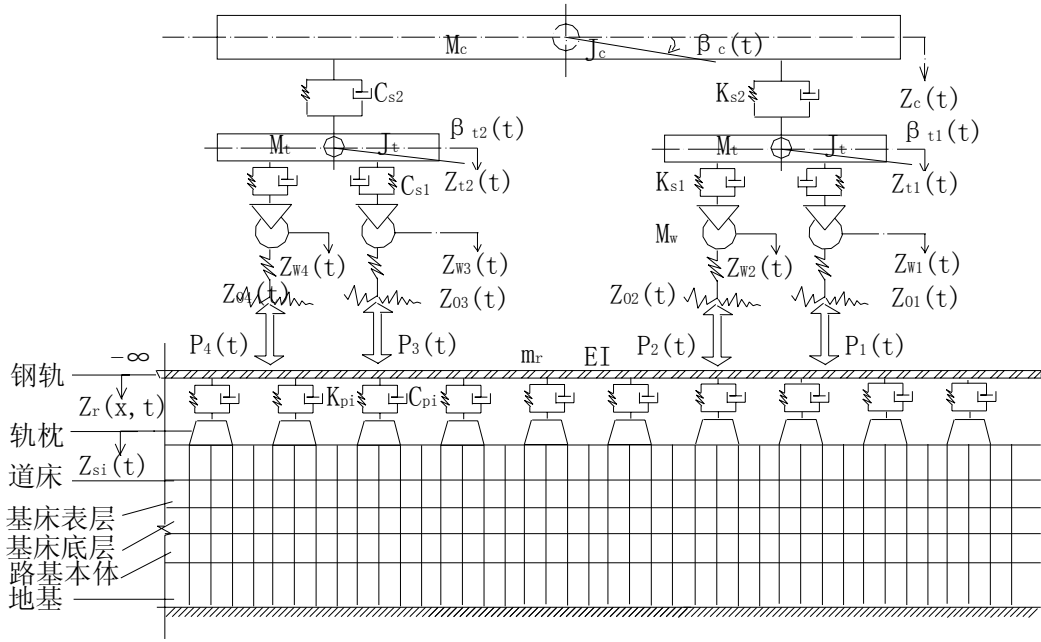


图 3-2 车辆轨道路基模型

图中各符号的意义如下：

m_c —车体质量 (kg); J_c —车体点头惯量 ($\text{kg} \cdot \text{m}^2$); M_t —转向架簧上质量 (kg); J_t —转向架点头惯量 ($\text{kg} \cdot \text{m}^2$); m_w —转向架簧下质量 (kg); m_r —钢轨单位长质量 (kg/m); m_{si} —轨枕质量 (kg); K_{s1} —车辆一系悬挂刚度 (N/m); C_{s1} —车辆一系悬挂阻尼 ($\text{N} \cdot \text{s/m}$); K_{s2} —车辆二系悬挂刚度 (N/m); C_{s2} —车辆二系悬挂阻尼 ($\text{N} \cdot \text{s/m}$); K_{pi} —轨下垫层刚度 (N/m); C_{pi} —轨下垫层阻尼 ($\text{N} \cdot \text{s/m}$); EI —钢轨抗弯刚度 ($\text{N} \cdot \text{m}^2$); $z_i(t)$ —系统部件位移 (m); $\beta_i(t)$ —系统部件角位移 (rad); $Z_r(x, t)$ —钢轨位移 (m); $Z_{0i}(t)$ —轮轨不平顺位移 (m); $P_i(t)$ —轮轨作用力 (N)。

在建立车辆动力学分析的数学模型时，可作如下假定：

- (1) 车体在通过质心的纵向垂直平面左右对称，通过质心的横向垂直平面对称，前后转向架相对车体的位置和本身的结构参数相同，各轮对相对于转向架的位置和本身的结构参数相同；
- (2) 每节车辆的车体、转向架和轮对均视为刚体，不考虑振动过程中车体、转向架和轮对的弹性、扭曲变形；
- (3) 车辆悬挂系统的一系和二系弹簧符合虎克定律，阻尼认为是粘滞阻尼(阻尼大小与速度成正比)，均不考虑非线性的影响；
- (4) 不考虑车体、转向架、轮对的结构阻尼；
- (5) 车体、转向架以及轮对各刚体均在基本平衡位置作小位移振动；
- (6) 轮对及车体沿线路作等速运动，不考虑其横向与纵向作用力的影响。

对于具有二系悬挂的车辆见图 3-2，每节车辆的自由度有 10 个。其中车体、转

向架各有沉浮与点头 2 个自由度, 4 个轮对各 1 个沉浮自由度, 每节车体共 10 个自由度。各自由度的描述如下:

z_c, β_c —车体的沉浮和点头自由度

z_t, β_t —转向架的沉浮和点头自由度

z_w —轮对的沉浮自由度

3.3.2 轨道路基动力学分析模型

有碴轨道由钢轨、胶垫与扣件、轨枕、道床和路基组成, 钢轨离散地支承于轨枕上, 轨枕按等间距铺设, 道床按一定的断面形状由道碴堆砌在路基或其它结构物上。针对不同的研究目的, 常用的轨道路基模型可归为三大类^[130]: (1) 集总参数模型; (2) 连续支承梁模型; (3) 离散点支承梁模型。

(1) 集总参数模型

集总参数模型是研究车辆—轨道相互作用问题中最简单的模型。轨道结构的集总参数模型是通过对轨道质量、刚度和阻尼进行等效变换, 将复杂的轨道结构等效变换为单个或多个集总质量系统。集总参数模型的优点是简单、易于求解, 因而被广泛采用, 并被用于非冲击的轨道动力响应分析及机车车辆、轨道结构参数匹配的初步研究中。但集总参数模型也存在着较大缺点, 如采用等效变换后的轨道质量、刚度、阻尼难以模拟实际的轮轨运动过程; 并且在如何对这些参数进行等效变换的方法上, 到目前为止仍众说纷纭, 尚无统一定论。

C. B 维尔辛斯基用由钢轨换算质量及簧下质量组成的两自由度系统来求解车轮扁疤冲击钢轨而引起的钢轨压力问题; 李定清依据等效变换原则修正了用于分析接头冲击的集总参数模型, 考虑了钢轨接头刚度减小的影响; 周宏业、叶翔采用单自由度集总参数模型研究轮轨冲击力; 1978 年叶庆饯、1985 年许实儒分别采用了这一模型并加以改进, 研究了钢轨接头处轮轨冲击问题。

(2) 连续弹性支承梁轨道模型

连续弹性支承梁轨道模型建模的基本思路是将钢轨当作一根欧拉梁或铁木辛柯梁(可以无限长), 轨下基础则被视作为一层或多层连续弹簧或弹簧+阻尼结构。连续弹性支承梁模型是研究轨道动力特性中使用较早的一种轨道模型。

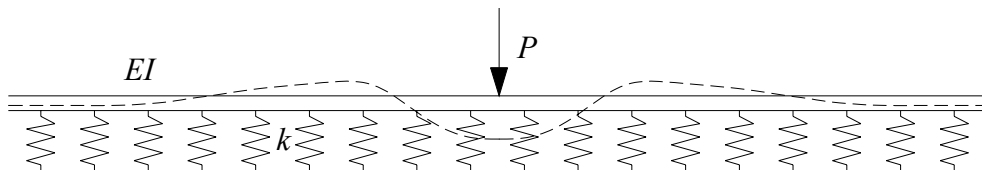


图 3-3 单层连续支承梁轨道模型

这种模型因其简单、计算参数少, 所以在当时得到了广泛的应用。这种模型

可用于分析轨道结构整体的动力响应,求解钢轨的动弯曲应力、轨下基础各部分上的动态作用力及振动加速度。根据模型层数的不同,这类模型又可分为单层、双层及三层连续支承梁模型。

(a) 单层连续支承梁轨道模型

单层连续支承轨道模型,是指将轨下基础简化为一层连续弹簧或弹簧+阻尼结构,其结构形式如图 3-3 所示。1867 年,文克尔提出了无限长梁支承在均匀弹性基础上这一力学模型以后,各国的铁路工作者们便开始用这一模型来研究机车车辆一轨道系统动力学。1882 年 *Schwedier* 建议用该模型开展轨道力学研究。1926 年铁木辛柯将钢轨视为连续弹性基础支承上的无限长梁,基于达朗贝尔原理的动静法建立梁平衡方程,计算了梁在移动脉冲荷载作用下垂向振动;并研究了由车轮踏面擦伤引起的轮轨作用。1972-1974 年, *Jenkins* 和 *Lyon*^[131] 采用无限长弹性基础上欧拉梁模型研究了因轨道离散型不平顺而引起的轮轨间高频作用力 P_1 和低频作用力 P_2 。1984 年 *J.P. Fortin* 以无阻尼弹性支承欧拉梁为力学模型,分析了轨道结构在余弦规律变化的移动荷载作用下的微分方程的特性,定性地解释了轨道大振幅振动现象,但该文未考虑阻尼并且因求响应困难而未作进一步分析。1988 年日本的 *Takashi* 等人用均布弹簧上的无限长铁木辛柯梁模型来模拟轨道,并将轮对以一定间距排列并运行在轨道上,采用傅立叶复杂积分和叠加法求解,研究了多轮与轨道的耦合振动问题。

与集总参数模型相比,连续支承梁模型又向前进了一步,它可以考虑到列车速度对轮/轨系统振动的影响,并且用欧拉梁来模拟钢轨,比轨道集总参数模型中的钢轨模型更加细致、更接近实际。

由于单层连续梁模型中,轨下结构如扣件、垫层、轨枕、道碴、道床等被合成为一种弹簧组件或弹簧+阻尼组件,所以无法考虑轨下结构中各组成部件不同的性质,因而无法考察它们在振动中所起作用。而且这种弹簧或弹簧阻尼组件参数的确定又存在一定的难度。对于单层连续弹性支承梁模型,还存在诸如该模型中轨枕质量的假定分布不正确,没有用垫片来分隔开钢轨和轨枕,没有考虑轨枕的受弯作用等问题。为了克服模型的这种不足,各国研究工作者们开始采用双层连续弹性支承梁模型。

(b) 双层及三层连续支承梁模型

双层连续支承梁模型考虑到轨枕(尤其是混凝土轨枕)、轨枕板的质量在整个轨道结构中占较大的份量;同时考虑到扣件在轨道结构中所起的作用,将轨枕从钢轨中分离出来,做为单独的一层连续质量,以梁来模拟。这种两层模型可以考虑到轨枕对轨道结构振动的影响,并可以用来分析扣件的动力性能。

1977 年 *Sato* 建立了双层欧拉梁轨道系统模型,在轨枕垫处理上引入了三参

数模型以考虑轨枕垫非线性特性的影响。他研究了各种参数对振动加速度的影响, 1982—1985 年 *Grassie* 在研究轮/轨作用力时, 建立了双层连续支承梁轨道模型。在这种模型中, 钢轨被等效为无限长瑞利—铁木辛柯梁, 轨下垫层等效为一层由弹簧和阻尼组成的弹性支承层, 轨枕被等效为一质量层, 道床等效为第二层弹性支承层。1984 年邢书珍用双层连续弹性支承梁模型研究了列车速度的影响, 但该文仅限于移动恒荷载作用。1992 年张宝珍、李成辉采用这种模型, 研究了在移动的简谐荷载作用下轨道系统的振动情况, 并由此得出了邻轮影响的重要性。

三层弹性连续支承梁模型除了考虑到轨枕的振动性能外, 还考虑了部分道床参振质量对轨道系统振动的影响。日本铁路根据大量试验, 提出三层轨道支承梁竖向振动分析模型, 第一层梁代表钢轨, 第二层梁包含轨枕及道床上部 10cm 的质量, 第三层代表道床 10cm 深度以下的质量和路基的参振质量。

连续弹性支承梁轨道模型, 虽然有建模简单、方程易于求解等优点, 但用这类模型来模拟轨道系统时, 存在如下问题: 在实际轨道结构中, 轨枕是离散的分布于钢轨下面, 由扣件将钢轨与轨枕联系在一起, 特别是接头区, 轨枕支承又是非等间距的。也就是说, 真实的轨下结构并非象连续弹性支承梁模型所描述的是轨下均布的支承结构。

(3) 弹性点支承梁轨道模型

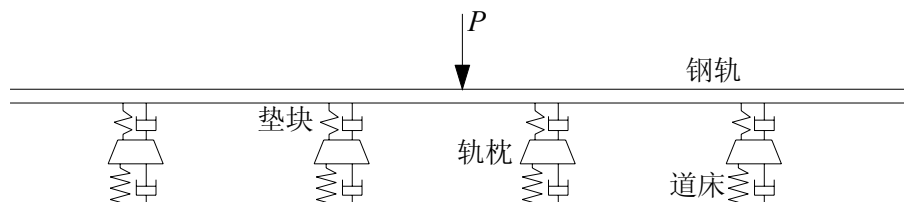


图 3-4 弹性点支承梁轨道模型

弹性点支承梁轨道模型是指轨下弹性支承结构仅在轨枕存在的位置才有, 是离散的一层或多层结构, 因此点支承模型更接近于轨道真实结构。它能真实地反映轨道不同位置处离散支承的刚度差异引起的对机车车辆—轨道系统振动的影响。同时, 这种模型可以有效地用于分析轨下支承失效问题, 诸如扣件折断、轨底橡胶垫脱落、轨枕悬空及枕下道碴下沉等引起的动力问题。由于点支承模型比较复杂, 所建方程不象连续支承模型那样可以用解析法求解, 对这类模型方程的求解, 必须采用数值计算方法。近年来, 随着数值计算方法的改进和计算机技术的飞速发展, 点支承梁轨道模型已在机车车辆—轨道动力学研究中广为使用。点支承梁轨道模型也象连续弹性支承梁一样, 可分为单层、两层及多层模型。

(a) 单层点支承梁模型

1981 年 *Jezepeul*^[132]对移动荷载作用下的具有离散支承的钢轨建立了偏微分

方程, 首先用位置坐标将偏微分方程转化为一个普通微分方程。然后, 运用傅立叶变换得到一个代数方程, 从而进行求解。1988—1992, *Strzy zakowkit* 等人运用这种方法做了大量的研究工作。其后, *Heike* 和 *Stoffen Muller* 采用傅立叶逆变换, 研究变化载荷的移动速度及频率对轨道动力性能的影响, 同时还考虑了轨面上的垂向不平顺对振动的影响, 1992 年加拿大的 *Cail* 等人在研究中采用了有限长的离散支承铁木辛柯梁来模拟钢轨, 用模态叠加法和四阶龙格库塔法来求解, 1987 年李定清用单层点支承梁轨道模型研究了钢轨接头区轮轨相互作用及其引起的动力响应问题。该文根据最小势能变分原理建立了轨道结构的有限元模型, 并用威尔逊 θ 进行逐步积分求解。1991 年德国的 *Knothe* 等人为研究轨面的短波磨损, 建立了一个三维离散支承无限长梁模型, 并用组合的有限单元传递矩阵法进行描述。

为了分析轨枕的振动, 特别是混凝土轨枕的振动及扣件的弹性作用, 就需要将轨枕从钢轨中分离出来, 建立双层弹性离散点支承轨道梁模型。

(b) 双层点支承梁轨道模型

1979—1982 年 *Newton* 和 *Clark* 等人针对车轮扁疤的动力学效应展开了理论和试验研究, 他们建立了双层点支承梁轨道模型并进行了仿真计算。结果表明, 这种离散点支承模型更近似于试验结果, 而无限长连续弹性基础模型所得到轮轨作用力要大于试验结果。胡用生等人建立了复杂双层点支承模型, 考虑了轨枕、钢轨、轨枕垫、道碴间的非线性, *Heike Ilias* 等人建立的轨道模型, 其中钢轨为无限长铁木辛柯梁, 轨枕为具有垂向线位移及转动自由度的刚体, 垫块及道碴为具有垂向及转动自由度的弹簧阻尼元件。这一模型更好地反映各部件的性质, 不仅考虑了垂向位移而且还考虑了转动。1987 年李定清^[133]用二层离散点支承模型研究了轨道竖向不平顺及移动的轴重对轨道系统振动的影响。他按势能驻值原理及形成矩阵的“对号入座”法则, 首次建立了轮对轨道结构系统竖向振动矩阵方程, 取得了较好结果。

(c) 三层点支承轨道模型

九十年代初, 西南交大翟婉明教授在研究机车车辆—轨道系统动力学时^[62], 曾采用三层点支承轨道模型, 开发了一种显—隐式预测—校正积分法来求解; 分析了轮对、钢轨、轨下基础缺陷引起的车辆—轨道垂向振动响应, 得到了与实测结果较好的接近。鲍玉林, 王其昌^[134]考虑了钢轨的剪切变形及扭转变形和轴向力, 以铁木辛柯梁模拟钢轨, 研究了轨道的高频振动。这类模型可用于分析研究具有各种不同质量和惯性矩的钢轨、不同弹性和阻尼的轨下衬垫、不同质量和间隔的轨枕、不同材料性能和质量的道床、不同弹性和阻尼的道床及路基等条件下轨道的动力响应; 还可以用于分析研究轨道的一些特殊问题, 诸如轨枕失效, 空

吊板, 钢轨波磨等一类轨道不平顺对轨道动力响应的影响。雷晓燕^[150]、周先才^[135]、梁波^[71]、苏谦^[77]等人将路基模型细化, 研究了路基设计参数对轨道路基动力响应的影响。

根据以上轨道模型的分析, 由于轨下基础各组成部件(轨枕、垫层、道床、路基)在实现轨道功能中所起作用不同, 它们对轨道路基的动力响应影响也不相同, 因此只有将它们分开考虑, 模型才更符合实际。另一方面, 从动力作用的模拟分析角度来看, 只有将钢轨、轨枕、路基分开考虑, 才能获得各自的振动响应, 也才能较为全面的了解轨道路基结构振动规律。基于以上分析, 本文在分析系统动力响应时, 将轨下各部件分开考虑, 建立多层轨道路基模型。

3.4 耦合系统的激励

3.4.1 车辆/轨道路基系统的激励源

由于钢轨磨耗、路基刚度不均匀等因素使得轨道存在不平顺, 运行中的车辆将产生振动。根据车辆/轨道路基耦合动力学原理, 车辆的振动反过来作用于轨道, 从而引起轨道路基系统的振动。所以, 轨道不平顺是车辆/轨道路基系统的激励源之一。轨道的不平顺主要有高低、水平、方向、轨距不平顺四种基本形式^{[136][137]}。

轨道高低不平顺是指由于钢轨顶面沿轨道延长的高低不平顺, 是由于轨面不均匀的磨耗、低接头、弹性垫层和轨枕、道床、路基的弹性不均、各扣件和部位的扣紧程度与间隙不等、轨枕底部的暗坑、道床与路基的永久变形等原因造成的。轨道高低不平顺是引起机车车辆垂向振动的一个重要因素。

轨道水平不平顺是指由于左右钢轨对应点的高差所形成的沿轨长方向的不平顺。轨道的水平不平顺是使机车车辆产生侧滚的主要原因。它会导致车辆产生左右侧倾振动, 使车辆一侧轮载增大, 另一侧减小, 因而容易导致列车脱轨。

轨道方向不平顺是指由于两股钢轨横向偏移引起的线路中心线的横向偏移。方向不平顺会引起机车车辆的横移、侧滚和摇头振动, 使得轮对产生很大的横向水平力和侧滚力矩。

轨道轨距不平顺是指由于左右两股钢轨横向偏移而引起的轨距变化。

以上四种不平顺中, 对路基结构影响最大的是轨道高低不平顺。本文只讨论高低不平顺的影响。轨道的不平顺可用确定性函数表示^[150], 也可用随机函数表示。

1. 以下是几种常见的垂向轨道不平顺激励输入形式。

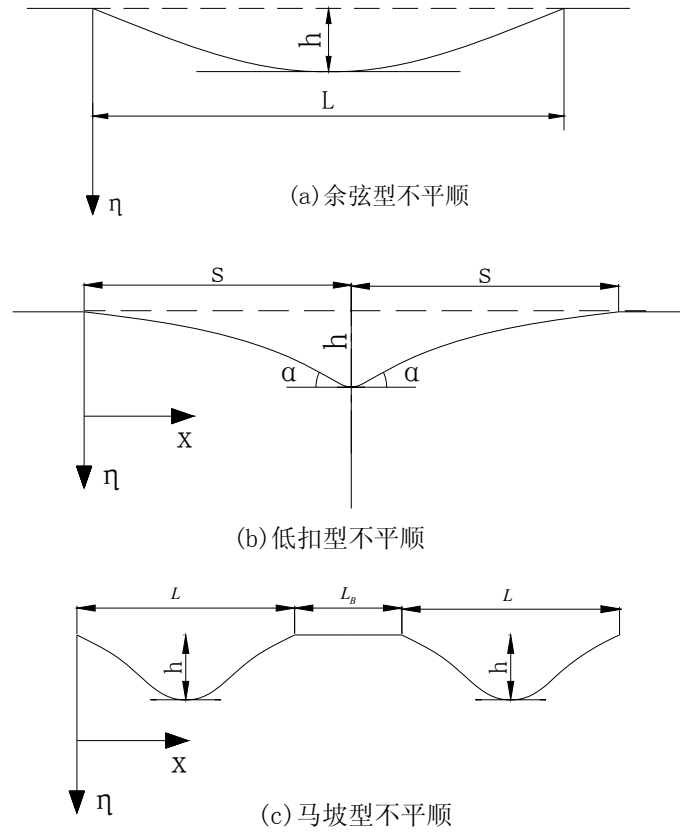


图 3-5 确定性不平顺

余弦型不平顺其表达式为：

$$\eta = h[1 - \cos(\omega t)]/2 \quad (0 \leq t \leq L/V) \quad (3-1)$$

式中： $\omega = 2\pi V/L$ ； L —不平顺波长； h —不平顺波深

低扣型不平顺其表达式为

$$\eta = \begin{cases} h[1 - \cos(\pi x/2s)] & 0 \leq x \leq s \\ h[1 - \cos(\pi x/2s) + \pi] & s \leq x \leq 2s \end{cases} \quad (3-2)$$

马鞍型不平顺其表达式为

$$\eta = \begin{cases} \frac{1}{2}h(1 - \cos \frac{2\pi x}{L}) & 0 \leq x \leq L \\ 0 & L \leq x \leq L + L_B \\ \frac{1}{2}h(1 - \cos[\frac{2\pi x}{L} - \frac{2\pi(L + L_B)}{L}]) & L + L_B \leq x \leq 2L + L_B \end{cases} \quad (3-3)$$

轨道不平顺实质上是一个随机过程，是线路里程的随机函数。对这样一个随机过程，单从局部特征方面来描述，还不能完全反映一段轨道长度内轨道不平顺的全部特征，因此采用统计函数来评价或揭示轨道不平顺的幅值、波长等特征是必要的。目前世界各国对轨道不平顺统计特征的描述主要从不平顺幅值和波长结

构的统计两方面进行，即用不平顺功率谱密度函数(PSD)来描述：不平顺功率谱密度函数(PSD)是通过不平顺均方值对随机轨道不平顺的数据频率结构、能量随频率的分布进行描述，它是研究随机不平顺各频率成分或波长结构成分的统计含量、描述轨道不平顺特征的一个有效统计函数，它可完全反映出不平顺幅值相对于不平顺波长的分布特征。

在工程实际中，某段轨道不平顺平稳样本 $\eta(x)$ 的功率谱密度估计值 $\bar{G}_\eta(f)$ 定义为： $\eta(x)$ 在频率 f 到 $f + \Delta f$ 微小带宽 Δf 内的均方值 $\bar{\phi}_\eta^2(f, \Delta f)$ 除以带宽 Δf

$$\bar{G}_\eta(f) = \bar{\phi}_\eta^2(f, \Delta f) / \Delta f \quad (3-4)$$

如果 Δf 无限小 ($\Delta f \rightarrow 0$) 统计距离无限长 ($x \rightarrow \infty$) 时，便得到功率谱密度更精确的表达式：式中 $\eta(x, f, f + \Delta f)$ 表示轨道不平顺 $\eta(x)$ 在 f 和 $f + \Delta f$ 频率范围内的那部分值。

$$G_\eta(f) = \lim_{\Delta f \rightarrow 0} \frac{\phi_\eta^2(f, \Delta f)}{\Delta f} = \lim_{\Delta f \rightarrow 0} \frac{1}{\Delta f} \left[\lim_{x \rightarrow \infty} \frac{1}{x} \int_0^x \eta^2(x, f, \Delta f) dx \right] \quad (3-5)$$

从功率谱密度的表达式可看出，功率谱密度也可理解为均方值对频率的变化率，或单位频带内的均方值。对轨道不平顺波长采用空间频率 $f = 1/\lambda (1/m)$ 较为方便，轨道不平顺功率谱密度单位为 $mm^2 / 1/m$ 。

在实际工作中常用“功率谱图”来表示功率谱 $G_\eta(f)$ 对于频率的关系，轨道不平顺的功率谱图是以频率或波长为横坐标的连续曲线，反映轨道不平顺的功率谱密度在频率或波长轴上的分布情况，它可清楚地表现组成轨道不平顺随机波形的各波长成分。

以下为国内外轨道不平顺的轨道谱^[138]
美国轨道级别分 6 级，其高低不平顺功率谱

$$S_v(\Omega) = \frac{k A_v \Omega_c^2}{\Omega^2 (\Omega^2 + \Omega_c^2)} \quad \text{cm}^2/\text{rad}/\text{m} \quad (3-6)$$

式中 $S_v(\Omega)$ —功率谱密度； Ω —空间频率； Ω_c —截断频率；

A_v —粗糙度常数； k —系数 一般取 0.25。

德国高速线路不平顺谱密度是目前欧洲铁路统一采用的谱密度函数

$$S_v(\Omega) = \frac{A_v \times \Omega_c^2}{(\Omega^2 + \Omega_r^2) + (\Omega^2 + \Omega_c^2)} \text{cm}^2 / \text{rad} / \text{m} \quad (3-7)$$

式中 角频率 $\Omega_c = 0.8246$ ； $\Omega_r = 0.0206$ ； 低干扰水平系数 $A_v = 2.119 \times 10^{-7}$ ，

$A_v=4.032\text{E}-7$ (m · rad); 高干扰水平系数 $A_r=6.125\text{E}-7$, $A_r=10.80\text{E}-7$;

长沙铁道学院采用底面测试手段^[139], 对我国京广线进行了先后三次轨道不平顺测试, 得出我国铁路一级干线轨道不平顺的统计特征。其高低不平顺为

$$s_v(f) = 2.755 \times 10^{-3} \frac{f^2 + 8.879 \times 10^{-1}}{f^4 + 2.524 \times 10^{-2} f^2 + 9.61 \times 10^{-7}} \text{ mm}^2 / \text{cycle} / \text{m} \quad (3-8)$$

我国建成的高速试验线钢轨结构均采用 60kg/m 跨区间无缝线路, 铁道科学研究院对此类钢轨结构的线路进行了详细测量, 通过数据拟合, 得到能反映我国 60kg/m 跨区间无缝线路特征的轨道不平顺功率谱密度,

$$s(f) = \frac{A(f^2 + Bf + C)}{f^4 + Df^3 + Ef^2 + Ff + G} \text{ mm}^2 / \text{cycle} / \text{m} \quad (3-9)$$

对于反映某一长度区段轨道对轮轨动力特性的影响, 人们对轮轨系统的激励输入一般采用实测的轨道不平顺样本, 为分析的有效性, 往往选取多个样本输入, 再进行计算结果的统计分析。此外, 对无法获得轨道不平顺实测样本的情况, 通常人们以轨道不平顺功率谱为基础构造时域内的轨道不平顺函数。由于轨道不平顺具有随机过程特征, 因此可以采用随机过程的数值模拟方法。目前国内外最常用的轨道不平顺数值模拟方法主要有二次滤波法、三角级数法、白噪声滤波法、基于频域功率谱等效法等^[140]。采用三角级数叠加法时, 轨道不平顺样本的产生由下式产生:

$$w(x) = \sqrt{2} \sum_{k=1}^N \sqrt{S(\omega_k) \Delta \omega} \cos(\omega_k x + \phi_k) \quad (3-10)$$

式中 $w(x)$ 为所产生的轨道不平顺序列; $S(\omega_k)$ 为给定的轨道不平顺的功率谱密度函数; ω_k ($k=1, N$) 为所考虑的频率的下限和上限; $\Delta \omega$ 为频率间隔的带宽; ϕ_k 为相应第 k 个频率的相位, 一般可按 $(0, 2\pi)$ 区间均匀分布取值。

3.4.2 车辆/轨道路基系统的激励方式

根据研究目的、计算模型、计算能力、计算方法的不同及其发展, 人们在研究机车车辆—轨道系统振动时, 常用如下几种激励形式:

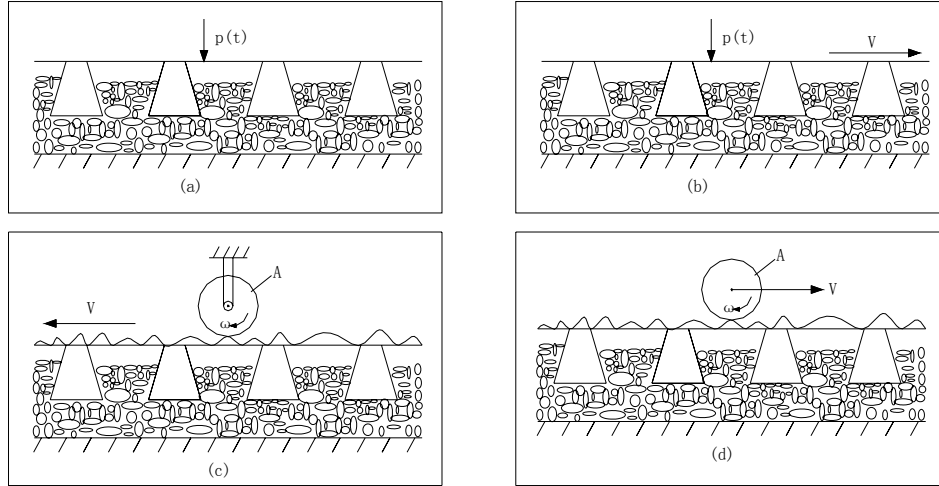


图 3-6 系统激励形式

(1) 作用于定点的变化荷载(图 3-6(a))

此时 $p(t)$ 常以简谐形式如 $p(t) = p_0 \sin \omega t$ 表述, 该力可以作用于轨道上任一固定位置上。这是一种很简单的激励模型, 仅将车辆及其振动简化为一个简谐力。旨在研究轨道的振动, 对于轨道系统而言是一种定点激励形式。

(2) 移动的变化荷载(图 3-6(b))

这种激励模型可以考虑到运动的车辆对轨道的作用, 其中 $p(t) = p_0 \sin \omega t$, 对于任一时刻 t , 任一轨道位置 x 上的荷载为 $p(x, t) = p(t) \times \delta(x - vt)$; δ 为狄拉克函数; v 为列车运行速度; ω 为振动频率。

(3) 移动的轨道不平顺(图 3-6(c))

这种激励模型中, A 表示车辆, 它可以为单一车轮、集总车辆、半车或整车模型。车辆只有垂向运动, 本身并不向前运行。轨面上的不平顺, 以车速 v 向与行驶方向相反的方向从轮轨间通过来模拟车辆的向前行驶, 这种模型对在频域内求解具有离散支承轨道的机车车辆—轨道系统振动而言, 比较方便有效。

(4) 运动的机车车辆(图 3-6(d))

这种激励模型表示机车车辆以车速 v 在具有不平顺的轨道上运行, 这种激励模型能真实反映不平顺对机车车辆—轨道系统的振动影响, 现已被广泛使用。(图中 A 的含义同上)。对于轨道上任一点 x , 在任一时刻 t 上其作用力为: $p(t) \times \delta(x - vt)$, $p(t)$ 为轮轨接触力

3.4.3 轮轨接触

在垂直平面内, 车辆子系统与轨道子系统之间的耦合作用, 通过轮轨接触而实现, 轮轨垂向作用力 $p(t)$ 由赫兹非线性弹性接触理论确定^[62], 设 G 为轮轨接触系数 ($m/N^{2/3}$), $\delta Z(t)$ 为轮轨间的弹性压缩量 (m), 则

$$p(t) = [G^{-1} \cdot \delta Z(t)]^{3/2} \quad (3-11)$$

设 R 为车轮半径 (m)，则轮轨接触常数的取值如下

$$\text{锥形踏面车轮} \quad G = 4.57 \times R^{-0.149} \times 10^{-8} (m / N^{2/3}) \quad (3-12)$$

$$\text{磨耗型踏面车轮} \quad G = 3.86 \times R^{-0.115} \times 10^{-8} (m / N^{2/3}) \quad (3-13)$$

轮轨间的弹性压缩量包括车轮静压量在内，由轮轨接触点处车轮和钢轨的位移直接确定

$$\delta Z(t) = Z_{wj}(t) - Z_r(x_{pj}, t) \quad (3-14)$$

式中： $Z_{wj}(t)$ — t 时刻 j 位车轮的位移 (m)； $Z_r(x_{pj}, t)$ — t 时刻 j 位车轮下钢轨的位移 (m)。

当轮轨界面存在位移不平顺 $\eta_0(t)$ 输入时，轮轨力 $p_j(t)$ 和接触应力 $\sigma(t)$ 表示为

$$p_j(t) = \begin{cases} [Z_{wj}(t) - Z_r(x_{pj}, t) - Z_0(t)] / G & \\ 0 & (\text{轮轨脱离时}) \end{cases}^{3/2} \quad (3-15)$$

$$\sigma(t) = S[p(t)]^{1/3} \quad (3-16)$$

式中 S —由赫兹理论决定的应力常数 ($N^{2/3}/m^2$)。

在 $R=0.15 \sim 0.6m$ 范围内， S 的取值如下：

$$\text{锥形踏面车轮} \quad S = 2.49R^{-0.251} \times 10^7 \quad (N^{2/3}/m^2) \quad (3-17)$$

$$\text{磨耗型踏面车轮} \quad S = 1.49R^{-0.376} \times 10^7 \quad (N^{2/3}/m^2) \quad (3-18)$$

3.5 系统振动方程的建立与求解

3.5.1 系统运动方程的建立方法

列车荷载作用下结构动力响应长期以来受到铁路工作者关注，车桥耦合振动研究较多，本文先介绍车桥耦合振动方程建立方法，再借鉴于其中一种将其引入用于车路耦合作用。在不同时期由于研究手段、计算方法不同，对车桥振动方程建立归纳起来有以下四种^[141]。

(1) 桥梁作为连续体（具有无穷个自由度）、车辆为有限自由度的耦联系统方程：这种方程的推导一般是假定桥梁作为一等截面均质梁，采用无穷级数展开技术来求解。早期关于桥梁在移动荷载下的动力响应研究一般采用该法，如铁木辛柯和 Young^[8]的方法；

(2) 桥梁与车辆都采用有限自由度的耦联系统方程：这种方程的推导是假

定在车辆通过桥梁时的任意时刻,桥梁的变形为一已知曲线或几种已知曲线的迭加。这样一来,由于只有有限未知量,系统方程可以容易地通过解析或数值的方法求解出,象 *Wen*、*Jacobsen* 采用的方法;

(3) 桥梁与车辆都采用多个自由度的耦联系统方程:这种方法一般是用有限元法或者由有限元法派生出来的模态分析法与子结构法来模拟桥梁结构,车辆的模型可以很复杂,大都作为多自由度刚体。车桥耦联方程一般采用直接积分法如纽马克、威尔逊- θ 法求解。*Chu*^{[142][143]}等详细给出了有关公式, *Wiriyachai*、*Bhatti*、曾庆元^{[144][145]}、夏禾^{[146][147]}等都采用了该法;

(4) 桥梁与车辆为分离的方程,两者之间通过轮轨几何兼容条件和相互作用力平衡条件来联系:这种方法对桥梁、车辆运动方程别求解,并且迭代过程来满足两者之间的相容条件。该法最早由 *Veletsos* 和 *Huang* 提出,此后,被曹雪琴、许慰平、沈锐利、宁夏骏、*Hwang* 和 *Nowak*、*Wang* 和 *Huang*、*Chatterjee* 采用。微分方程一般用直接积分法求解,如纽马克- β 、威尔逊- θ 法。而采用分离的车辆、桥梁运动方程时,通过分别求解车辆、桥梁运动方程,用迭代过程来满足轮轨几何兼容条件和相互作用力平衡条件,可以避免在每一时间步长都重新计算对应时刻的系统质量矩阵、阻尼矩阵和刚度矩阵,减少计算工作量,加快车桥响应计算速度。所以,这种方法被大量研究者采用,本文即采用第四种方法,将其用于车路耦合振动。

3.5.2 车辆系统运动方程的建立

铁道车辆在垂向纵向平面内的运动关系,可以作为多刚体系统来考虑,系统方程可以通过对各个刚体逐一应用达朗贝尔原理建立^[148]。对于具有二系悬挂的车辆方程,车辆的自由度有 10 个。

车体的沉浮及点头运动

$$M_c \ddot{Z}_c + 2C_{s2} \dot{Z}_c + 2K_{s2} Z_c - C_{s2} \dot{Z}_{t1} - C_{s2} \dot{Z}_{t2} - K_{s2} Z_{t1} - K_{s2} Z_{t2} = M_c g \quad (3-19)$$

$$J_c \ddot{\beta}_c + 2C_{s2} l_c^2 \dot{\beta}_c + 2K_{s2} l_c^2 \beta_c - C_{s2} l_c \dot{Z}_{t1} + C_{s2} l_c \dot{Z}_{t2} - K_{s2} l_c Z_{t1} + K_{s2} l_c Z_{t2} = 0 \quad (3-20)$$

前转向架构架沉浮及点头运动

$$M_t \ddot{Z}_{t1} + (C_{s2} + 2C_{s1}) \dot{Z}_{t1} + (K_{s2} + 2K_{s1}) Z_{t1} - C_{s2} \dot{Z}_c - K_{s2} Z_c - C_{s1} \dot{Z}_{w1} - C_{s1} \dot{Z}_{w2} - K_{s1} Z_{w1} - K_{s1} Z_{w2} - C_{s2} l_c \dot{\beta}_c - K_{s2} l_c \beta_c = M_t g \quad (3-21)$$

$$J_t \ddot{\beta}_{t1} + 2C_{s1} l_t^2 \dot{\beta}_{t1} + 2K_{s1} l_t^2 \beta_{t1} - C_{s1} l_t \dot{Z}_{w1} + C_{s1} l_t \dot{Z}_{w2} - K_{s1} l_t Z_{w1} + K_{s1} l_t Z_{w2} = 0 \quad (3-22)$$

后转向架构架沉浮及点头运动

$$M_t \ddot{Z}_{t2} + (C_{s2} + 2C_{s1}) \dot{Z}_{t2} + (K_{s2} + 2K_{s1}) Z_{t2} - C_{s2} \dot{Z}_c - K_{s2} Z_c - C_{s1} \dot{Z}_{w3} - C_{s1} \dot{Z}_{w4} - K_{s1} Z_{w3} - K_{s1} Z_{w4} - C_{s2} l_c \dot{\beta}_c + K_{s2} l_c \beta_c = M_t g \quad (3-23)$$

$$J_t \ddot{\beta}_{t2} + 2C_{s1} l_t^2 \dot{\beta}_{t2} + 2K_{s1} l_t^2 \beta_{t2} - C_{s1} l_t \dot{Z}_{w3} + C_{s1} l_t \dot{Z}_{w4} - K_{s1} l_t Z_{w3} + K_{s1} l_t Z_{w4} = 0 \quad (3-24)$$

第 1~4 轮对运动:

$$M_w \ddot{Z}_{w1} + C_{s1} \dot{Z}_{w1} + K_{s1} Z_{w1} - C_{s1} \dot{Z}_{t1} - K_{s1} Z_{t1} - C_{s1} l_t \dot{\beta}_{t1} - K_{s1} l_t \beta_{t1} + 2p_1(t) - M_w g = F_{01}(t) \quad (3-25)$$

$$M_w \ddot{Z}_{w2} + C_{s1} \dot{Z}_{w2} + K_{s1} Z_{w2} - C_{s1} \dot{Z}_{t1} - K_{s1} Z_{t1} + C_{s1} l_t \dot{\beta}_{t1} + K_{s1} l_t \beta_{t1} + 2p_2(t) - M_w g = F_{02}(t) \quad (3-26)$$

$$M_w \ddot{Z}_{w3} + C_{s1} \dot{Z}_{w3} + K_{s1} Z_{w3} - C_{s1} \dot{Z}_{t2} - K_{s1} Z_{t2} - C_{s1} l_t \dot{\beta}_{t2} - K_{s1} l_t \beta_{t2} + 2p_3(t) - M_w g = F_{03}(t) \quad (3-27)$$

$$M_w \ddot{Z}_{w4} + C_{s1} \dot{Z}_{w4} + K_{s1} Z_{w4} - C_{s1} \dot{Z}_{t2} - K_{s1} Z_{t2} + C_{s1} l_t \dot{\beta}_{t2} - K_{s1} l_t \beta_{t2} + 2p_4(t) - M_w g = F_{04}(t) \quad (3-28)$$

式中: l_c —车辆定距之半 (m); l_t —转向架固定轴距之半 (m); $p_i(t)$ —单侧车轮轮轨垂向力 ($i=1\sim4$); $F_i(t)$ —各轮对处激振力函数 ($i=1\sim4$)。

式 (3-19) — (3-28) 写成矩阵形式为

$$M_v \ddot{u}_v + C_v \dot{u}_v + K_v u_v = P_v \quad (3-29)$$

u_v 代表车辆的自由向量; M_v 、 C_v 、 K_v 分别表示车辆的质量、阻尼和刚度矩阵; P_v 是车辆的整体外力向量。

3.5.3 轨道路基系统运动方程的建立

钢轨按轨枕支承点划分为点支承等截面单向可弯有限梁单元^[148]。二结点梁单元的每个结点有竖向下沉 w 及绕 y 轴转角 θ 两个自由度, 见图 3-7。

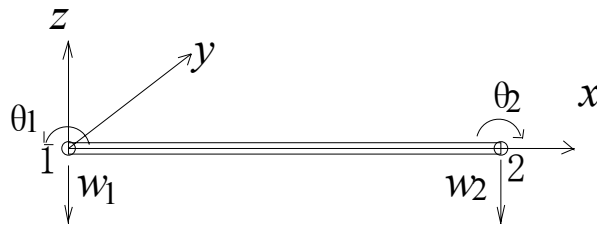


图 3-7 梁单元图

梁单元形函数 N , 单元内点的位移函数 $w(x)$, 梁单元结点位移列阵 u^e 表示如下

$$N = [N_1 \ N_2 \ N_3 \ N_4], \quad w(x) = Nu^e, \quad u^e = [w_1 \ \theta_1 \ w_2 \ \theta_2]^T \quad (3-30)$$

设 $w(x) = a_0 + a_1 x + a_2 x^2 + a_3 x^3$, 由单元的边界条件式 (3-16) 可确定常数 $a_i (i=0,1,2,3)$ 。

$$x=0, w=w_1, \theta=dw/dx=\theta_1; \quad x=L, w=w_2, \theta=dw/dx=\theta_2 \quad (3-31)$$

$$\begin{cases} a_0 = w_1, & a_2 = -\frac{3w_1}{L^2} - \frac{2\theta_1}{L} + \frac{3w_2}{L^2} - \frac{\theta_2}{L} \\ a_1 = \theta_1, & a_3 = \frac{2w_1}{L^3} + \frac{\theta_1}{L^2} - \frac{2w_2}{L^3} + \frac{\theta_2}{L^2} \end{cases} \quad (3-32)$$

$$N^T = [N_1 \ N_2 \ N_3 \ N_4]^T = \begin{bmatrix} 1-3p^2+2p^3 \\ x(1-2p+p^2) \\ 3p^2-2p^3 \\ x(p^2-p) \end{bmatrix}, \quad (p=x/L) \quad (3-33)$$

根据梁单元振动时的动能 Q 计算式及其弯曲应变能 U 计算式, 见式 (3-34)、(3-35) 可确定梁单元质量矩阵 M_R^e 和刚度矩阵 K_R^e

$$Q = \int_0^L \frac{1}{2} m_r \dot{w}(x)^2 dx = \frac{1}{2} \dot{u}^e T \left[\int_0^L m_r N^T N dx \right] \dot{u}^e = \frac{1}{2} \dot{u}^e T m_1 \dot{u}^e \quad (3-34)$$

$$U = \int_0^L \frac{1}{2} EJ [w''(x)]^2 dx = \frac{1}{2} u^e T \left[\int_0^L EJ [N'']^T [N''] dx \right] u^e = \frac{1}{2} u^e T K_1^e u^e \quad (3-35)$$

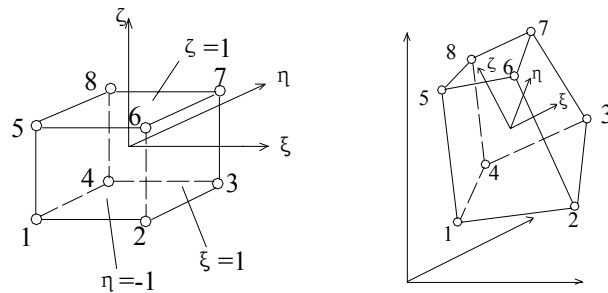
$$M_R^e = \frac{m_r L}{420} \begin{bmatrix} 156 & & & \\ 22L & 4L^2 & \text{对称} & \\ 54 & 13L & 156 & \\ -13L & -3L^2 & -22L & 4L^2 \end{bmatrix}_{4 \times 4} \quad (3-36)$$

$$K_R^e = \frac{EJ}{L^3} \begin{bmatrix} 12 & & & \\ 6L & 4L^2 & \text{对称} & \\ -12 & -6L & 12 & \\ 6L & 2L^2 & -6L & 4L^2 \end{bmatrix}_{4 \times 4} \quad (3-37)$$

式中, m_r —钢轨单位长度质量 (kg/m), L —梁单元长度 (m), E —钢轨的模量 (N/m^2), J —钢轨的截面惯性矩 (m^4)。

轨枕、道碴、路基划分为八节点六面体单元^[129]

整体坐标系的直边八结点六面体子单元, 被映射成为局部坐标系的边长为 2 的正六面体母单元。如图 3-8 所示。



(a) 局部坐标

(b) 整体坐标

图 3-8 八节点六面体单元

利用 2 结点线性单元的形函数（式 3-38）即可构成 8 结点三维线性单元的形函数的普遍表达式（3-39）。

$$N_1 = (1 - \xi)/2, \quad N_2 = (1 + \xi)/2 \quad (3-38)$$

$$N_i = (1 + \xi_0)(1 + \eta_0)(1 + \zeta_0)/8, \quad \xi_0 = \xi\xi_i, \eta_0 = \eta\eta_i, \zeta_0 = \zeta\zeta_i \quad (3-39)$$

母单元中任一点 $P_0(\xi, \eta, \zeta)$ 对应于子单元中一点 $P_i(x, y, z)$ ，其坐标 x, y, z 可以根据子单元各个结点的坐标 x_i, y_i, z_i 进行插值计算（式 3-40）；位移插值，设已知单元结点的位移向量为，则单元中任一点的位移分量可按结点位移分量进行插值计算（见式 3-41）。

$$x = \sum_{i=1}^8 N_i(\xi, \eta, \zeta)x_i, \quad y = \sum_{i=1}^8 N_i(\xi, \eta, \zeta)y_i, \quad z = \sum_{i=1}^8 N_i(\xi, \eta, \zeta)z_i \quad (3-40)$$

$$u = \sum_{i=1}^8 N_i(\xi, \eta, \zeta)u_i, \quad v = \sum_{i=1}^8 N_i(\xi, \eta, \zeta)v_i, \quad w = \sum_{i=1}^8 N_i(\xi, \eta, \zeta)w_i \quad (3-41)$$

单元中应力点（Gauss 点）的应变向量与结点位移向量间的关系为：

$$\varepsilon = B\delta^e \quad (3-42)$$

式中： $\varepsilon = [\varepsilon_x \ \varepsilon_y \ \varepsilon_z \ \gamma_{yz} \ \gamma_{zx} \ \gamma_{xy}]^T$ ， $\delta^e = [u_1 \ v_1 \ w_1 \ u_2 \ v_2 \ w_2 \ \cdots \ u_m \ v_m \ w_m]^T$ ，其中 m 为单元结点数。

$$B = [B_1 \ B_2 \ \cdots \ B_m] \quad (3-43)$$

若记 $N_{i,x}$ 、 $N_{i,y}$ 、 $N_{i,z}$ 分别为 N_i 对 x, y, z 的偏导数，由于形函数 $N_i(\xi, \eta, \zeta)$ 是用局部坐标表示，根据多元函数偏微分法，则有

$$B_i = \begin{bmatrix} N_{i,x} & 0 & 0 \\ 0 & N_{i,y} & 0 \\ 0 & 0 & N_{i,z} \\ 0 & N_{i,z} & N_{i,y} \\ N_{i,z} & 0 & N_{i,x} \\ N_{i,y} & N_{i,x} & 0 \end{bmatrix} \quad (3-44)$$

$$\begin{bmatrix} N_{i,\xi} \\ N_{i,\eta} \\ N_{i,\zeta} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x_{,\xi} & y_{,\xi} & z_{,\xi} \\ x_{,\eta} & y_{,\eta} & z_{,\eta} \\ x_{,\zeta} & y_{,\zeta} & z_{,\zeta} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} N_{i,x} \\ N_{i,y} \\ N_{i,z} \end{bmatrix} = J \begin{bmatrix} N_{i,x} \\ N_{i,y} \\ N_{i,z} \end{bmatrix} \quad (3-45)$$

$$J = \begin{bmatrix} x_{,\xi} & y_{,\xi} & z_{,\xi} \\ x_{,\eta} & y_{,\eta} & z_{,\eta} \\ x_{,\zeta} & y_{,\zeta} & z_{,\zeta} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \sum_i^m N_{i,\xi} x_i & \sum_i^m N_{i,\xi} y_i & \sum_i^m N_{i,\xi} z_i \\ \sum_i^m N_{i,\eta} x_i & \sum_i^m N_{i,\eta} y_i & \sum_i^m N_{i,\eta} z_i \\ \sum_i^m N_{i,\zeta} x_i & \sum_i^m N_{i,\zeta} y_i & \sum_i^m N_{i,\zeta} z_i \end{bmatrix} \quad (3-46)$$

算出雅可比矩阵后，求逆得到 J^{-1} ，由式 (3-45) 计算形函数在整体坐标系中的导数，见式 (3-47)，由式 (3-42)、式 (3-43) 计算应变矩阵，并进而求得应力矩阵，见式 (3-47)。

$$\begin{bmatrix} N_{i,x} \\ N_{i,y} \\ N_{i,z} \end{bmatrix} = J^{-1} \begin{bmatrix} N_{i,\xi} \\ N_{i,\eta} \\ N_{i,\zeta} \end{bmatrix} \quad (3-47)$$

$$\sigma = [\sigma_x \ \sigma_y \ \sigma_z \ \tau_{xy} \ \tau_{yx} \ \tau_{zx}]^T = DB = DB\delta^e \quad (3-48)$$

根据最小位能原理或虚位移原理，可以推导出单元刚度矩阵 K^e ，单元阻尼矩阵 C^e 、单元质量矩阵 M ，利用高斯数值积分求解之并可获得较高精度。

$$K^e = \int_V B^T DB dv = \iiint_V B^T DB dx dy dz \quad (3-49)$$

$$C^e = \int_V CN^T N dv = \iiint_V CN^T N dx dy dz \quad (3-50)$$

$$M^e = \int_V \rho N^T N dv = \iiint_V \rho N^T N dx dy dz \quad (3-51)$$

式中 ρ 为单元密度 (kg/m^3)； C 为单元体积阻尼系数 ($\text{N} \cdot \text{s/m}$)。

根据虚功原理，轨道路基连续体结构采用有限单元离散后，其动力方程可写为

$$M_r \ddot{u}_r + C_r \dot{u}_r + K_r u_r = P_r \quad (3-52)$$

式中 u_r 代表轨道路基自由向量； M_r 、 C_r 、 K_r 分别表示轨道路基质量、阻尼和刚度矩阵； P_r 为轨道路基整体外力向量。

3.5.4 运动方程的求解

把车辆、轨道路基看成两个相对独立的子系统，对车辆、轨道路基分别建立运动方程，即式 (3-29) (3-52)。车路系统振动的耦合效应就表现为车辆与轨道路基两个子系统之间的位移和力的协调关系，也就是说，车辆/轨道路基耦合关系体现为以下两个方面：

- (1) 轮轨接触处车辆位移与轨道路基位移之间的几何相容条件；
- (2) 轮轨接触处轮轨相互作用力的静力平衡条件。

几何相容条件在车辆/轨道路基耦合振动分析具体表现为，根据轨道路基节

点的位移求解得到轨道的位移;而静力平衡条件则是根据轮对的位移求出作用在轮对上的轮轨力之后,由作用力与反作用力的互等原则,得到轮对作用在轨道上的力,作用在轨道上的力可认为全部传递给轨道路基。

由前者得到轨道的位移后,考虑轨道不平顺的影响,可进一步得到轮对的位移和轮轨之间的相对位移,再由轮轨之间的相对位移求出作用在车辆上的轮轨力,并形成车辆运动方程的右端荷载项;由后者得到轮对作用在轨道路基上的轮轨力后,经过坐标转换可生成轨道路基的等效节点荷载,进而形成轨道路基运动方程的右端荷载项;于是,整个车辆/轨道路基系统的振动分析便可由车辆与轨道路基两个子系统通过几何相容条件和静力平衡条件这两条纽带联系起来,用迭代过程来满足两者之间的相容条件和平衡关系。对车辆、轨道路基运动方程的求解可采用直接积分法,如纽马克- β 法、威尔逊- θ 法。本文采用纽马克- β 法。

根据纽马克算法的求解原理^[148],假设在 t 时刻的响应 $\{u\}_t$ 、 $\{\dot{u}\}_t$ 、 $\{\ddot{u}\}_t$ 已知,则可进一步求在时刻 $t + \Delta t$ 的响应值 $\{u\}_{t+\Delta t}$ 、 $\{\dot{u}\}_{t+\Delta t}$ 、 $\{\ddot{u}\}_{t+\Delta t}$, 此时必有

$$M\ddot{u}_{t+\Delta t} + C\dot{u}_{t+\Delta t} + Ku_{t+\Delta t} = Q_{t+\Delta t} \quad (3-53)$$

$\{\dot{u}\}_{t+\Delta t}$ 表示 $[t + \Delta t]$ 时间间隔内的速度,纽马克法首先假定其内的加速度为介于 $\{\ddot{u}\}_t$ 和 $\{\ddot{u}\}_{t+\Delta t}$ 之间的某一常数,即

$$\{\ddot{u}\} = \{\ddot{u}\}_t + \gamma(\{\ddot{u}\}_{t+\Delta t} - \{\ddot{u}\}_t) \quad (0 \leq \gamma \leq 1) \quad (3-54)$$

假如取 $\gamma = 0.5$, 则在此时段内的加速度为: $\{\ddot{u}\} = \frac{1}{2}(\{\ddot{u}\}_{t+\Delta t} + \{\ddot{u}\}_t)$, 实质上就是平均加速度。于是,对一般情况取 $\{\dot{u}\}_{t+\Delta t}$ 以 t 时刻为原点的一阶泰勒展开式

$$\{\dot{u}\}_{t+\Delta t} = \{\dot{u}\}_t + \{\ddot{u}\}_t \Delta t \quad (3-55)$$

将式 (3-54) 代入式 (3-55) 有

$$\{\dot{u}\}_{t+\Delta t} = \{\dot{u}\}_t + (1 - \gamma)\{\ddot{u}\}_t \Delta t + \gamma\{\ddot{u}\}_{t+\Delta t} \Delta t \quad (3-56)$$

可以同样采用截尾的泰勒展开式写成如下形式

$$\{u\}_{t+\Delta t} = \{u\}_t + \{\dot{u}\}_t \Delta t + \frac{1}{2}\{\ddot{u}\}_t \Delta t^2 \quad (3-57)$$

与式 (3-54) 类似的加速度表示式,但选取了不同的控制常数 δ , 使

$$\{\ddot{u}\} = \{\ddot{u}\}_t + 2\delta(\{\ddot{u}\}_{t+\Delta t} - \{\ddot{u}\}_t) \quad (0 \leq \delta \leq 0.5) \quad (3-58)$$

将式 (3-58) 代入式 (3-57) 得

$$\{u\}_{t+\Delta t} = \{u\}_t + \{\dot{u}\}_t \Delta t + (0.5 - \delta)\{\ddot{u}\}_t \Delta t^2 + \delta\{\ddot{u}\}_{t+\Delta t} \Delta t^2 \quad (3-59)$$

原则上,只要选取适当的 γ 和 δ , 在已知 t 时刻的各位移向量 $\{u\}_t$ 、 $\{\dot{u}\}_t$ 、 $\{\ddot{u}\}_t$ 的

条件下, 即可通过三组控制方程 (3-53)、(3-56)、(3-59) 解得经过 Δt 时间后的响应向量 $\{u\}_{t+\Delta t}$ 、 $\{\dot{u}\}_{t+\Delta t}$ 、 $\{\ddot{u}\}_{t+\Delta t}$, 具体做法是将式 (3-59) 中的 $\{\ddot{u}\}_{t+\Delta t}$ 用 $\{u\}_{t+\Delta t}$ 表示, 再代入式 (3-56) 得 $\{\dot{u}\}_{t+\Delta t}$ 用 $\{u\}_{t+\Delta t}$ 表示, 最后将 $\{\ddot{u}\}_{t+\Delta t}$ 和 $\{\dot{u}\}_{t+\Delta t}$ 代入式 (3-53), 解得 $\{u\}_{t+\Delta t}$, 再返回求得 $\{\ddot{u}\}_{t+\Delta t}$ 和 $\{\dot{u}\}_{t+\Delta t}$ 。具体表示如下

$$\{\ddot{u}\}_{t+\Delta t} = \frac{1}{\delta \Delta t^2} (\{u\}_{t+\Delta t} - \{u\}_t) - \frac{1}{\delta \Delta t} \{\dot{u}\}_t - \left(\frac{1}{2\delta} - 1 \right) \{\ddot{u}\}_t \quad (3-60)$$

$$\{\dot{u}\}_{t+\Delta t} = \{\dot{u}\}_t + \Delta t (1 - \gamma) \{\ddot{u}\}_t + \gamma \Delta t \{\ddot{u}\}_{t+\Delta t} \quad (3-61)$$

将式 (3-60)、(3-61) 代入式 (3-53) 得

$$\bar{K} \{u\}_{t+\Delta t} = [\bar{Q}]_{t+\Delta t} \quad (3-62)$$

其中 $\bar{K} = K + \frac{1}{\delta \Delta t^2} M + \frac{\gamma}{\delta \Delta t} C$

$$\begin{aligned} [\bar{Q}]_{t+\Delta t} = & \{Q\}_{t+\Delta t} + M \cdot \left[\frac{1}{\delta \Delta t^2} \{u\}_t + \frac{1}{\delta \Delta t} \{\dot{u}\}_t + \left(\frac{1}{2\delta} - 1 \right) \{\ddot{u}\}_t \right] \\ & + C \cdot \left[\frac{\gamma}{\delta \Delta t} \{u\}_t + \left(\frac{\gamma}{\delta} - 1 \right) \{\dot{u}\}_t + \frac{\Delta t}{2} \left(\frac{\gamma}{\delta} - 2 \right) \{\ddot{u}\}_t \right] \end{aligned} \quad (3-63)$$

式中: \bar{K} 称为等效刚度矩阵, 与时间无关; $[\bar{Q}]_{t+\Delta t}$ 称为等效荷载向量, 与时间无关。这样求解方程组 (3-62) 属常规计算, 解得 $\{u\}_{t+\Delta t}$, 再返回到式 (3-60)、(3-61) 可求得相应的 $\{\ddot{u}\}_{t+\Delta t}$ 和 $\{\dot{u}\}_{t+\Delta t}$, 然后从 $t + \Delta t$ 时刻的响应向量出发, 重复上述过程, 即可求得以后各时刻响应向量。可以证明, 当 $\gamma \geq 0.5$ $\delta \geq 0.25(1 + \gamma)^2$ 时, 纽马克算法是无条件稳定的, 在此条件下, 计算结果精度与所选择的时间步长有关, 同时也和载荷时间历程、系统的阻尼和频率等有关。

其具体解题步骤如下:

1. 计算初始值

- ① 形成系统刚度矩阵 K 、质量矩阵 M 、阻尼矩阵 C ;
- ② 定初始值 $\{u\}_0$ 、 $\{\dot{u}\}_0$ 、 $\{\ddot{u}\}_0$;
- ③ 选择时间步长 Δt 、参数 γ 、 δ , 并计算积分常数

$$\gamma \geq 0.5 \quad \delta \geq 0.25(0.5 + \gamma)^2 \quad (3-64)$$

$$a_0 = \frac{1}{\delta \Delta t^2}, \quad a_1 = \frac{\gamma}{\delta \Delta t}, \quad a_2 = \frac{1}{\delta \Delta t}, \quad a_3 = \frac{1}{2\delta} - 1$$

$$a_4 = \frac{\gamma}{\delta} - 1, \quad a_5 = \frac{\Delta t}{2} \left(\frac{\gamma}{\delta} - 2 \right), \quad a_6 = \Delta t (1 - \gamma), \quad a_7 = \gamma \Delta t \quad (3-65)$$

④ 形成等效刚度矩阵 \bar{K}

$$\bar{K} = K + a_0 M + a_1 C \quad (3-66)$$

⑤ \bar{K} 矩阵进行三角分解

$$\bar{K} = LDL^T \quad (3-67)$$

2. 对每一时间步长的计算

① 计算 $t + \Delta t$ 时刻的等效载荷

$$\{\bar{Q}\}_{t+\Delta t} = \{Q\}_t + M(a_6 \{u\}_t + a_2 \{\dot{u}\}_t + a_3 \{\ddot{u}\}_t) + C(a_1 \{u\}_t + a_4 \{\dot{u}\}_t + a_5 \{\ddot{u}\}_t) \quad (3-68)$$

② 求解 $t + \Delta t$ 时刻的位移

$$(LDL^T) \{u\}_{t+\Delta t} = \{\bar{Q}\}_{t+\Delta t} \quad (3-69)$$

③ 计算 $t + \Delta t$ 时刻的加速度与速度

$$\{\ddot{u}\}_{t+\Delta t} = a_0 (\{u\}_{t+\Delta t} - \{u\}_t) - a_2 \{\dot{u}\}_t - a_3 \{\ddot{u}\}_t \quad (3-70)$$

$$\{\dot{u}\}_{t+\Delta t} = \{\dot{u}\}_t + a_6 \{\ddot{u}\}_t + a_7 \{\ddot{u}\}_{t+\Delta t} \quad (3-71)$$

车辆—轨道路基系统在轮轨接触处划分为车辆、轨道路基两个子系统，则轨道路基与车辆的运动方程分别为式 (3-29)、式 (3-52)。一般来说， P_r 与轨道路基和车辆的运动都有关，而 P_v 与轨道路基的运动和轨道不平顺有关，即

$$P_r = P_r(\ddot{u}_v, \dot{u}_v, u_v, \ddot{u}_r, \dot{u}_r, u_r) \quad (3-72)$$

$$P_v = P_v(\ddot{u}_r, \dot{u}_r, u_r, \eta_s) \quad (3-73)$$

轨道路基和车辆之间接触点的几何相容条件式可写成

$$u_v = u_r + \eta_s \quad (3-74)$$

接触点处的轮轨相互作用力的平衡条件式可写成

$$P_{rv} = -P_{vr} \quad (3-75)$$

这里， η_s 是轨道不平顺引起的位移向量； P_{vr} 是该接触点处轨道路基作用于车辆上的力； P_{rv} 是该接触点处车辆作用于轨道路基上的力。

整个车辆/轨道路基系统的运动由 (3-29)、(3-52)、(3-72) — (3-74) 式六个方程控制，构成车辆/轨道路基系统的控制方程。

首先，对运动方程式 (3-29)、式 (3-52) 从时刻 t 到时刻 $t + \Delta t$ 进行积分，由上述计算步骤，可得到如下的纽马克- β 积分格式：

$$\dot{u}_r^{t+\Delta t} = \dot{u}_r^t + a_6 \ddot{u}_r^t + a_7 \ddot{u}_r^{t+\Delta t} \quad (3-76)$$

$$\ddot{u}_r^{t+\Delta t} = a_0(u_r^{t+\Delta t} - u_r^t) - a_2\dot{u}_r^t - a_3\ddot{u}_r^t \quad (3-77)$$

$$\dot{u}_v^{t+\Delta t} = \dot{u}_v^t + a_6\ddot{u}_v^t + a_7\ddot{u}_v^{t+\Delta t} \quad (3-78)$$

$$\ddot{u}_v^{t+\Delta t} = a_0(u_v^{t+\Delta t} - u_v^t) - a_2\dot{u}_v^t - a_3\ddot{u}_v^t \quad (3-79)$$

式中, $a_0 - a_7$ 为纽马克积分常数, 右上标 t 和 $t + \Delta t$ 分别表示时刻 t 和 $t + \Delta t$ 。

$t + \Delta t$ 时刻的运动方程式可写成:

$$(K_r + a_0M_r + a_1C_r)u_r^{t+\Delta t} = P_r^{t+\Delta t} + M_r(a_0u_r^t + a_2\dot{u}_r^t + a_3\ddot{u}_r^t) + C_r(a_1u_r^t + a_4\dot{u}_r^t + a_5\ddot{u}_r^t) \quad (3-80)$$

$$(K_v + a_0M_v + a_1C_v)u_v^{t+\Delta t} = P_v^{t+\Delta t} + M_v(a_0u_v^t + a_2\dot{u}_v^t + a_3\ddot{u}_v^t) + C_v(a_1u_v^t + a_4\dot{u}_v^t + a_5\ddot{u}_v^t) \quad (3-81)$$

于是, 经过时间积分后, $t + \Delta t$ 时刻车辆/轨道路基系统的位移可以求出。

在得到 $t + \Delta t$ 时刻的位移 $u_r^{t+\Delta t}$ 和 $u_v^{t+\Delta t}$ 后, 便可由式 (3-76) — (3-79) 求出相应

的速度 $\dot{u}_r^{t+\Delta t}$ 和 $\dot{u}_v^{t+\Delta t}$ 以及加速度 $\ddot{u}_r^{t+\Delta t}$ 和 $\ddot{u}_v^{t+\Delta t}$ 。

分离迭代法求解车辆/轨道路基系统方程的具体迭代格式如下^[141]:

1、开始一个纽马克时间步, 所有变量取 t 时刻的值, 包括: u_r^t 、 \dot{u}_r^t 、 \ddot{u}_r^t 和 u_v^t 、 \dot{u}_v^t 、 \ddot{u}_v^t 。

2、计算时刻 t 的中间变量

$$S_r = M_r(a_0u_r^t + a_2\dot{u}_r^t + a_3\ddot{u}_r^t) + C_r(a_1u_r^t + a_4\dot{u}_r^t + a_5\ddot{u}_r^t) \quad (3-82)$$

$$S_v = M_v(a_0u_v^t + a_2\dot{u}_v^t + a_3\ddot{u}_v^t) + C_v(a_1u_v^t + a_4\dot{u}_v^t + a_5\ddot{u}_v^t) \quad (3-83)$$

3、开始每一纽马克时间步内的迭代, 将时刻 t 的最终值作为时刻 $t + \Delta t$ 的初始假定值, 即 $^{(0)}u_b^{t+\Delta t} = u_b^t$, 这里, 左上标 (0) 表示迭代次数 $k=0$;

4、由式 (3-76)、(3-77) 计算时刻 $t + \Delta t$ 轨道路基的速度 $\dot{u}_r^{t+\Delta t}$ 与加速 $\ddot{u}_r^{t+\Delta t}$;

5、由几何相容方程式 (3-74) 计算车辆受到的激励, 即由于轨道路基的位移而引起接触点处车辆产生的位移;

6、计算 $t + \Delta t$ 时刻车辆的位移 $u_v^{t+\Delta t}$;

(a) 由式 (3-73) 计算由于轨道路基的位移而引起的作用于车辆上的轮轨力, 进而形成车辆的总体外力 P_r ;

(b) 由式 (3-81) 计算车辆的位移 $u_v^{t+\Delta t}$;

(c) 由式 (3-78)、(3-79) 计算车辆的速度 $\dot{u}_v^{t+\Delta t}$ 与加速度 $\ddot{u}_v^{t+\Delta t}$;

7、由式 (3-72) 计算由车辆位移作用于轨道路基上的轮轨力, 并形成轨道路基总体外力 P_r ;

8、解式 (3-80) 得到时刻 $t + \Delta t$ 的轨道路基位移 $u_r^{t+\Delta t}$;

9、判断轨道路基位移是否收敛;

(a) 如果不收敛, 可采用 *Aitken* 加速迭代技术对本次得到的轨道路基位移 $u_r^{t+\Delta t}$ 进行改善;

如果迭代次数 k 是偶数, 则 $k + 1$ 次迭代初始值取为

$$^{(k+1)}u_r^{t+\Delta t} = ^{(k)}u_r^{t+\Delta t} \quad (3-84)$$

并计算差值

$$\Delta_1 = ^{(k+1)}u_r^{t+\Delta t} - ^{(k)}u_r^{t+\Delta t} \quad (3-85)$$

这里, 在上标 (k) 表示纽马克第 k 次迭代。然后转到第 10 步。

如果迭代次数 k 是奇数, 则 $k + 1$ 次迭代初始值按如下计算

$$\Delta_2 = u_r^{t+\Delta t} - ^{(k)}u_r^{t+\Delta t} \quad (3-86)$$

加速格式变成:

$$^{(k+1)}u_r^{t+\Delta t}(i) = ^{(k)}u_r^{t+\Delta t}(i) + \frac{\Delta_1(i)\Delta_2(i)}{\Delta_1(i) - \Delta_2(i)}, i = 1, 2, 3, \dots, n \quad (3-87)$$

然后转到第 10 步。注意到 Aitken 加速格式每两步迭代改善一次。

(b) 如果收敛, 由式 (3-76)、(3-77) 计算轨道路基的速度 $\dot{u}_r^{t+\Delta t}$ 与加速 $\ddot{u}_r^{t+\Delta t}$, 并进入下一时刻, 即返回到第 1 步进行下一次纽马克时间步的迭代。

10、进行下一次迭代, 迭代次数 k 加 1, 并返回第 4 步开始下一次迭代。

3.6 轨道路基结构动力响应计算参数

3.6.1 道碴、级配碎石计算参数

轨道结构包括钢轨、垫层、轨枕、道碴等结构, 对于钢轨、垫层、轨枕的计算参数是比较固定的, 参数变异不大。

对于道碴、级配碎石这类散体类材料的性质, 曾树谷在文献^[149]作了详细阐述。雷晓燕^[150]借助于散粒体分析方法, 建立了铁路碎石道床非线性弹性关系。

胡仁伟^[151]通过动三轴试验研究,得到了道床累积变形和变形率的变化规律,估计了道床最终稳定时的弹性模量。何兆益^[152]通过动三轴试验提出了级配碎石弹性模量随应力状态而变化的非线性模型以及常应力状态下级配碎石弹性模量建议值。对于散体材料主要采用弹性模型,表 3-2 为目前常用的弹性模型表达式。

表 3-2 道碴、级配碎石弹性模型

模型名	表达式	参量说明
非线性 弹性	$E = K_1 \theta^{K_2}$ $E = K_1 + K_2 \theta$	E: 道床弹性模量 K ₁ 、K ₂ 室内试验测得的散粒体常数; θ : 有效应力。
布辛尼斯克	$E = \frac{1-\mu^2}{D} \frac{\Delta Q}{\Delta Y}$	μ : 泊松比; D: 表面圆形分载荷的分布直径; ΔQ : 匀布载荷的合力增量; ΔY : 匀布载荷作用范围内平均下沉量。

目前工程上应用较多的为非线性弹性模型。根据现有文献资料,本文选用非线性弹性模型。

通过动三轴实验可知^[150], 道碴、级配碎石的应力—应变关系可用双曲线表示:

$$\sigma_1 - \sigma_3 = \frac{\varepsilon}{a+b\varepsilon} \cdot \frac{1}{a/\varepsilon + b} \quad (3-88)$$

式中 σ_1 ——最大主应力; σ_3 ——最小主应力;

ε ——轴向应变; a 、 b ——常数。

在(3-88)式中令 $\varepsilon \rightarrow \infty$, 得到

$$\frac{1}{b} = (\sigma_1 - \sigma_3)_u \quad (3-89)$$

式中 $(\sigma_1 - \sigma_3)_u$ 为主应力差的渐近值, 此值略大于散体材料抗压强度, 因为应变是有限值, 双曲线总是位于渐近线下面, 如图 3-9。

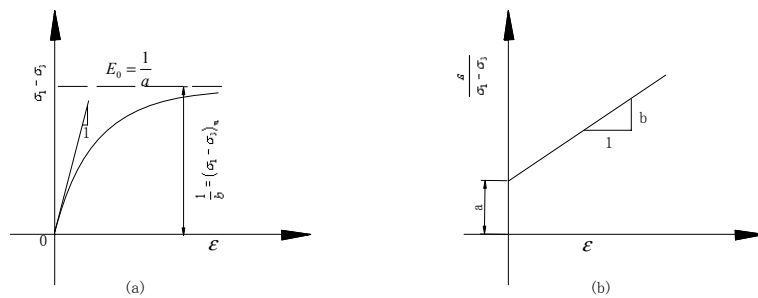


图 3-9 散体材料应力—应变关系

令抗压强度与应力差渐近值的比值为 R , 则

$$(\sigma_1 - \sigma_3)_f = R(\sigma_1 - \sigma_3)_u \quad (3-90)$$

式中 $(\sigma_1 - \sigma_3)_f$ 为散体材料的抗压强度, R 称为破坏比, 其数值常小于 1, 一般

在 0.75—1 之间。由 (3-89)、(3-90) 两式, 得常数 b 如下:

$$b = \frac{R}{(\sigma_1 - \sigma_3)_f} \quad (3-91)$$

对 (3-88) 式求导数, 得到散体材料体切线模量

$$E_t = \frac{d(\sigma_1 - \sigma_3)}{d\varepsilon} = \frac{a}{(a + b\varepsilon)^2} \quad (3-92)$$

在 (3-92) 式中令 $\varepsilon = 0$, 得到 $E_0 = 1/a$ 。 E_0 为初始切线模量。可见常数 a 等于初始切线模量的倒数。

将 (3-88) 式重新写成

$$\frac{\varepsilon}{(\sigma_1 - \sigma_3)} = a + b\varepsilon \quad (3-93)$$

如图 3-9(b) 所示, 以 $\varepsilon/(\sigma_1 - \sigma_3)$ 为纵坐标, ε 为横坐标, 上式将是一条直线, a 和 b 分别是这条直线的截距和斜率。用这种方式整理试验资料, 可以较好地确定参数 a 和 b 。

试验表明, 散体材料切线模量随侧限压力而改变。通常用下式表示初始切线模量与侧限压力之间的关系。

$$E_0 = KP_a \left(\frac{\sigma_3}{P_a} \right)^n \quad (3-94)$$

式中 K 、 n ——参数; P_a ——大气压力, 引入 P_a 是为了使 σ_3/P_a 成为无量纲数。

对 (3-94) 式两边取对数, 可知此式在双对数坐标上是一条直线, 利用这个关系, 可以根据试验资料决定参数 K 和 n 。

根据摩尔—库仑破坏准则^[123], 抗压强度可由下式表示

$$(\sigma_1 - \sigma_3)_t = \frac{2C \cos \varphi + 2\sigma_3 \sin \varphi}{1 - \sin \varphi} \quad (3-95)$$

式中 C —散体材料体的粘性系数; φ —内摩擦角。

将 a 和 b 的表达式代入 (3-92) 式, 得到切线模量 E_t 如下:

$$E_t = \frac{1}{E_0} \left[\frac{1}{E_0} + \frac{R\varepsilon}{(\sigma_1 - \sigma_3)_f} \right]^{-2} \quad (3-96)$$

虽然由 (3-96) 式可以计算切线模量, 但式中既包含了应力差, 又包含了应变。

从式中消失去应变，应用于有限元计算时更为方便。为此将(3-88)式改写为

$$\varepsilon = \frac{(\sigma_1 - \sigma_3)_a}{1 - b(\sigma_1 - \sigma_3)} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{E_0 \left[1 - \frac{R(\sigma_1 - \sigma_3)}{(\sigma_1 - \sigma_3)_f} \right]} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{E_0(1 - R \times S)} \quad (3-97)$$

$$\text{式中 } S = \frac{(\sigma_1 - \sigma_3)}{(\sigma_1 - \sigma_3)_f}$$

将(3-97)式代入(3-96)式，消去应变 ε ，得到

$$E_t = (1 - R \times S)^2 E_0 \quad (3-98)$$

如果把 E_0 、 S 、 $(\sigma_1 - \sigma_3)_f$ 的表达式代入(3-98)式，则得到切线模量表达式如下

$$E_t = \left[1 - \frac{R(1 - \sin \varphi)(\sigma_1 - \sigma_3)}{2C \cos \varphi + 2\sigma_3 \sin \varphi} \right]^2 K P_a \left(\frac{\sigma_3}{P_a} \right)^n \quad (3-99)$$

上式中共包含五个参数，即： C 、 φ 、 R 、 K 、 n ，这些参数可通过试验确定。

上面给出了加荷时散体材料体的应力—应变关系曲线，实际工程中还可能发生卸载后再加载的情况。试验资料表明，卸载后散体材料体不可能完全恢复到加载前应变状态，只能部分地恢复到原来加载时所产生的应变。散体材料体在卸载一再加载的循环中，略有回滞环，但很接近于线性关系。两次卸载一再加载循环中的切线模量是很接近的，尽管两次循环的应力水平是不同的。可以认为，散体材料体在卸载一再加载的过程中，其应力—应变关系可足够准确地用一个统一的切线模量 E_u 表示。根据试验资料，卸载一再加载的切线模量与应力水平关系不大，而只与侧限压力有关，可表示为

$$E_u = K_u P_a \left(\frac{\sigma_3}{P_a} \right)^n \quad (3-100)$$

式中 E_u —卸载后再加载时的切线模量； K_u 、 n —参数。

此外，通过三轴试验可知：随着荷载次数增加，散体材料弹性模量不断增加，但当荷载作用到一定次数后（150—200次），在固定侧限压力下，切线模量趋于—常数，其经验公式如下：

$$E_u = K_1 \theta^{K_2} \quad (3-101)$$

式中 K_1 、 K_2 由试验确定的常数；根据文献实验数据可取 $K_1 = 210.3$ 、 $K_2 = 0.092^{[151]}$ ； θ —三个主应力之和，即 $\theta = \sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3$ 。

表 3-3 是国内道碴动三轴试验结果（ θ 取值范围为 2.58—5.60Mpa^[151]）

表 3-3 弹性模量 (MPa) 与应力状态表达式的系数

荷载作用次数/次	$E_u = K_1 \theta^{K_2}$	
	K_1	K_2
1	53.77	0.514
5	131.3	1.0151
29	181.2	2.0112
C_0 (稳定状态)	210.3	3.0092

关于泊松比 μ 还处在研究阶段, 目前还无比较合理的计算公式。但因其值变化不大, 一般约为 0.3 左右, 即使取一常数对计算结果也无很大影响。所以目前工程上常取泊松比为一常数。

3.6.2 路基本构计算参数

路基土在列车作用下的变形常常包括弹性变形和塑性变形两部分^[1], 动荷载较小时, 主要为弹性变形, 当土在小应变幅情况下工作时, 土体将显示近似弹性体特征。在小应变幅情况 (一般为纵向应变 $\leq 10^{-4}$ 或剪应变小于 10^{-4} 弧度) 下的问题, 主要是研究剪切模量和阻尼比的变化规律^{[123][153]}。路基土在周期荷载作用下的应力—应变关系有两个特点: 一个是非线性, 另一个是滞后性, 一般用应力—应变骨干曲线反应动应变的非线性, 滞回曲线反映应变对应力的滞后性见图 3-10。它们在一起反映了应力—应变关系的全过程。

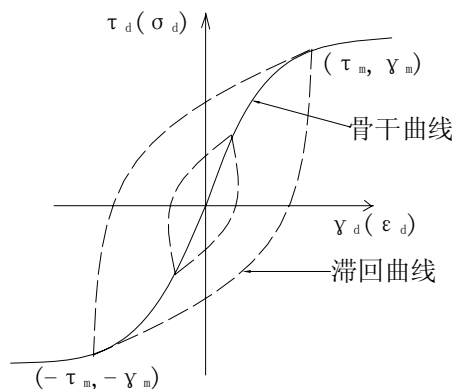


图 3-10 土的应力—应变关系曲线

关于路基土体在小应变下的本构模型, 目前有许多种。*Munich* 和 *Derby* 的研究工作表明: 传统有碴轨道结构的力学行为近似于弹性阻尼材料, 阻尼部分的产生是由于振动能量进入路基后的消散。根据国内外关于高速铁路实测资料及有关动态分析表明^[1], 基床表面的弹性变形一般在 1-4mm 之内, 路基土体动应变量级约为 10^{-4} 左右。在这种应变量级情况下, 普通合格压实填料之间的连接几乎没有遭到破坏, 土骨架变形能够恢复, 并且土颗粒之间相互移动所损耗能量也很少,

土处于理想滞后弹性力学状态。因此本文中路基土体物理模型考虑路基的阻尼作用，采用滞后弹性本构模型。

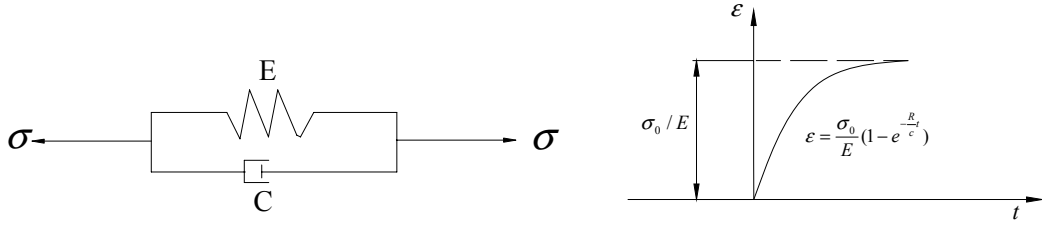


图 3-11 土的滞后模型

滞后模型（开尔文体）由弹簧和粘壶并联组成，见图 3-11 可采用等效弹性模量 E （或 G ）和等效阻尼比 λ 这两个参数来反映土动应力—动应变关系的两个基本特性，并且将弹模与阻尼比均表示为动应变幅的函数，即 $E_d = E(\varepsilon_d)$ 和 $\lambda = \lambda(\varepsilon_d)$ ，或 $G_d = G(\varepsilon_d)$ ， $\lambda = \lambda(\varepsilon_d)$ ，同时，在确定上述关系中考虑静力固结平均主应力的影响。其中弹性模量 E_d 和剪切模量 G_d 两者之间具有如下换算关系。

$$\gamma_d = \varepsilon_d(1 + \mu) \quad G_d = E_d / [2(1 + \mu)] \quad (3-102)$$

根据 *Hardin* 等由试验得出了土在周期荷载作用下土的应力应变骨干曲线为双曲线型^[153]，其表达式可写为：

$$\tau_d = \frac{\gamma_d}{\frac{1}{G_0} + \frac{\gamma_d}{\tau_y}} \quad (3-103)$$

式中， G_0 为起始剪切模量； τ_y 为最大动剪应力。

若将 G_0 坡度线与 τ_y 水平线的交点的横坐标定义为参考应变 γ_r ，则 $\gamma_r = \tau_y / G_0$ ，可得

$$G_d = \frac{1}{1 + \gamma_d / \gamma_r} \cdot G_0 \quad (3-104)$$

可见，只要根据实验曲线确定了 G_0 和 τ_y ，即可求相应于任意动剪应变 γ_d 的剪切弹性模量 G_d 。 G_0 和 τ_y 可由动单剪试验求得，通常，也可直接由动三轴试验绘制的 $\delta_d - \varepsilon_d$ 关系曲线求出模量 E_0 和参考应变 $\varepsilon_r = \delta_y / E_0$ ，然后求出 E_d ，再由式（3-105）换算成 G_0 ，动三轴试验的成果也符合上述关系，即：

$$\left. \begin{aligned} r_d &= \varepsilon_d \cdot (1 + \mu) \\ G_d &= E_d / [2(1 + \mu)] \end{aligned} \right\} \quad (3-105)$$

$$\sigma_d = \varepsilon_d / \left(\frac{1}{E_0} + \frac{\varepsilon_d}{\sigma_y} \right) \quad (3-106)$$

$$E_d = 1 / (1 + \frac{\varepsilon_d}{\varepsilon_r}) \quad (3-107)$$

关于 G_0 值的确定 *Hardin* 和 *Black* (1968) 的研究指出, 土的剪切模量受一系列因素的影响。这种影响可一般地表示为:

$$G_0 = f(\sigma'_m, e, \gamma, t, H, f, c, \theta, \tau_0, S, T)$$

式中 σ'_m 为平均有效主应力; f 为频率; e 为孔隙比; c 为颗粒特征; γ 为剪应变幅; θ 为土的结构; t 为次固结时间效应; τ_0 为八面体剪应力; H 为受荷历史; S 为饱和度; T 为温度。

但是, 如果剪应力变幅小于 10^{-4} , 对于无粘性土来说, 则除 σ'_m 和 e 外, 其它因素的影响很小^{[123][153]}。

此时, 对于圆粒砾土 ($e < 0.80$)

$$G_0 = 6934 \cdot \frac{(2.17 - e)^2}{1 + e} (\sigma'_m)^{\frac{1}{2}} \text{ (KPa)} \quad (3-108)$$

对于角粒砂土

$$G_0 = 3229 \cdot \frac{(2.97 - e)^2}{1 + e} (\sigma'_m)^{\frac{1}{2}} \text{ (kPa)} \quad (3-109)$$

对于粘性土, 主要的影响因素除 σ'_m 和 e 外, 还应考虑超固结比 OCR 的影响, 此时

$$G_0 = 3229 \cdot \frac{(2.97 - e)^2}{1 + e} (OCR)^k (\sigma'_m)^{\frac{1}{2}} \text{ (kPa)} \quad (3-110)$$

其中, k 值可以按塑性指数 I_p 内插求得, G_0 及 σ'_m 均以 kPa 计。

关于需要确定的另一个参数 τ_y , 通常可以近似地根据摩尔-库仑破坏理论求得, 如图 3-12, 此时:

$$\tau_y = \left\{ \left[\frac{(1 + K_0)}{2} \sigma'_v \sin \varphi + c' \cos \varphi' \right]^2 - \left[\frac{(1 + K_0)}{2} \sigma'_v \right]^2 \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (3-111)$$

式中, K_0 为静止侧压力系数, $K_0 = 1 - \sin \varphi'$; σ'_v 为垂直有效覆盖压力; c' 、 φ' 为土的有效强度指标。

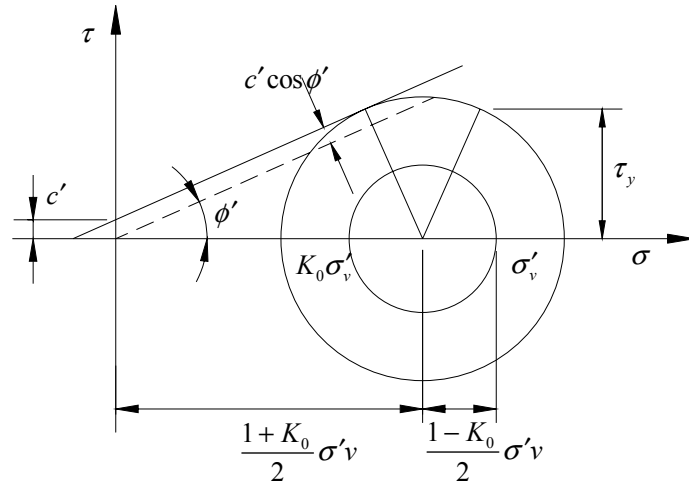


图 3-12 土的摩尔-库仑强度

阻尼比 λ 为实际阻尼系数 c 与临界阻尼系数 c_{cy} 之比, 对应于不同的应变 ε_d , 可做出 $\lambda - \varepsilon_d$ 曲线, *Seed* 和 *Idriss* 对阻尼比进行了综合分析, 认为阻尼比随应变幅的增大而增大, 当应变幅很小时, 阻尼比接近常数。

3.6.3 结构计算边界处理

在计算轨道路基结构动力问题时, 应注意到路基在水平方向与深度方向是无限延伸的, 地基能量将向无穷远处逸散。在数值计算中如何正确有效地模拟无限地基的能量辐射作用, 是决定能否更精确模拟路基动力反应的关键技术之一。关于无限域边界的处理, 主要有以下几种方法^[154]。

(1) 无限元法

无限元是外部区域向无穷远处延伸的辐射状窄条, 其概念最早是由 *Bettess* 和 *Zienkiewicz*^{[155][156]} 提出的, 并已被成功地应用于许多领域, 其基本原理是利用拉各朗日插值函数和衰减函数的乘积来构造形函数, 对于位移无限元, 一般要选择能反映位移衰减特征的衰减函数, 以反映在介质中由近场至远场的位移分布规律。因此, 对近场区域采用有限元模拟, 对无限延伸的远场区域采用无限元模拟, 就形成了一套考虑无限地基作用的结构反应分析方法, 但它们只能处理均匀介质的无穷域问题, 另外, 由于衰减函数的选取是与所传播的波的频率有关的, 因此无限元方法主要是在频域内建立的, 难以适用于材料为非线性情形。

(2) 边界元法^[157]

近几十年来, 边界元法得到了迅速的发展, 这是一种边界离散方法, 在线弹性范围内, 它是通过 *Betti* 互等定理利用控制方程的基本解, 把沿着求解域边界上的位移和力联系起来, 然后对边界上的积分方程加以离散进行求解。对于无限域和半无限域中的波动问题, 由于边界元法的基本解能自动满足无穷远处的辐射

条件,使它成为处理无穷边界问题的有效方法。另外,边界元法还具有两个独特的优点:①只需对边界进行离散,使问题的维数降低一维;②只需对边界积分方程进行数值积分,因此精度较高。

(3) 人工边界

用有限元法分析无限域动力学问题时,需从半无限的介质中切取出感兴趣的有限计算区域。在切取的边界上需建立人工边界以模拟连续介质的辐射阻尼,保证散射波从有限计算区内部穿过人工边界而不发生反射。常用人工边界大致可分为四类:

①粘性边界^[158],通过在人工边界上设置阻尼器而吸收传到边界上的波动能量,从而消除或减小波在边界上的反射。

②透射边界^[159],通过在人工边界上模拟波的传播过程,让传到边界上的波透射出去,避免波在边界上的反射。

③叠加边界,通过引入成对的边界条件,将对应边界条件的问题的解进行叠加、平均,以达到消除或减小波在边界上的反射。

④粘一弹性边界

这一方法由刘晶波^[160]提出。在假定外传波的基础上,提出一种人工边界以模拟地基对散射波的辐射性质。其基本思想是在人工边界上设置阻尼器和弹簧,以模拟无限地基。与其它人工边界相比,这种边界不仅可以模拟地基对散射波能量的吸收,而且还能模拟人工边界介质的弹性恢复性能。其精度比现在工程上广泛使用的粘性边界的精度高,并且不容易计算失稳。本文对路基边界处理采用了粘一弹性人工边界。粘一弹性人工边界参数推导如下:

假定二维散射波为柱面波,平面柱面波的运动方程为^[161]:

$$\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = v_s^2 \left(\frac{\partial^2 u}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial u}{\partial r} \right) \quad (3-112)$$

其中, u 为介质的切向位移; v_s 为剪切波在连续介质中的传播波速:

$$v_s = \sqrt{G / \rho} \quad (3-113)$$

其中, G 为连续介质的剪切模量; ρ 为介质的质量密度。

对于柱面波,精确的表达式不存在,可以近似地表达为下式

$$u(r, t) = \frac{1}{\sqrt{r}} f \left(t - \frac{r}{v_s} \right) \quad (3-114)$$

把 f 对它括号内变量的导数记为 f' , 则任一半径 r 处的剪应变和剪应力为:

$$\gamma(r, t) = \frac{\partial u}{\partial r} = -\frac{1}{2r^{3/2}} f - \frac{1}{v_s \sqrt{r}} f' \quad (3-115)$$

$$\tau(r, t) = G\gamma = G \left(-\frac{1}{2r^{3/2}} f - \frac{1}{v_s \sqrt{r}} f' \right) \quad (3-116)$$

在任一半径 r_b 处, 导数 f' 和函数 f 对时间 t 的导数大小相等, 符号也相同, 因此该点的速度可表示为:

$$\frac{\partial u(r_b, t)}{\partial t} = \frac{1}{\sqrt{r_b}} f' \left(t - \frac{r_b}{v_s} \right) \quad (3-117)$$

比较式 (3-114)、(3-116) 和 (3-117) 可知, 任一半径 r_b 处的应力同该处的速度和位移的关系可表示如下:

$$\tau(r_b, t) = -G \left[\frac{1}{2r_b} u(r_b, t) + \frac{1}{v_s} \frac{\partial u(r_b, t)}{\partial t} \right] = -\frac{G}{2r_b} u(r_b, t) - \rho v_s \frac{\partial u(r_b, t)}{\partial t} \quad (3-118)$$

可以看出, 方程 (3-118) 等价于一阻尼系数为 ρv_s 的阻尼器 (类似于粘性边界的粘性阻尼) 并联上一个刚度系数为 $G/2r_b$ 的线性弹簧, 这说明如果在半径 r_b 处截断介质, 同时施加相应的边界组件后, 在边界上可以得到与方程 (3-118) 相同的形式, 即可以完全消除满足方程 (3-114) 的剪切波在边界 r_b 处产生的反射波, 即可以精确地模拟满足方程 (3-114) 的剪切波由有限域向无限域的传播。但是, 由于波动方程本身是近似满足运动方程 (3-112) 的, 因此该边界方程也是近似成立的, 它的精确程度依赖于波动方程 (3-114) 的近似程度。

在三维波的传播问题中, 边界面上要施加三个方向的边界组件, 边界的法线方向需施加阻尼器, 阻尼系数为 ρv_p ; 在边界的切线方向, 需同时施加并联的阻尼器和线性弹簧, 阻尼器阻尼系数为 ρv_s , 线性弹簧刚度系数为 $G/2r_b$ 。

3.7 模型验证

3.7.1 数值分析的实现

本文从系统分析角度出发建立了车辆、轨道路基相互作用动力分析模型, 导出了系统各部分振动微分方程, 将系统分成车辆、轨道路基两个子系统, 两子系统经轮轨相互作用实现耦合。车辆、轨道路基结构的振动微分方程采用逐步积分法分别求解, 通过逐步迭代来满足车辆、轨道路基位移与作用力协调与约束条件。

为实现上述车辆—轨道路基耦合振动的数值分析, 本文以大型通用有限元软件 *ANSYS* 为平台, 进行二次开发, 实现上述模型的仿真计算^[162-164]。

ANSYS 软件是一个功能强大灵活的设计分析软件包。*ANSYS* 不仅具有可靠的结构数值模拟分析功能, 其提供的 *APDL* 语言能够灵活控制计算流程、获得内部计算数据及方便数据的输入输出等。另外, 还可以利用 *FORTRAN* 语言或 *C*

语言编写程序模块链接入 *ANSYS* 来生成定制的 *ANSYS* 软件包以丰富其功能。*APDL* (*ANSYS Parametric Design Language*)语言是 *ANSYS* 参数化设计语言的简称,也是对 *ANSYS* 进行定置及二次开发的基础。*APDL* 语言提供了许多的内联函数,用户可以使用这些函数方便的获得模型信息及计算结果,*APDL* 语言还提供了诸如 *if-then-else* 分支、*do* 一循环、宏等控制命令,使得用户能较容易的控制计算流程。同时,*APDL* 语言提供的数据输入输出功能,利用 *APDL* 语言将建模、计算及数据后处理编制成命令流文件,使得用户在计算过程可以非常方便的控制程序流程,同时也减少计算过程中人为误操作的影响。根据上述数值分析模型与计算方法,以 *ANSYS* 为计算与开发平台,利用 *APDL* 语言,实现了车辆作用下系统动力响应的数值计算与分析。

本文所建模型合理与否、分析方法是否正确还有待于系统地检验。关于模型有效性的验证,采用实测数据与模型分析结果进行对比是最理想的方法,但这种对比验证的前提条件是必须准确得到系统中结构特性参数,如参振质量、转动惯量、阻尼、连接刚度等。而实际工程中,这些系统参数往往难以准确获得,尤其是象轨道结构这样铺设在离散道碴上的结构,结构参数更是难以准确测量,且沿线路延长方向有很大的离散性,难以保证模型分析中系统参数取值与实际结构体系特性参数完全一致。因此,实测数据与模型分析结果的对比分析受准确获得系统参数的限制,通常只能用于作定性验证。

模型验证另一个途径是将模型分析结果与比较成熟的商业模型软件或公认可靠的模型软件计算结果进行对比分析。可靠的模型及软件大多进行过比较系统的验证,在实际运用中能较好地反映实际情况,以它作为参考对象间接检验所建模型不失为合理方法。当模型参数取为相同条件下,对比所建模型计算结果与商业模型软件或公认可靠的模型软件分析结果,可从关键参数的变化规律和量值大小来检验所建模型与分析方法的有效性。

由于目前缺乏公认的车辆一路基耦合作用模型与足够的试验数据,本文将对车辆与路基两部分分别予以验证。

3.7.2 模型计算参数

考虑铁路线路沿长度方向左右对称,沿线路中线取半进行计算,中线位置加水平固定约束。路基模型计算长度与深度对计算量和精度有较大影响,模型计算长度应随激励频率升高而增加,模型需具有足够长度以保证计算的精度,翟婉明在文献^[62]中指出车辆的第一轮对激振点与最后轮对激振点分别至前后钢轨简支端距离不低于30米,应该可认为是无限长。陈果在其博士论文^[137]中指出轨道在某种脉冲激励源作用下引起的振动,大体上可影响前后10跨轨枕范围,超出该范

围, 振动传播极弱, 可认为无影响。为消除边界条件与初始条件的影响, 本文选取较大计算范围, 路基长度为90m, 边界采用弹簧—阻尼模拟无限远。关于路基计算深度, 根据铁科院^{[197] [199]}和西南交通大学等单位许多实测资料^[1], 基面下0.6m深处的动应力已衰减40%—60%。日本研究资料认为路基面下3.0m处动应力约为自重应力的10%, 并认为动应力对3.0m以下路基变形影响很小^[1]。根据我国研究资料, 动静应力之比为0.2时的深度约为3.2m, 动静应力之比为0.1时的深度约为4.2m。另据动三轴试验结果, 当动静应力比在0.2以下时, 土体塑性累计变形在0.2%以下, 且很快达到稳定。因此本文路基计算深度取为6米, 边界采用弹簧—阻尼单元, 其边界的法线方向阻尼系数为 ρv_p ; 边界切线方向阻尼器的阻尼系数为 ρv_s , 线性弹簧刚度系数为 $G/2r_b$ 。其具体数值根据路基土特性确定。在ANSYS程序中施加粘—弹性边界时, 利用程序中的弹簧—阻尼单元, 在每一节点处施加三个方向的边界组件。由于ANSYS程序中的弹簧—阻尼单元采用集中阻尼和集中弹簧概念, 因此每个组件的阻尼系数和刚度系数要乘以该组件所在节点的支配面积。车辆模型采用整车模型。计算时间步长根据列车速度变化而改变。

3.7.3 车辆模型验证

对车辆模型的检验, 这里采用与文献^[62]计算结果对比来进行。

文献采用的计算参数: 轨道状态为50kg/m钢轨、混凝土轨枕、碎石道碴所构成的普通线路, 列车为XL22, 谐波型不平顺取为连续型不平顺, 波长为500mm, 波深为2mm, 计算速度取80km/h。

模型验证采用与文献相同的模型参数, 图3—13为模型计算的轮轨力、以及车体各部位动力响应时程曲线。

从响应时程曲线可以看出, 在连续谐波激励下, 轮轨力、车体振动呈现出明显的周期性。其波形与文献^[62]中车辆/轨道统一模型的仿真结果一致, 具体数值略有差异。表3—4进一步列出了模型计算结果与文献的对比。

由表可见, 计算结果与文献^[62]的各项差值不大, 可以认为是由于线路下部物理模型处理不同以及参数获取方法不同所致, 从工程应用角度出发, 可以接受该差值。

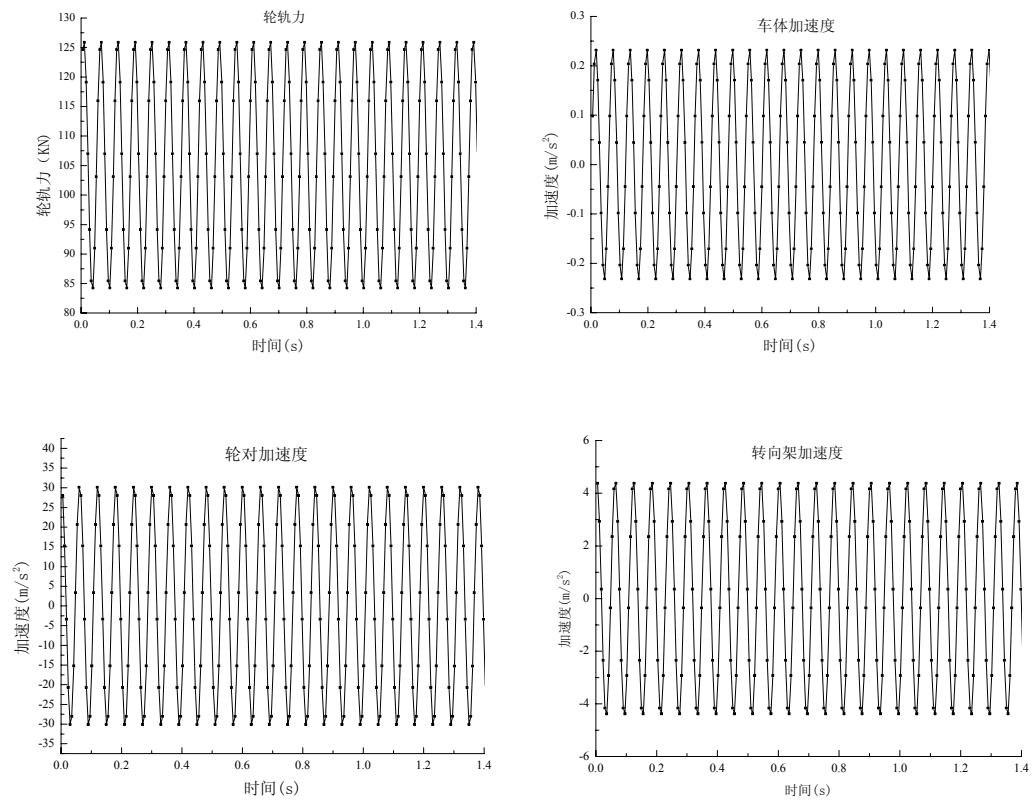


图 3-13 轮轨力 车体加速度时程曲线

表 3-4 本文计算结果与文献值比较

响应类别	轮轨力 (kN)	车体加速度 (m/s ²)	转向架加速度 (m/s ²)	轴箱加速度 (m/s ²)	轮对加速度 (m/s ²)
本模型	127.4	0.24	4.51	93.12	30.11
文献	133.54	0.26	4.71		
差值	4.5%	7.6%	4.2%		

3.7.4 轨道路基模型验证

轨道路基结构模型的验证是利用与秦沈客运专线工点 3 实测基床表层动力响应数据对比来进行^[167]。秦沈客运专线计算参数与测试数据详见本文第四章与第五章，计算列车速度为 180km/h，列车参数见表 3-5。

表 3-5 “先锋号”列车车辆参数

车体质量 (kg)	转向架质量 (kg)	车轮质量 (kg)	车体点头惯量 (kgm ²)
40240	3000	1500	2.3×10 ⁵
转向架点头惯量 (kgm ²)	车体定距 (m)	轴距 (m)	轮径 (m)
3200	24	2.5	0.915
一系悬挂刚度 (N/m)	二系悬挂阻尼 (S.N/m)	一系悬挂刚度 (N/m)	二系悬挂阻尼 (S.N/m)
1.87×10 ⁶	4.2×10 ⁵	2.5×10 ⁶	2.0×10 ⁵

图 3-14 为系统空间分析模型, 图 3-15 为轨道路基结构网格划分图, 图 3-16、3-17、3-18 分别为路基结构变形图、元素节点位移图与路基结构应变图。

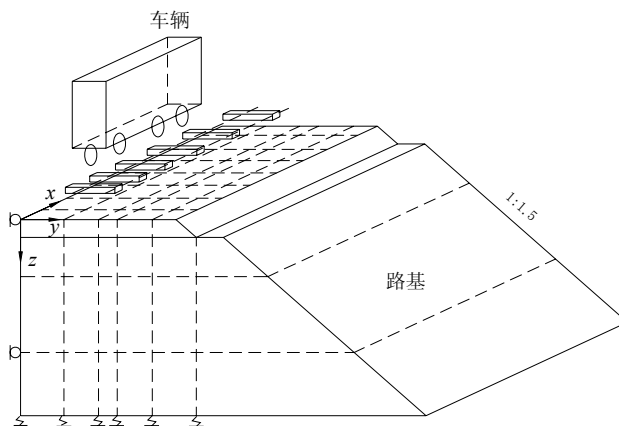


图 3-14 系统空间分析模型

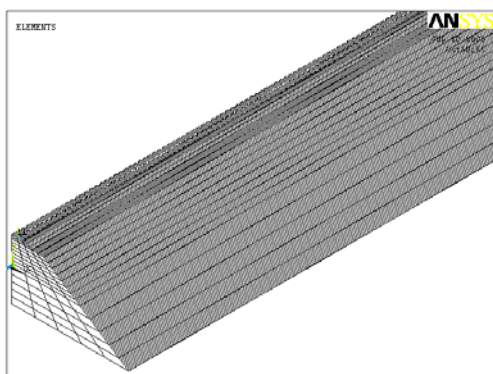


图 3-15 轨道路基结构网格划分图

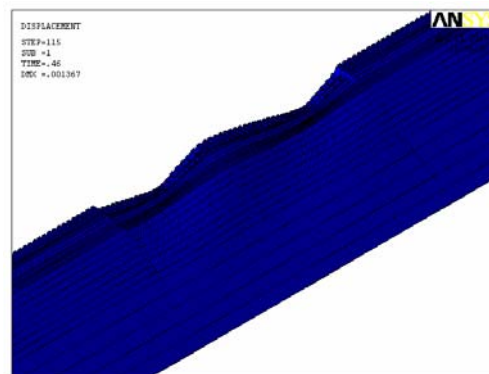


图 3-16 路基结构变形图

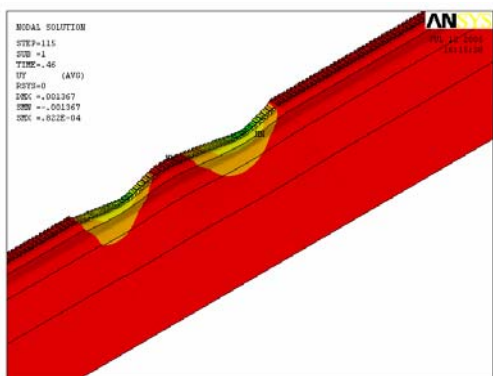


图 3-17 元素节点位移图

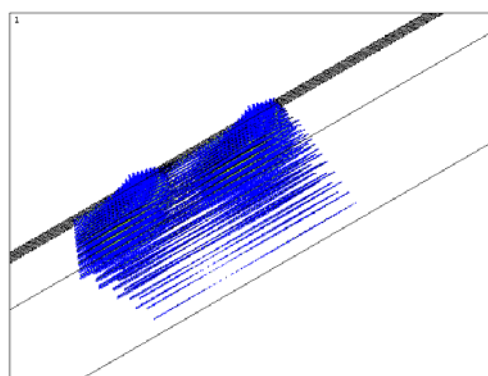


图 3-18 路基应变图

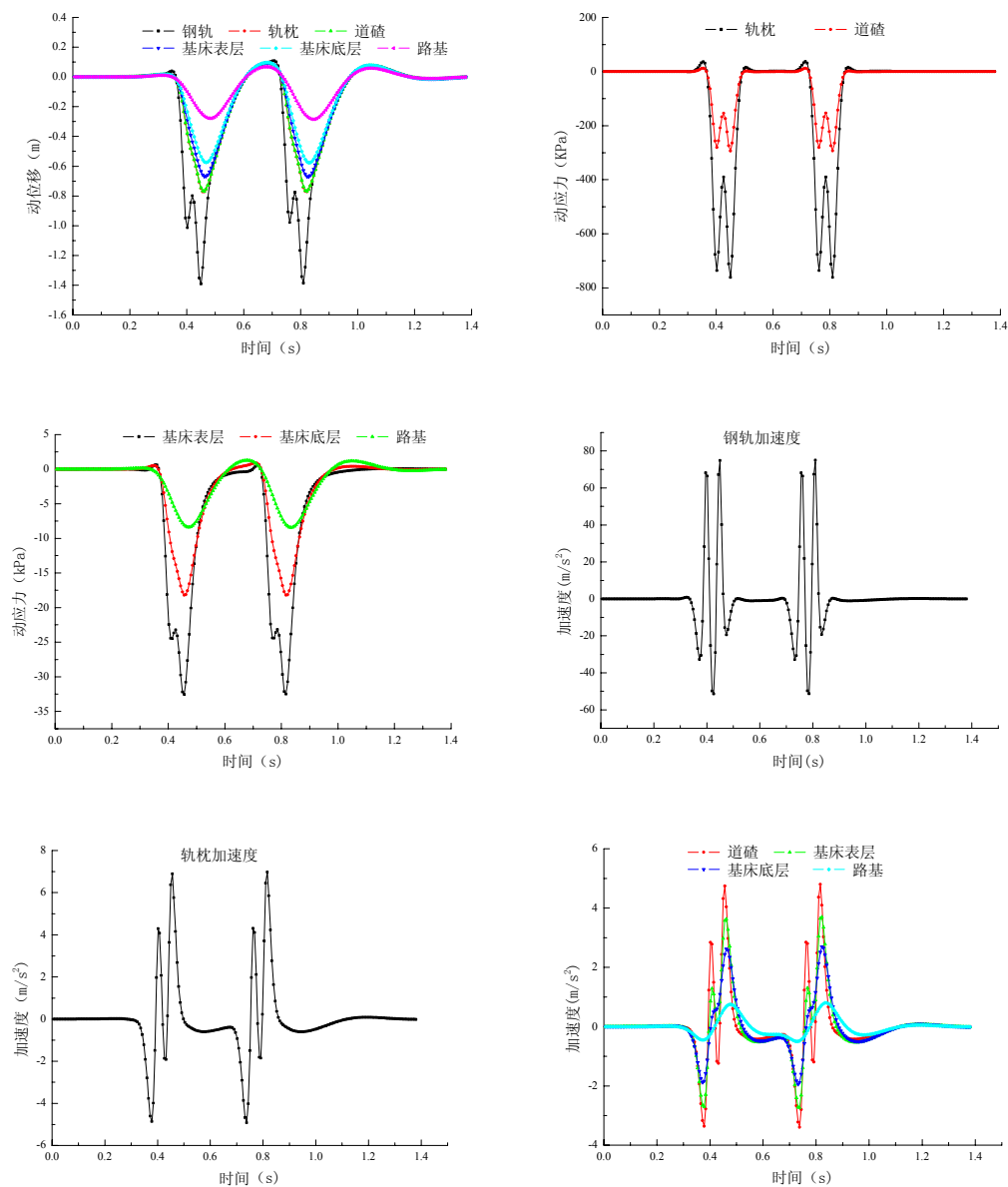
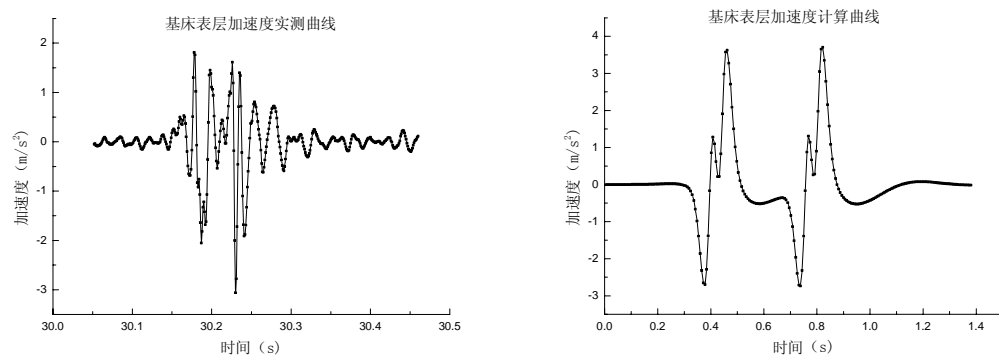


图 3-19 轨道路基结构动力响应计算时程曲线



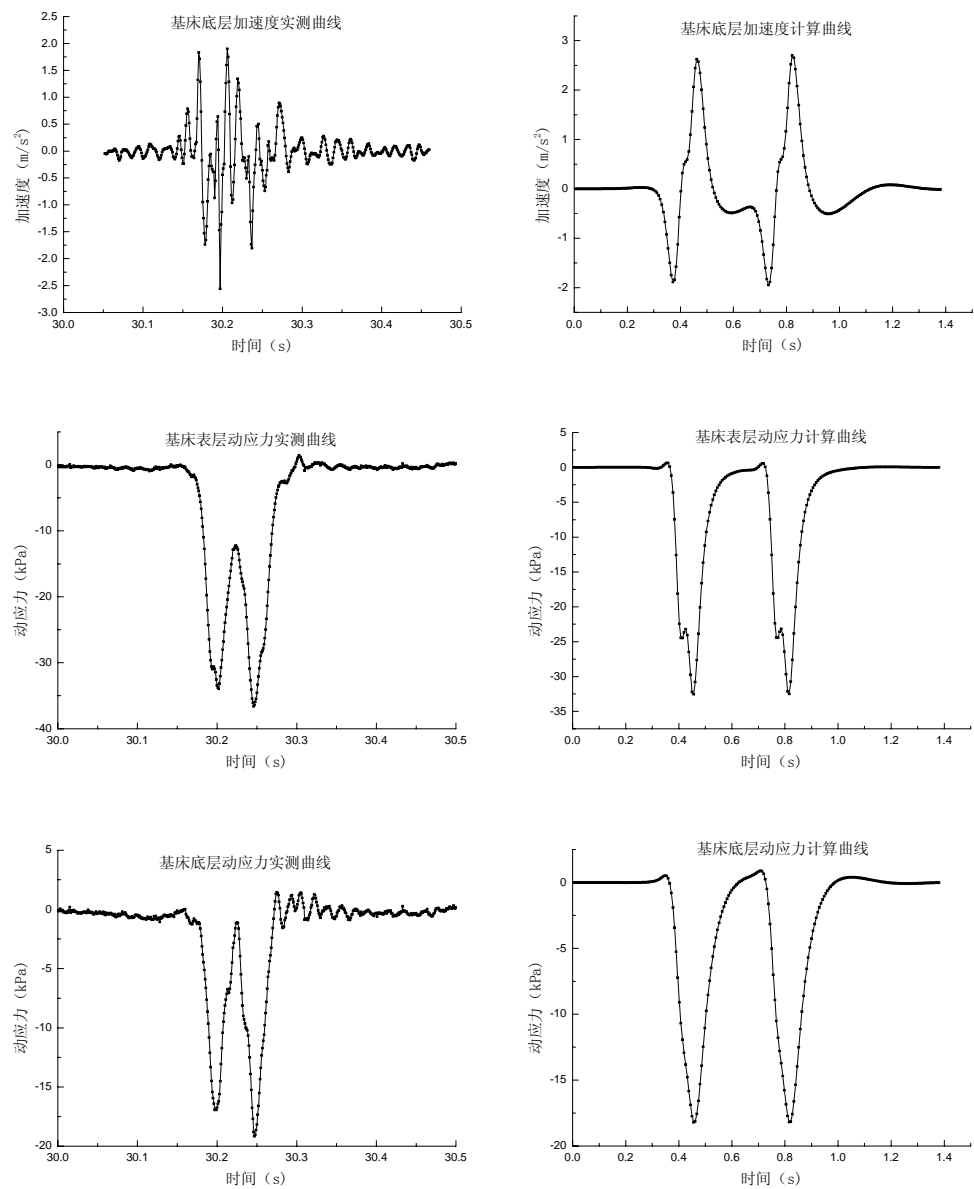


图 3-20 轨道路基结构动力响应测试结果与计算结果比较图

图 3-19 为轨道路基动力响应计算时程曲线。图 3-20 为实测曲线与计算曲线比较。从所得波形来看，模型计算结果与实测波形相似，较好的反映了模型动力响应过程。由于测试数据有限，仅对基床部位的动应力与加速度进行比较，表 3-6 为测试数据与计算结果比较。

表 3-6 本文测试数据与计算结果比较

比较指标	基床表层动应力	基床底层动应力	基床表层加速度	基床底层加速度
测试数据	38.5kPa	19.7kPa	3.7m/s ²	2.7m/s ²
本文计算	32.5kPa	17.5kPa	3.2m/s ²	2.3m/s ²
差值	15.5%	11%	13%	14%

通过以上曲线和列表数据对比可发现，利用本文建立的车辆轨道路基动力分析模型计算车辆/轨道结构动力响应的主要动力响应指标如轮轨垂直力、车体加

速度、转向架加速度、路基动应力与加速度在量值和波形上与文献资料或实测数据基本一致。由此可认为本文建立的车辆/轨道路基动力分析模型基本能反映系统振动特性，用于分析车辆/轨道路基动力响应是可行的。

3.8 小结

本章对常用车辆/轨道路基系统垂向振动分析模型及计算方法进行了分析研究，比较了各类模型优、缺点。在此基础之上，提出了本文所选用的计算模型及计算方法，主要包括以下内容：

- (1) 论述了车辆/轨道路基系统模型的建立原则和方法；
- (2) 阐述了系统的激励源与激励方式，推导了车辆/轨道路基各组成部分动力方程；
- (3) 分别建立了车辆和轨道路基有限元模型，通过轮轨接触，利用几何相容与相互作用力平衡条件迭代求解实现车辆/轨道路基耦合作用；
- (4) 对道床与级配碎石粗颗粒散体材料和路基土在动力荷载作用下的本构关系进行了阐述；
- (5) 利用粘—弹性边界处理路基无限边界，推导了粘弹性人工边界计算参数；
- (6) 以 *ANSYS* 软件为平台进行二次开发，对车辆/轨道路基耦合作用进行数值计算，利用与试验数据与文献计算结果对比的检验方法，对本文模型与求解方法进行验证。

第四章 动力响应影响参数分析

4.1 引言

利用车辆—轨道路基动力学模型,研究车辆—轨道路基动力作用过程,分析各因素对系统动力响应影响,选择合理的轨道路基参数是优化高速铁路轨道路基设计的基础。已有研究资料表明:路基刚度较大或过小都不利于行车速度及各部件使用寿命,法国所进行的 TGV 试验表明轨道系统刚度较小将限制列车速度提高,德国所进行的现场试验表明合理的轨道基础刚度将能减小轮轨力、机车车辆和轨下系统的各种参数设计恰当,将能改善基床动应力分布,减小荷载重复作用次数。练松良^[168]计算轨道了不平顺激励下客车和货车的动力响应,对轨道随机不平顺与不同类型车辆的车体加速度之间的关系进行了相干分析和功率谱分析,计算得出了引起客车和货车较大动力响应的轨道不平顺不利波长。对两者的不利波长进行了分析,归纳出了客货共运线路的轨道不平顺不利波长范围。陈果、翟婉明^[169]根据车辆轨道耦合动力学思想建立车辆—轨道垂横耦合模型,在充分考虑多种波长并存的情况下,计算了 250km/h 高速铁路各种轨道不平顺的管理目标值。昆山、安亭试验工点大量测试试验数据表明:当底层填料及压实度满足《京沪高速铁路设计暂行规定》要求时,其基床表层动力响应值无明显差别,但底层填料刚度较小时,使得路基综合刚度降低,路基面将产生较大的塑性变形。梁波^[71]的研究表明:基床刚度增加显著降低了道床振动加速度幅值,并降低了基面弹性变形。周先才^[135]认为路堤高度对基床动力响应影响不大,道碴层厚度对基面动态响应影响较大,对基面动应力影响最为显著。苏谦^[77]研究了轨面不平顺、路基刚度局部不平顺对系统动力响应影响,同时对高速铁路合理的路基刚度和基床表层厚度提出建议。

本章将利用已验证的车辆—轨道路基动力分析模型分析轨道路基一些参数对系统动力响应的影响。

4.2 车辆轨道路基动力学特性评价指标

车辆与线路的垂向相互作用是通过轮轨垂向作用力,向上传递给车辆系统,引起车辆各组成部分的振动。其中,车体的振动特性将直接影响乘坐的舒适性;向下作用于线路结构,引起线路状态的不断劣化和各部件的伤损。其中,钢轨的振动加速度是引起螺栓孔裂纹、鱼尾板折断等钢轨破损的重要因素之一,轨枕振动加速度是引起轨枕螺栓松弛、扣件断裂、轨枕裂纹破断等轨枕破坏的重要因素

之一,道床振动加速度是引起道碴颗粒破碎、相互嵌合力摩擦力降低、残余变形增大、道床板结与沉陷、边坡坍塌、日常修养工作量剧增等道床病害的重要因素之一,据文献^[170]的观测统计资料,我国铁道线路日常修养工作量的75%是用于道床及与道床变形有关的作业,道床的累积下沉量与道床应力和道床加速度平方的乘积成正比。路基表面应力是引起基床翻浆冒泥、过量下沉、剪切破坏等基床病害的重要因素之一;至于轮轨间的垂向作用力(包括轮轨接触应力),是引起轮轨踏面疲劳剥离损伤的关键因素^[171],也是影响钢轨疲劳破坏的重要指标。

由此可见,对车辆与线路相互作用的动力学特性评价,既要要对车辆系统的振动,尤其是车体的振动进行控制,保证乘坐的舒适性和运行的平稳性,还应尽可能全面地建立反映车辆运行的安全性和线路结构中各部件振动特性的指标体系,确保行车的安全,控制线路状态的劣化速率,减少线路结构中各部件的伤损。至今为止,我国还未建立起一个权威的车辆与线路相互作用的动力学特性评价体系(国际上也如此)。各专业根据学科领域的特点,针对具体的问题,建立(或介绍)了众多的评价方法^[171-174]。为了对高速铁路路基的动力学特性有一个较为全面的评价,并以此为目标函数,制定路基的不平顺控制标准,本文选用了轮轨垂向力、车体垂向振动加速度、钢轨垂向位移、钢轨垂向振动加速度、基床垂向位移、基床表面应力等动力学指标作为路基动力学特性的评价指标。

关于轮轨垂向力,英国铁路标准将其分为高频(大于500Hz)和低频(30~100Hz)作用力,并认为高频作用力是由车辆簧下质量与钢轨质量之间因高频接触振动而发生的冲击力,衰减较快,仅对钢轨和车轮产生强烈作用,而低频作用力对轨道变形和轨下基础的破坏起主要作用,对线路的日常修养工作量影响较大,是评价动力作用的重要指标之一,其安全限值取为250kN(货车)和340kN(机车)^{[62][175]};日本铁路规范要求轮轨垂向力小于轨道部件的设计荷载(轮载),其中,日本新干线板式轨道的设计荷载定为最大静轮载的3倍,约270kN;德国高速铁路轨道不平顺对机车车辆反应的评价标准中,对最大轮轨垂向力的限值为 $k \times 170\text{kN}$ ^[1],其中 $k=0.8$ 表明线路平顺优良, $k=1.0$ 表明线路出现了一定程度的不平顺需注意观察, $k=1.3$ 时需安排计划维修, $k=1.5$ 时需安排紧急补修;文献^[176]在对货物列车动力学特性评定标准的研究与建议方案中,提出了新增轮轨垂向力评定标准的建议,其限值为250kN。

关于车体垂向振动加速度,日本新干线轨道不平顺的管理标准^[177],对车体垂向加速度(峰峰值)的限值分别为0.25g(舒适)、0.35g(安全)、0.45g(慢行);德国高速铁路轨道不平顺对机车车辆反应的评价标准^[1],对车体垂向加速度(峰峰值)的限值为 $k \times 2.5\text{m/s}^2$,其中 $k=0.7$ 表明线路平顺优良, $k=1.0$ 表明线路出现了一定程度的不平顺需注意观察, $k=1.3$ 时需安排计划维修, $k=1.5$ 时需

安排紧急补修；前苏联判定车辆运转性能的准则^[178]，对客车车体垂向振动加速度的限值分别为 $<0.1g$ (优良)、 $0.1\sim0.15g$ (良好)、 $0.16\sim0.20g$ (容许)、 $0.21\sim0.35g$ (最大容许)、 $\geq 0.36g$ (不适宜)、 $\geq 0.70g$ (不安全)；文献^[169]在对250km/h 高速铁路轨道不平顺的安全管理研究中，建议车体的垂向加速度（半峰值）限值分别为 $0.125g$ (舒适)、 $0.17g$ (安全)、 $0.25g$ (安全极值)；文献^[179]在对SS8 型电力机车进行高速动力学试验中，车体振动加速度评定标准为 $2.45m/s^2$ ；文献^[180]对机车运行平稳性的最大垂向振动加速度限值为 $2.45 m/s^2$ (优良)、 $2.95m/s^2$ (良好)、 $3.63m/s^2$ (合格)；文献^[181]建议的中国高速铁路轨道不平顺日常管理标准，对车体垂向振动加速度（半峰值）的限值为 $0.13g$ (舒适)、 $0.20g$ (安全)；文献^[182]对提速线路车体垂向振动加速度（半峰值）的限值为 $0.20g$ (安全)。

关于钢轨垂向位移，文献^[183]从轮轨相互作用观点出发，讨论了轨道刚度与轮轨相互作用力的关系，认为只有提高轨道弹性，降低轨道刚度，才能适应当前提速和发展高速运输的需要，并建议将混凝土轨枕轨道的钢轨下沉量控制在接近2mm 的水平；文献^[184-186]中，对车辆与轨道相互作用的动力学特性评价，采用的钢轨垂向位移限值均为2mm。

关于钢轨垂向振动加速度，据文献^[187]介绍，日本高速铁路根据行车密度的大小，分别制定了不同的控制标准，列车次数较多时，钢轨垂向振动加速度的限值为 $200g$ ，列车次数较少时，钢轨垂向振动加速度的限值为 $400g$ ；据文献^[176]介绍，日本既有线提速试验中，认为钢轨垂向振动加速度的正常值应小于 $200g$ ；文献^[184-186]中，对车辆与轨道相互作用的动力学特性评价，采用的钢轨垂向振动加速度的限值为 $200g$ 。

关于基床表面垂向位移，根据日本的经验^[188]，当基床表层采用强化表层结构（基床表层有一层约5cm 厚的沥青混凝土）时，为保证沥青混凝土结构层不因弹性变形过大而产生开裂破损，对基床表面垂向位移的限值为2.5mm，当基床表层采用级配砂砾石（或级配碎石）结构时，为防止因基床弹性变形过大而导致道床松散流动，对基床表层垂向位移的限值为4mm；文献^[189]采用的控制值为小于3.5mm；文献^{[184][186]}中，对车辆与轨道相互作用的动力学特性评价，采用的基床表面垂向位移限值为2mm；根据铁道线路结构的特点，钢轨的变形主要由轨下的垫层、道床及基床等几部分变形叠加而成，其中，在线路状态良好的条件下，以垫层和道床的变形为主，因此可认为，基床表面的垂向位移以1mm 为限较适宜，与钢轨的垂向位移限值也是协调的。

关于基床表面应力，文献^[190]中根据既有线平板荷载试验确定的地基容许承载力大小，将路基状态分为良（压实坚固的砂质土等）、普通（压实坚固的黏性土等）、差（中等程度贯入力的稍软土）三大类，分别对应的路基容许应力为

0.3MPa、0.24MPa、0.15MPa，由于路基表面的应力分布不均匀，当使用路基表面最大应力作为控制值时，对应于平均应力的路基容许应力还应增加20%；铁路工务技术手册（轨道）^[191]中规定，常速铁路路基面的容许应力（应为动应力）为0.13MPa（新建铁路）和0.15MPa（既有线）；文献^[189]建议的路基设计动应力计算值为0.11MPa（中速无缝线路）、0.10MPa（高速无缝线路）；日本高速铁路路基设计动应力的幅值为0.092Mpa^[192]。

根据上述分析，本章将参考以上限值，以秦沈客运专线轨道路基参数为基准，对列车作用下系统各项动力学指标的影响参数进行分析。

4.3 参数影响分析

4.3.1 参数取值范围

车辆轨道路基系统耦合动力响应影响因素众多，包括：车辆类型、运行速度、轨道状态、路基结构形式等。由于我国高速铁路轨道结构参数、机车车辆参数基本上给出了建议标准值，所以本节在车辆轨道路基动力响应影响因素分析时，主要分析下述参数：列车速度、轨道不平顺、基床表层刚度、基床表层厚度、路基刚度、道碴厚度对系统动力响应的影响。模型在线路纵向上取 90m 长，深度方向为 6 米，由于轨道结构的对称性，沿轨道纵向取半进行分析。轨道路基模型计算参数以秦沈客运专线标准段路基结构参数为基准，在一定范围内变化。钢轨采用 60kg/m 无螺栓孔新钢轨，轨枕采用 2.6m 长Ⅲ型无挡肩混凝土枕，扣件为弹条Ⅲ型扣件，轨下垫板静刚度 55~75kN/mm。钢轨、轨枕计算参数见表 4-1，道碴、基床、路基参数见表 4-2、4-3。列车模型参数选用是“先锋号”动力分散车组，其参数见表 3-5，线路计算断面尺寸参考《暂规》。

表 4-1 钢轨、轨枕计算参数

名称	型号	弹模/MPa	惯性距/m ⁴	泊松比	单位长度质量/kg/m
钢轨	T60	2.058×10 ⁵	3.217×10 ⁻⁵	0.3	60.64
轨枕	TK-Ⅲ	1.5×10 ⁴	2.38×10 ⁻⁵	0.3	96.54

表 4-2 道床基床计算参数

参数	K ₁	K ₂	泊松比	密度/kN/m ³	阻尼比	备注
道床	210	0.092	0.25	24	0.030	
基床表层	190	0.094	0.25	21.4	0.028	基本参数
	170	0.096	0.25	21.4	0.028	
	150	0.098	0.25	21.4	0.028	
	130	0.100	0.25	21.4	0.028	
基床底层	110	0.120	0.30	19.0	0.035	

表 4-3 路基计算参数

参数	E_0/MPa	ϵ_r	泊松比	密度/ kN/m^3	阻尼比	备注
路基	20	7.35×10^{-3}	0.35	14	0.035	基本参数
	50	2.94×10^{-3}	0.35	16	0.035	
	90	1.63×10^{-3}	0.35	18	0.035	

在对某一参数进行分析时，其余计算参数为基本参数。基本计算参数值分别为：速度 270km/h、连续余弦型不平顺，波长 $\lambda=3m$ ，不平顺幅值 $a=2mm$ 。道床厚度 35cm，基床表层厚度 70cm，基床底层厚度 230cm。

在仿真计算中，道碴、轨枕、基床与路基计算点均位于钢轨与轨枕交点正下方。

4.3.2 列车速度的影响

随着列车运行速度提高,轮轨相互作用将不断加强，机车车辆与线路系统振动加剧，列车对线路的动力影响将随速度提高而增大。本节取行车速度 $V=180\text{km/h}$ 、 216km/h 、 270km/h 、 360km/h 四种工况进行数值模拟计算，分析研究行车速度对车辆轨道路基结构动力作用的影响。

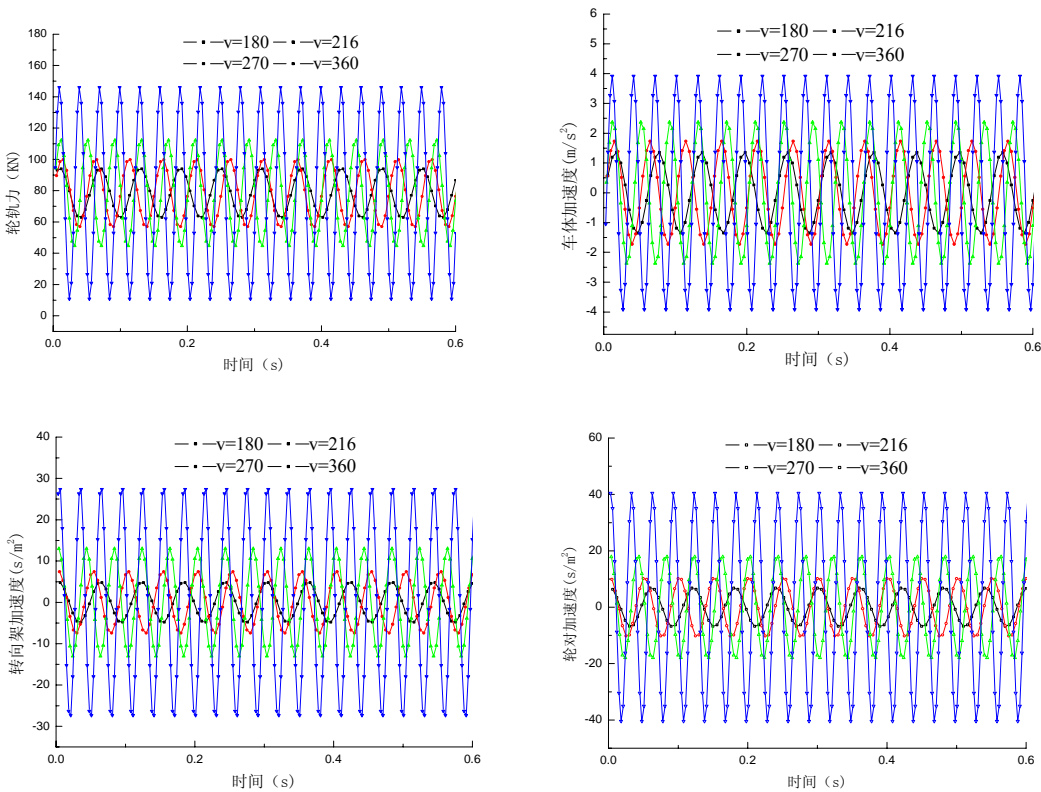


图 4-1 车辆动力响应时程曲线

由图 4-1 可见，当轨面上存在有连续谐波不平顺时，轮轨接触力、车体、转向架、轮对振动加速度呈现出周期性的变化。

表 4-4 、4-5 给出了不同速度下各量值最大值的统计结果。

表 4-4 不同速度对系统动应力和动位移影响

速度 km/h	动位移 (mm)						动应力 (kPa)				
	D_r	D_s	D_b	D_{s1}	D_{s2}	D_{s3}	σ_s	σ_b	σ_{s1}	σ_{s2}	σ_{s3}
180	1.37	0.67	0.66	0.57	0.51	0.26	761	293	32.5	17.5	7.8
216	1.37	0.68	0.67	0.58	0.51	0.26	785	302	32.7	17.6	7.8
270	1.39	0.69	0.68	0.60	0.52	0.27	846	326	33.8	17.9	7.9
360	1.5	0.70	0.69	0.62	0.52	0.27	1027	395	38.2	18.6	8.0

表 4-5 不同速度对系统轮轨力加速度影响

速度 km/h	加速度 (m/s^2)									
	P/kN	a_c	a_z	a_l	a_r	a_s	a_b	a_{s1}	a_{s2}	a_{s3}
180	104	0.13	11.06	30.44	75.01	6.98	3.79	2.42	1.69	0.6
216	110	0.17	17.07	45.81	115.52	10.08	5.47	3.56	2.48	0.8
270	123	0.23	29.88	80.46	198.30	14.98	8.09	5.12	3.51	1.17
360	156	0.39	62.91	136.85	414.43	25.13	13.49	7.94	5.09	1.46

表中 D_r —钢轨动位移； D_s —轨枕动位移； D_b —道床表面动位移；
 D_{s1} —基床表层表面动位移； D_{s2} —基床底层表面动位移； D_{s3} —路基表面动位移；
 σ_s —轨枕动应力； σ_b —道床表面动应力； σ_{s1} —基床表层表面动应力；
 σ_{s2} —基床表层底面动应力； σ_{s3} —路基表面动应力； P—轮轨力； a_c —车体加速度；
 a_z —转向架加速度； a_l —轮对加速度； a_r —钢轨加速度； a_s —轨枕加速度；
 a_b —道床表面加速度； a_{s1} —基床表层表面加速度； a_{s2} —基床底层表面加速度；
 a_{s3} —路基表面加速度。

由表可得到列车速度对车辆/轨道路基系统的动力影响作用特征如下：

- (1) 轮轨力：轮轨力受列车速度影响较大，当列车速度从 180km/h 增至 360km/h，轮轨力从 104 kN 增至 156 kN，增幅为 50%，且随着速度提高，其增长趋势更加明显。
- (2) 车辆振动加速度：列车速度从 180km/h 增至 360km/h，车体、转向架、轮对的振动加速度范围为 0.13-0.39 m/s^2 、11.06—62.91 m/s^2 30.44-136.85 m/s^2 ，都呈现出随速度提高而增大趋势，其中轮对增长趋势明显，车体振动受列车速度影响较小，当速度达到 360km/h 时其值远远小于高速铁路轨道不平顺安全管理建议的舒适值。
- (3) 轨道路基结构动位移：轨道路基结构动位移受速度影响较小，列车速度从 180km/h 增至 360km/h，钢轨位移从 1.37mm 增大到 1.5mm，轨枕位移从 0.67mm 增大到 0.70mm，道碴 0.66mm 增大到 0.69mm，基床表层位移从 0.57mm 增大到 0.62mm，基床底层与路基的动位移基本保持不变，约为 0.51mm 和 0.26mm。
- (4) 轨道路基振动加速度：列车速度从 180km/h 增至 360km/h，钢轨振动加

速度从 75.01m/s 增至 414.43 m/s^2 , 轨枕振动加速度从 6.98 m/s^2 增至 25.13 m/s^2 , 道碴振动加速度从 3.79 m/s^2 增至 13.49 m/s^2 , 基床表层从 2.42 m/s^2 增至 7.94 m/s^2 基床底层加速度从 1.69 m/s^2 增至 5.09 m/s^2 、路基加速度从 0.6 m/s^2 增至 1.46 m/s^2 。且当车速由 270km/h 增至 360km/h 时, 各部分的增长趋势加快。

(5) 道碴路基动应力: 道碴路基的动应力的变化趋势与动位移趋势基本一致, 道床动应力从 293kPa 增至 395kPa , 基床表层动应力从 32.5kPa 增至 38.2kPa , 在基床底层, 动应力受速度的影响很小, 其值在 17.5kPa — 18.6kPa 之间, 路基的动应力维持在 7.8kPa 左右。

图 4-2 为不同车速时, 基床表层以下的动力响应沿深度方向的衰减曲线

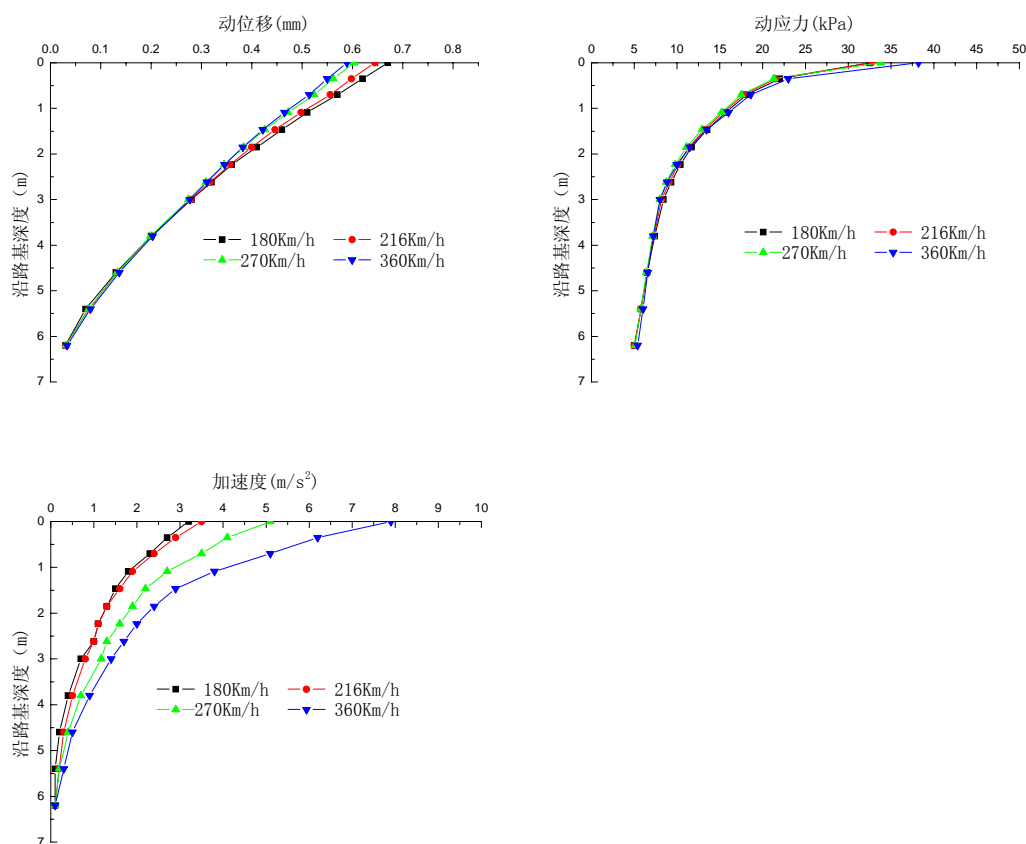


图 4-2 动力响应沿深度方向的衰减曲线

从衰减曲线可看出, 列车荷载对轨道路基影响主要体现在结构上部分, 路基轨道各项动力指标随深度衰减程度不一样, 动应力与加速度衰减较快, 动位移衰减较慢。各指标对速度的敏感程度也不一样, 其中加速度对速度最为敏感, 因此高速铁路应注重轨道路基结构上部分的加强并采取一定的减振措施。

随着行车速度增大, 列车对轨道路基的激励频率也增大, 图 4-3 为不同速度下基床表层加速度频谱曲线。

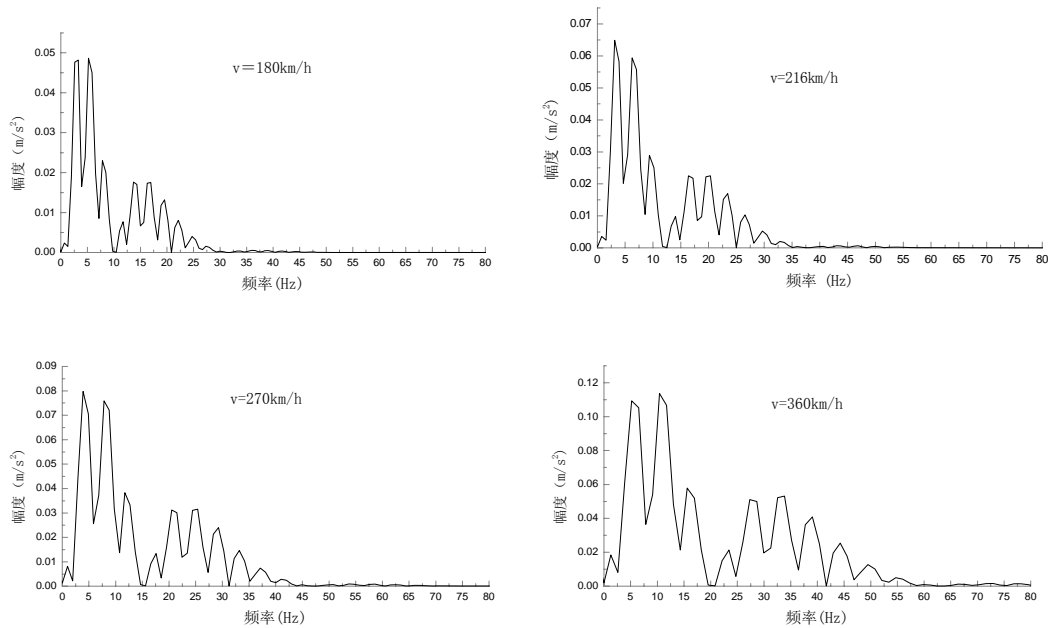


图 4-3 不同速度下基床表层加速度的频谱曲线

从图中可以看出，基床表层振动主要为低频振动，其频率小于 60Hz。在不同速度下，基床表层响应频率有多个峰值，分别对应列车的车辆定距、相邻转向架间距、固定轴距等产生的激励频率，如： $v=180\text{km/h}$ 时，与车辆定距、相邻转向架间距、固定轴距对应的频率 2.7Hz、8.3Hz、20Hz 均在谱图中清晰可见。激励频率均随着速度增大向高频方向移动，且峰值对应的能量增大。表明列车速度提高，列车荷载作用频率与幅值都增大。

4.3.3 轨道不平顺的影响

轨道不平顺是系统的激励源之一，它是引起机车车辆、轨道结构产生振动的主要因素。列车运行品质、轨道结构受力状态直接与轨道不平顺类型、不平顺幅值、波长、周期特性等密切相关。国内外实践经验表明，轨道平顺状态是制约列车速度提高的主要因素，若轨道平顺状态满足要求，列车振动和轮轨间动力作用都不会太大，行车的安全性和平稳舒适性可得到保证，轨道和机车车辆部件的寿命和维修周期也会延长，如果存在大的轨道不平顺，会直接影响旅客乘车的舒适，加速机车车辆和轨道部件的伤损，进一步恶化轨道几何状态，形成恶性循环。严重的轨道不平顺甚至会导致列车脱轨，造成安全事故。因此，深入细致地研究轨道不平顺对系统动力响应的影响，找出轨道不平顺影响规律，可为轨道不平顺控制提供必要的基础数据和重要的理论依据。

本节主要分析连续余弦型不平顺波长与波深对系统动力响应的影响。

(1) 波深的影响

表 4-6 4-7 为波长 3m 不同波深（1mm、2mm、3mm、4mm）下，振动

体系的响应随波深的变化统计

表 4-6 不同波深对系统动应力和动位移影响

波深	动位移 (mm)						动应力 (kPa)				
	D_r	D_b	D_s	D_{s1}	D_{s2}	D_{s3}	σ_s	σ_b	σ_{s1}	σ_{s2}	σ_{s3}
1mm	1.18	0.59	0.59	0.52	0.45	0.23	729.	280.	29.13	15.0	6.8
2mm	1.37	0.68	0.68	0.60	0.52	0.27	846	326	33.8	17.5	7.9
3mm	1.55	0.77	0.77	0.68	0.59	0.31	956	368	38.2	19.7	8.9
4mm	1.74	0.86	0.86	0.76	0.66	0.34	1072	413	42.8	22.2	10.0

表 4-7 不同波深对系统轮轨力加速度影响

波深	加速度 (m/s^2)									
	P/kN	a_c	a_z	a_l	a_r	a_s	a_b	a_{s1}	a_{s2}	a_{s3}
1mm	106	0.21	15.87	48.92	163.84	12.42	6.87	4.47	3.02	0.98
2mm	123	0.23	29.88	80.46	198.30	14.98	8.09	5.12	3.51	1.17
3mm	139	0.52	50.14	142.29	227.20	17.10	9.21	5.73	3.92	1.28
4mm	156	0.63	66.70	187.43	271.04	20.52	10.53	6.38	4.38	1.42

计算数据表明：波长一定时，波深对车辆动力响应影响非常显著，各项动力指标均随波深增大而增加。当波深为 1mm、2mm、3mm、4mm 时，轮轨力分别为 106kN、122kN、139kN、156kN，增幅分别为 16%、30%、48%，车体加速度分别为 $0.21m/s^2$ 、 $0.23m/s^2$ 、 $0.52m/s^2$ 、 $0.63m/s^2$ ，增幅分别为 42%、87%、127%，转向架加速度分别为 $15.87 m/s^2$ 、 $29.88m/s^2$ 、 $50.14m/s^2$ 、 $66.70m/s^2$ ，增幅分别为 103%、215%、320%，轮对加速度分别为 $48.92 m/s^2$ 、 $80.46m/s^2$ 、 $142.29m/s^2$ 、 $187.43m/s^2$ ，增幅分别为 94%、191%、283%。

轨道路基各项动力学指标随波深增大呈现出增大趋势，但增幅较小，当波深由 1mm 增至 4mm 时，钢轨的动位移由 1.18mm 增大到 1.74mm，加速度由 $163.84m/s^2$ 增大到 $271.04 m/s^2$ ，轨枕的动位移由 0.59mm 增大到 0.86mm，加速度由 $12.42 m/s^2$ 增大到 $20.52 m/s^2$ ，动应力由 729kN 增大到 1072kN，道碴动位移由 0.59mm 增大到 0.86mm，加速度由 $6.87 m/s^2$ 增大到 $10.53 m/s^2$ ，动应力由 280kN 增大到 413kN，基床表层的动位移由 0.53mm 增大到 0.76mm，加速度由 $4.74 m/s^2$ 增大到 $6.38 m/s^2$ ，动应力由 29.13kPa 增大到 47.8kPa，基床底层动位移由 0.45mm 增大到 0.66mm，加速度由 $3.02 m/s^2$ 增大到 $4.38 m/s^2$ ，动应力由 15kPa 增大到 22kPa，路基动位移由 0.23mm 增大到 0.34mm，加速度由 $0.98 m/s^2$ 增大到 $1.42 m/s^2$ ，动应力由 6.8kPa 增大到 10kPa。

(2) 波长的影响

表 4-8 4-9 为波深为 2mm，波长变化 (2m、3m、4m、5m) 对车辆轨道路基系统动力响应的影响。

表 4-8 不同波长对系统动应力和动位移影响

波长	动位移 (mm)						动应力 (kPa)				
	D_r	D_b	D_s	D_{s1}	D_{s2}	D_{s3}	σ_s	σ_b	σ_{s1}	σ_{s2}	σ_{s3}
2m	2.57	1.30	1.29	1.14	0.99	0.52	1597	615	63	33	15
3m	1.37	0.68	0.68	0.60	0.52	0.27	846	326	33.8	17.5	7.9
4m	1.15	0.57	0.57	0.50	0.44	0.23	708	272	28.3	14.6	6.6
5m	1.07	0.54	0.53	0.47	0.41	0.21	660	254	26.4	13.6	6.2

表 4-9 不同波长对系统轮轨力加速度影响

波长	加速度 (m/s^2)									
	P/kN	a_c	a_z	a_l	a_r	a_s	a_b	a_{s1}	a_{s2}	a_{s3}
2m	232	0.72	65.32	134.33	374.11	28.24	15.27	9.67	6.64	2.22
3m	123	0.28	29.88	80.46	198.30	14.98	8.09	5.12	3.51	1.17
4m	103	0.23	19.90	32.54	166.05	12.53	6.78	4.29	2.93	0.99
5m	96	0.22	13.94	20.57	154.78	11.68	6.32	4.00	2.74	0.92

计算数据表明：波深一定时，波长对车辆动力响应影响非常显著，各项动力指标均随波长增大而减小。当波长为 2m、3m、4m、5m 时，轮轨力分别为 232kN、123kN、103kN、96kN，减大幅度分别为 47%、56%、58%，车体加速度分别为 $0.72m/s^2$ 、 $0.28m/s^2$ 、 $0.23m/s^2$ 、 $0.22m/s^2$ ，减大幅度分别为 45%、60%、68%，转向架加速度分别为 $65.32m/s^2$ 、 $29.88m/s^2$ 、 $19.90m/s^2$ 、 $13.90m/s^2$ ，减大幅度分别为 71%、89%、94%，轮对加速度分别为 $134.33 m/s^2$ 、 $80.46m/s^2$ 、 $32.59m/s^2$ 、 $20.57m/s^2$ ，减幅分别为 70%、90%、94%。其中，当波长由 2m 增至 3m 时，各项指标减幅加大。

轨道路基各项动力学指标随波长增大呈现出减小趋势，但减幅较小，当波长由 2m 增至 5m 时，钢轨动位移由 2.57mm 减小到 1.07mm，加速度由 $374.11 m/s^2$ 减小到 $154.78 m/s^2$ ，轨枕动位移由 1.30mm 减小到 0.54mm，加速度由 $28.24 m/s^2$ 减小到 $11.68 m/s^2$ ，动应力由 1597 kPa 减小到 660kPa，道碴动位移由 1.29mm 减小到 0.53mm，加速度由 $28.24 m/s^2$ 减小到 $11.68 m/s^2$ ，动应力由 615kPa 减小到 254kPa，基床表层动位移由 1.14mm 减小到 0.47mm，加速度由 $9.67 m/s^2$ 减小到 $4.00 m/s^2$ ，动应力由 63kPa 减小到 26.4kPa，基床底层动位移由 0.99mm 减小到 0.41mm，加速度由 $6.64 m/s^2$ 减小到 $2.74 m/s^2$ ，动应力由 33kPa 减小到 13.6kPa，路基动位移由 0.53mm 减小到 0.21mm，加速度由 $2.22 m/s^2$ 减小到 $0.92 m/s^2$ ，动应力由 15kPa 减小到 6.2kPa。

从以上计算结果可知：轨面不平顺对车辆—轨道路基动力响应影响显著，随着波深增大或波长减小，轮对对钢轨冲击作用增大，导致系统振动增强。因此高速铁路应严格控制轨面不平顺。

4.3.4 道床厚度的影响

轨道结构包括钢轨、轨枕、垫层、道碴等，道碴是轨道结构重要组成部分，作为轨排基础它具有以下功能：减小作用于路基面上的列车荷载，并使其均匀分布，起着保护路基的作用；提供抵抗轨排纵横向位移的阻力，保护轨道的正确几何形状；具有缓冲和减振的弹性特征，以及具有良好的排水性能等特点。国内外对道碴的研究十分重视，进行了大量的工作。但多侧重于理论静力分析和试验研究。近几十年来，尽管有许多轨道路基结构计算模型中考虑了道碴的影响，但研究还不深入，尤其是高速列车荷载下道碴的动力响应及其对系统响应的影响。本节旨在讨论不同道碴厚度对轨道路基结构动力响应影响，为高速铁路轨道结构道碴合理厚度的选择提供理论依据。

表 4-10、 4-11 为不同道碴厚度下系统动力响应统计

表 4-10 不同道碴厚度对系统动应力和动位移影响											
道碴 厚度	动位移（mm）						动应力（kPa）				
	D _r	D _b	D _s	D _{s1}	D _{s2}	D _{s3}	σ _s	σ _b	σ _{s1}	σ _{s2}	σ _{s3}
35cm	1.37	0.69	0.68	0.6	0.52	0.27	846	326	33.8	17.5	7.9
50cm	1.36	0.68	0.68	0.6	0.52	0.27	846.6	326	33.8	17.5	7.9
65cm	1.36	0.68	0.68	0.6	0.52	0.27	846.6	326	33.8	17.5	7.9

表 4-11 不同道碴厚度对系统轮轨力加速度影响											
道碴 厚度	加速度（m/s ² ）										
	P/kN	a _c	a _z	a _l	a _r	a _s	a _b	a _{s1}	a _{s2}	a _{s3}	
35cm	123	0.23	29.88	80.46	198.30	14.98	8.09	5.12	3.51	1.17	
50cm	118	0.22	28.45	78.35	192.38	14.98	8.09	5.12	3.51	1.17	
65cm	116	0.21	27.92	76.37	191.55	14.98	8.09	5.12	3.51	1.17	

计算结果表明：在路基填筑质量好的情况下，道床厚度对轮轨力与车辆动力响应稍有影响，对系统轨枕以下动力响应影响不显著。这是因为道床刚度与基床表层刚度相差不大所造成。因此在保证基床表层刚度后，不必要求过厚道碴层。

4.3.5 路基结构参数的影响

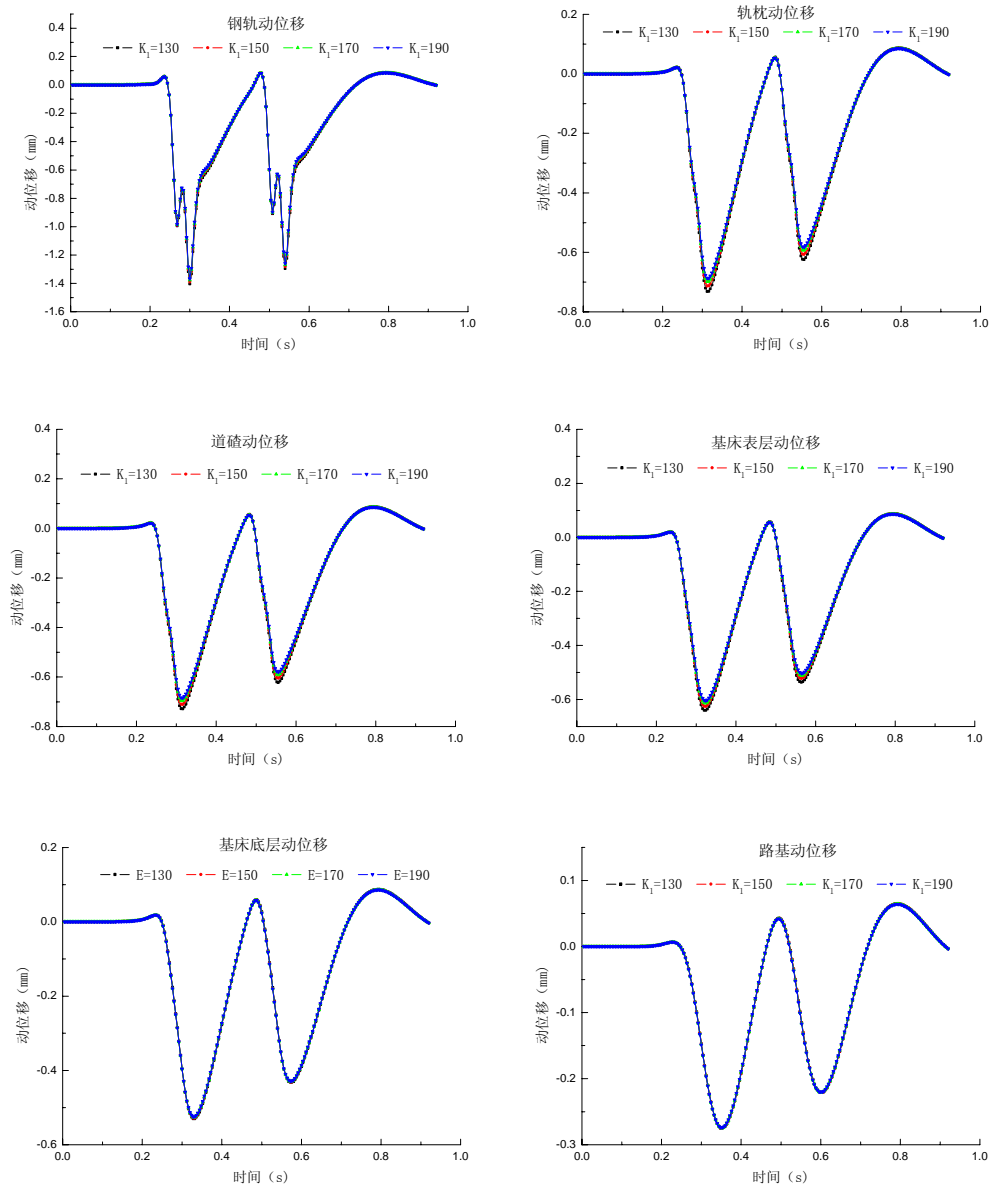
与高速车辆、轨道系统相匹配的合理的路基结构形式是高速铁路一个十分重要的课题，路基结构形式中对车辆轨道路基系统影响较大的因素包括：基床表层厚度与刚度、路基刚度。其中基床表层刚度、路基刚度影响路基的设计标准，施工要求。刚度减小意味着抵抗变形的能力减小，容易引起变形，形成轨道的不平顺，从而影响高速列车的平稳性和安全，刚度过大意味着对施工要求过于严格，造成不必要的浪费。现有研究资料表明：路基刚度过大或过小都不利于高速行车

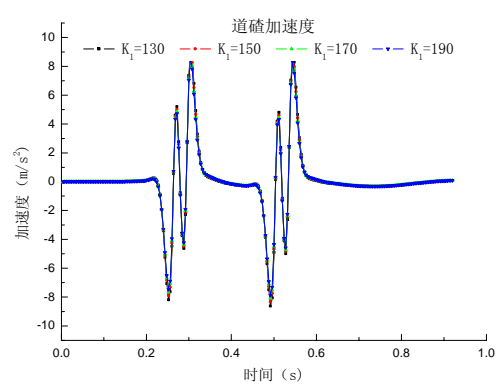
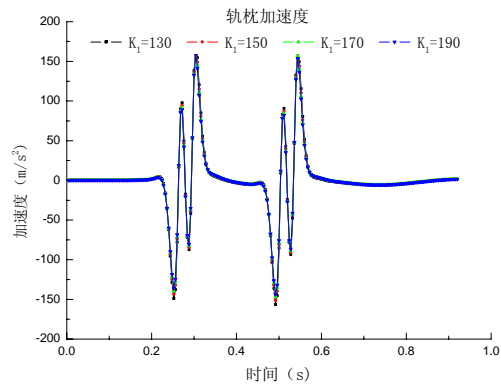
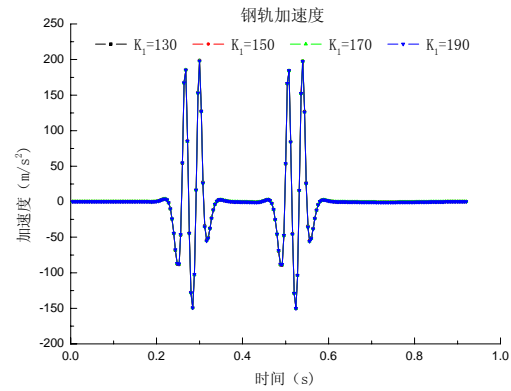
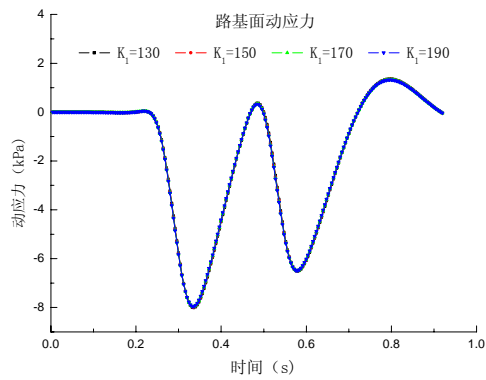
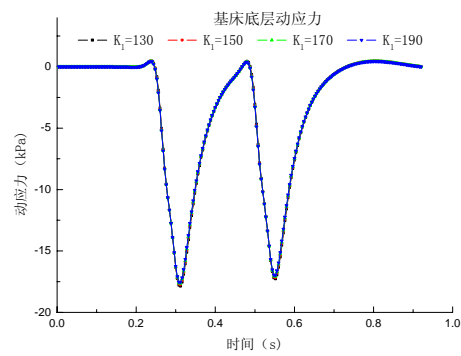
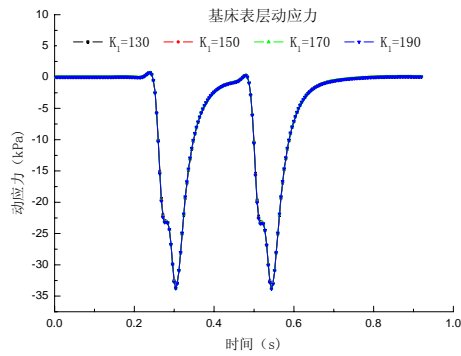
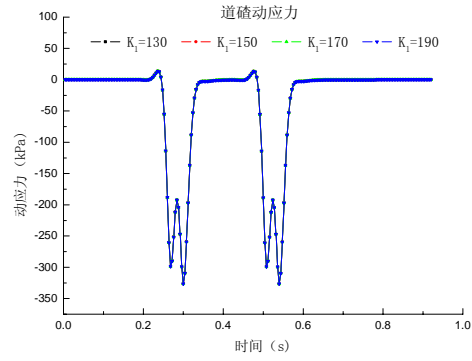
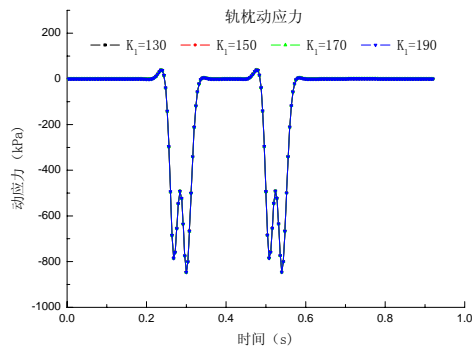
及各部位使用寿命。基床表层厚度则大大影响工程造价。

本节对基床表层刚度与厚度以及路基刚度对系统动力响应影响进行分析，为高速铁路路基设计提供参考。

(1) 基床表层刚度

图 4-4 为不同基床表层刚度下轨道路基各部位动力响应时程曲线





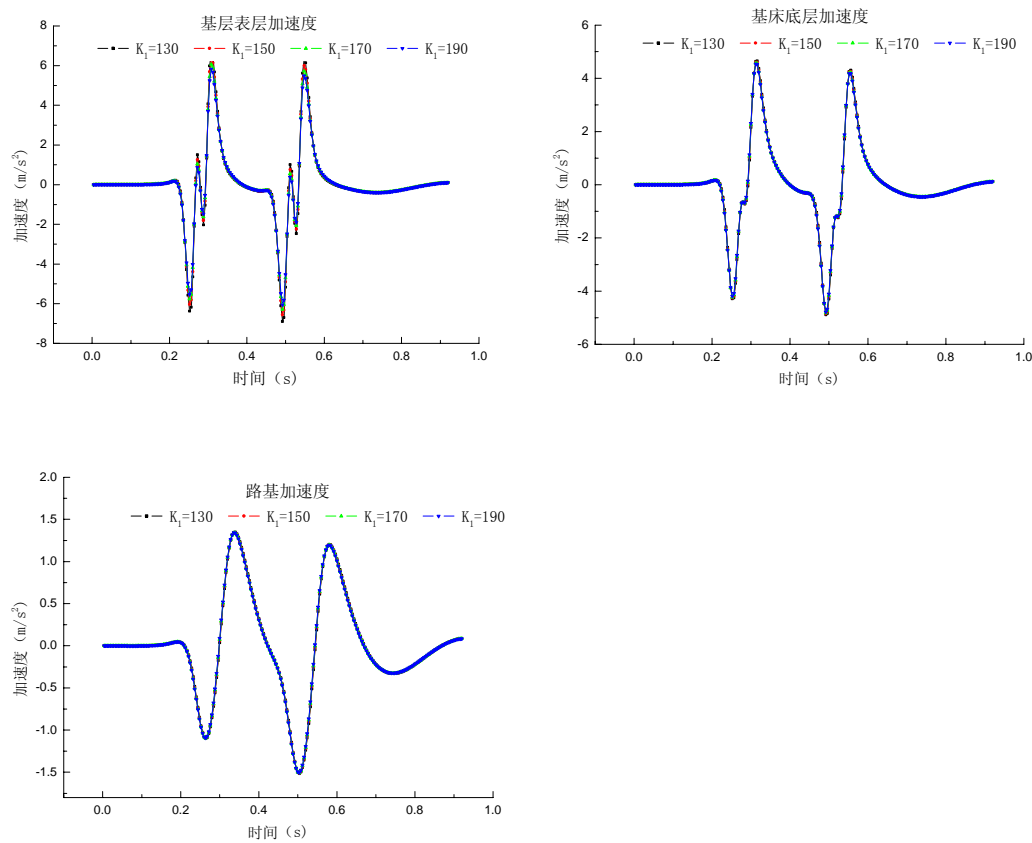


图 4-4 不同基床表层刚度下轨道路基各部位的动力响应时程曲线

从图中可看出，不同基床表层刚度下（ $\geq 130\text{MPa}$ ），系统的动力响应基本一致。表 4-12 4-13 对具体数值进行统计。

表 4-12 不同基床表层刚度对系统动应力和动位移影响

表层 刚度	动位移 (mm)						动应力 (kPa)				
	D_r	D_b	D_s	D_{s1}	D_{s2}	D_{s3}	σ_s	σ_b	σ_{s1}	σ_{s2}	σ_{s3}
130MPa	1.40	0.73	0.72	0.64	0.52	0.27	845	326	33.6	17.8	8.0
150MPa	1.38	0.71	0.71	0.62	0.52	0.27	846	326	33.7	17.6	7.9
170MPa	1.37	0.69	0.69	0.61	0.52	0.27	846	326	33.7	17.6	7.9
190MPa	1.36	0.68	0.68	0.61	0.52	0.27	846	326	33.8	17.5	7.9

表 4-13 不同基床表层刚度对系统轮轨力加速度影响

表层刚度	加速度 (m/s^2)									
	P/kN	a_c	a_z	a_l	a_r	a_s	a_b	a_{s1}	a_{s2}	a_{s3}
130MPa	121	0.22	29.51	77.94	198.40	16.33	8.85	5.83	3.59	1.18
150MPa	122	0.22	29.60	78.62	198.37	15.77	8.54	5.54	3.56	1.18
170MPa	122	0.22	29.72	79.34	198.34	15.32	8.29	5.31	3.54	1.17
190MPa	123	0.23	29.88	80.46	198.30	14.98	8.09	5.12	3.51	1.17

计算结果表明：按秦沈客运专线路基标准，当基床表层刚度在 130MPa—190MPa 范围内变化时对系统动力响应影响不大，其中：加速度与动位移指标随

刚度增大有所减小,而动应力基本保持不变。在基床刚度达到 130MPa 后,各项动力学指标都维持在一个较低水平,其值大大低于设计控制值。

由此可见:在路基其余部分质量得到保证,基床表层刚度达到某一定值(约为 130MPa)后,其刚度增加对系统动力响应影响不显著,不会成为路基的控制条件。

(2) 基床表层厚度

表 4-14、4-15 为不同基床表层厚度下系统各部位动力响应指标统计。

表 4-14 不同基床表层厚度对系统动应力和动位移影响

表层 厚度	动位移 (mm)						动应力 (kPa)				
	D_r	D_b	D_s	D_{s1}	D_{s2}	D_{s3}	σ_s	σ_b	σ_{s1}	σ_{s2}	σ_{s3}
40cm	1.39	0.71	0.71	0.63	0.58	0.29	846	326	34.5	20.7	8.7
50cm	1.38	0.70	0.70	0.62	0.56	0.28	846	326	34.2	19.5	8.4
60cm	1.37	0.69	0.69	0.61	0.54	0.28	846	326	34.0	18.5	8.2
70cm	1.36	0.68	0.68	0.60	0.52	0.27	846	326	33.8	17.5	7.9

表 4-15 不同基床表层厚度对系统轮轨力加速度影响

表层 厚度	加速度 (m/s^2)									
	P/kN	a_c	a_z	a_l	a_r	a_s	a_b	a_{s1}	a_{s2}	a_{s3}
40cm	124	0.24	29.92	79.97	198.21	15.89	8.61	5.64	4.54	1.34
50cm	123	0.23	29.92	80.01	198.27	15.55	8.42	5.45	4.16	1.28
60cm	123	0.23	29.90	80.19	198.30	15.24	8.24	5.27	3.82	1.22
70cm	123	0.23	29.88	80.46	198.30	14.97	8.09	5.12	3.51	1.17

计算结果表明:基床表层厚度在 40—70cm 变化时,对系统动力影响不明显。基床表层厚度增大,系统动位移有所减小,但幅值很小。道床、轨枕、基床表层动应力基本不变,基床底层与路基面动应力有所减小,车辆的动力响应基本不受厚度影响,基床表层以下的加速度略有减小。这表明基床表层厚度的主要作用是减小路基面的动应力与基床表层以下的振动。从计算结果来看:如果能保证路基其余部位填筑质量,不必要求过厚的基床表层。

(2) 路基本体刚度

表 4-16、4-17 为不同路基刚度下系统各部位动力响应指标统计。

表 4-16 不同路基刚度对系统动应力和动位移影响

路基 刚度	动位移 (mm)						动应力 (kPa)				
	D_r	D_b	D_s	D_{s1}	D_{s2}	D_{s3}	σ_s	σ_b	σ_{s1}	σ_{s2}	σ_{s3}
35cm	1.81	1.11	1.11	1.03	0.96	0.69	845	326.2	33.46	17.5	6.14
50cm	1.41	0.71	0.71	0.66	0.60	0.40	846	326.6	33.84	16.8	6.45
65cm	1.36	0.68	0.68	0.60	0.52	0.27	846	326.6	33.87	17.5	7.9

表 4-17 不同路基刚度对系统轮轨力加速度影响

路基 刚度	加速度 (m/s^2)									
	P/kN	a_c	a_z	a_l	a_r	a_s	a_b	a_{s1}	a_{s2}	a_{s3}
20MPa	121	0.24	30.45	80.64	199.04	147.96	7.99	5.02	3.58	1.41
50MPa	121	0.22	29.60	80.06	199.04	146.70	7.93	4.96	3.36	1.30
90MPa	123	0.23	29.88	80.46	198.30	149.80	8.09	5.12	3.51	1.17

计算结果表明：路基刚度较小时，路基刚度对轨道路基系统位移影响较大，当路基刚度为 20MPa 时，钢轨动位移达 1.81mm，接近限值。但当路基刚度达到一定值（约 50MPa），路基刚度再增大，对位移的影响不明显，如：从 50MPa 增大到 90MPa，钢轨位移只减少 0.05mm。轨枕、道床、基床表层的动应力基本不受路基刚度影响，基床底层与路基动应力随刚度增加有所增大。轨道路基系统加速度随刚度增加呈现出波动。在刚度为 50MPa 时，除钢轨与路基外，其余部位加速度值均小于 20MPa 与 90MPa 所对应的加速度。路基刚度对车辆系统动力响应影响不大。由此可见：路基刚度对系统动力响应的影响主要在动位移上，路基刚度为 50MPa 时已能满足高速行车要求。

4.4 小结

本章介绍了国内外车辆轨道路基动力学特性的评价指标，根据这些参考值，利用第三章的车辆轨道路基动力模型，以秦沈客运专线轨道路基设计参数为基础，对影响系统动力响应的一些参数进行分析，主要分析了列车速度、轨道不平顺、道床厚度、基床表层刚度、基床表层厚度、路基刚度对动力指标的影响，根据计算结果得出以下结论：

(1) 轨道不平顺是车辆—轨道路基振动的主要因素，当不平顺波深增大或波长减小到某一值，系统动力响应急剧增大。

(2) 在轨道状态较好的状况下，列车速度对系统动力响应影响主要在轨道路基结构上部，对基床表层以下影响不大。因此高速铁路轨道路基中，基床表层以上结构是设计重点。

(3) 按照《不同基床表层结构及路基、轨道动态试验研究报告》中路基参数，秦沈客运专线轨道路基在弹性变形、振动加速度以及动应力三方面完全适应高速行车要求，尚有较大余地进一步优化设计。

第五章 秦沈客运专线路基基床动力试验研究

5.1 引言

近年来我国铁路建设有很大发展,随着大范围提速和新建高速铁路,轨道路基结构在高速列车作用下的动力响应研究受到广泛重视,开展了大量的理论研究,但研究成果需经试验验证。我国二十世纪五十年代到八十年代曾多次进行路基现场动力测试,得到了一些规律,但受条件限制,所测车速都不高,不能全面反映高速列车作用下轨道路基的动力特性。从九十年代开始对准高速路基动力响应进行现场测试,铁道部科学研究院在1992年3—4月间于北京东郊环行铁道实验基地进行的准高速列车运行试验,1994年9—10月间在广深线进行的准高速铁路开通前的现场测试,同时在一些既有线上进行了大规模的客货列车提速试验(沪宁线、京秦线、沈山线、郑武线、胶济线、北京环线试验基地等)为路基的设计、评价以及理论分析提供或积累了基础资料。但测试时运行速度均较小,不能满足高速要求。因此,我国急需列车高速运行下路基动力测试数据,为高速铁路路基动力分析提供资料。2001年11月,在秦沈线长约66.8km 的综合试验段上国产“神州号”内燃机车实现了207km/h 的新线最高试验速度,2002年9月国产动力分散型“先锋号”电力动车组创造了292km/h 的当时中国最高试验速度,2002年11月国产动力集中型“中华之星”电力机车历史性地使中国铁路跨进了300km/h 的门槛,达到了创纪录的321.5km/h 的最高试验速度。该次试验为高速铁路轨道路基动力响应研究提供了很好的试验条件。

5.2 试验概况

秦沈客运专线是我国第一条快速客运通道,全长404.16 km,该线线路设计标准新、质量、科技含量高。设计时速为200 km/h,并建成运行300 km/h的山绥高速试验段。它的修建是铁路实现客运快速化的重大战略举措。为了对建成后的基床表层是否具备动力稳定性、厚度、结构是否合理进行评价以及为以后的高速铁路轨道路基设计提供参考数据,铁道部组织了不同基床表层结构及路基、轨道的动态试验研究。试验在秦沈客运专线正式投入运营前进行,分三次实车运营试验,第一次试验于2001年12月5—10日,试验列车为“神州号”,试验最高时速为210.7km/h,第二次试验于2002年9月5—11日,试验列车为“先锋号”,试验最高时速为290km/h,第三次试验于2002年11月18—31日,试验列车为“中华之星”,试验最高时速为321.5km/h。在三次实车运行综合试验中,对基床表层动力响应进行测试,采集了大量有价值的数据,并对动态响应测试结果进行分析。

5.2.1 测试工点概况

综合试验段分路堤和路堑两部分，路堑测试项目起止里程为 DK40+750—DK41+300，级配碎石基床表层厚度为 40cm、60cm。路堤测试里程为 DK44+300—DK45+650，级配碎石基床表层厚度为 40cm、50cm、60cm、70cm。线路结构为^[5]：60kg/m 的非淬火 PD3 无螺栓孔新钢轨，III型弹条扣件，III型无挡肩高强度预应力钢筋混凝土枕，每公里铺设 1680 根，道床采用 I 级碎石道碴，厚度为 35cm，道床边坡为 1:1.75。其轨道形式见图 5—1。试验整体布置见图 5—2。



图 5—1 秦沈客运专线轨道图

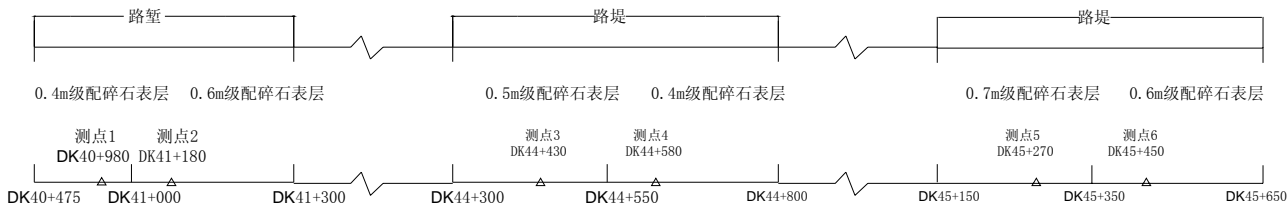


图 5—2 测试区段整体布置

试验工点的基床表层厚度和路堤高度见表 5—1

表 5-1 基床表层厚度和路堤高度

测点	1	2	3	4	5	6
基床表层厚度（m）	0.4	0.6	0.5	0.4	0.7	0.6
路堤高度（m）			7.5	7.5	5.5	5.5

路堤填筑材料均为砾砂，路基各部位的 K_{30} 系数见表 5-2。

表 5-2 路基各部位的 K_{30} 系数（MPa/m）

测点	1	2	3	4	5	6
路基本体			150	152	156	154
基床底层			154	154	176	171
基床表层	212	212	205	215	225	215

5.2.2 测试元件及埋设

为测试基床动力响应，在基床表层埋设了土压力传感器与加速度传感器。土压力传感器采用丹东虬龙传感器制造有限公司生产的双油腔结构形式的BY-1型动静态土压力传感器。它具有传力均匀、高灵敏度等特点，可直接测得应变值，再据事先标定的“压力—应变”曲线得到土压力值。土压力盒由丹东虬龙传感器制造公司标定。其性能参数见表5-3。

表 5-3 土压力盒性能参数

型号	测量范围	非线性	输出灵敏度(满量程)	绝缘电阻	输出阻抗
BY-1	0~0.2MPa	<±0.5%FS	1mv/v	>500MΩ	350Ω

加速度传感器是采用西安中飞航空传感技术有限公司生产ZFCJ01型固态加速度传感器，其性能参数见表5-4。

表 5-4 加速度传感器性能参数

型号	测量范围	精度	非线性	测试电压	输出
ZFCJ01	±2g	0.2%	0.2%FS	5VDC	1V/g

测试仪器采用DH5932数据采集记录分析仪，它是一种高性能的多信道并行数据采集分析系统。它具有完整的硬件和软件环境、中文视窗操作系统下32位采样和分析软件、各通道独立高速A/D转换器和缓冲存贮器等优点，并且同DH3840应变放大器配合，组成先进的动态应变测量系统。DH5935数据采集仪主要性能参数见表5-5。

表 5-5 DH5935 数据采集仪主要性能参数表

A/D 分辨率	采样速率	采样速率 准确率	输入电阻	噪声	放大器频带 宽度	失真度
14bit	10~10k(Hz)	0.02%	>10 ¹¹ Ω	<8×10 ⁻³ pC	0.1Hz~30kHz	<1%

进行传感器埋设前，先在埋设位置挖槽，开挖到埋设标高后，埋设元件，再分层夯实至开挖前的状态，以消除土拱效应。为消除埋设过程对测试结果的影响，元件在测试前半年埋设完成。测试元件布置见图5-3。

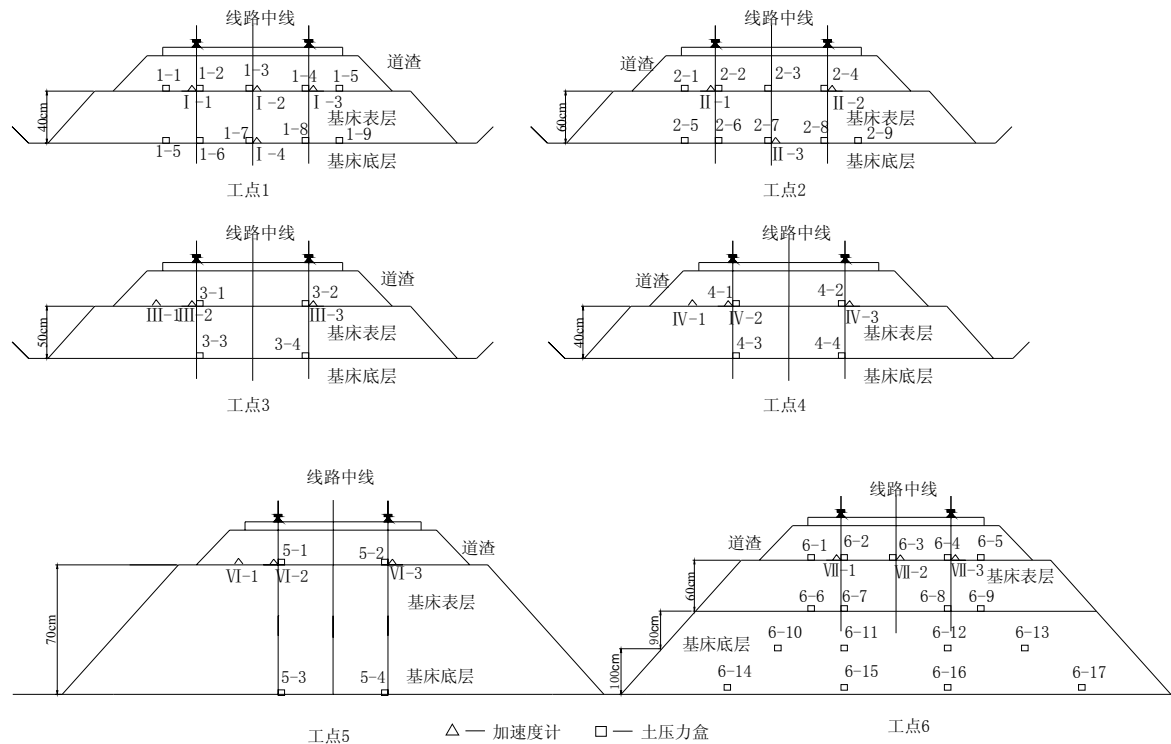
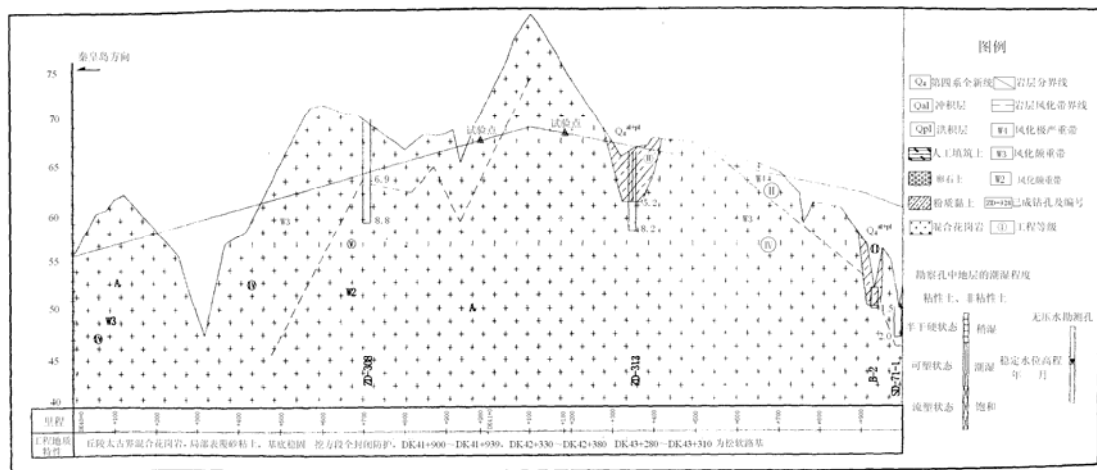


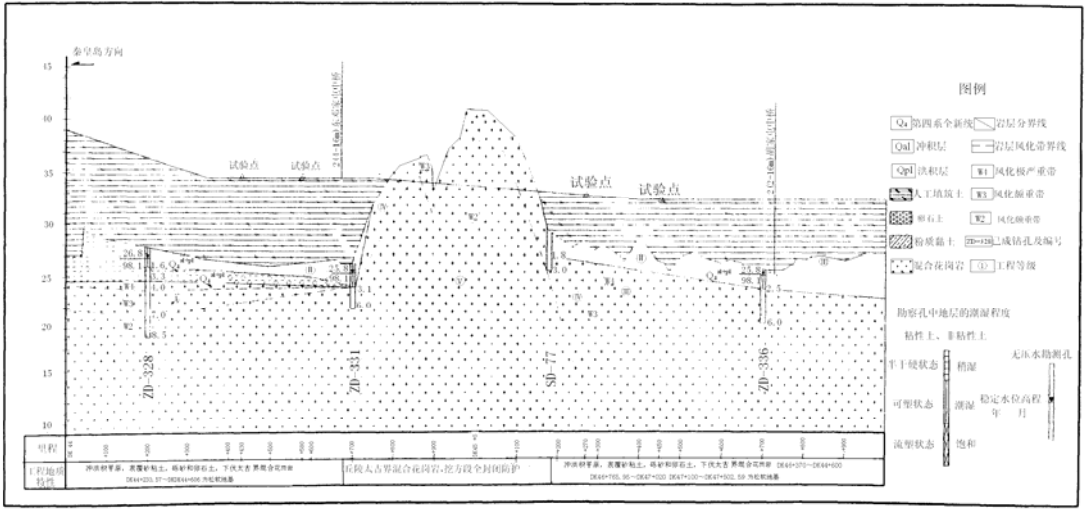
图5-3 测试元件布置图

5.2.3 测试区间地质状况

测试区间地质状况如图 5-4 所示。测试区间设计情况为 DK44+300—423.57 段为桥头浸水路基，填高 8m，浸水 4m，护道 2m，地表砂粘土厚 4m，下部为混合花岗岩；DK44+423.57—800 段路基填高 0—8m，地基条件同前；DK45+150—DK45+650 段路堤填高 0—6.5m，地表砂粘土 0—2m，下部为混合花岗岩。DK40+980—DK41+180 段为路堑，地质情况为混合花岗岩，肉色及浅灰色、白色、风化极严重，呈土状、砂砾及碎石状，厚 1.3—5.0m。



(a) 路堑段地质图



(b) 路堤段地质图

图 5-4 测试区间地质图

5.3 测试结果分析

5.3.1 基床振动模态参数的测试分析

路基自振特性是路基的固有特性，是动态响应分析的基础和出发点。路基自振频率与基床土种类、密实度、含水量、厚度等相关。日本在修建东海道新干线时进行了现场试验路堤共振试验，测得路基共振频率在15—20Hz范围^[77]，西南交通大学在大秦重载铁路测得路基基床自振频率为16—40Hz。本次试验利用环境激励测试技术对基床表层自振频率和阻尼进行测试分析。

(1) 测试原理^[193-194]

环境激励是利用地面微小振动以及其它环境随机振动作为振源。在环境激励下路基响应信号 $x_i(t), i = 1, 2, \dots, N$ 构成了 N 个样本函数，当 $N \rightarrow \infty$ 时，所有样本函数集合构成了环境激励随机过程 $x(t)$ ^[195]，即

$$x(t) = \{x_1(t), x_2(t), \dots, x_N(t)\}, (N \rightarrow \infty) \tag{5-1}$$

某一个样本函数对时间的均值和对时间取平均的自相关函数为

$$u_x(i) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T x_i(t) dt \tag{5-2}$$

$$R_x(\tau, i) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T x_i(t) x_i(t + \tau) dt \tag{5-3}$$

若各个样本函数的 $u_x(i)$ 和 $R_x(\tau, i) (i = 1, 2, \dots)$ 都相等，则称该随机过程为各态历经随机过程。

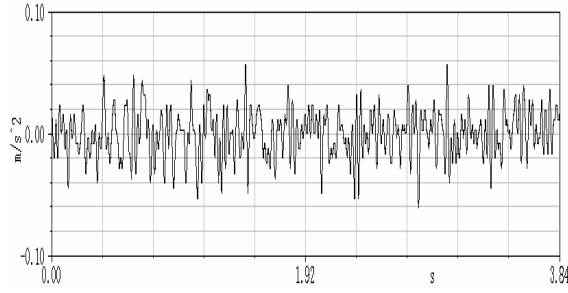


图 5-5 环境激励下路基振动加速度的时程曲线

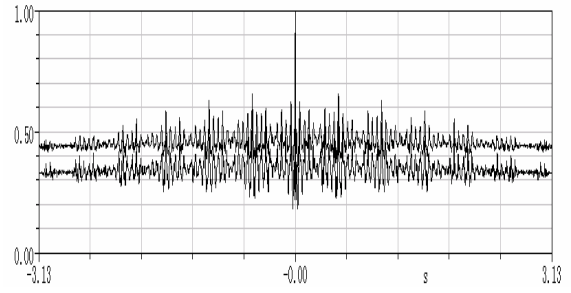


图 5-6 不同时刻加速度自相关性曲线

图 5-5 为环境激励下路基振动加速度时程曲线, 通过对大量环境激励数据进行相关分析, 可发现同一测点不同时间纪录的环境激励信号其自相关函数图形基本相似 (图 5-6 为同一测点 2 个不同时刻信号的自相关性曲线)。因此可认为环境激励信号为各态历经的随机信号。因此在对环境激励信号进行分析时可截取任意一段来分析, 只要纪录时间足够长可与分析样本的起始时间无关。根据随机振动理论, 路基的输出自功率谱 $G_y(f)$ 系路基传递函数模 $|H(f)|$ 的平方与输入功率谱 $G_x(f)$ 相乘而得, 即

$$G_y(f) = |H(f)|^2 G_x(f) \quad (5-4)$$

由(5-4)式可看出, 当输入信号的自功率谱 $G_x(f)$ 为常数时, 输出自功率谱 $G_y(f)$ 与路基传递函数形状一致, 而路基的脉动源自功率谱在有限分析带宽内可视为平坦的, 因此可根据路基输出信号功率谱对路基自振频率进行分析。

(2) 频率和阻尼识别

路基输出信号的自功率谱可通过离散傅立叶变换得到。离散傅立叶变换的正变换为^[128]

$$\begin{aligned} C_k &= \frac{1}{N} \sum_{j=0}^{N-1} X_j \exp(-i \frac{2\pi k j}{N}) = \frac{1}{N} \sum_{j=0}^{N-1} X_j (\cos \frac{2\pi k j}{N} - i \sin \frac{2\pi k j}{N}) \\ &= \frac{1}{2} (A_k - i B_k), \quad k = 0, 1, 2, \dots, N-1 \end{aligned} \quad (5-5)$$

$$\text{式中} \quad A_k = \frac{2}{N} \sum_{j=0}^{N-1} X_j \cos \frac{2\pi k j}{N} \quad k = 0, 1, 2, \dots, N-1 \quad (5-6)$$

$$B_k = \frac{2}{N} \sum_{j=0}^{N-1} X_j \sin \frac{2\pi k j}{N} \quad k = 0, 1, 2, \dots, N-1 \quad (5-7)$$

$$\text{功率谱为} \quad P_{nk} = \frac{2\Delta t}{N} |C_k|^2 = \frac{\Delta t}{2N} (A_k^2 + B_k^2) \quad (5-8)$$

式中, N 为采集数据个数, 分析中采用快速傅立叶变换, 用汉宁窗抑制泄漏, 同时对样本数据进行平滑处理。

图5-7为一环境激励下基床表层加速度自功率谱曲线。通过自功率谱曲线可

求出结构固有频率

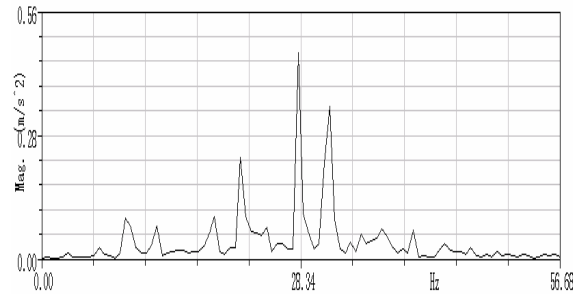


图5-7 环境激励下加速度的自功率谱曲线

由图 5-7 可见，路基自振主要为低频振动，频率成分主要分布在 0-40Hz 范围，其间有 3 个大的峰值为 22.6Hz，27.9Hz、30.9Hz 分别表示路基的自振频率。

结构阻尼可采用半功率点法，可由传递函数中幅频曲线求出结构阻尼比，其公式为：

$$\zeta = \frac{W_b - W_a}{W_n} = \frac{f_b - f_a}{f_n} \quad (5-9)$$

式中 W_n —系统固有频率； W_b W_a —半功率带宽所对应圆频率；

f_a f_b —半功率带宽所对应频率； f_n —系统固有频率。

根据式 (5-9)，将第一阶 $f_n=22.6\text{Hz}$ 、 $f_a=22.3$ 、 $f_b=22.9$ 代入式 (5-9)，得对应于一阶频率的阻尼比 $\zeta=0.028$ 。

5.3.2 基床动应力测试分析

秦沈客运专线综合试验采用多种车组进行研究，测试分3次进行，第一次试验列车为“神州号”内燃动车组，编组为两动四拖。编组顺序为NZJ2001A+SYZ_{25DT}46891（空车）+SYZ_{25DT}46890（配重）+SYZ_{25DT}46887（配重）+SYZ_{25DT}10902（配重）+NZJ2001B，动车轴重22.5t，拖车轴重16.5t。第二次试验列车为“先锋号”，动力分散型电力动车组。由两个动力单元组成，每个动力单元由3节车辆组成，包括两个动力车和一个非动力拖车，简称为两动一拖（2M+1T）。试验列车编组为6辆车，即“Mc+Tp+Mi+Mi+Tp+Mc”，全列车长158.4m，共24个轴，第一个轴到第24个轴长152.0m，平均轴重12.6t，车辆心盘距18.0m，固定轴距2.5m。第三次试验列车为“中华之星”动力集中型电力动车组，由两辆动车和九辆拖车组成，机车轴重19.5t，拖车轴重14.25t。测试在6个工点同时进行，当列车以不同速度通过时，记录了各测点动应力与加速度。

本文对第二次综合试验工点1数据进行详细分析，对其余工点数据进行统计，给出动力响应规律。

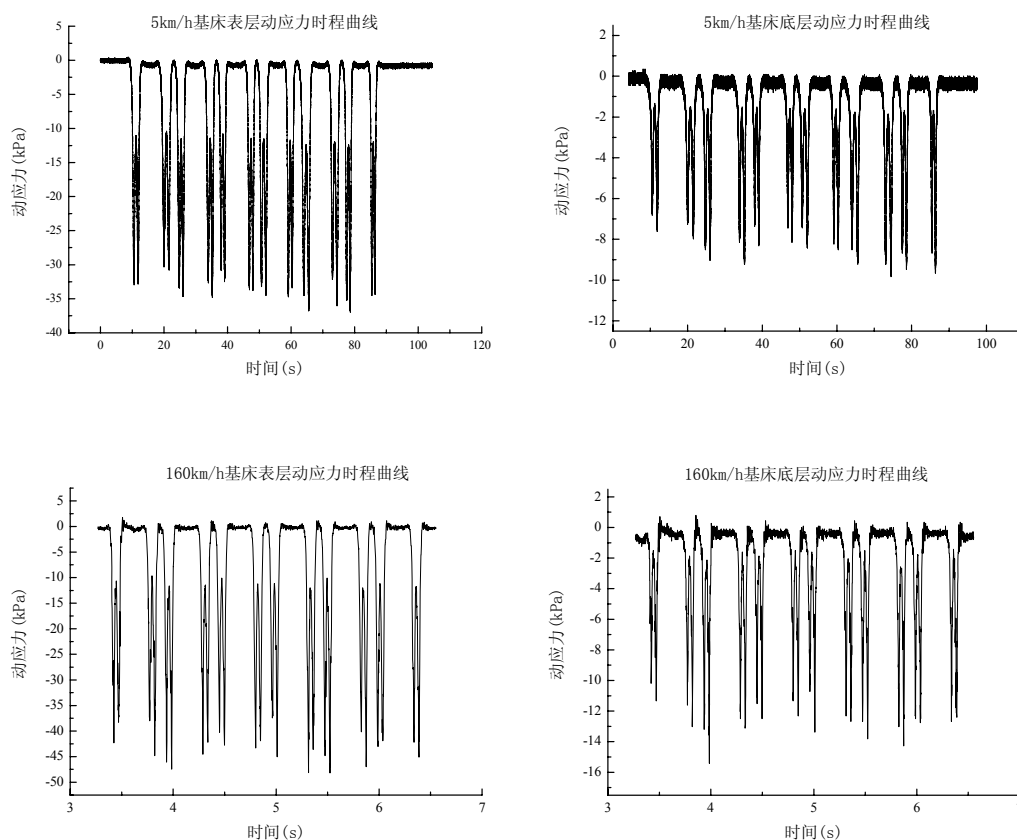


图5-8 试验列车图

第二次试验时, 列车以速度5km/h的应力值作为静态标定值, 然后以速度为160、180、200、210、220、230、240、250、290km/h, 9个档次进行不同速度下基床路基结构的动力响应测试, 每一速度运行2-3次。

基床动应力受机车车辆运行情况、线路状态等诸多因素影响, 如机车车辆类型、轴重、运行速度、线路结构及状态、线路平面、纵断面、线路平顺情况、钢轨类型、轨枕类型及间距、道碴种类及厚度等。本次测试为选定断面和列车车辆, 路基动应力影响因素主要为列车速度。

图5-9为“先锋号”列车速度在5km/h、160km/h、200km/h、250km/h时, 基床表层顶面和底面轨下动应力时程曲线。



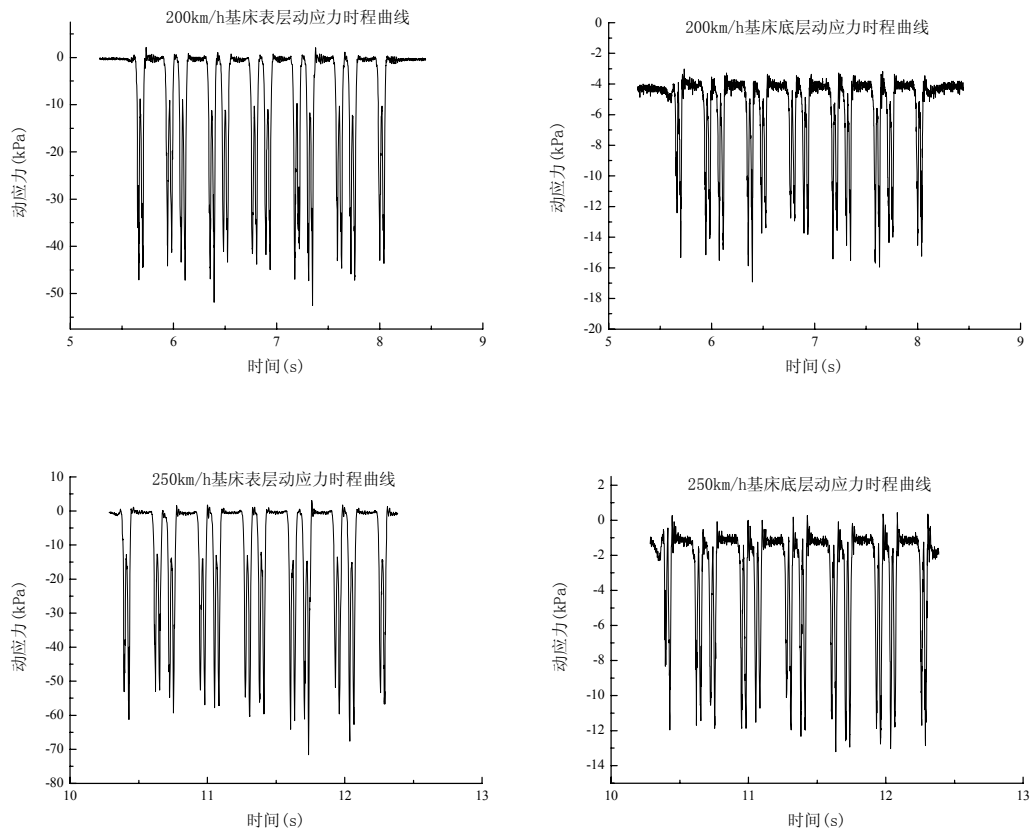


图 5-9 动应力时程曲线

从图中可见，测试得到的土压力时间波形很好的反应了列车通过时基床表层受力情况，波形清晰反映全列编组为6辆车的先锋号列车各轮轴对路基所产生动应力的24个峰值，动应力时程曲线具有明显的周期性，各速度下波形一致，由于速度不同，基床动应力大小与峰值对应的时间不同。不同速度下工点1断面不同位置基床动应力值见表5-6。

表 5-6 工点 1 断面基床表层不同运行速度下的动应力平均值 单位: kPa

车速 (km/h)	1-1	1-2	1-3	1-4	1-5	1-6	1-7	1-8
5	28.9	12.2	30.3	15.6	4.9	15.8	5.3	16
160	31.4	12.6	32.8	16.4	4.1	15.5	5.0	16.6
180	33.7	13.5	36.7	16.7	4.9	15.8	5.1	17.7
200	36.7	13.1	38.5	16.9	5.0	15.9	5.3	17.2
210	35.3	13.1	37.0	16.6	5.2	15.9	4.6	17.3
220	37.9	13.0	40.9	16.7	5.6	15.6	5.8	17.1
230	36.6	13.1	38.7	17.0	4.5	15.6	4.6	17.3
240	38.1	13.1	42.8	16.8	5.1	15.4	5.2	17.3
250	42.2	13.2	42.1	16.8	5.1	15.6	5.1	17.4

从表中可见：基床动应力大小与行车速度有关，基床表层在静荷载（5km/h）作用下，基床表层顶面各点应力分别是：轨下为 30kPa，轨枕中部为12kPa，轨枕端部为15kPa，基床表层底面轨下约为16kPa。轨枕中部与轨端相差不大，约为 5.0kPa。随着列车速度增大，荷载动力效应逐渐显示出来，各测点动应力值有所增大，但各点增幅不同，顶面轨下处增大趋势最快，应力值在200km/h处略有波动，总体趋势为速度每增加10km/h，动应力增大0.4kPa左右。其余部位应力增大趋势不明显。

路基横断面基床表层顶面动应力分布见图5—10，由图中可见，断面上动应力呈双峰型，轨下处动应力最大，轨枕端次之约为轨下应力的60%—65%，轨枕中部应力最小，约为轨下的35%—40%。这种不均匀趋势随列车速度增大而增大。基床表层动应力分布不均匀将会对轨道结构不均匀变形产生影响，在高速铁路路基设计中，可考虑优化轨道结构形式、改善基床表层应力分布不均匀状况。

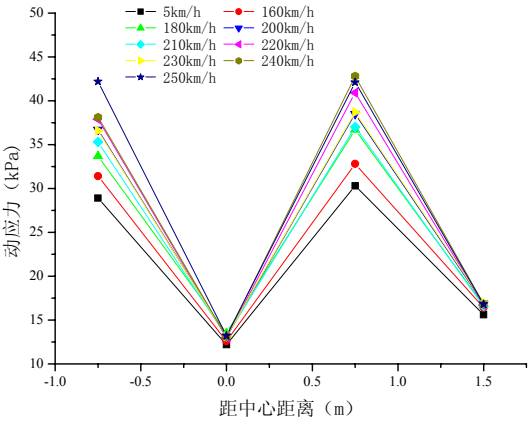


图5-10 基床顶面横向动应力分布曲线

对第二次实车试验各测点动应力峰值的平均值进行统计，选取典型数据如表5—7

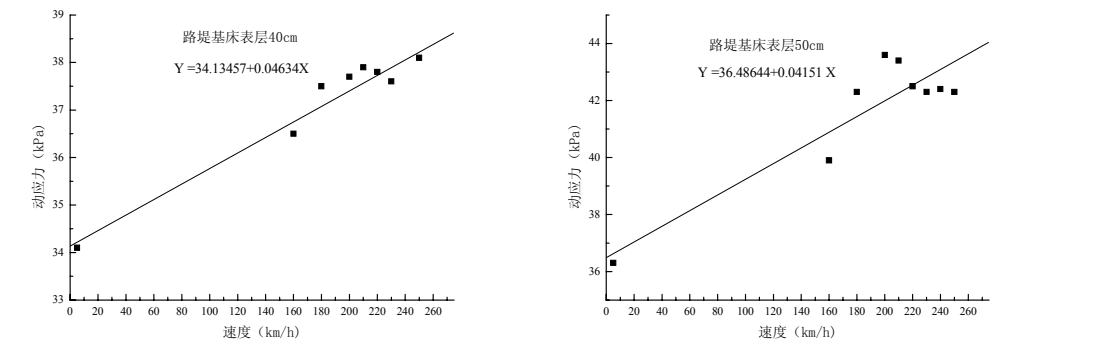
表5-7典型测点动应力统计表											单位 (kPa)
表层厚度	工点	速度 (km/h)									位置
		5	160	180	200	210	220	230	240	250	
40	④	30.3	32.8	36.7	38.5	37.6	38.0	37.5	37.8	38.2	顶层 轨下
50	③	36.3	39.9	42.3	43.6	43.4	42.5	42.3	42.4	42.3	
60	⑥	34.3	38.6	44.7	45.7	45.5	46.6	46.3	45.8	46.5	
70	⑤	33.2	37.5	38.5	41.3	42.5	43.7	42.2	42.5	41.9	
40	①	31.4	37.8	38.5	38.7	39.7	38.9	41.1	42.2	42.0	
60	②	32.5	38.2	39.4	39.0	40.5	41.2	40.7	40.2	40.8	

续表5-7

表层厚度	工点	速度 (km/h)									位置
		5	160	180	200	210	220	230	240	250	
40	④	19.8	20.5	21.6	21.7	21.3	20.9	19.5	20.3	21.3	底层 轨下
50	③	16.2	25.5	16.9	17.5	20.2	21.7	21.5	19.4	20.2	
60	⑥	无测试数据									
70	⑤	16.8	19.5	19.7	20.5	20.6	22.1	20.5	20.8	21.7	
40	①	16	16.6	17.7	17.2	17.3	17.1	17.3	17.3	17.4	
60	②	16.5	18.1	17.5	18.2	18.9	18.1	18.8	19.3	19.1	
40	④	13.1	14.6	15.7	15.4	15.9	15.8	15.4	15.7	15.6	顶层 道心
50	③	14.3	16.3	17.4	17.6	17.4	17.5	17.3	17.4	17.8	
60	⑥	13.0	15.2	15.8	16.7	15.6	17.5	15.2	16.5	17.6	
70	⑤	13.4	15.5	16.7	17.6	17.5	18.4	17.7	17.5	17.8	
40	①	13.2	14.6	15.8	17.3	13.1	15.4	14.7	15.6	17.3	
60	②	13.5	15.6	16.1	16.0	16.6	16.8	16.9	16.5	16.7	
40	④	16.7	17.8	18.3	18.4	18.5	18.5	18.4	18.7	18.9	顶层 轨端
50	③	17.5	19.2	20.4	20.9	20.8	20.4	20.4	20.4	20.3	
60	⑥	17.5	19.7	22.8	23.8	23.2	23.7	23.6	23.3	23.7	
70	⑤	17.3	19.5	20.2	21.4	22.1	22.7	21.9	22.1	21.8	
40	①	16.7	20.1	20.8	20.5	21.1	20.5	21.7	22.4	22.2	
60	②	16.5	19.4	20	19.8	20.6	21	20.7	20.5	20.8	

从表中可以看出，其余各工点动应力变化趋势与工点1趋势相同，与基床表层厚度关系不明显。这是由于该线路路基填筑质量高，其路基本体与基床表层 K_{30} 系数相差不大引起。各测点中，最大动应力为46.5kPa，不超过92kPa 的设计参考值。对测点轨下动应力与速度进行拟合，测点的数据散点分布图及拟合曲线见图5-11。

从拟合曲线可看出，在静止的列车荷载作用下，基床表层轨下应力值约为30kPa，动应力与速度呈现线性关系，其比例系数为0.04左右。动应力与基床表层厚度关系不明显。



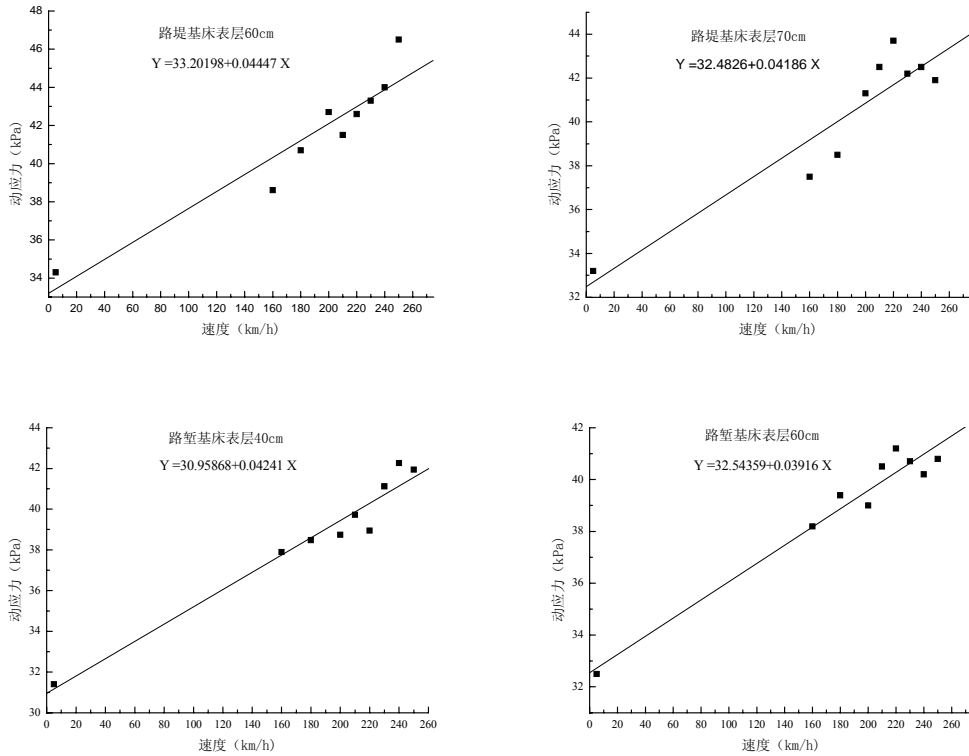


图5-11 动应力随速度变化曲线

由于能量扩散以及土体阻尼作用,动应力在基床路基体内沿深度方向呈衰减趋势,基床面下0.4, 0.5, 0.6, 0.7, 1.5和2.0m处动应力衰减系数分别为: 0.70, 0.64, 0.57, 0.52, 0.23, 0.11。其衰减曲线见图5-12, 衰减曲线为指数型,在基床表面衰减较快,在超出1.5m范围后衰减趋于平缓。由此可见: 高速铁路轨道结构上部为动应力影响显著部位,在设计与施工时应引起足够的重视。

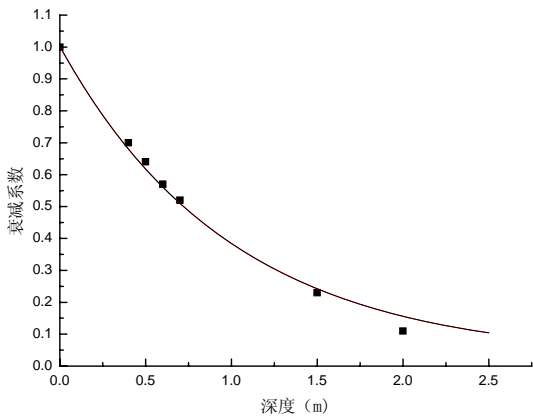


图5-12 动应力沿深度方向衰减曲线

路基面动应力幅值是与列车速度、轴重、机车车辆动态特性、轨道结构、轨道不平顺、距轨底深度及路基状态有关的一个随机函数,铁道部科学研究院曾在北京东郊环行铁道实验基地^[198]、广深线^[199]进行了列车运行实验。通过数据分析和理论计算,提出了路基面设计动应力经验计算公式如下:

$$\sigma_d = 0.26 \times p \times (1 + \alpha v) \quad (kPa)$$

式中 高速铁路无缝线路 $\alpha = 0.003$

准高速铁路无缝线路 $\alpha = 0.004$

σ_d 为路基面设计动应力 (kPa); p 为静轴重 (kN); $(1 + \alpha v)$ 为冲击系数; 高速铁路最大的冲击系数为 1.9, 即速度在 300km/h 以内时, 按上式计算, 超过 300km/h 时, 按 300km/h 计。

对 3 次实车试验列车动应力与轴重关系进行统计分析, 可得如下关系式:
准静态作用下, 基床表层轨下处应力与轴重的关系为:

$$\sigma = 2.6P \quad (kPa)$$

其中 P 为列车轴重 (t)。

随着行车速度提高, 动应力呈增长趋势, 动应力与轴重, 速度的拟合关系为:

$$\text{神州号: } \sigma_d = 2.5p(1 + 9.0 \times 10^{-4}v)$$

$$\text{先锋号: } \sigma_d = 2.2p(1 + 1.8 \times 10^{-5}v)$$

$$\text{中华之星: } \sigma_d = 2.5p(1 + 2.0 \times 10^{-4}v)$$

$$\text{综合为: } \sigma_d = 2.4p(1 + 8.3 \times 10^{-5}v)$$

对三种车组基床表层轨下最大动应力统计: “神州号” 双层内燃动车组为 74.9kPa, “先锋号” 动力分散型电力车组为 68.1kPa, “中华之星” 动力集中型电力车组 83.7kPa。由此可见列车轴重对路基动应力影响远远大于列车速度的影响, 随着基床动应力增大, 对路基道碴不利趋势将迅速增大, 这说明高速铁路减少轴重是必要的, 这也是日本研究低轴重动力分散型列车的重要原因。

路基变形和沉降不仅与动应力大小有关, 同时也受荷载作用频率影响。高速行驶的列车对基床某一定点产生连续冲击, 其作用频率主要与以下因素相关。

(1) 列车类型: 列车移动的静轴重通常由沿轨道按列车速度运动的恒力来模拟, 列车轮对通过一固定点时, 轮对对该点产生冲击作用, 当车轮位于该点附近时, 该点动应力呈现最大值, 当一定间距的轮对连续通过该点时, 将产生周期性的激励。这准静态荷载产生的激励频率与列车类型有关, 包括: 固定轴距, 转向架间距, 车辆间距等。当列车速度在 300km/h 范围内时, 该激励产生的频率主要在 0-40Hz。

(2) 钢轨支承刚度不均: 钢轨由不连续的轨枕按一定间距支承, 当轮对位于轨枕位置, 此时轨道有大的支承刚度, 而位于两轨枕之间时, 支承刚度较小, 车轮以常速在钢轨上移动, 相当于对轨道结构施加一固定频率的激励, 该激励频率与列车速度与轨枕间距有关, 其值为 $f_s = v/l_s$, v 为列车速度, l_s 为轨枕间距。按我国现有轨枕间距: 每公里 1680 根, 当车速为 300km/h 时, 其激励频率达 150Hz。

(3) 钢轨接头: 由于钢轨接头处高度不同, 当车轮通过接头时, 对钢轨施加

一脉冲荷载,使得该处动应力显著增大,随着无缝钢轨广泛使用,该激励影响逐渐减少。

(4) 车轮与轨道结构的不平顺:钢轨的不平顺一般波长越大,不平顺幅值越大,车轮的不平顺值为一固定值,钢轨不平顺主要由磨耗引起,大部分波长为25mm到50mm,由于钢轨不平顺产生的振动频率一般高于250Hz,这些高频作用力对钢轨影响较大,经道碴后很快衰减,因而对路基振动影响不显著。

为分析列车荷载频率特征,对基床表层动应力时程曲线进行快速傅立叶变换,得其幅频曲线如图 5-13。

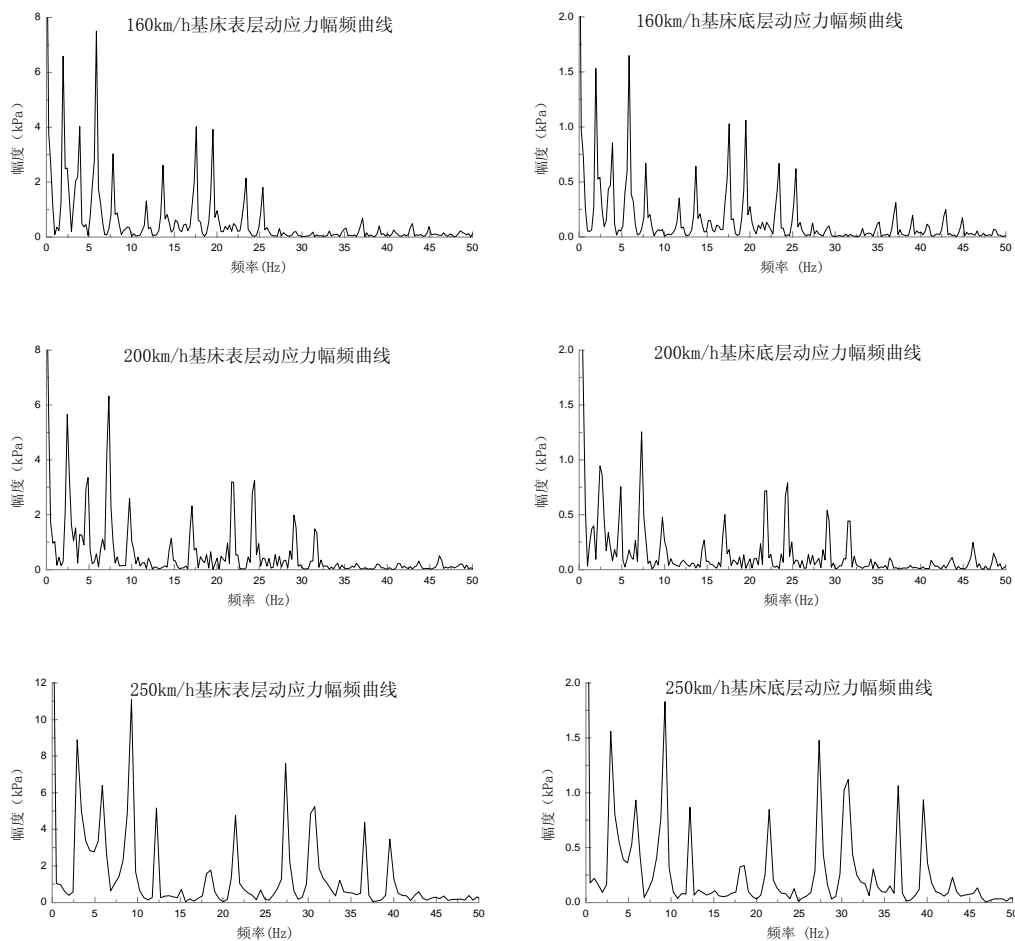


图 5-13 动应力幅频曲线

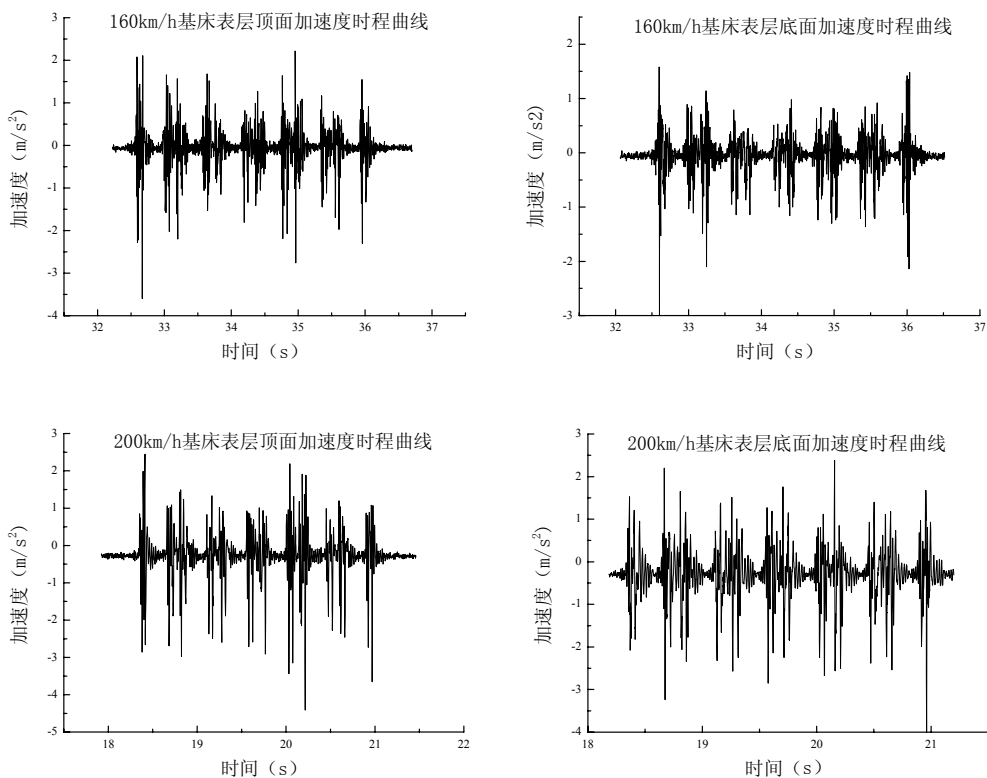
从图中可以看到:列车荷载经钢轨、轨枕和道床后传递到基床表面的作用力频率在50Hz内,高阶频率由于道床阻尼作用而消失,同一速度下基床顶面和底面的频率结构基本一致,只是在幅值上有所区别。与“先锋号”列车固定轴距、相邻车体转向架间距、心盘距所对应的激励频率在谱图中清晰可见,如160km/h时所对应的2.4Hz、6.4Hz、17.7Hz,而与轨枕间距对应的频率已消失。随着速度提高,峰值对应频率向高频方向移动且其频率对应能量增大,表明列车速度提高,荷载大小与频率相应增大。此外在谱图中有几个峰值对应频率成分尚未清楚,需

结合车辆振动特性研究。

5.3.3 基床加速度测试分析

列车荷载作用下基床产生强迫振动，其振动强度与列车类型、速度、轨道结构等因素相关。作为一结构物基床有自己的自振频率，当基床自振频率与列车作用频率一致时将产生共振，使列车与轨道振动加剧，增加轨道下沉变形，影响高速行驶的平稳性。对基床振动规律研究应从时域与频域两方面进行，日本曾对新干线高速列车路基面进行振动测试，最大加速度（波峰到波谷）为 $5-20\text{m/s}^2$ ，路基面的主要频率为 $42-63\text{Hz}$ 。

图5-14为先锋号列车通过时，工点1典型基床加速度时程曲线。从加速度时程曲线能够较为清晰地分辨出，在六组车厢组成的运行列车动载荷作用下加速度波形的十二个峰值，分别对应每节车厢的一对轮轴，其振动具有周期性，路基振动峰值持续时间由列车速度决定。



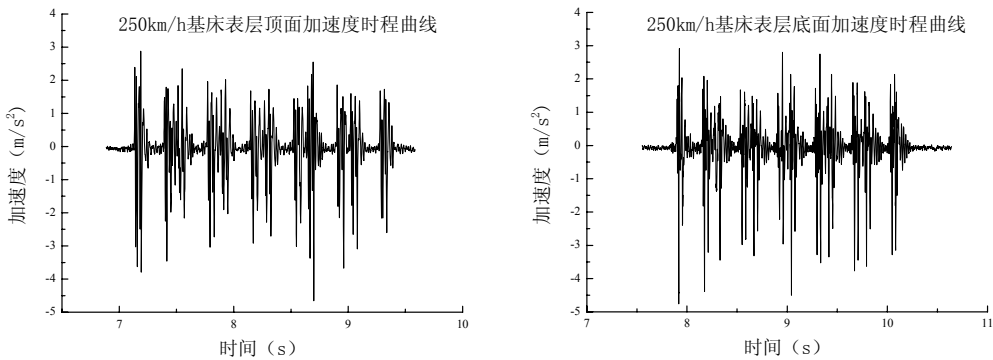


图5-14 基床加速度时程曲线

对工点1不同部位的加速度进行统计，如表5-8

表5-8 工点1加速度统计表 单位 (m/s ²)									
测点	速度 (km/h)								
	5	160	180	200	210	220	230	240	250
1-1	0.40	2.8	3.8	4.3	5.9	5.2	5.4	6	6.4
1-2	0.50	2.3	3.7	3.9	4.6	4.8	5.4	6	6.5
1-3	0.38	2.6	4	4.2	5.2	4.5	5.5	6.6	5.9
1-4	0.10	1.9	2.7	3.1	2.4	2.8	3.6	3.8	4.2

从表中可见：基床加速度峰值与行车速度有关，呈现出与动应力相似的规律，在车速为5km/h时，基床表层各点对应加速度分别是：顶层轨下0.4m/s²，顶层道心0.5 m/s²，底层道心0.1m/s²，随着列车速度增大，基床振动加剧，各测点加速度值有所增大，在速度为200-220km/h处略有波动，随后随速度提高继续增大，在200km/h时均达到最大值，分别为6.4m/s² 6.5m/s² 4.2m/s²。

对各工点基床表层轨下加速度进行统计，见表5-9

表5-9典型测点加速度统计表 单位 (m/s ²)									
表层厚度 (cm)	工点	速度 (km/h)							
		160	180	200	210	220	230	240	250
40	④	3.6	3.9	4.2	4.8	4.9	4.2	4.5	4.8
50	③	3.6	3.8	3.6	4.1	4.5	4.8	4.4	5.2
60	⑥	3.7	3.9	3.8	4.3	4.6	4.5	5.2	5.1
70	⑤	3.3	3.6	4.5	4.7	5.3	4.8	5.7	5.4
40	①	2.8	3.8	4.3	5.9	5.2	5.4	6.0	6.4
60	②	3.1	3.1	3.5	3.4	4.8	4.8	4.5	4.7

从表中可见在列车速度在160km/h-250km/h之间时，基床表层顶面振动最大加速度集中在3.0m/s²-6.5m/s²之间，各点加速度相差不大，其峰值与基床表层厚度关系不明显，这与路基填筑质量好有关。

图5-15为测点轨下最大加速度与列车速度的关系曲线。从图中可知，列车速度对路基振动有显著影响，随着列车速度增加，路基振动强度增加，其峰值呈

上升趋势，但在一定速度范围内（200km/h—220km/h）加速度峰值有所降低，这与基床结构本身振动特性相关。

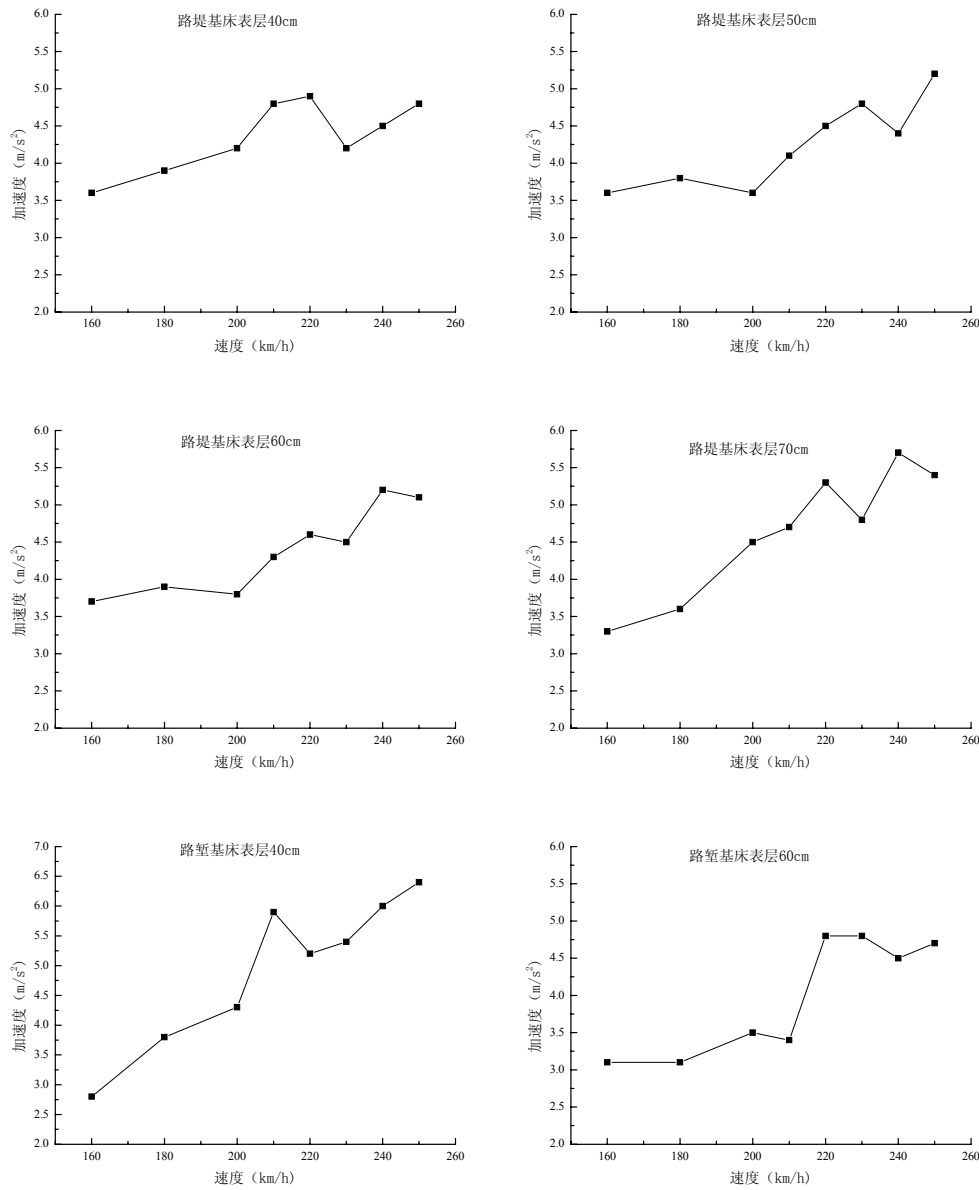
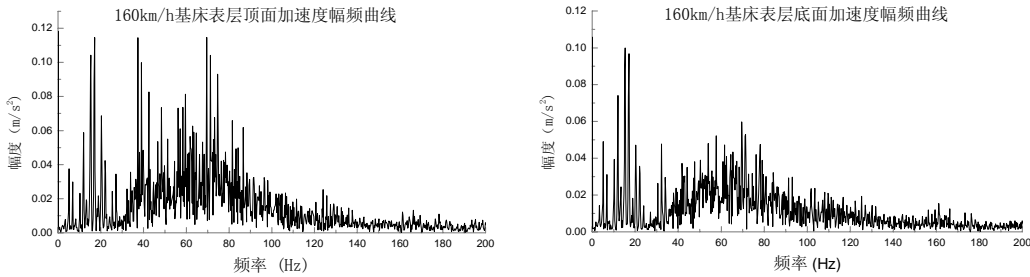


图5-15 加速度随列车速度变化曲线

为得到基床振动频率特征，对加速度时程曲线进行快速傅立叶变换，得幅频曲线，如图 5—16。



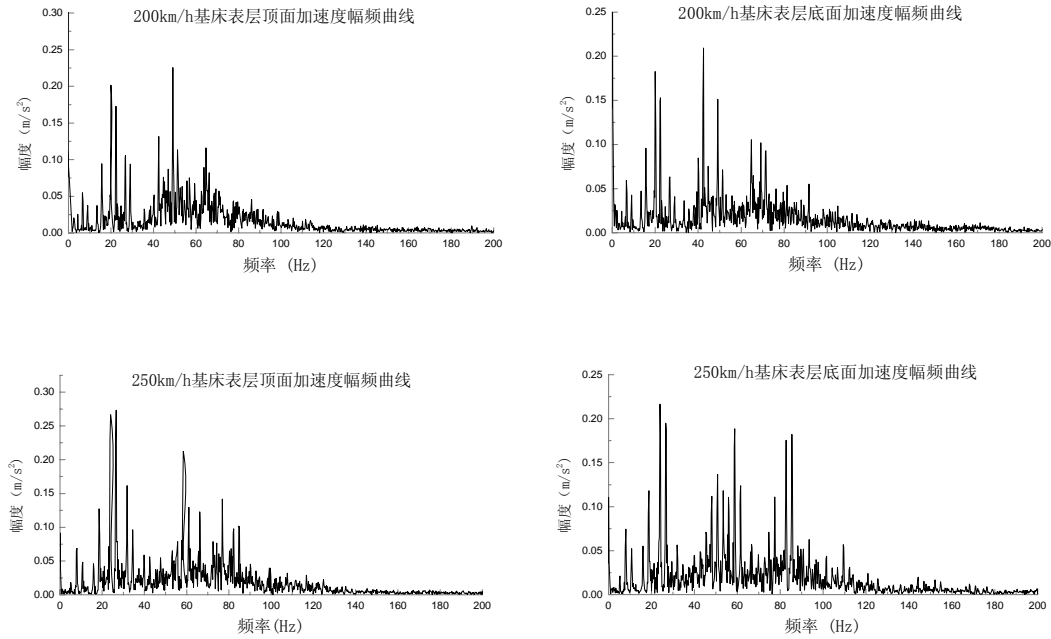


图5-16 不同速度下加速度幅频曲线

从图中可知：基床振动主要在120Hz以内，对应列车固定轴距的作用频率（17Hz-27Hz）可从图中看出，而其余频率难以分辨。振动能量主要分布在3个频段内，这3个频段随速度不同有所变化。如：列车速度160km/h时，3个频段分别为15—20Hz，30—35Hz，55—75Hz。随着速度提高，这3个频段的频率向高频方向移动，在250km/h时3个频段分别为：25—30Hz，55—65Hz，75—85Hz。不同速度下，基床表层顶面和底面振动能量在这3个频段分布比例也不相同。如160km/h时，顶面在频率较高段55—75Hz处分布能量较大，底面在此频段范围能量明显减弱，速度在200km/h时，顶面和底面能量在3个频段的能量分布比例基本未变，而速度为250km/h时，底面在较高频段内（75—85Hz）能量分布较大。分析其原因，这可能由于列车速度提高，振动影响范围增大，导致基床表层下卧花岗岩振动所引起。

5.4 小结

通过对秦沈客运专线不同基床表层结构动力响应测试数据分析，得出以下结论：

- (1) 基床表层自振主要为低频振动，其频率约为22.6Hz、27.9Hz、30.9Hz，与第一阶频率对应的阻尼比为0.028。
- (2) 基床表层轨下动应力峰值随列车速度提高而增大，总体趋势为速度每提高10km/h，动应力增大0.4kPa，在200km/h左右略有波动，速度最大时动应力达到最大值。其余部位动应力随速度增长趋势不明显。

(3) 路基动应力在基床表层横向呈马鞍型分布, 枕端处应力小于轨下应力, 枕中应力最小。其不均匀分布趋势随列车速度提高而增大。路基动应力随深度增加衰减很快, 衰减系数与路基深度呈指数变化关系。

(4) 列车轴重对动应力的影响十分显著, 轴重增大将会使基床表层动应力明显增大, 成为路基设计的控制条件。

(5) 基床表层受到的荷载主要为50Hz范围内低频荷载, 频率大小与列车类型及列车速度有关。

(6) 基床表层加速度峰值呈现出与动应力相似的规律, 随列车速度增大而增大, 在200km/h左右略有波动。

(7) 基床表层振动频率在200Hz范围内, 其频率随速度提高而增大, 频率的能量分布与列车速度有关。

(8) 在路基填筑质量高的情况下, 基床表层厚度在 40-70cm 范围内对路基的动力响应影响不显著。

(注: 本文中路堤段试验由铁科院主持, 路堑段试验由中南大学主持。)

第六章 总结与展望

6.1 全文总结

高速列车荷载作用下,轨道路基动力响应研究是我国高速铁路建设面临的重要课题之一。本文概述了目前高速铁路路基结构形式及路基动力响应研究现状,在已有的研究基础上,对列车荷载作用下轨道路基动力响应进行了理论分析、数值模拟和试验研究,取得的主要工作成果如下:

(1) 对轨道路基结构在高速列车荷载作用下的动力响应进行了理论分析。将轨道视为层状梁结构、路基模拟为粘弹性半空间体、荷载简化为移动谐振点荷载,通过接触面应力、位移的连续建立了半空间与轨道结构耦合作用的数学模型。引入移动坐标,推导了系统在移动坐标下的动力方程,利用傅立叶变换得出了移动荷载作用下轨道路基结构稳态响应的位移积分表达式。通过快速傅立叶逆变换,得出了该积分表达式的数值解,分析了荷载速度与频率对路基表面竖向位移的影响,结果表明:路基表面位移在空间的分布规律随荷载速度与频率变化而变化,位移峰值在荷载速度接近瑞利波波速时急剧增大。

(2) 建立了车辆/轨道路基耦合作用三维有限元模型,模型将车辆/轨道路基系统分为车辆、路基轨道两个子系统,通过轮轨位移与作用力协调实现两系统的耦合。以轨道不平顺作为系统激励,利用粘一弹性人工边界模拟路基无限边界,同时考虑了轨道路基结构材料非线性,借助有限元分析软件 ANSYS,利用其二次开发功能实现了车辆/轨道路基耦合作用仿真分析。根据文献数据与现场测试数据对所建模型及求解方法的正确性进行验证,结果表明本文所建模型及求解方法是正确合理的,为车辆/轨道模型的运用奠定了基础。

(3) 应用所建立的车辆—路基轨道模型,以秦沈客运专线轨道路基参数为基础,分析列车速度、轨道不平顺、道床厚度、基床表层厚度、刚度以及路基刚度对系统动力响应的影响。结果表明:①列车速度对车辆系统动力响应影响较大,随车速提高,车辆动力响应增长趋势加快,轨道路基系统上部受列车速度影响较大,基床表层以下受列车速度影响较小,因此轨道路基结构上部是高速铁路研究的重点;②轨道不平顺是导致车辆—轨道路基振动的主要因素。当不平顺波长减小或波深增大时,系统动力响应增大。高速铁路需严格控制轨道不平顺。③轨道路基动力响应指标中,加速度受列车速度影响最大,动应力次之,动位移最小,因此高速铁路轨道结构需采取抗振措施。④在控制轨面不平顺后,根据《不同基床表层结构及路基、轨道动态试验研究报告》中轨道路基参数,秦沈客运专线轨道路基完全能适应高速行车要求,且有较大余地进行优化设计。

(4) 利用环境激励得到秦沈客运专线级配碎石基床表层前三阶自振频率为 22.6Hz、27.9Hz、30.9Hz，与第一阶频率对应的阻尼比为 0.028。对高速列车作用下秦沈客运专线基床表层与路基动力响应进行测试，在时域与频域范围内对测试数据进行分析，得出以下规律：

①基床表层轨下动应力峰值随列车速度提高而增大，总体趋势为速度每提高 10km/h，动应力增大 0.4kPa，在 200km/h 左右略有波动，速度最大时动应力达到最大值。其余部位动应力随速度增长趋势不明显；

②路基动应力在基床表层横向呈马鞍型分布，枕端处应力小于轨下应力，枕中应力最小。其不均匀分布趋势随列车速度提高而增大。路基动应力随深度增加衰减很快，衰减系数与路基深度呈指数变化关系；

③基床表层轨下动应力与列车速度、轴重成线性关系，其表达式为 $\sigma_d = 2.4p(1 + 8.3 \times 10^{-5}v)$ ，列车轴重影响较大；

④基床表层受到的荷载主要为 50Hz 范围内低频荷载，频率大小与列车类型及列车速度有关；

⑤基床加速度峰值变化规律与动应力类似；

⑥基床表层振动频率在 200Hz 范围内，其频率随速度提高而增大，频率能量分布与列车速度有关；

⑦在路基填筑质量高的情况下，基床表层厚度在 40-70cm 范围内对路基动力响应影响不显著。

6.2 本文主要创新之处

(1) 对列车荷载作用下轨道路基结构动力响应进行了理论分析。建立了移动谐振荷载作用下轨道路基共同作用数学模型。通过移动坐标和积分变化求出移动谐振荷载作用下轨道路基动力响应的积分表达式，分析了积分函数性质，利用快速傅立叶变换得到了路基在空间域的稳态响应数值解。

(2) 建立了车辆/轨道路基三维有限元模型。模型充分考虑了车辆—轨道路基系统的动力、空间、耦合、时变以及轨道路基材料的非线性特性。借助大型有限元分析软件 ANSYS，利用其二次开发功能，实现了车辆/轨道路基动力响应的仿真分析。以《不同基床表层结构及路基、轨道动态试验研究报告》中轨道路基参数为基础，利用此模型对高速列车荷载作用下轨道路基动力响应影响参数进行了分析。

(3) 在我国第一条客运专线试验段开展了轨道路基动力响应试验，得到了高速列车荷载作用下级配碎石基床表层结构和路基动力响应试验数据。在时域与频域范围内对测试数据进行分析，第一次获得了高速列车荷载作用下基床表层、路

基动力响应规律，为我国高速铁路路基设计提供依据。

6.3 有待于进一步研究的问题

本文对轨道路基在列车荷载作用下的动力响应作了深入研究，并得到了一些研究成果和结论。由于车辆/轨道路基动力响应的复杂性以及作者能力和各方面因素的局限，有些问题需从理论和试验上做进一步研究，如：

(1) 在理论分析中考虑路基结构分层、轨道结构的离散支承，以更加真实地反映轨道路基工作状态；

(2) 从动力学角度出发，加强对道碴、级配碎石等散体材料动力特性的研究，得到更加准确的道碴、级配碎石动力参数；

(3) 开展更多的高速铁路车辆—轨道路基动力响应测试，建立较完整的数据库，为轨道路基动力响应预测、理论分析、数值模拟提供资料。

参考文献

- [1] 王其昌. 高速铁路土木工程. 成都: 西南交通大学出版社, 1999.
- [2] A. D. Kerr 著, 上海铁道学院译. 轨道力学及轨道工程. 北京: 中国铁路出版社, 1983
- [3] 杨广庆, 刘树山, 刘田明. 高速铁路路基设计与施工. 北京: 中国铁道出版社, 1999, 95~111
- [4] 周镜, 叶阳升. 基床结构设计的探讨. 铁道科学与工程学报, 2004, 1(1): 1~6
- [5] 铁道部科学研究院主编. 时速 200 公里新建铁路线桥隧站设计暂行规定及条文说明. 北京: 1998
- [6] 杨广庆, 张常有, 滕文彦. 高速铁路路基基床施工技术初探 铁道建筑技术 1997, (2): 6~8
- [7] Fryba, L. History of Winkler foundation. Vehicle System Dynamics, 1995, 24: p7
- [8] S. 铁木辛柯. 工程中的振动问题. 北京: 人民铁道出版社, 1979
- [9] P. M. Mathews, Vibrations of a beam on elastic foundation. ZAAM. Z. angew. Math. Mech, 1958, 38: 105~115.
- [10] Filippov, I. G.. Method of solving equations of motion of viscoelastic media . Mekhnika Kompozitnykh Materialov, 1973, 9(3): 429~35
- [11] Labra, J. J. An axially stressed railroad track on an elastic continuum subjected to a moving load. Acta Mechanica, 1975, 22(1): 113~29
- [12] Chen, Y. H Response of an infinite Timoshenko beam on a viscoelastic foundation to a harmonic moving load. Journal of Sound and Vibration, 2001, 241(5): 809~24
- [13] J. T Kenney J, Pasadena, Calif. Steady — State vibration of beam on elastic foundation for moving Load. Journal of Applied Mechanics, 1954, 11: 359~364
- [14] Kim, Seong-Min. Vibration and stability of axial loaded beams on elastic foundation under moving harmonic loads. Engineering Structures, 2004, 26(1): 95~105
- [15] Ono, K. Analysis of railway track vibration. Journal of Sound and Vibration, 1989, 130(2): 269~297

- [16] L.Grassie,R.W. Gregory D.Harrison and K.L.Johnson. The dynamic response of railway track to high frequency vertical excitation, *Journal Mechanical Engineering Science*.1982, 24(2): 77~90
- [17] Grassie Stuart L, Benchmark test for models of railway track and of vehicle/track interaction at relatively high frequencies, *Vehicle System Dynamics*, 1995, Suppl24: 355~362
- [18] 孙璐, 邓学钧. 匀速运动的线源荷载激励下无限长梁动力分析. *应用数学和力学*, 1998, 19(4): 341~347
- [19] Dieterman,H. A, Metrikine,A. V .Steady-state displacements of a beam on an elastic half-space due to a uniformly moving constant load. *European Journal of Mechanics,A/Solids*,1997, 16(2): 295~306
- [20] Lieb,M.Sudret, B. Fast algorithm for soil dynamics calculations by wavelet decomposition. *Archive of Applied Mechanics*, 1998, 68(3):147~157
- [21] Knothe,K. L. Grassie,S. L Modelling of railway track and vehicle/track interaction at high frequencies. *Vehicle System Dynamics*,1993, 22 (3): 209~262
- [22] Eason,G. The stresses produced in a semi-infinite solid by a moving Surface force. *Int. J. Eng. Sci*,1965, (2): 581~609.
- [23] Fryba, L. Vibration of solids and structures under moving loads. noordhoff international publishing,Groningen, The Netherlands. 1972
- [24] Jones, D. V.,Petyt,M. Ground vibration in the vicinity of a rectangular load on a half-space. *Journal of Sound and Vibration*, 1993, 166(1): 141~159
- [25] Jones,D. V. Petyt,M. Ground vibration in the vicinity of a strip load A two-dimensional half-space model . *Journal of Sound and Vibration*, 1991, 147(1): 155~166
- [26] Jones,D. V. Petyt,M. Ground vibration in the vicinity of a strip load. An elastic layer on a rigid foundation . *Journal of Sound and Vibration*, 1992, 152(3): 501~515
- [27] Jones,D. V. Petyt,M. Ground vibration in the vicinity of a strip load: an elastic layer on an elastic half-space . *Journal of Sound and Vibration*, 1993, 161(1): 1~18
- [28] Jones,D. V. Petyt,M. Ground vibration in the vicinity of a strip load: a two-dimensional half-space model. *Journal of Sound and Vibration*, 1991,

147(1): 155~66

[29] Hong Hao, Thien Cheong Ang. Analytical Modeling of Traffic-Induced Ground Vibrations. *Journal of Engineering Mechanics*, 1998, 21(8): 135~148.

[30] Hirokazu Takemity, Shuhei Satonaka and wei-Ping xie, Train Track — Ground Dynamics Due to High Speed Moving Source and Ground Vibration Transmission. *Structural Eng/Earthquake Eng, JSCE*, 2001, 18(2): 299~309.

[31] Hung, H. H. Yang, Y. B. .Elastic waves in visco-elastic half-space generated by various vehicle loads .*Soil Dynamics and Earthquake Engineering*, 2001, 21(1): 1~17

[32] 杨英豪, 王杰贤. 列车运行时振波在土中的传递. *西安建筑科技大学学报*, 1995, 27(3): 329~334

[33] 蒋建群, 周华飞, 张士乔. 弹性半空间体在移动集中荷载作用下的稳态响应. *岩土工程学报*, 2004. 26(4): 440~444

[34] 张昀青. 列车荷载作用下周围物体的动力响应解. *铁道学报*, 2003 25(4): 85~88

[35] 谢伟平, 王国波, 于艳丽. 移动荷载作用下基于薄层单元法的土动力分析. *华中科技大学学报(城市科学版)*, 2004, 2: 8~11

[36] L. ABC ALSHAIKH, D. TLRHAN and Y. MENGI. Two-Dimensional Transient Wave Pagation in Viscoelastic Lareyed Media. *Journal of Sound and Vibration*. 2001, 244(5): 837~858

[37] Lefeuvre-Mesgouez, G. Peplow, A. T. Le Houedec, D. Surface vibration due to a sequence of high speed moving harmonic rectangular loads. *Soil Dynamics and Earthquake Engineering*, 2002, 22(6): 459~473

[38] Grundmann, H, M. Lieb, E. Trommer. The response of a layered half-space to traffic loads moving along its surface. *Archive Appl. Mech.* 1999, 69: 55~67.

[39] Kaynia, A, C. Madshus, P. Zackrisson. Ground vibration from high speed trains: prediction and countermeasure. *Journal of Geotechnical and Geoenvironmental Engineering, Proceedings of the ASCE* 2000, 126(6): 531 - 537.

[40] Sheng, X, C. Jones, M. Petyt . Ground vibration generated by a harmonic load acting on a railway track. *Journal of Sound and Vibration*, 1999, 225(1): 3~28.

- [41] Sheng, X, C. Jones, M. Petyt. Ground vibration generated by a load moving along a railway track. *Journal of Sound and Vibration*, 1999, 228(1): 129~156.
- [42] Matsuura, Akio Simulation for analyzing direct derailment limit of running vehicle on oscillating tracks. *Structural Engineering/Earthquake Engineering*, 1998, 15(1): 63~72
- [43] Matsuura, . Impulsive response of an elastic layered medium in the anti-plane wave field based on a Thin-Layered element and dDiscrete wave number method. *Structural Eng/Earthquake Eng*, 1993, 459(22): 119~128.
- [44] Krylov, V. V. Generation of ground vibration by superfast trains. *Appl. Acoustics*, 1995, (44): 149~164.
- [45] Krylov, V. and C. Ferguson Generation of low frequency ground vibrations from railway trains. *Applied Acoustics*, 1994, 42(3): 199~213
- [46] Dieterman, H. A. and A. V. Metrikine The equivalent stiffness of a half-space interacting with a beam. Critical velocities of a moving load along the beam. *European J. Mech. A/Solids*, 1996, 15(1): 67~90.
- [47] Vostroukhov, A. V, Metrikine, A. V. Periodically supported beam on a visco-elastic layer as a model for dynamic analysis of a high-speed railway track. *International Journal of Solids and Structures*, 2003, 40(21): 5723~5752
- [48] 谢伟平, 于艳丽, 李红兵. 高速移动荷载下轨道系统振动模拟的数值算法. *武汉理工大学学报*, 2001, 23(12): 57~59, 67
- [49] 谢伟平, 王国波. 移动荷载作用下轨道系统的动力特性分析. *郑州大学学报(工学版)*, 2003, 24(1): 24~27
- [50] 王常晶、陈云敏. 列车荷载在地基中引起的应力响应分析 *岩石力学与工程学报*, 2005, 24(7): 1178~1187
- [51] 刘维宁, 张昀青. 轨道结构在移动荷载作用下的周期解析解. *工程力学*, 2004, 21(5): 100~103
- [52] Dinkel, Jens Bitzenbauer, J. Dynamic interaction between a moving vehicle and an infinite structure excited by irregularities - Fourier transforms solution. *Archive of Applied Mechanics*, 2002, 72(2): 199~211
- [53] Amir, M. Kaynia, Chirstian Madshus, Peter Zackrisson. Ground Vibration from High-Speed Trains: Prediction and countermeasure. *Journal of Geotechnical and Geoenvironmental Engineering*, 2000, 126(6): 531~

537

- [54] Hanazato, Toshikazu, Ugai, Keizo, ect. Three-dimensional analysis of traffic-induced ground vibrations. *Journal of Geotechnical Engineering*, 1991, 117(8):1133~1151
- [55] 李军世, 李克钊. 高速铁路路基动力反应的有限元分析. *铁道学报*, 1995, 17(1): 66~75
- [56] 雷晓燕. 高速列车对道碴的动力响应. *铁道学报*, 1997, 19(1): 114~121
- [57] Li, Dingqing, Elkins, John A. ect, Vehicle/track dynamic models for wheel/rail forces and track response, *Heavy Vehicle Systems*, 1999, 6(1): 345~359
- [58] Li, Dingqing, Selig, Ernest T. Wheel/track dynamic interaction: track substructure perspective. *Vehicle System Dynamics*, 1995, 24Suppl:183~196
- [59] 翟婉明. 高速铁路轮轨系统的最优动力设计原则. *中国铁道科学*, 1994, 15(2): 16~21
- [60] 翟婉明. 车辆—轨道垂向系统的统一模型及其耦合动力学原理. *铁道学报*, 1992, 14(3): 10~21
- [61] 翟婉明, 王其昌. 轮轨动力分析模型研究. *铁道学报*, 1994, 16(1): 64~71
- [62] 翟婉明. 车辆—轨道耦合动力学. 北京: 中国铁道出版社, 2002,
- [64] 翟婉明, 韩卫军, 蔡成标等. 高速铁路板式轨道动力特征研究. *铁道学报*, 1999, 21(6): 65~69
- [65] 翟婉明. 机车—轨道耦合动力学理论及其应用. *中国铁道科学*, 1996, 17(2): 58~73
- [66] 翟婉明等. 车辆—轨道相互作用统一模型及软件的试验验证. *铁道学报*, 1996, 18(4): 42~46
- [67] 翟婉明等. 机车与轨道垂向相互作用的计算机仿真研究. *中国铁道学*, 1993, 14(1)
- [68] 翟婉明等. 低动力作用轮轨系统垂向动力参数研究与设计. *铁道学报*, 1993, 15(3)
- [69] 刘学毅. 轮轨空间耦合振动分析模型及其应用. *铁道学报*, 1998, 20(3): 102~108
- [70] 李成辉. 轨道、车辆系统竖向振动模态分析. *西南交通大学学报*, 1995, 30(3): 291~294

- [71] 梁波. 高速铁路路基的动力特性及土工合成材料的应用研究:[博士学位论文]. 成都: 西南交通大学, 1998
- [72] 梁波, 蔡英. 不平顺条件下高速铁路路基的动力分析. 铁道学报, 1999, 21(1)2: 84~88
- [73] 梁波, 蔡英, 朱东生. 车—路垂向耦合系统的动力分析. 铁道学报, 2000, 22(1): 65~71
- [74] 雷晓燕, 陈水生. 高速铁路轨道结构空间动力分析. 铁道学报, 2000, 22(5): 76~80
- [75] 毛利军, 雷晓燕. 车辆—轨道耦合系统随机振动分析. 华东交通大学学报, 2001, 18(2): 6~12
- [76] 苏谦, 蔡英. 高速铁路路基结构空间时变系统耦合动力分析. 西南交通大学学报, 2001, 36(5): 509~513
- [77] 苏谦. 高速铁路路基空间时变耦合系统动力分析模型及其应用研究:[博士学位论文]. 成都: 西南交通大学, 2001
- [78] Wu, S. F, Zhou, Z. Simulation of vehicle pass-by noise radiation Transactions of the ASME. Journal of Vibration and Acoustics, 1999, 121(2): 197~203
- [79] Shahu, J. T. Rao, N. S. V. Kameswara, Yudhbir, Parametric study of resilient response of tracks with a sub-ballast layer. Canadian Geotechnical Journal, 1999, 36(6): 1137~1150
- [80] Cai, Zhenqi Modelling of rail track dynamics and wheel/rail interaction PhD thesis Canada Queen's University at Kingston, 1992
- [81] Dong, R. G. Sankar, S. Dukkipati, R. V. Finite element model of railway track and its application to the wheel flat problem Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit, 1994, 208(1): 61~72
- [82] 姜平 曾庆元. 移动荷载作用下连续粘弹性基础支承无限长梁的有限元分析. 交通运输工程学报, 2003, 3(2): 1~6
- [83] Ekevid, Torbjorn Wiberg, Nils-Erik Wave propagation related to high-speed train a scaled boundary FE-approach for unbounded domains. Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, 2002, 191(36): 3947~3964
- [84] Maffei, A, Scandella, L, Stupazzini, M, Vanini, M. Numerical prediction of low-frequency ground vibrations induced by high-speed trains at Ledsgaard, Sweden Soil Dynamics and Earthquake Engineering, 2003, 23(6):

425~433

[85] Takemiya, H. Field vibration mitigation by honeycomb WIB for pile foundations of a high-speed train viaduct. *Soil Dynamics and Earthquake Engineering*, 2004, 24(1): 69~87

[86] Takemiya, H. Fei, G. and Sukeyasu, Y. 2-D Transient Soil-surface foundation interaction and wave propagation by time domain BEM. *Earthquake Engineering and Structural Dynamics*, 1994, 23: 931~945

[87] Takemiya, H. and Sukeyasu, Y. Transient response of rigid strip foundations on a half-space/stratum soil due to impulsive loads. *Computer Methods and Advances in Geomechanics*, 1994, 2: 993~998

[88] Hall, Lars. Simulations and analyses of train-induced ground vibrations in finite element models. *Soil Dynamics and Earthquake Engineering*, 2003, 23(5): 403~413

[89] Okumura Kuno, K. Statistical analysis of field data of railway noise and vibration collected in an urban area. *Applied Acoustics*, 1991, 33(4): 263~80

[90] Melke, J. Kraemer, S. Digital techniques in the measurement of underground railway vibration and the rating of track isolation systems. *Proceedings - International Conference on Noise Control Engineering*, 1981, 891~894

[91] Heckl, Maria A. Railway noise-can random sleeper spacings help?. *Acustica*, 1995, 81(6): 559~564

[92] Takemiya, H. Substructure simulation of inhomogeneous track and layered ground dynamic interaction under train passage. *Journal of Engineering Mechanics*, 2005, 131(7): 699~711

[93] Madshus, C. Bessason, B. Harvik, L. Prediction model for low frequency vibration from high speed railways on soft ground. *Journal of Sound and Vibration*, 1996, 193(1): 195~203

[94] Fujikake T. A prediction method for the propagation of ground vibration from railway trains. *Journal of Sound and Vibration*, 1986, 111(2): 357~360

[95] Gutowski, T. G. Dym, C. L. Propagation of ground vibration: a review. *Journal of Sound and Vibration*, 1976, 49(2): 179~193

[96] Jorgen J. Ground Vibration from Rail trafic. *Journal of Low Frequency*

- Noise and Vibration, 1987, 6(3): 96~103
- [97] Jakobsen Jorgen. Transmission of ground-borne vibration in building. Journal of Low Frequency Noise and Vibration, 1989, 7(3)
- [98] Dawn, T.M. Stanworth, C.G. Ground vibrations from passing trains. Journal of Sound and Vibration, 1979, 8: 355~62
- [99] Madshus, C. Kaynia, A.M. High-speed railway lines on soft ground: dynamic behaviour at critical train speed. Journal of Sound and Vibration, 2000, 231(3): 689~701
- [100] Kaynia, Amir M. Madshus, Christian, Zackrisson, Peter Ground vibration from high-speed trains: Prediction and countermeasure. Journal of Geotechnical and Geoenvironmental Engineering, 2000, 126(6): 531~537
- [101] Bahrekazemi, Mehdi, Bodare, Anders Effects of lime-cement soil stabilization against train induced ground vibrations. Geotechnical Special Publication, 2003, 120(1): 562~574
- [102] Takemiya, H. Simulation of track-ground vibrations due to a high-speed train: the case of X-2000 at Ledsgard. Journal of Sound and Vibration, 2003, 261(3): 503~26
- [103] Turunen-Rise, I. H, Brekke, A, Hårvik, L; Madshus, C. Klæboe, R. Vibration in dwellings from road and rail traffic — Part I: a new Norwegian measurement standard and classification system. Applied Acoustics, 2003, 64(1): 71~87
- [104] Norwegian Geotechnical Institute NGI Report No515136-1 (October) Vibration criteria for road and rail traffic Vibbase-A database for measured vibrations from road and rail traffic. 1995
- [105] 杨灿文, 龚亚丽. 列车通过时路基的动应力和振动. 土木工程学报, 1963, 9(2): 49~57
- [106] 潘昌实, 谢正光. 地铁区间隧道列车振动测试与分析. 土木工程学报, 1990, 23(2): 21~28.
- [107] 潘昌实, G. N. Pande. 黄土隧道列车动荷载响应有限元初步数定分析研究. 土木工程学报, 1984, 17(4): 54~55.
- [108] 曾树谷. 铁路轨道动力测试技术. 北京: 中国铁道出版社, 1988
- [109] 茅玉泉. 交通运输车辆引起的地面振动特性和衰减. 兵器工业部第六设计研究院. 1987.
- [110] 蔡英等. 大秦重载铁路路基的动力响应及分析 重载铁路线路结构与养护.

北京：中国铁道出版社. 1992.

[111] 蔡英, 黄时寿. 重载铁路的线路动力学测试及分析. 西南交通大学学报, 1993, 91(3): 92~98

[112] 周神根. 高速铁路路基基床设计. 路基工程, 1997, 72(3): 1~5

[113] 王炳龙, 余绍锋, 周顺华等. 提速状态下路基动应力测试分析. 铁道学报, 2000, 22 增: 79~81

[114] 赵洪雁. 大秦线万吨列车对轨道的动态影响分析及对策建议. 中国铁路, 2004, 9: 44~47

[115] 铁道科学研究院. 京秦客运通道提速改造工程第一次实车运行试验研究报告[R]. 北京: 铁道科学研究院, 2000.

[116] 蔡英, 曹新文. 重复加载下路基填土的临界动应力和永久变形初探. 西南交通大学学报, 1996, 31(1): 36~39

[117] 钟辉虹, 汤康民, 黄茂松. 铁路粘土路基动力特性试验研究. 西南交通大学学报, 2002, 37(5): 488~490

[118] 苏谦, 蔡英. 高速铁路级配碎石基床表层不同厚度动态大模型试验研究. 铁道标准设计, 2001, 21(8): 2~4

[119] Sheng, X. Jones, C. J. C. Thompson, D. J. A theoretical study on the influence of the track on train-induced ground vibration. Journal of Sound and Vibration, 2004, 272(3): 909~36

[120] Sheng, X. Jones, C. J. C. Thompson, D. J. A theoretical model for ground vibration from trains generated by vertical track irregularities. Journal of Sound and Vibration, 2004, 272(3): 937~65

[121] Jones, D. V. Le Houedec, D. Peplow, A. T. Petyt, M. Ground vibration in the vicinity of a moving harmonic rectangular load on a half-space European. Journal of Mechanics A/Solids, 1998, 17(1): 153~166

[122] Jones, C. J. C. Sheng, X. Petyt, M. Simulations of ground vibration from a moving harmonic load on a railway track. Journal of Sound and Vibration, 2000, 231(3): 739~751

[123] 吴世明. 土动力学. 北京: 中国建筑工业出版社, 2000

[124] De Barros, F. C. P. Luco, J. E. Response of a layered viscoelastic half-space to a moving point load. Wave Motion, 1994, 19(2): 189~210

[125] 小理查特, F. E. 著, 徐攸在等译. 土与基础的振动. 北京: 中国建筑工业出版社. 1970

[126] 严人觉等. 动力基础半空间理论概论. 北京: 中国建筑工业出版社. 1981

- [127] 廖玉麟. 数学物理方程. 武汉: 华中理工大学出版社. 1995
- [128] 威佛著, 王中德, 张辉译. 离散和连续傅里叶分析理论. 北京: 北京邮电学院出版社. 1991
- [129] 朱伯芳. 有限单元法原理与应用. 北京: 中国水利水电出版社. 1998
- [130] 全玉云. 机车车辆/轨道系统垂向耦合动力学有限元分析的研究:[博士学位论文]. 北京: 铁道部科学研究院, 2000
- [131] Jenkins, H. H. Stephenson, J. E. Clayton, G. A. Morland, G. W. Lyon, D. Effect of track and vehicle parameters on wheel/rail vertical dynamic forces. *Railway Engineering Journal*, 1974, 3(1):2~16
- [132] Jezequel, L. Response of periodic systems to a moving load. *Journal of Applied Mechanics*, 1981, 48(3):613~18
- [133] 李定清. 轮轨垂直相互动力作用及其动力响应. *铁道学报* 1987, (1):
- [134] 鲍玉林, 王其昌. 轨道垂向动力响应理论及其分析. *石家庄铁道学院学报*, 1988, (1),
- [135] 周先才. 高速铁路路基结构的动态有限元分析:[硕士学位论文]. 成都: 西南交通大学, 1999
- [136] 张格明. 中高速条件下车线桥动力分析模型与轨道不平顺影响:[博士学位论文]. 北京: 铁道部科学研究院, 2001
- [137] 陈果. 车辆-轨道耦合系统随机震动分析:[博士学位论文]. 成都: 西南交通大学, 2001
- [138] 铁道部科学研究院铁道建筑研究所. 我国干线轨道不平顺功率谱的研究 (TY-1215) [R]. 北京: 铁道部科学研究院, 1999
- [139] 长沙铁道学院随机振动研究室. 关于机车车辆/轨道系统随机激励函数的研究. *长沙铁道学院学报*, 1985, (2): 1~36
- [140] 星谷胜; 常宝琦译. 随机振动分析. 北京: 地震出版社, 1977
- [141] 李小珍. 高速铁路列车-桥梁系统耦合振动理论及应用研究:[博士学位论文]. 成都: 西南交通大学, 2000
- [142] Chu, K. Han, Garg, Vijay K, Dhar, Chaman L. Railway-bridge impact: simplified train and bridge model. *ASCE Journal Struct Div*, 1979, 9:1823~1844
- [143] Chu, K. H. Garg, V. K. Wiriyaichai, A. Dynamic interaction of railway train and bridges. *Vehicle system dynamics*, 1980, 9(4):207~236
- [144] 曾庆元等. 桁梁行车空间振动计算的桁段有限元法. *桥梁建设*, 1985, 4: 1~16

- [145] 曾庆元, 杨平形成矩阵的“对号入座”法则与桁梁空间分析的桁段有限元法. 铁道学院报, 1986, 8 (2) :45~58
- [146] 夏禾, 陈英俊. 车—梁—墩体系动力相互作用分析. 土木工程学报, 1992, 25 (2) :3~12
- [147] 夏禾, 陈英俊等. 风和列车荷载共同作用下刚梁柔拱组合桥的动力响应分析. 第9届全国桥梁结构学术大会论文, 武汉, 1992: 1063~1170
- [148] 克拉夫等著, 王光远等译. 结构动力学. 北京: 科学技术出版社, 1981
- [149] 曾树谷. 铁路散粒体道床. 北京: 中国铁道出版社, 1997
- [150] 雷晓燕. 铁路轨道结构数值分析方法. 北京: 中国铁道出版社, 1998
- [151] 胡仁伟, 王红, 赵国堂. 道碴动三轴试验研究. 中国铁道科学2001, 22 (2) : 101~106
- [152] 何兆益, 黄卫, 邓学钧. 级配碎石弹性模量的动三轴试验研究. 东南大学学报(自然科学版), 1997, 27 (3) :36~40
- [153] 谢定义. 土动力学. 西安: 西安交通大学出版社, 1988
- [154] 高峰. 地下结构动力分析若干问题研究: [博士学位论文]. 成都: 西南交通大学, 2003
- [155] P. Bettess. Infinite Element. International Journal for Numerical Methods in Engineering, 1977, 15:53~64,
- [156] O. C. Zienkiewicz, P. Bettess. Infinite element in the study of Fluid-structure interaction Problem, 2nd. Int. Symp. computing Meth. APPL. sci. and Engng, Versailles, France
- [157] Spyrakos, C. C., Beskos, D. E. Dynamic response of rigid strip-foundations by a time-domain boundary element method. International Journal for Numerical Methods in Engineering, 1986, 23 (8) :1547~65
- [158] Lysmer, J. and Kulemeyer, R. L., Finite dynamic model for infinite media, Journal of Engineering. Mechanics. Div. ASCE, 1969, 95: 759~877
- [159] 廖振鹏. 法向透射边界条件. 中国科学 (E期), 1996, 26 (2) :185~192
- [160] 刘晶波, 吕彦东. 结构-地基动力相互作用问题分析的一种直接方法. 土木工程学报, 1998, 31 (3) :55~64
- [161] 沈聚敏. 抗震工程学. 北京: 中国建筑工业出版社, 2000
- [162] 嘉木工作室. ANSYS 5.7有限元实例分析教程. 北京: 机械工业出版社, 2002
- [163] 任辉启. ANSYS 7.0工程分析实例详解. 北京: 人民邮电出版社, 2003
- [164] 龚曙光. ANSYS工程应用实例解析. 北京: 机械工业出版社, 2003

- [165] 铁道部科学研究院. 路基变形的观测与分析, 重载铁路路基技术条件研究报告(一). 铁道部科学研究院报告, 1986
- [166] 铁道部科学研究院. 路基受力和变形的实测分析. 铁道部科学院研究报告. 1990
- [167] 铁道科学研究院铁道建筑研究所. 不同基床表层结构及路基、轨道动态试验研究报告[R]. 秦沈客运专线综合试验科技攻关项目(项目编号: 2000G47-E, 北京: 2003
- [168] 练松良, 黄俊飞. 客货共运线路轨道不平顺不利波长的分析研究. 铁道学报, 2004, 26(2): 111~115
- [169] 陈果等. 250km/h 高速铁路轨道不平顺的安全管理. 西南交通大学学报, 2001, 36(5): 495~499
- [170] 曾树谷. 重载轨道结构的动力试验. 铁道学报. 1988, 10(2): 66~7
- [171] 颜秉善等. 钢轨力学与钢轨伤损. 成都: 西南交通大学出版社, 1989
- [172] 曾庆元等. 列车桥梁时变系统振动分析理论与应用. 北京: 中国铁道出版社, 1999
- [173] 俞展猷等. 车轮脱轨及其评价. 铁道学报, 1999, 21(3): 33~38
- [174] 翟婉明等. 根据车轮抬升量评判车辆脱轨的方法与准则. 铁道报, 2001, 23(2): 17~26
- [175] H. H. Jenkins et al. The effect of track and vehicle parameters on wheel/rail vertical dynamic forces. Railway engineering, 1974, 3(1): 2~16
- [176] 翟婉明. 货物列车动力学性能评定标准的研究与建议方案. 铁道车辆, 2002 40(3): 10~13
- [177] 雷晓燕. 轨道力学与工程新方法. 北京: 中国铁道出版社, 2002
- [178] H. Г. 鲍达尔. 胡人礼译. 铁路桥梁与机车车辆的相互作用. 铁道部专业设计院工程建设标准规范管理处, 1987
- [179] 俞展猷. 中国铁路旅客列车高速试验用机车的结构特点及动力学性能. 中国铁路, 1998, 11: 4~8
- [180] 铁道机车动力学性能试验鉴定方法及评定标准(TB/T-2360-93). 1993
- [181] 铁道部科学研究院铁道建筑研究所. 高速铁路轨道不平顺日常保养标准的研究. 国家“八五”计划科技攻关项目(85-402-02-02)研究分报告, 1995
- [182] 雷晓燕等. 钢轨接头对京九线提速的影响. 铁道工程学报, 2002, 74(2): 1~10
- [183] 翟婉明等. 高速铁路轨道刚度与胶垫应用. 铁道机车车辆, 1996, 66(4):

49~52

- [184] 王其昌等. 道岔过渡段设置条件的动力学性能分析. 铁道标准设计 1999, (12): 24~2
- [185] 王于等. 一种确定轨道过渡段长度的新方法. 铁道工程学报, 1999, 64(4): 25~28
- [186] 王其昌等. 高速铁路路桥过渡段轨道折角限值的分析. 铁道学报, 1998 20(3): 109~113
- [187] 雷晓燕. 轨道动力学分析模型参数研究. 铁道工程学报, 1998, 58(2): 71~76
- [188] 西南交通大学道路与铁道工程系. 高速铁路路基稳定性及变形控制值的研究. 国家“九五”计划科技攻关项目(95-411-02-01)研究报告之七. 1996
- [189] 铁道部科学研究院铁道建筑研究所. 高速铁路路基技术条件的研究. 国家“八五”计划科技攻关项目(85-402-02-02)研究分报告, 1995
- [190] 佐藤吉彦. 徐涌等译. 新轨道力学. 北京: 中国铁道出版社, 2001
- [191] 铁道部工务局. 铁路工务技术手册—轨道(修订版). 北京: 中国铁道出版社, 2000
- [192] 日本国有铁道编. 陈耀荣译. 土工结构物设计标准和解说. 北京: 中国铁道出版社, 1982
- [193] 杨学林. 陈云敏. 蔡袁强. 吴世明. 利用地脉动确定地基自振频率. 岩土工程学报, 1995, 17(4): 51~55
- [194] 石沉. 振动量测与分析. 上海: 同济大学出版社, 1990
- [195] 陈炳和. 随机信号处理. 北京: 国防工业出版社, 1996
- [196] 应怀樵. 波形和频谱分析与随机数据处理. 北京: 中国铁道出版社, 1983
- [197] 路基应力的观测与分析, 重载铁道路基技术条件研究报告《二》, 铁科院研究报告, 1986
- [198] 环行线200km/h以上高速列车综合试验研究报告, 铁道部科学研究院, 1997
- [199] 杨春环, 周神根执笔. 路基动态参数测试报告, 广深准高速铁路运营线试验报告之六. 铁道部科学研究院铁道建筑研究所, 1995.
- [200] 郑武线最高时速240km/h高速列车综合运行试验研究报告. 铁道部科学研究院, 郑州铁路局, 1998

致 谢

本文是在尊敬的导师刘宝琛院士的悉心指导下完成的。在我的整个学习期间，导师正直的为人、严谨的治学态度、渊博的学识以及平易近人的性格对我影响至深，不仅教会我如何学习，更塑造了我优良的人格品质，我将因此受益终生。在论文期间，导师总是给我以深刻的启迪和极大的鼓励，这样才使我不断克服困难和压力，顺利的完成了本文的研究工作；同时，导师对我的谆谆教诲与严格要求让我在感激之余，也深感有负厚望。值此论文完成之际，谨向刘老师致以深深的敬意和诚挚的感谢，祝刘老师身体健康！

感谢副导师李亮教授。在我硕博连读五年期间，李老师不仅在理论方面给予很好的指导，更注重实践能力的培养。李老师以其敏捷的思维为论文选定了研究方向，并在论文研究的各个阶段都给予了极大的关注，同时在生活上给予许多帮助。在此表示诚挚的谢意！

感谢王永和教授、方理刚教授、张家生教授、冷伍明教授、傅鹤龄教授、徐林荣教授以及教研室其他老师的关心和指导。

感谢师兄阮波博士的帮助。还要感谢生活在一起的学友们，是大家的鼓励与相互鞭策，才使求学生活变得愉快而丰富多彩。

我还要感谢父母对我的养育与支持，感谢岳父母在攻读学位期间给予我的大力帮助和支持！

最后送一份特别的感谢给爱妻聂朝阳女士，感谢她这些年来的含辛茹苦与精神上的鼓励，没有她的支持我的学业不可能得以如此顺利完成。

聂志红

二零零五年八月十日

攻读学位期间的主要研究成果

一、 发表的学术论文

- [1] 聂志红, 方理刚, 李亮, 阮波. 滑坡整治工程中预应力锚索锚固段应力测试与分析. 岩土工程界, 2002, 第 5 期 33-37
- [2] 聂志红, 阮波, 李亮. 铁路道床路基动力响应的参数影响. 交通运输工程学报, 2004, 4 (1): 34-37 (EI 收录)
- [3] 聂志红, 李亮, 刘宝琛, 阮波. 秦沈客运专线路基振动测试分析. 岩石力学与工程学, 2005, 24 (6): 1067—1071 (EI 收录)
- [4] 聂志红, 阮波, 李亮. 秦沈客运专线路堑断基床结构动态测试分析. 振动与冲击, 2005, 24 (2): 30-33 (EI 收录)
- [5] 金亮星, 张家生, 聂志红. 高速铁路振动荷载时程的动力反分析. 交通运输工程学报, 2005, 5(1): 36~38
- [6] 阮波, 李亮, 刘宝琛, 聂志红. 许家洞滑坡治理工程监测分析. 岩石力学与工程学报 2005 vol24 (8): 1445—1448 (EI 收录)

二、 参加的科研项目

- [1] 2001. 3-2001. 7 京珠高速公路耒宜段某边坡的深部位移监测与预应力锚索应力监测. 湖南省交通科技项目.
- [2] 2002. 3 京珠高速公路宜章收费站处路基加固工程设计。
- [3] 2002. 5-2002. 8 湘黔复线溆浦车站站台雨棚顶升、桩基托换、地基加固工程。
- [4] 2002. 9-2003. 4 不同基床表层结构及路基、轨道动态试验研究. 铁道部“十五”攻关项目
- [5] 2004. 12 株洲珠江花园小区六层建筑加固工程